

**Министерство высшего образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Иркутский национальный исследовательский технический университет»**

На правах рукописи

Яньков Олег Сергеевич

**ПОВЫШЕНИЕ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ
КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ
ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ**

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:
Заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук,
профессор **Федотов А.И.**

Иркутск – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
Глава 1 Состояние проблемы	25
1.1 Современные тенденции развития КТС их агрегатов и автоматизированных систем	25
1.2 Экспериментальные исследования КТС их агрегатов и систем	32
1.2.1 Экспериментальные исследования КТС, их агрегатов и систем в дорожных условиях.....	35
1.2.2 Экспериментальные исследования КТС, их агрегатов и систем стендовыми методами.....	46
1.3. Исследования КТС, оснащенных антиблокировочными системами.....	58
1.4 Исследования КТС с системами распределения мощности	66
1.5 Исследования КТС с динамическими системами курсовой стабилизации	72
1.6 Исследования КТС с электрическими и гибридными силовыми установками	77
1.7. Выводы по главе.....	85
Глава 2 Теоретические основы повышения активной безопасности и эффективности колёсных транспортных средств на основе исследований на стендах с беговыми барабанами	90
2.1 Структурная схема исследуемого процесса	90
2.2 Комплекс математических моделей подсистемы «КТС»	93
2.2.1 Математическое описание двигателя внутреннего сгорания.....	93
2.2.2 Математическое описание электрической силовой установки.....	98
2.2.3 Математическое описание гибридной силовой установки.....	107
2.2.4 Математическое описание трансмиссии КТС.....	114
2.2.5 Математическое описание алгоритмов функционирования автоматизированных систем	123
2.2.6 Математическое описание гидравлических контуров и устройств автоматизированных систем	133
2.3 Математическое описание трансмиссии стенда	140

2.4 Математическое описание процесса функционирования КТС на стенде....	142
2.5 Математическое описание взаимодействия шины с беговыми барабанами стенда.....	148
2.6 Математическая модель шины	151
2.7 Анализ режимов движения КТС в дорожных условиях	156
2.7.1 Процесс разгона КТС без нагрузки.....	157
2.7.2 Процесс движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки	162
2.7.3 Процесс движения КТС с нагрузкой.....	163
2.7.4 Процесс разгона КТС на покрытии «МИКСТ».....	164
2.7.5 Процесс выбега и торможения КТС.....	166
2.7.6 Процесс торможения КТС на покрытии «МИКСТ».....	167
2.7.7 Процесс бокового заноса КТС	168
2.8 Формирование процессов, эквивалентных реальным дорожным условиям, при функционировании КТС на стенде и обоснование тестовых режимов	170
2.8.1 Тестовый режим разгона КТС без нагрузки.....	172
2.8.2 Тестовый режим движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки	180
2.8.3 Тестовый режим движения КТС с нагрузкой	182
2.8.4 Тестовый режим разгона КТС на покрытии «МИКСТ»	183
2.8.5 Тестовый режим выбега и торможения КТС	187
2.8.6 Тестовый режим торможения КТС на покрытии «МИКСТ»	188
2.8.7 Тестовый режим бокового заноса КТС.....	190
2.9 Комплекс моделей в ПК «Универсальный механизм»	191
2.10 Выводы по главе.....	195
Глава 3 Методики экспериментальных исследований и проверки адекватности при моделировании рабочих процессов колёсных транспортных средств на стендах с беговыми барабанами	197
3.1 Методики экспериментальных исследований характеристик шин	197
3.1.1 Методики исследования характеристик шин на шинном тестере с беговым барабаном ИРННТУ	198
3.1.2 Оборудование для стендовых испытаний эластичных шин на	

динамических режимах.....	209
3.2. Методики исследования характеристик шин на стенде с двумя кинематически связанными беговыми барабанами.....	228
3.2.1. Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя кинематически связанными цепной передачей беговыми барабанами стенда	229
3.2.2 Методика определения радиуса качения колеса с эластичной шиной в свободном режиме на двух беговых барабанах	236
3.2.3. Методика определения силовых и скоростных потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стенда	240
3.2.4. Обоснование требований к оборудованию и системам измерения параметров исследуемых процессов	242
3.2.5. Оборудование для задания тестовых режимов	244
3.3. Методики экспериментальных исследований рабочих процессов КТС на стендах с беговыми барабанами	257
3.3.1. Методика экспериментальных исследований процессов функционирования КТС с электрическим и гибридным силовым приводом на стендах с беговыми барабанами	258
3.3.2. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей антиблокировочной системой	267
3.3.3. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей противобуксовочной системой.....	269
3.3.4. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей динамической системой курсовой стабилизации	272
3.3.5. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей системой управления подключаемым полным приводом	274
3.3.6. Обоснование требований к экспериментальному оборудованию и системам измерения параметров исследуемых процессов	276
3.3.7. Оборудование для задания тестовых режимов	279
3.4. Методика планирования экспериментального исследования	303

3.5. Методика аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований	305
3.6. Методика оценки адекватности комплекса математических моделей исследуемого процесса	307
3.7 Выводы по главе	309
ГЛАВА 4 Результаты исследования и их реализация	311
4.1 Результаты исследования процесса взаимодействия шины с опорной поверхностью	311
4.1.1 Результаты определения параметров модели шины А.Б. Дика на шинном тестере ИРНТУ	312
4.1.2 Результаты исследования параметров процесса взаимодействия эластичной шины с беговыми барабанами стенда	322
4.2 Анализ влияния тестовых режимов на результаты исследований рабочих процессов КТС, их агрегатов и систем на стендах с беговыми барабанами	335
4.2.1 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса разгона КТС на стенде с беговыми барабанами	335
4.2.2 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса движения КТС с постоянной скоростью на стенде с беговыми барабанами	346
4.2.3 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса торможения КТС на стенде с беговыми барабанами	360
4.2.4 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса разгона или торможения КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» на стенде с беговыми барабанами	365
4.2.4 Анализ параметров для обеспечения тестового режима бокового заноса КТС на стенде с беговыми барабанами	371
4.3 Анализ влияния конструктивных и тестовых параметров на достоверность измерения силовых параметров рабочих процессов КТС	374
4.3.1 Результаты исследования влияния конструктивных и тестовых параметров на силовые параметры процесса разгона ведущих колёс КТС	374

4.3.2 Результаты исследования влияния конструктивных и тестовых параметров на силовые параметры процесса торможения колёс КТС.....	379
4.3.3 Динамический анализ трансмиссии стенда.....	382
4.4 Методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения	387
4.5 Исследовательский стендовый комплекс с беговыми барабанами ИРНТУ	394
4.6 Результаты аналитических и экспериментальных исследований.....	397
4.6.1 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с электрическим и гибридным приводом	397
4.6.2 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с антиблокировочной системой.....	411
4.6.3 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с противобуксовочной системой	415
4.6.4 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с динамической системой курсовой стабилизации	420
4.6.5 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с системой управления подключаемым полным приводом	424
4.7 Методология исследований КТС и их компонентов на стендах с беговыми барабанами	434
4.8 Техничко-экономическая оценка и производственная проверка результатов исследования.....	442
4.9 Выводы по главе.....	451
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	455
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....	462
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	463
Приложение А – Метрологические характеристики оборудования.....	509
Приложение Б – Акты внедрения.....	518

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность научного исследования. Непрерывное улучшение эксплуатационных свойств современных колёсных транспортных средств (КТС) приводит к значительному усложнению их конструкции. Очевидно, что на протяжении всех этапов жизненного цикла КТС от момента их проектирования, изготовления до утилизации необходимо обеспечивать функциональные характеристики КТС, их агрегатов, механизмов и систем на уровнях, регламентируемых нормативными документами. В первую очередь это касается агрегатов и систем, обеспечивающих безопасность КТС. Для исследования функциональных характеристик современных КТС требуется наукоёмкое оборудование, реализующее высокоинформативные и оперативные методы. Такое оборудование должно быть доступно по цене и пригодно к использованию на предприятиях, осуществляющих производство, испытания и экспертизу КТС, а также на станциях технического обслуживания (СТО), сервисных центрах и пр.

Организациям-производителям испытательное оборудование необходимо для полноценного и качественного исследования рабочих процессов КТС, их автоматизированных агрегатов и систем в процессе разработки и доводки. Оно необходимо и для эффективного контроля качества КТС, сходящих с конвейеров заводоизготовителей, для контроля качества сборки их агрегатов, автоматизированных механизмов и систем. Многочисленным организациям, выполняющим оценку соответствия единичных транспортных средств, ввозимых в нашу страну мелкими партиями, испытательное оборудование необходимо для полноценного и качественного исследования этих КТС.

В сфере производства и эксплуатации технологического оборудования для стендовых испытаний КТС накопился ряд проблем методологического характера. Проблемная ситуация связана с тем, что современное, доступное для большинства предприятий стендовое оборудование малофункционально. Оно позволяет исследовать либо тормозные, либо тяговые и экологические свойства КТС, либо

характеристики систем поддрессирования. Размещение такого оборудования в одном предприятии требует больших площадей. Существующее импортное испытательное стендовое оборудование многофункционально, но оно имеет очень высокую стоимость и недоступно из-за действия западных санкций.

Подавляющее число технических экспертиз КТС в регионах выполняют аккредитованные организации разных форм собственности, как правило, не имеющие собственного наукоёмкого исследовательского оборудования. В лучшем случае, они выполняют большую часть сложных испытаний в организациях, имеющих такое оборудование. В противном случае, приобретают узкоспециализированное стендовое испытательное оборудование, что экономически не эффективно в условиях ограниченности площадей предприятий и высокой стоимости. Поэтому для испытаний КТС эксперты вынуждены использовать дорожные методы, которые в условиях современных мегаполисов трудно реализуемы. Отсутствие стендовой базы и эффективных методов стендовых испытаний, обеспечивающих измерение контролируемых параметров создаёт проблемную ситуацию, связанную с низкой объективностью и качеством технических экспертиз современных КТС их агрегатов и систем. Это приводит к вынесению несправедливых судебных решений, высоким финансовым и материальным затратам.

При сервисном сопровождении КТС большая часть времени затрачивается на поиск неисправностей и их причин, меньшая – на их устранение. Для оперативного поиска неисправностей отсутствует эффективное, компактное, универсальное оборудование, способное задавать КТС требуемые тестовые режимы функционирования и измерять контролируемые параметры.

Общей методологической проблемой современного технологического оборудования для исследования рабочих процессов функционирования систем безопасности КТС, является несовершенство реализуемых им методов. Существующие стенды с беговыми барабанами для стендовых испытаний антиблокировочных систем очень дороги и энергетически затратны (*с затрачиваемой мощностью 160*

кВт). Стенды для исследования рабочих процессов противобуксовочных систем, динамических систем курсовой стабилизации (ДСКС) и систем управления трансмиссией с подключаемым полным приводом (ТПП) очень дороги и применяются исключительно у крупнейших автопроизводителей за рубежом, что приводит к усложнению получения необходимой информации о процессах функционирования вышеназванных систем, негативно влияет на безопасность КТС, которую необходимо закладывать на этапах проектирования, доводки и производства. В противном случае, автопроизводителям и организациям, выполняющим экспертизу КТС, приходится прибегать к полигонным испытаниям этих систем, что влечёт повышение временных и финансовых затрат. Очевидно, что полностью отказаться от испытательных полигонов невозможно, но сократить время и затраты, произведя часть исследований стендовыми методами на базе самой организации, вполне осуществимо. Исследование процессов функционирования КТС с электрическими (ЭСУ) и гибридными силовыми установками (ГСУ) выполняют на силовых тяговых стендах. Это возможно только для КТС с приводом ведущих колес от одной силовой установки. При этом у КТС, имеющих мотор-колеса, необходимо измерять силы на каждом колесе индивидуально, что существующие тяговые стенды обеспечивать не способны. Это является общей проблемой стендовых методов и реализующего их оборудования.

Общеизвестна проблема значительного отличия результатов исследований рабочих процессов КТС и их автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами от результатов исследований, проводимых в дорожных условиях. Эта проблема связана с кривизной пятен контакта шин, а также с неизбежными помехами, возникающими от динамических процессов в кинематике стендов. Ко всему прочему, ситуацию усугубляет задание некорректных тестовых режимов. Таким образом, отсутствие стендовой базы и эффективных методов, обеспечивающих тестовые режимы функционирования КТС и количественную оценку контролируемых процессов, приводит к низкой объективности и информативности

исследований их функциональных свойств на этапах производства, а также при экспертизе и испытаниях современных КТС, но уже проводимых в условиях их эксплуатации. Вышеизложенное составляет общую проблему, сдерживающую прогресс в отрасли, снижающую показатели безопасности и эксплуатационных свойств КТС и существенно влияющую на показатели деятельности организаций (*производительность, качество и себестоимость изготовления новейших образцов автомобильной техники, а также эффективности эксплуатации КТС*).

Решению указанных проблем препятствует недостаток знаний:

- 1) о процессах функционирования современных КТС, их агрегатов, механизмов и мехатронных систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при исследовании параметров их эксплуатационных свойств;
- 2) о процессах взаимодействия шин автомобильных колес с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стендов, имеющих неголономные связи, динамических процессах в трансмиссиях стенда и КТС, и их влиянии на результаты исследований;
- 3) о влиянии конструктивных особенностей стендов, реализующих принцип обратимости движения, на результаты измерений параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС, а также рабочие процессы их агрегатов и систем;
- 4) о формировании параметров, характеризующих рабочие процессы агрегатов и систем КТС, а также их нормативных значений, на стендах, реализующих принцип обратимости движения, и их связи с показателями эффективности эксплуатации и безопасности КТС.

Таким образом, научное исследование, направленное на повышение эффективности и активной безопасности КТС, включающее изыскание, научное обоснование, разработку и обоснованное применение высокоэффективных стендовых методов определения эксплуатационных свойств КТС, их автоматизированных систем, агрегатов и механизмов, является актуальным. Его результаты позволят

значительно снизить временные, производственные и финансовые затраты на производство, экспертизу и эксплуатацию КТС, а также значительно повысит их эксплуатационные свойства и активную безопасность.

Степень разработанности темы диссертационного исследования

Большой вклад в развитие методов исследований, контроля функциональных свойств и испытаний КТС как резерва повышения их безопасности и эффективности эксплуатации внесли такие ученые как Ф.Н. Авдонькин, В.В. Альт, И.Н. Аринин, С.В. Бахмутов, И.М. Блянкинштейн, И.В. Балабин, В.Д. Балакин, А.П. Болдин, В.И. Васильев, Г.В. Веденяпин, В.А. Горелов, Н.Я. Говорущенко, А.С. Гребенников, А.И. Гришкевич, А.С. Денисов, В.Г. Дыгало, Ю.А. Ечеистов, Н.С. Ждановский, Д.А. Загарин, А.М. Иванов, В.А. Иларионов, С.А. Иофинов, В.И. Карагодин, А.В. Келлер, Г.М. Косолапов, Г.О. Котиев, Г.В. Крамаренко, С.Н. Кривцов, Б.В. Левинсон, М.И. Левин, В.М. Лившиц, А.А. Малюков, Л.В. Мирошников, Л.В. Мирошников, В.М. Михлин, А.В. Мозгалевский, А.В. Николаенко, С.П. Озорнин, Б.В. Павлов, М.А. Петров, А.А. Ревин, А.Г. Сергеев, И.П. Терских, Б.С. Фалькевич, А.И. Федотов, А.М. Харазов и мн. др.

Большое внимание уделено вопросам проектирования и расчета стендов и экспертных систем для контроля и испытаний КТС в трудах ученых: НАМИ, НИИАТа, НИЦИАМТ НАМИ, МГТУ им. Баумана, МАДГТУ (МАДИ), СибФТИ, МАМИ, Саратовского ГТУ, ИРНТУ, Волгоградского ГТУ, а также таких фирм как: ГАРО, МЕТА, ЗИПО, Bosch, Hoffman, Siemens, МАНА, Snap-on, Muller, и мн. других. Нашли отражение в работах: В.В. Альта, И.Н. Аринина, В.А. Горелова, В.Г. Дыгало, А.А. Малюкова, Л.В. Мирошникова, Е.М. Портнягина, А.С. Потапова, А.Г. Сергеева, В.И. Сороко-Новицкого, А.И. Федотова, И.Н. Чернышева, А.М. Харазова и мн. др.

Вопросам исследований, испытаний и диагностики КТС, их агрегатов, узлов и автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами посвящены труды: Ф.Н. Авдонькина, В.В. Альта, И.Н. Аринина, В.А. Горелова, А.А., А.С.

Гребенникова, И.М. Григорьева, А.С. Денисова, А.А. Малюкова, Е.М. Портнягина, А.С. Потапова, А.В. Серова, А.И. Федотова, А.А. Филимонова, И.Н. Чернышева, А.М. Харазова, Н.Н. Яценко, Н. Wohllebe, M. Gipser, R. Hofer, P. Lugner, R.N. Jaza, R. Rajamani, K. Shimizu и мн. др.

Разработано несколько поколений стендового оборудования, реализующего узкоспециализированные методы, позволяющие осуществлять эффективное исследование тормозных, тяговых и топливно-экономических свойств КТС. Отсутствие универсальных стендовых методов и доступного по стоимости для предприятий оборудования не позволяет выполнять комплексное исследование функциональных свойств современных КТС, в том числе с ЭСУ и ГСУ, их автоматизированных агрегатов и систем. Это значительно снижает активную безопасность и эффективность эксплуатации современных КТС, а также показатели эффективности работы предприятий-изготовителей, сервисных и экспертных организаций.

Цель работы – повышение безопасности и эффективности современных КТС на основе разработки новых и совершенствования существующих теоретико-методологических положений, виртуально-физических моделей, технических и технологических решений, обеспечивающих применение высокоэффективных методов исследований КТС, их автоматизированных систем, агрегатов и механизмов на стендах, использующих принцип обратимости движения.

Рабочей гипотезой, исходной при решении сформулированной проблемы, являлось предположение о том, что показатели безопасности и эффективности современных КТС можно значительно повысить на основе исследований, выполняемых на доступных для предприятий стендах, использующих принцип обратимости движения, и высокоинформативные, оперативные методы, реализующие тестовые режимы функционирования КТС, их агрегатов и систем, максимально приближенные к дорожным условиям, а также учитывающие закономерности в системе «Колёсное транспортное средство – Стенд» («КТС-Стенд»).

Объект исследования – процессы функционирования КТС, их агрегатов и

систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при проведении исследований эксплуатационных свойств и активной безопасности.

Предметом исследования являются закономерности, характеризующие процессы функционирования КТС, их агрегатов и систем на стендах, реализующих принцип обратимости движения, при проведении исследований эксплуатационных свойств и активной безопасности.

Задачи исследования:

1. Выполнить анализ работ в области теории и практики стендовых исследований КТС (*с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками*), их агрегатов и систем, а также конструктивных решений и функциональных возможностей стендового оборудования, с учётом технико-экономической целесообразности его использования в организациях и предприятиях, выполняющих производство, эксплуатацию и экспертизу КТС.

2. Разработать комплекс математических моделей системы «КТС-С» позволяющих выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС на стендах, учитывающих конструктивные и функциональные особенности, входящих в неё элементов: динамические свойства масс КТС, характеристики систем поддресоривания, фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и функциональные свойства традиционных, электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами. Выполнить проверку адекватности комплекса разработанных моделей.

3. С использованием комплекса математических моделей системы «КТС-С» разработать научные основы аналитических исследований КТС и их компонентов, позволяющие выполнять обоснование, оптимизацию тестовых режимов и процессов испытаний, выявлять функциональные связи измеряемых на стенде параметров

КТС с параметрами, обеспечивающими и задающими тестовые режимы, а также с конструктивными параметрами стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4. Выявить функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС и их компонентов с параметрами тестовых режимов, конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

5. Научно обосновать и апробировать эффективные методики исследования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС) на стендах, реализующих принцип обратимости движения.

6. Разработать методологию проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, для исследования рабочих процессов КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС).

7. Научно обосновать конструкцию, разработать и изготовить опытный образец стендового комплекса, реализующего принцип обратимости движения, позволяющего выполнять исследования КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), доступного для приобретения и применения в организациях и предприятиях, выполняющих производство, эксплуатацию и экспертизу КТС.

8. Выполнить производственную проверку и дать оценку результатам проведенного исследования.

Научная новизна:

1) комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд», позволяющий выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов

функционирования КТС на стендах, *отличающийся тем*, что он учитывает: фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и эксплуатационные свойства электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами;

2) разработанное математическое описание бокового заноса КТС на стенде, *отличающееся тем*, что оно основано на дифференциальных уравнениях, которые учитывают: моменты инерции составляющих подсистем «КТС» и «Стенд»; силы, действующие от шин колёс на барабаны стенда при работе ДСКС; перераспределение нагрузки КТС по его бортам и осям;

3) разработанные математические описания силовых балансов режимов разгона, выбега, нагрузки при установившемся движении и рекуперации КТС, *отличающиеся тем*, что они учитывают затраты энергии, а также силы и моменты, действующие на КТС в этих режимах как в дорожных условиях, так и на стендах, реализующих принцип обратимости движения и при этом обеспечивают идентичность энергетических затрат;

4) научные основы аналитических исследований КТС и их компонентов на стендах позволяют выполнять расчёты параметров процессов в системе «КТС-Стенд», *отличающиеся тем*, что при этом они учитывают: распределение касательных и нормальных реакций по длине пятен контакта шин с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стендов; силовые и скоростные потери в шинах, в зависимости от давления воздуха, от нагрузки на колёса и от их продольного смещения; циркуляцию паразитной мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабаны стенда – Цепная передача»; динамические процессы в трансмиссии стенда;

5) впервые выявленные функциональные зависимости измеряемых на стенде силовых, скоростных и мощностных параметров рабочих процессов КТС и их компонентов, от параметров тестовых воздействий, конструктивных параметров

КТС и стендов, а также от фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов;

б) методики экспериментальных исследований рабочих процессов КТС и их компонентов на стендах, реализующих принцип обратимости движения, *отличающиеся тем*, что они реализуют научно обоснованные тестовые режимы, выявленные зависимости силовых, скоростных и мощностных параметров исследуемых процессов от параметров тестовых воздействий, учитывают конструктивные особенности стендов;

в) методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, для исследований КТС и их компонентов, включающая методики: обоснования и оптимизации тестовых режимов; оптимизации конструкции стендов, *отличающаяся тем*, что она основана на выявленных функциональных зависимостях измеряемых на стенде параметров исследуемых процессов, от параметров тестовых режимов, конструктивных и функциональных параметров КТС и стендов, а также учитывает фрикционные и динамические характеристики эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

Практическая значимость.

Разработанная методология проектирования стендов позволяет производителям технологического оборудования и экспертных систем разрабатывать, оптимизировать и создавать конструкции multifункциональных стендовых комплексов и экспертных систем, позволяющих проводить исследования рабочих процессов КТС и их автоматизированных систем, оптимизировать тестовые воздействия на КТС, их агрегаты и системы, что позволяет значительно повышать конкурентоспособность продукции для испытаний колёсных транспортных средств, качество их испытаний и экспертизы (что подтверждено актами внедрения результатов исследования в АО «ГАРО-Трейд», г. Великий Новгород, ООО «Фритрейн», г. Екатеринбург). В ходе выполнения НИКОР по заказу ООО «Фритрейн» были разработаны и изготовлены опытные образцы тормозных силовых стендов, на

конструкцию которых получены патенты: № 213401 U1, № 198516 U1 и № 167143 U1, а также налажено мелкосерийное производство стандов «ТОПСТО-3000М», «ТОПСТО-3000Б», «ТОПСТО-13000М», «ТОПСТО-13000Б», «ТОПСТО-16000Б» и «ТОПСТО-18000Б».

Разработанная методология комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС позволяет организациям-производителям КТС и их компонентов, испытательным лабораториям и центрам, а также экспертным организациям осуществлять комплексные испытания КТС в процессе их доводки, входного и выходного контроля за счёт рационального сочетания методик, что значительно повышает их активную безопасность, эксплуатационные показатели, а также снижает затраты на освоение и производство новейших образцов КТС (что подтверждено актами внедрения в АО «КАМА», Республика Татарстан, г. Набережные Челны, ООО «Объединенный инженерный центр», г. Нижний Новгород, ООО «Инновационный центр КАМАЗ», г. Москва, «Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси», Республика Беларусь, г. Минск). Установлено, что разработанные методики стандовых испытаний обеспечивают снижение временных затрат на проведение одного испытания КТС категории М1 на 12,7%, среднюю трудоемкость – на 8,12%

Для организаций и учреждений, выполняющих разработку и моделирование рабочих процессов КТС, полученные результаты аналитического и экспериментального исследования дают возможность выполнять виртуально-физические испытания разрабатываемых КТС и их компонентов, повышать точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС и их компонентов (что подтверждено актами внедрения в ООО «Вычислительная механика», Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево, ФГБУН «Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева» СО РАН, г. Иркутск, ООО НТЦ «Интайр», г. Москва).

Связь работы с выполнением НИОКР и грантов.

1. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-1**, заявка

С1-19635 «Исследование рациональных конструктивных, кинематических и технических параметров устройства для диагностирования тормозных систем АТС. Разработка опытного образца устройства, оптимизация его технических характеристик», договор 1645ГС1/24360 от **01.11.2016** г. Регистрационный № АААА-А16-116111750007-0 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

2. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-2**, заявка С2-52130 «Разработка стенда тормозного силового роликового для технического диагностирования тормозных систем КТС на соответствие обязательным требованиям безопасности в целях допуска к участию в дорожном движении», договор 2828ГС2/24360 от **21.12.2018** г. Регистрационный № АААА-А19-119011090060-0 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

3. Выполнены НИОКР в рамках выигранного конкурса **Старт-3**, заявка С3-74507 «Доработка стенда и испытание опытного образца силового тормозного роликового с моноприводом и одним мотор-редуктором для диагностирования тормозной системы КТС, с максимальной массой, приходящейся на ось, до 3000 кг. и до 13000 кг», договор 3539ГС3/24360 от **14.04.2020** г. Регистрационный № АААА-А20-120051290027-3 (с ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург).

4. Выполнены НИР в рамках выигранного гранта Ученого Совета ИР-НИТУ за 2019 год на поддержание и развитие научной школы *«Безопасность и эффективность эксплуатации КТС»*.

5. Выполнены НИОКР по договору с НТЦ «Интайр» (г. Москва) №0075/23-34/1-23 «Подготовка и проведение экспериментальных научных исследований процессов формирования силовых и кинематических параметров автомобильных шин, работающих в динамических режимах на стенде с беговым барабаном».

Методология и методы исследований. Общей методологической основой исследований является использование системного подхода, обеспечивающего глубокий научный анализ процессов формирования структуры испытательного

комплекса на базе стенда, реализующего принцип обратимости движения, с использованием теории эксплуатационных свойств КТС, дифференциального исчисления и численных методов при описании динамических процессов работы автоматизированных агрегатов и систем, с учётом взаимосвязей системных параметров. При аналитических исследованиях были использованы фундаментальные положения динамики твёрдого тела, электротехники, гидродинамики, методы имитационного и математического моделирования. В ходе экспериментальных исследований процессов функционирования системы «КТС-Стенд» применялись стендовые методы испытаний, а для процессов качения колеса с эластичной шиной – шинный тестер и стенды для исследования процессов в пятне контакта. Обработку результатов исследований выполняли методами теории вероятностей, математической статистики, дисперсионного, регрессионного и системного анализа. Разработка комплекса математических моделей системы «КТС-Стенд» проводилась с помощью программного комплекса «Универсальный механизм V9.1.3.6». Математическая обработка данных экспериментальных исследований осуществлялась с помощью программы Microsoft Excel, а также с помощью языка программирования R. Экспериментальное исследование проводилось в Научно-исследовательской лаборатории компьютерной диагностики КТС кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

Положения, выносимые на защиту:

1) разработанный комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд» позволяет выполнять: имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС и их компонентов на стендах с беговыми барабанами; анализ динамики системы «КТС-Стенд»; оптимизировать тестовые режимы; анализировать параметры рабочих процессов; синтезировать конструкции стендов; оценивать правильность принятых технических решений на каждом этапе проектирования;

2) разработанное на основе дифференциальных уравнений

математическое описание позволяет выполнять виртуально-физическое моделирование процесса функционирования ДСКС в режиме бокового заноса КТС на стендах, используя силы, измеренные на колёсах и кинематические параметры бокового заноса;

3) разработанные математические описания силовых балансов тестовых режимов разгона, выбега, установившегося движения, торможения, буксования и рекуперации позволяют воспроизводить эти тестовые режимы на стендах, реализующих принцип обратимости движения, аналогично этим силовым балансам в дорожных условиях;

4) разработанные научные основы аналитических исследований КТС на стендах, реализующих принцип обратимости движения, включают комплекс математических моделей системы «КТС-С», выявленные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС с параметрами тестовых режимов, конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин позволяет сформировать новый подход к стендовым исследованиям КТС и их компонентов в виде методологии комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС;

5) выявленные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС и их компонентов с параметрами тестовых режимов, с конструктивными параметрами стендов, а также с параметрами фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов, позволяют решать задачи проектирования, оптимизации конструкции многофункциональных стендовых комплексов, а также разрабатывать и оптимизировать методики проведения комплексных исследований КТС;

6) результаты использования методик на основе научно обоснованных тестовых режимов и выявленных зависимостей позволяют выполнять комплексное, оперативное и высокоинформативное исследование процессов функционирования

КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также с автоматизированными системами АБС, ПБС, ДСКС и ТПП на стендах с беговыми барабанами;

7) разработанная методология проектирования стендов, реализующая методики обоснования и оптимизации тестовых режимов, а также конструкции стендов, позволяет проектировать, оптимизировать и создавать конструкции многофункциональных исследовательских стендовых комплексов, реализующих принцип обратимости движения, для исследования рабочих процессов КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), имеющих малую себестоимость, низкое энергопотребление, при этом доступных для приобретения предприятиями и организациями, осуществляющими производство, испытания и экспертизу КТС;

8) разработанный исследовательский стендовый комплекс, реализующий научно обоснованные тестовые режимы, выявленные зависимости параметров рабочих процессов КТС и конструктивных параметров стендов, позволяет оперативно и информативно выполнять испытания КТС и их компонентов, что значительно повышает их эксплуатационные свойства и активную безопасность, имеет невысокую себестоимость, а также позволяет значительно снижать временные и производственные затраты на протяжении всего жизненного цикла.

Достоверность полученных результатов и выводов обеспечивается:

- значительным объемом комплексных исследований, выполненных с использованием оборудования, с поверенными средствами измерения, в Научно-исследовательской лаборатории компьютерной диагностики КТС кафедры Автомобильного транспорта ФГБОУ ВО ИРНИТУ;

- высокими метрологическими показателями аттестованных средств измерений;

- корректным использованием современного математического аппарата, а также сопоставимостью теоретических и экспериментальных результатов

исследования;

- отсутствием противоречий с результатами ранее проведенных исследований другими учеными в области испытаний КТС, диагностики, динамики твердого тела, теории автомобиля, электротехники, системного анализа и других направлений наук, а также с публикациями в рецензируемых изданиях.

Апробация работы. В период с 2015 по 2024 гг. результаты исследований были рассмотрены и одобрены на: 90-й, 99-й, 106-й, 110-й, 112-й, 116-й, 119-й МНТК ААИ; Международных автомобильных научных форумах 2019-2022 г.г.; 78-81-й научно-методических и научно-исследовательских конференциях МАДИ; Международной молодежной научно-практической конференции, Воронеж, 17–18 октября 2024 года; Международной научно-технической конференции, посвященной 25-летию Института транспорта, Тюмень, 11–12 апреля 2024 года; Proceedings of the International Conference «Aviamechanical engineering and transport» (AVENT 2018), Иркутск, 21–26 мая 2018 года; II Всероссийской научно-практической конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация», ЗабГУ, Чита, 30–31 октября 2018 года; International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ИРНТУ, Иркутск, 27 мая–01 июня 2019 года; E3S Web of Conferences «Key Trends in Transportation Innovation», Хабаровск, 24–26 октября 2019 года; VII Международной научной конференции «Проблемы механики современных машин», ВСГУТУ, 04–09 июля 2022 года, а также на заседаниях кафедр: «Транспортные и технологические системы» (ФГБОУ ВО «Забайкальский государственный университет», 12.12.2024 г.); «Автомобильный транспорт и электротехника» (ФГБОУ ВО «Томский государственный архитектурно-строительный университет», 21.11.2024 г.) и «Транспорт» (ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 11.11.2024 г.).

Область исследования соответствует п. 3 Экспериментальные исследования и испытания транспортно-технологических средств и их комплексов, а также отдельных систем, агрегатов, узлов, деталей и технологического оборудования и п.5

Математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами) паспорта научной специальности 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы.

Реализация результатов работы. Результаты научно-исследовательской работы успешно прошли апробацию и внедрены: в АО «КАМА» (респ. Татарстан, г. Набережные Челны), ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, с. Глинищево), АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород), ФГБУН Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН (г. Иркутск), ООО «Объединенный инженерный центр» (г. Нижний Новгород), ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург), Объединённый институт машиностроения НАН (республика Беларусь, г. Минск), в ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (г. Москва) а также в ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва).

Личный вклад автора. Все основные идеи, положенные в теоретические основы повышения активной безопасности и эффективности эксплуатации КТС, их автоматизированных систем и агрегатов на стендах с беговыми барабанами, инновационные методы исследования их рабочих процессов, комплекс математических моделей исследуемых процессов, разработаны и реализованы лично автором и/или под его руководством. Лично автором разработаны и изготовлены конструкции наукоемкого исследовательского оборудования, а также конструкции и опытные образцы стендов, принятых в серийное производство, подготовлены и проведены основные экспериментальные и аналитические исследования, получены и обработаны их результаты, сделаны основные выводы, подготовлены и опубликованы научные статьи, подготовлены заявки и получены документы на объекты интеллектуальной собственности.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 57 работ общим объёмом 18,2 усл. п.л., (автору принадлежит 16 усл. п.л.), в том числе 15

публикаций в журналах из Перечня изданий, рекомендованных ВАК РФ, 6 работ в изданиях, цитируемых международными наукометрическими системами Scopus и Web of Science, 2 патента РФ на изобретение, 5 патентов на полезную модель РФ, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 1 монография, а также статьи в рецензируемых научных изданиях, материалах различных научных форумов и конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, содержащего основные результаты и выводы, списка использованных источников, включающего 375 наименований, в том числе 110 на иностранном языке, и 3 приложения с материалами результатов исследований, изложена на 461 страницах машинописного текста, включает 42 таблицы и 240 рисунков.

Автор выражает глубокую признательность за ценные советы и замечания научному консультанту, заведующему кафедрой «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ, Заслуженному деятелю науки РФ, доктору технических наук, профессору А.И. Федотову.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

В главе приведен анализ мировых и российских тенденций развития КТС и их компонентов в настоящее время, а также со взглядом на перспективу. Выполнен обзор и анализ видов экспериментальных исследований рабочих процессов КТС и их компонентов как в условиях полигонных испытаний, так и на стендах, причем на всех этапах жизненного цикла. Особое внимание уделено анализу стендового оборудования, позволяющего выполнять исследования как на этапах проектирования, отладки и сертификации КТС, так и на этапах их эксплуатации.

1.1 Современные тенденции развития КТС их агрегатов и автоматизированных систем

Интенсивное развитие общества и его экономики вызывает непрерывное развитие транспортных систем, в том числе и колёсных транспортных средств (КТС). Стремление обеспечивать экологические и экономические свойства КТС, а также интенсивное развитие наукоемких производств дали жизнь автомобилям с гибридной силовой установкой (ГСУ). Не уступает им и мировой рост производства КТС с электрической силовой установкой (ЭСУ) (рисунок 1.1).

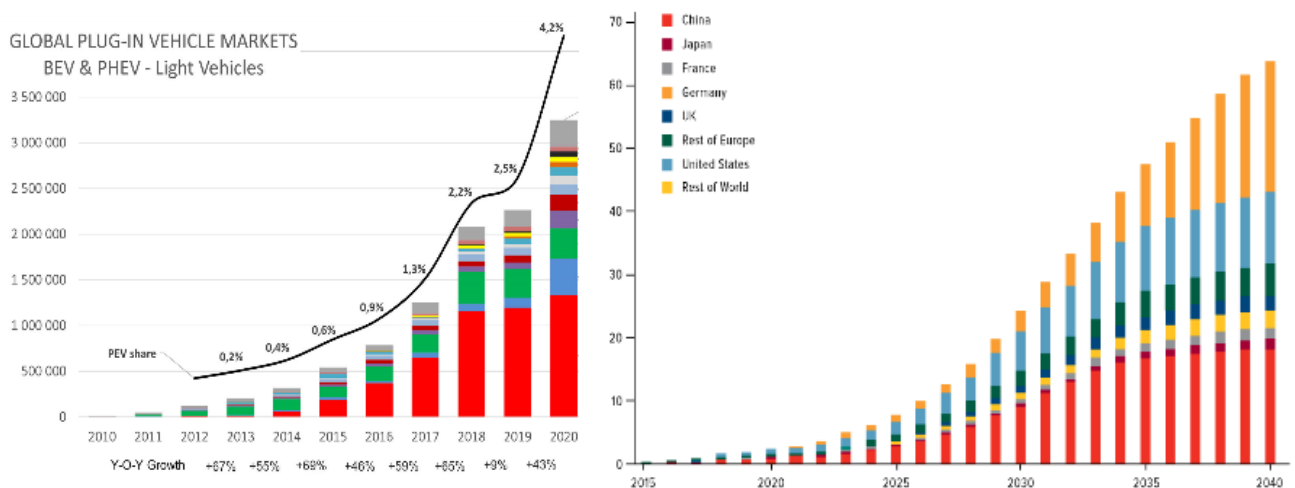


Рисунок 1.1 – Статистические данные о мировом производстве КТС с ЭСУ [1, 117, 333].

Анализ статистических данных, приведённых на рисунке 1.1 убедительно показывает, что за восемь лет, начиная с 2013 года количество произведенных в мире

КТС с ЭСУ возросло в 8 раз. При этом прогноз с 2024 по 2040 гг. показывает рост их мирового производства в 6,7 раз [1, 117, 333].

К современным колёсным транспортным средствам предъявляется большое количество требований. Прежде всего эти требования касаются обеспечения их безопасности, динамических, экономических и экологических свойств. Не менее жесткие требования предъявляются к эргономичности и комфортабельности КТС. И что не менее важно, все эти требования год от года становятся все более жесткими. Очевидно, что обеспечение этих требований, с одной стороны, делает КТС конкурентоспособными, но с другой стороны, требует усложнения их конструкции, применения новейших технологий, внедрения новейших достижений науки и техники. В конструкции современных КТС появляются сложные мехатронные системы и агрегаты, микропроцессорные цифровые электронные устройства, а также интеллектуальные системы, обеспечивающие «беспилотный» режим движения и не только (рисунок 1.2).

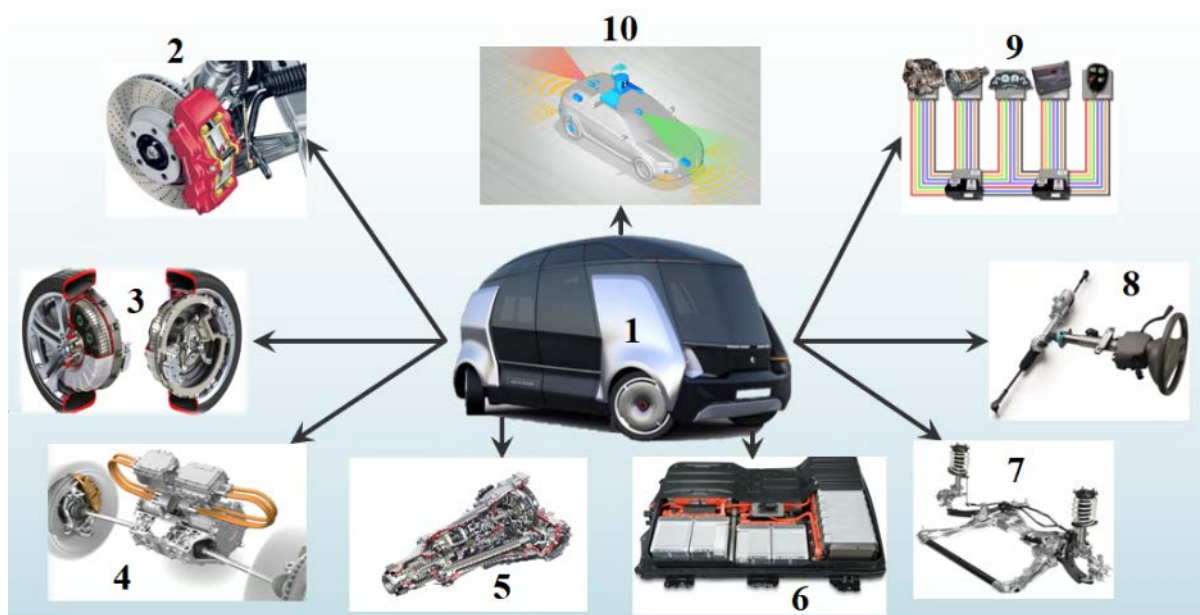


Рисунок 1.2 – Конструкция современных КТС:

1 – колёсное транспортное средство; 2 – тормозная система; 3 – мотор-колесо (вариант); 4 – силовой привод (вариант); 5 – трансмиссия (вариант); 6 – высоковольтная система; 7 – система поддрессоривания; 8 – рулевое управление; 9 – электронные системы; 10 – системы, обеспечивающие «беспилотный» режим движения.

Все это требует больших капиталовложений. В итоге КТС становятся конструктивно более сложными, а стоимость их непрерывно растет.

Важную роль в формировании режимов движения КТС играет автоматическая трансмиссия 5 (рисунок 1.2). Она обеспечивает процесс передачи мощности от двигателя к колесам КТС посредством автоматического изменения передаточных чисел. Это обеспечивает процесс движения КТС без необходимости ручного переключения передач. Как правило, *привод* автоматической трансмиссии *обеспечивает* двигатель внутреннего сгорания (ДВС) или в тандеме с ЭСУ (ГСУ).

Согласно статистическим прогнозам [341], доля рынка автомобильных автоматических трансмиссий (с 2022 по 2030 гг.) достигнет 86 598,40 млн долларов США, обеспечив среднегодовой темп роста 6,5%.

Появившаяся в 2004 году в России компания ООО «КАТЕ» стала первым отечественным разработчиком и производителем автоматических коробок передач для КТС с ГСУ и ЭСУ. На сайте компании ООО «КАТЕ» [205] приведена информация о том, что в процессе синтеза и проектирования АКПП сотрудники фирмы используют опыт кафедры «Колёсные и гусеничные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Инженеры компании разработали несколько моделей АКПП. Один из которых *KATE R932* успешно используется на автомобилях семейства *AURUS*. Все изделия отвечают самым высоким требованиям стандартов и качества. Таким образом в арсенале компании ООО «КАТЕ» разработана и находится в производстве 9-ступенчатая АКПП (*KATE R932*) для КТС представительского класса. Разработана 7-ступенчатая АКПП, которая используется для массового сегмента автомобилей категории М1. Имеются в перечне разработок двухступенчатая коробка передач, позволяющая значительно расширять функциональные возможности ЭСУ КТС, а также колёсный редуктор, предназначенный для применения в гибридных и электрических КТС [205].

Выпуск автоматических коробок передач мелкими сериями компания «КАТЕ» организовала на производственных площадях в г. Москве. Выпуск промышленными сериями до 180 тысяч АКПП в год организован на производственных площадях в г. Калининграде [205].

Первая в мире антиблокировочная система – АБС (англ. *Anti-lock braking system*, нем. *Antiblockiersystem – ABS*) появилась на серийных автомобилях *Mercedes* в 1978 году [2]. Её появление ознаменовало новую эру высокоэффективных автоматизированных систем, значительно повышающих активную безопасность КТС. Благодаря АБС в 1986 году на серийных автомобилях появилась первая противобуксовочная система (ПБС) – (нем. *Antriebsschlupfregelung – ASR*, англ. система контроля тяги англ. *Traction control system – TCS, Dynamic Traction Control – DTC*), а в 1995 году – первая динамическая система курсовой стабилизации (ДСКС) автомобилей *ESP*.

С тех пор АБС стала базовой для всех систем активной безопасности КТС. Она получила широкое распространение на современных автомобилях. Так уже в 2003 году компания *Bosch* выпустила сто миллионов АБС и десять миллионов систем *ESP* [2].

Теперь уже мало кто рассматривает АБС, как отдельно функционирующую систему. Чаще всего её упоминают как основу систем активной безопасности КТС. Например, совместно с системой *ESP*, которую только заводы *Bosch* к 2018 году выпустили около 457 миллионов полных комплектов [2].

В нашей стране в городе Кострома на заводе «Пегас» начало работать производство блоков АБС для автомобилей *Волжского автомобильного завода* по лицензии, которая вместе с технологией приобретена в КНР. Две поточные линии завода «Пегас» позволяют изготавливать до 850 тысяч блоков АБС в год. У завода есть потенциал увеличения производства АБС до 1,2 миллиона блоков в год [218].

Коллектив во главе с голландским инженером Антоном ван Зантемом в период с 1987 по 1992 год упорно трудился над созданием ДСКС. Благодаря их усилиям в 1995 году на первых автомобилях появилась система (*Electronic Stability Program*), или сокращенно – *ESP*. Как уже было отмечено выше, только заводы *Bosch* к 2018 году выпустили около 457 миллионов полных комплектов системы *ESP* [2]. И это число год от года стремительно увеличивается.

К настоящему времени электронные системы, обеспечивающие стабилизацию курсового движения КТС стали multifunctionalными и разнообразными,

как по своей конструкции, так и по функциональным свойствам. Созданные на базе АБС, современные системы ДСКС включают разработки разных фирм-производителей: *ESP – Electronic Stability Program; ASC – Active Stability Control; ASTC – Active Skid and Traction Control MULTIMODE; Advance Trac; CST – Controllo Stabilità; DSC – Dynamic Stability Control; DSTC – Dynamic Stability and Traction Control; ESC – Electronic Stability Control; IVD – Interactive Vehicle Dynamics; MSP – Maserati Stability Program; PCS – Precision Control System; PSM – Porsche Stability Management; RSC – Advance Trac with Roll Stability Control; VDC – Vehicle Dynamic Control; VDIM – Vehicle Dynamics Integrated Management; VSA – Vehicle Stability Assist* [243].

Начиная с ноября 2011 года системами ДСКС оснащают все новые легковые автомобили и коммерческий транспорт. Это оправдано тем, что данная система позволяет на 80% снизить количество ДТП, сопровождающихся заносом КТС.

В нашей стране на заводе «Легас», который принадлежит компании «Итэлма» в городе Костроме (стартовало производство систем *ESP*). Напомним, что на том же предприятии летом текущего года начали выпускать системы АБС по лицензии КНР [218]. В рамках лицензии была приобретена вся конструкторская и технологическая документация, а также программное обеспечение. В планах завода к 2026 году довести процент выпускаемых российских компонентов системы *ESP* до 75%, и уже к 2024 году выпустить до 225 тыс. блоков *ESP* для Волжского автомобильного завода [218].

Важнейшим направлением развития КТС являются беспилотные транспортные средства. Они впервые появились на дорогах общего пользования США в 2017 году. Разработкой беспилотных КТС активно занимаются как зарубежные, так и российские инженеры.

В настоящее время за рубежом разработкой колёсных «беспилотников» занимаются такие известные компании как: *Tesla, Waymo, Otto Group, Honda, Volvo Group, Volkswagen, Toyota, Bosch, Audi, Nvidia, Samsung Electronics, Ford Autonomous Vehicles, Ford, Nissan, Mitsubishi Electric, Renault, General Motors* и многие другие. На рисунке 1.3 показаны беспилотные автомобили фирм *Tesla* и *Nissan*.



а



б

Рисунок 1.3 – Беспилотные автомобили:

а – Tesla; б – Nissan [102].

Впервые система автоматического управления КТС «Autopilot» была разработана фирмой *Tesla* в октябре 2015 года. Это была система полуавтономного управления КТС, которая была установлена на серийные автомобили. Первые километры эксплуатации этих автомобилей сопровождались громкими дорожно-транспортными происшествиями [102].

Именно по причине участвовавших ДТП фирма *Waymo* в 2023 году отозвала из эксплуатации «роботакси» и свернула проект беспилотных грузовых автопоездов [102]. Но первые неудачи не остановили прогресс в развитии беспилотных КТС. Более того, *Национальное управление безопасностью движения на трассах США (NHTSA)* 2020 году выразило прогноз о том, что беспилотные автомобили могут сыграть решающую роль в снижении ДТП и повышении безопасности на дорогах. При этом оно отметило важную роль в повышении безопасности КТС таких систем активной безопасности, как система обнаружения слепых зон (*BSD*), система автоматического экстренного торможения (*AEB*), а также системы предупреждения выхода КТС из коридора движения (*LDW*).

В Российской Федерации развитием беспилотных колёсных транспортных средств занимаются такие фирмы и компании как: *Яндекс*, *КамАЗ*, *C-Pilot* и *Cognitive Agro Pilot*, *Ауруга*, *MatrĖshka*, *Traft Truck Project*, *StarLine* и *Argo AI*.

Необходимо отметить, что заметный вклад в общее дело развития

беспилотного автомобильного транспорта вносят такие научные и учебные учреждения как Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана», Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» и другие.

Результатами работы российских научных и творческих коллективов стали их беспилотные колесные транспортные средства. В качестве примера на рисунке 1.4, *а* представлена разработка ФГУП НАМИ под названием беспилотный автобус НАМИ «Шатл», который уверенно ориентируется, перемещаясь по дорогам полигона для беспилотных автомобилей в технопарке «Калибр» города Москвы.

Осуществляя пассажирские перевозки в пределах ИТ-наукограда «Иннополис» г. Москвы, а также по федеральной территории «Сириус», беспилотные такси уже наездили более 30 млн. км.

Разработанные ПАО «КамАЗ» беспилотные грузовые автомобили еще в 2023 году в общей сложности прошли 560 тыс. км пробега. Имея грузоподъемность 27 тонн, они уже выполнили перевозки грузов массой более 10 тысяч тонн [217]. На рисунке 1.4, *б* представлена фотография разработанного ПАО «КамАЗ» беспилотного грузового карьерного самосвала «Юпитер 30» – КамАЗ-6559. Самосвал имеет привод на все колеса, а также электромеханическую трансмиссию. Приводится в движение двигателем, мощностью 450 лошадиных сил. Самосвальная платформа беспилотника имеет объём 25 кубометров.

Это далеко не единственная разработка беспилотных КТС ПАО «КамАЗ». Более того, в настоящее время проходят испытания разработанные на КамАЗе беспилотные автобусы.

Анализ динамики разработки, производства и эксплуатации беспилотных колёсных транспортных средств убедительно показывает, что в самое ближайшее

время эти КТС станут доминирующими на дорогах нашей страны и всего мира. И к этому надо быть готовыми.



а



б

Рисунок 1.4 – Беспилотные автомобили:

а – автобус НАМИ «Шатл»; б – карьерный самосвал «Юпитер 30» [217].

1.2 Экспериментальные исследования КТС их агрегатов и систем

Исследования и испытания являются инструментами, позволяющими с высокой степенью достоверности определять характеристики и свойства КТС, их систем, агрегатов, механизмов и отдельных деталей. При этом только натурный

эксперимент, позволяют с однозначной достоверностью либо подтвердить, либо опровергнуть результаты конструкторских, технологических, организационных решений и расчётов. И именно экспериментальные исследования и испытания являются *«истиной в последней инстанции»* при ответе на вопросы о том, корректны ли допущения, принятые в расчетных моделях, учтены ли в конструкции КТС и его компонентов все действующие на них факторы, качественно ли выполнен их ремонт и многие другие вопросы.

В период жизненного цикла КТС его агрегаты и системы проходят целый ряд экспериментальных исследований. Наиболее информативно вопросы экспериментальных исследований КТС раскрыты в книге, подготовленной коллективом под руководством профессора Иванова А.М. [99].

С определенной долей условности их можно разделить на исследования, которые выполняют в процессе *создания КТС (проектирования, доводки, подготовки производства, сертификации и др.)* и на исследования, которые выполняют в процессе их *эксплуатации (определение показателей надежности, долговечности, определение технического состояния, выявление неисправностей и их причин, проведение экспертизы и др.)* [24, 25, 62, 99, 138, 146, 173, 174, 192, 224, 245, 255].

При решении задач на этапах создания КТС, а также и на этапах их эксплуатации используют основной вид экспериментальных исследований – *проведение испытаний*. Под *испытаниями* КТС, а также их агрегатов и систем понимают *экспериментальное определение* их показателей и зависимостей, полученных в результате *тестовых воздействий* на исследуемый объект или в процессе его функционирования под действием исследуемых факторов в интересующих исследователя условиях [24, 99].

Испытание, равно как и исследование, является процессом. А поскольку основным результатом любого процесса, как и любого испытания (исследования), является его результат, поэтому основными результатами испытаний является принятие на их основе определенных заключений [99].

Следует различать *методы* и *методики* проведения испытаний и экспериментальных исследований.

Понятие *метод испытаний* включает в себя определенные правила применения установленных принципов испытаний, а также их реализующих средств [24].

Понятие *методика испытаний*, это организационно-методический документ, включающий в себя: метод испытаний; процедуру отбора проб; условия испытаний; средства испытаний; алгоритмы выполнения операций по определению одной или нескольких характеристик свойств объекта; формы представления данных; формы оценки точности и достоверности результатов испытаний; требования техники безопасности и охраны окружающей среды. Методика испытаний является обязательной к выполнению [24].

Наиболее распространенные виды испытаний и решаемые в ходе их проведения задачи представлены в таблице 1.1. в алфавитном порядке [99].

Таблица 1.1 – Виды испытаний и решаемые в ходе их проведения задачи [99]

№ п/п	Вид испытания	Решаемые задачи
1	Виртуальные	Исследование на ПК математической модели КТС или его компонентов. Необходимые исходные данные для создания математической модели могут определяться при выполнении стендовых или дорожных испытаний.
2	Инспекционные (периодические контрольные)	Проверка соответствия КТС техническим условиям и другой нормативной документации и качества его изготовления. Оценка эффективности конструктивных и технологических мероприятий, внедренных в производство за период, прошедший после выпуска КТС, прошедших предыдущие контрольные испытания. Проверка стабильности качества изготовления. Проверка надежности КТС, его агрегатов и узлов в пределах гарантийного срока;
3	Исследовательские	Изучение рабочих процессов механизмов, агрегатов и систем, эксплуатационно-технических свойств, нагрузочных, тепловых и скоростных режимов работы агрегатов КТС и т.п.
4	Квалификационные	Контрольные испытания установочной серии или первой промышленной партии, проводимые с целью оценки готовности предприятия к выпуску продукции данного типа в заданном объеме.
5	Конструкторско-доводочные	Проводят в процессе разработки опытных образцов для оценки влияния вносимых в них изменений с целью достижения требуемых показателей качества.
6	Лабораторно-отрабочные	Подтверждение работоспособности конструкции объекта испытаний.
7	Предварительные	Проведение контрольных испытаний опытных образцов КТС для определения возможности их предъявления на приемочные испытания
8	Приёмочные	Контрольные испытания опытных образцов КТС, для решения вопроса о целесообразности постановки на производство модели или передачи ее в эксплуатацию.
9	Приёмо-сдаточные	Определение соответствия КТС текущего производства их технической документации.

Продолжение таблицы 1.1.

10	Ресурсные	Определение технического ресурса КТС или подтверждения назначенного ресурса (испытания на долговечность).
11	Сертификационные	Выполняются уполномоченными организациями с целью установления соответствия характеристик свойств КТС или их компонентов требованиям международных или национальных НТД на предмет выдачи разрешения на эксплуатацию КТС в соответствующей стране.
12	Сравнительные	Для сопоставления характеристик эксплуатационных свойств двух и более однотипных автомобилей
13	Учебные	С целью ознакомления с существующими нормативными документами и приобретения практических навыков подготовки, проведения и обработки данных дорожных и стендовых испытаний автомобилей и его компонентов.
14	Экспертные	Проводятся специалистами в области испытаний и эксплуатации КТС с целью оценки показателей их эксплуатационных свойств, для определения которых инструментальные методы исследования и оценки не могут дать окончательного результата.
15	Эксплуатационные	Испытания на соответствие: КТС условиям и требованиям эксплуатации; качества выполненного ремонта и т.п.

На всех этапах жизненного цикла исследования КТС проводят как в условиях полигона, так и на стендах [24, 25, 56, 57, 62, 99, 192]. Поэтому далее постараемся каждый из этих методов проанализировать индивидуально. При этом будем делать акцент на возможности замещения дорогостоящих дорожных методов исследований КТС на менее затратные, но не менее информативные стендовые методы.

1.2.1 Экспериментальные исследования КТС, их агрегатов и систем в дорожных условиях

Исследования КТС в дорожных условиях проводят с целью максимального приближения условий испытаний к условиям их эксплуатации. Методы исследований КТС в дорожных условиях представлены в работах [3, 5, 9, 10, 12, 16, 23, 25, 29, 31, 38, 39, 53, 62, 64, 72, 73, 74, 77, 79, 88, 98, 99, 125, 126, 127, 142, 143, 147, 150, 151, 153, 182, 183, 184, 185, 186, 192, 203, 210, 211, 212, 214, 216, 217, 229, 234, 246, 251, 254, 272, 337, 349] и многих других. Достаточно подробно технологии полигонных испытаний КТС и их сертификация представлены в монографии С.Ф. Безверхова и Н.Н. Яценко [24].

Дорожные исследования рабочих процессов и эксплуатационных свойств КТС, как правило, выполняют по одной из двух технологий.

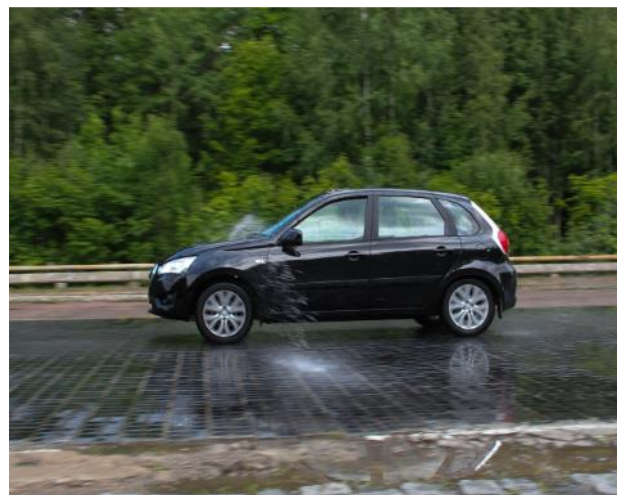
Во-первых, исследования проводят в процессе движения КТС по дорогам общего пользования [16, 24, 99, 217, 271]. В процессе испытаний КТС на дорогах общего пользования в основном решают задачи эксплуатационного характера. Они касаются определения отказов и их причин, статистических показателей надежности КТС и их компонентов, определения их наработки на отказ, определение потребности в запчастях и пр.

Следует всегда учитывать недостатки, которые сопровождают испытания КТС на дорогах общего пользования. Это весьма продолжительные по времени сроки их проведения. К тому же, на дорогах общего пользования велика вероятность ДТП. Это может привести к нарушению технического состояния или даже к потере объекта испытаний. Последнее чаще всего сопровождается уничтожением ценных результатов экспериментов [99].

Во-вторых, дорожные исследования проводят в условиях функционирования КТС по специализированным дорогам испытательных автополигонов [16, 24, 99, 271]. Вид автомобилей в процессе проведения испытаний на дорогах автополигона показан на рисунке 1.5.



а)



б)

Рисунок 1.5 – Полигонные испытания автомобилей:

а – испытание эффективности работы *ESP*; б – испытание эффективности работы *АБС*.

Очевидными преимуществами проведения дорожных испытаний в условиях специализированных полигонов являются [99]:

- 1) высокая неизменность условий испытаний;
- 2) возможность использования необходимого специализированного оборудования и хорошо подготовленной материально-технической базы;
- 3) участие в испытаниях высококомпетентных специалистов;
- 4) возможность значительных сокращений временных, материальных и трудовых ресурсов по сравнению с проведением испытаний на дорогах общего пользования;
- 5) возможность применения форсированных тестовых воздействий на КТС и его компоненты, что значительно сокращает время выявления слабых звеньев.

Дорожные испытания КТС на устойчивость и управляемость выполняют, как правило, в условиях полигонов. В процессе испытаний используют оценочные показатели, которые приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Оценочные показатели, используемые при проведении дорожных испытаний КТС на устойчивость и управляемость [24, 25, 99].

№ п/п	Оценочный показатель	Единицы измерения
1	Предельная скорость выполнения манёвра	км/ч
2	Скорость появления курсовых колебаний	км/ч
3	Скорость начала снижения устойчивости против опрокидывания	км/ч
4	Скорость начала снижения устойчивости управления траекторией	км/ч
5	Скорость начала снижения устойчивого курсового управления КТС	км/ч
6	Устойчивость курсового управления КТС	баллы
7	Устойчивость КТС против опрокидывания	баллы
8	Устойчивость управления траекторией КТС	баллы
9	Устойчивость управления скоростью КТС	баллы
10	Устойчивость управления замедлением КТС	баллы
11	Устойчивость управления траекторией КТС при торможении	баллы
12	Устойчивость курсового управления КТС при торможении	баллы

Чтобы получить показатели, отмеченные в табл. 1.2 номерами 1 ÷ 8, необходимо в процессе исследований выполнять специальные манёвры КТС. Такими маневрами являются: «поворот»; «переставка»; «торможение на повороте»; «объезд препятствия»; «змейка» [16, 24, 25, 99]. Выполнение таких манёвров выполняют на специально подготовленных и оборудованных площадках автополигона.

Подготовка площадок автополигона включает их разметку при помощи

линий и ограничительных конусов. В качестве примера, на рисунке 1.6 приведена схема участка для проведения испытаний «переставка».

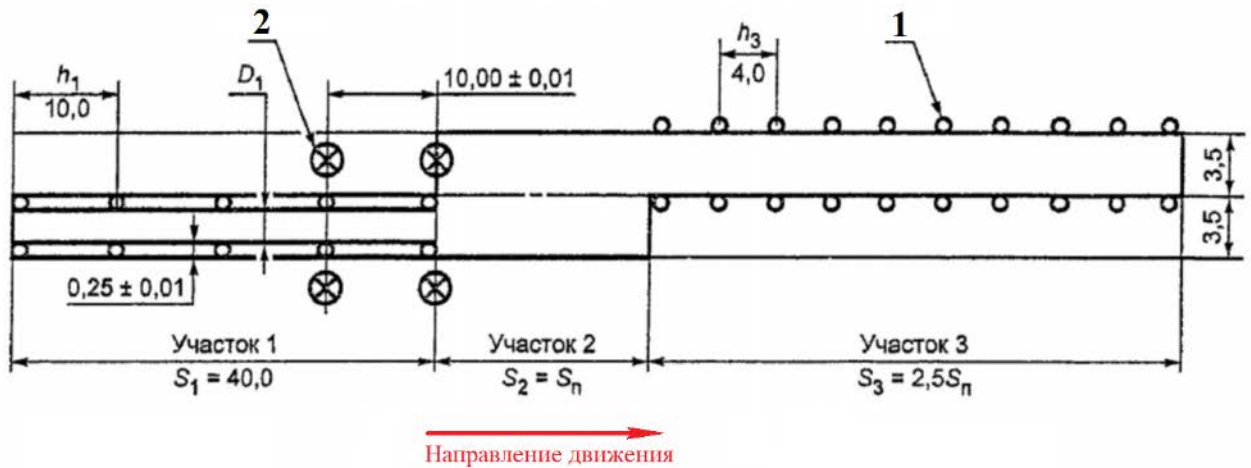


Рис 1.6. Схема фрагмента дороги для маневров типа «переставка»:

1 – конусы; 2 – система измерения продольной скорости КТС [24, 25, 99].

Маневр «переставка» выполняют в процессе обгона попутного КТС, в процессе подъезда к повороту, а также в случаях, когда необходимо объехать препятствие по направлению движения. Такие испытания выполняют для оценки таких важных свойств КТС как их управляемость и устойчивость. Их проводят на твёрдой дорожной поверхности с разными фрикционными свойствами покрытия. В процессе испытаний водитель-испытатель ведет автомобиль в коридоре движения так, чтобы не смещать разметочных конусов.

Оценочным показателем управляемости КТС является максимально возможная скорость, при которой он проходит испытательный участок [24, 25, 99].

В процессе испытаний также измеряют угол крена КТС, силы, которые водитель-испытатель прикладывает к рулевому колесу и углы его поворотов. Важным фактором, характеризующим устойчивость управляемого движения КТС является измеряемое в процессе испытаний смещение продольной оси относительно центральной линии в коридоре движения [16, 24, 25, 99].

В процессе испытаний КТС на криволинейных участках определяют максимально возможную скорость на поворотах. В этом случае для грузовых КТС и автобусов с числом мест больше 10 испытательный участок имеет радиус поворота

25 м (рисунок 1.7) [24, 25, 99].

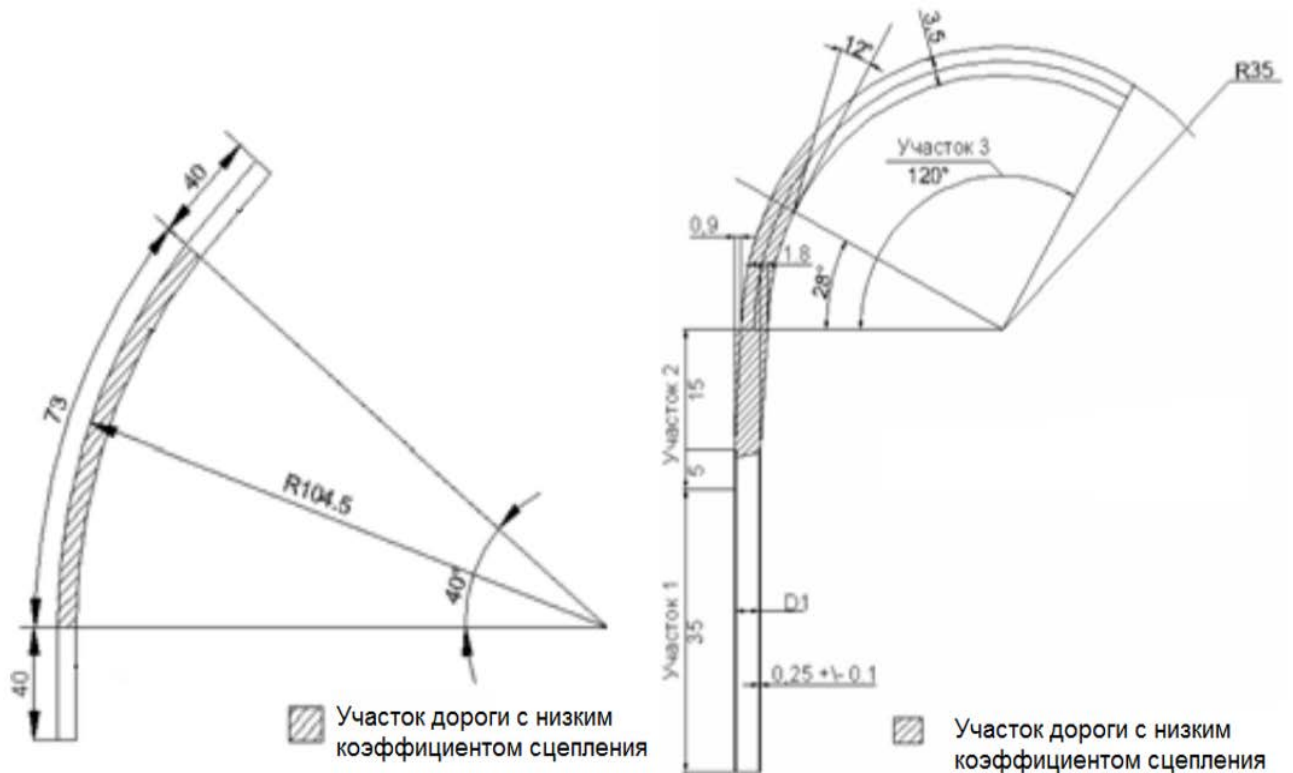


Рис. 1.7. Схема участка автополигона для выполнения исследований при прохождении КТС поворота [24, 25, 99].

Для легковых КТС и автобусов малой вместимости радиус поворота делают равным 35 метров. Необходимо отметить, что опорная поверхность испытательного участка должна обязательно иметь высокие фрикционные свойства [24, 25, 99]. Перед началом участка, где КТС начинает круговое движение расположены два прямолинейных участка (см. рисунок 1.7).

Еще одним распространенным испытанием в процессе контроля курсовой устойчивости и поворачиваемости КТС является маневр «рывок руля». В процессе его выполнения выполняют рывок рулевого колеса как в правую, так и в левую стороны. Перед началом испытания КТС разгоняют на прямолинейном участке. Скорость прохождения криволинейного участка для КТС категорий $M1$, $M2$, $N1$ и $N2$ составляет 80 ± 3 км/ч, а для КТС категорий $M3$ и $N3$ – 60 ± 3 км/ч. На испытательной площадке выполняют поворот рулевого колеса в сторону круга. При этом угловая скорость поворота рулевого колеса должна быть не менее 400 град/с [24,

25, 99].

При последующих заездах угол поворота рулевого колеса дискретно увеличивают до тех пор, пока центробежное ускорение КТС не достигнет величины $4,5 \text{ м/с}^2$. Ограничивающими скорость нарастания угла поворота рулевого колеса факторами может стать боковое скольжение КТС, а также начало его опрокидывания. Измерителем курсовой устойчивости КТС и его поворачиваемости является максимальная скорость выполнения этого маневра [25].

На автополигонах также размещают испытательные для выполнения маневра «змейка» (рисунки 1.8 и 1.9, б). Данный маневр позволяет оценить курсовую устойчивость и поворачиваемость КТС на основании измерения предельно возможной скорости устойчивого движения на синусоидальном участке площадки [24, 25].

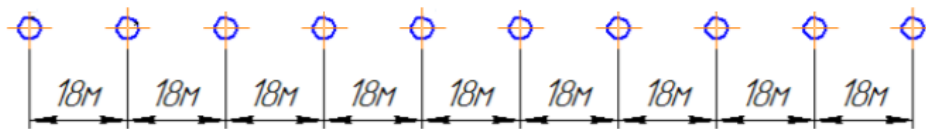


Рисунок 1.8 – Схема испытательной площадки автополигона для выполнения маневра «змейка» [24, 25].

В процессе проведения дорожных испытаний КТС на дорогах автополигона также определяют важный показатель управляемости КТС, его предельную скорость движения по кругу на дороге с низкими фрикционными свойствами дорожного покрытия. При испытаниях измеряют максимальную скорость движения передней оси КТС по кругу и центробежное ускорение, при котором начинается занос одной из его осей.

В процессе дорожных исследований КТС, выполняемых на автополигонах, определяют их поворачиваемость, как статическую, так и динамическую (рисунок 1.9). Во время испытаний КТС на статическую поворачиваемость определяют способность его шин сопротивляться боковому уводу в процессе движения по круговой траектории с заданной скоростью на горизонтальном сухом участке, имеющем диаметр 80 м с асфальтобетонным покрытием.



а



б



в

Рисунок 1.9 – Испытания КТС на Дмитровском Автополигоне ФГУП НАМИ:
 а – дорога автополигона; б – испытания автомобиля *ВАЗ*, маневр «змейка» на сухой дороге; в – испытания автобуса *МАЗ*, маневр «переставка» на мокрой дороге.

В процессе испытаний КТС движется с постоянной скоростью по кругу радиусом 12,5 метров. При этом записывают текущие значения углов увода колес, время, путь и скорость КТС, а также центробежное ускорение. Скорость КТС от заезда к заезду дискретно увеличивают от 3 ÷ 4 км/ч до максимально возможной.

Для определения динамической поворачиваемости КТС движется по сухому цементобетонному покрытию, на участке синусоидальной траектории дороги, имеющей ширину не менее 10 м. На участке дороги устанавливают не менее восьми ограничительных конусов, с расстоянием между которыми составляет 25 м для

КТС, имеющих базу более 4,2 м, и 10 м, для КТС, имеющих базу до 2,7 м. В процессе проведения испытаний КТС движется между ограничительными конусами. При этом его скорость изменяют от минимальной $8 \div 10$ км/ч до предельно возможной с дискретностью $2 \div 3$ км/ч.

В качестве оценочных параметров используют: разность полученного во время испытаний и расчетного угла поворота руля на участке, с четырьмя ограничительными конусами, максимальную скорость вращения руля в каждом заезде; алгебраическую разность углов увода передней и задней осей КТС.

Важнейшим видом исследований, выполняемых на дорогах автополигонов являются *испытания тормозных систем* КТС. В процессе таких испытаний оценивают эффективность функционирования рабочей, запасной, вспомогательной и стояночной тормозных систем КТС. А в случаях, когда они оснащены АБС, то выполняют контроль эффективности работы и этих систем.

В процессе дорожных испытаний рабочей тормозной системы, эффективность её функционирования оценивают либо на основе определения такого показателя, как тормозной путь S_T КТС, либо на основе определения двух показателей, таких как установившееся замедление $j_{уст}$ и время срабатывания тормозной системы $\tau_{ср}$.

Оценку эффективности функционирования тормозных систем КТС выполняют в процессе проведения четырех типов дорожных испытаний, которые перечислены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Типы дорожных испытаний тормозных систем КТС [24, 25]

№ п/п	Название испытания	Цель испытания
1	Тип «0»	Определение эффективности торможения КТС при «холодных» тормозных механизмах (менее 100°C).
2	Тип «I»	Определение эффективности торможения КТС при «нагретых» тормозных механизмах.
3	Тип «II»	Определение поведения КТС на затяжных спусках.
4	Тип «IIА»	Определение эффективности вспомогательной тормозной системы при движении на затяжных спусках.

В процессе испытаний типа «0» оценки КТС снаряженной (а затем и полной)

массы разгоняют до начальной скорости торможения. Начальная скорость торможения зависит от категории КТС. После этого при помощи рабочей тормозной системы выполняют экстренное торможение КТС до его полной остановки. Торможение выполняют с «закрепленным рулем», как с отсоединённой от трансмиссии КТС силовой установкой, так и с подсоединённой силовой установкой к ней.

Перед проведением испытаний *рабочей тормозной системы* по типу «I» разогревают тормозные механизмы КТС. Для этого их разгоняют до начальной скорости $0,8 \cdot V_{max}$ и производят нажатие на ОУ тормозной системы до момента, когда скорость КТС снизится до $0,4 \cdot V_{max}$. В зависимости от категории КТС таких торможений обычно выполняют от 15 до 20. При этом время, отводимое на процесс прогрева тормозных механизмов, составляет $45 \div 60$ с. После прогрева тормозных механизмов КТС разгоняют на прямолинейном участке автополигона до начальной скорости и выполняют торможение с «закрепленным рулем» по типу «0».

Оценку эффективности функционирования *рабочей тормозной системы* выполняют и в процессе проведения испытаний типа «II». Перед испытаниями тормозные механизмы КТС нагревают, посредством длительного торможения КТС, имеющего полную массу на дороге, имеющей продольный уклон 6% и протяженность 6 км при скорости 30 км/ч (± 2 км/ч). После прогрева тормозных механизмов выполняют торможение КТС по типу «0».

В процессе дорожных испытаний выполняют оценку эффективности работы *вспомогательной тормозной системы* КТС. Испытания КТС полной массы проводят по типу «IIА», в процессе спуска КТС с активированным тормозом-замедлителем и рабочей тормозной системой на дороге с уклоном 7% и длиной 6 км (рисунок 1.10, б). В процессе спуска вспомогательная система должна обеспечивать равномерное движение КТС со скоростью 30 км/ч (± 2 км/ч).

В процессе проведения испытаний *запасной тормозной системы* учитывают требование правил [176] об обеспечении 50% эффективности работы рабочей тормозной системы, в случае её отказа. Поэтому в процессе испытаний имитируют неисправности рабочей тормозной системы КТС. После этого проверяют эффективность работы запасной тормозной системы, выполняя испытания по методике типа

«0».

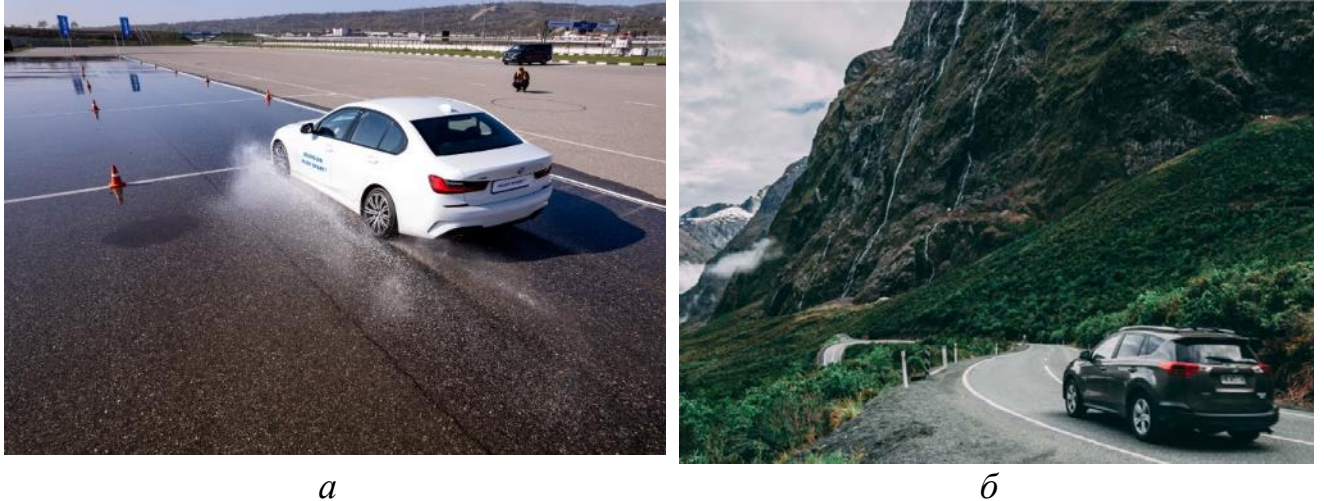


Рисунок 1.10 – Испытания тормозных систем КТС:

а – с *АБС* на дороге с мокрым цементобетонным покрытием; *б* – на затяжных спусках горной дороги.

Оценку эффективности работы *стояночной тормозной системы* выполняют используя статический метод. Для этого готовят участки дороги, которые имеют продольные уклоны 18% и 12%. На участке с продольным уклоном 18% испытывают стояночные системы одиночных КТС. На участке с продольным уклоном 12% испытывают стояночные системы автопоездов.

Если испытываемая стояночная тормозная система удерживает КТС или автопоезд, имеющие полную массу на участке дороги с заданным уклоном, то её эффективность считают удовлетворительной.

В том случае, если КТС оборудовано *АБС*, то эффективность её работы тоже проводят в процессе дорожных испытаний на автополигонах. При этом оценивают влияние *АБС* на два важных эксплуатационных параметра КТС – его *тормозную эффективность*, а также на его *устойчивость при торможении*.

Условия испытаний проведение заездов на дорогах с низкими фрикционными свойствами $\varphi_{\text{низк}} \leq 0,3$ (рисунок 1.10, *а*), на дорогах с высокими фрикционными свойствами ($\varphi_{\text{выс}} \geq 0,5$), а также на дорогах с покрытиями типа «*МИКСТ*». При этом «*МИКСТ*» подразумевает разность коэффициентов сцепления как по бортам КТС, так и по длине коридора движения. В процессе дорожных испытаний КТС, оснащенных *АБС*, сначала разгоняют до заданной начальной скорости, а

затем производят экстренное торможение. При этом для *АВС* колёсных транспортных средств с гидравлическим приводом рабочей тормозной системы выполняют измерение параметров, характеризующих:

- 1) величину реализованной силы сцепления;
- 2) устойчивость при торможении КТС, как на сухом цементобетоне, так и на «МИКСТЕ»;
- 3) снижение эффективности торможения на «МИКСТЕ» по левому и правому борту КТС;
- 4) рост замедления КТС при ступенчатом увеличении продольного коэффициента сцепления шин.

Также в процессе дорожных испытаний КТС, оснащенных *АВС*, выполняют контроль отсутствия блокировки затормаживаемых колес при ступенчатом снижении фрикционных характеристик опорной поверхности в продольном направлении, а также отсутствие при этом блокировки затормаживаемых колес.

Безусловно, в объеме одного раздела диссертации очень трудно описать весь богатый арсенал методов и средств дорожных испытаний КТС, которым обладают современные автополигоны, одним из которых является Дмитровский Автополигон ФГУП НАМИ. Поэтому в данном разделе были представлены краткие аннотации лишь к тем методам дорожных испытаний КТС, которые актуальны для решения задач, решаемых в данной диссертации.

При всех преимуществах, дорожные испытания КТС на дорогах автомобильных полигонов имеют и явные недостатки. К ним в полной мере можно отнести нерентабельность доставки на автополигон для проведения экспертных или эксплуатационных испытаний КТС из регионов. Особенно, если учитывать географию нашей страны и отсутствие автомобильных полигонов от Урала до Чукотки. Затраты как на трансфер КТС, так и на проведение таких испытаний в условиях автополигонов весьма значительны.

Далее будут рассмотрены методы экспериментальных исследований рабочих процессов, эксплуатационных свойств КТС, а также их агрегатов и систем стендовыми методами. При этом особое внимание обратим на стенды с беговыми

барабанами, на режимы тестовых воздействий, которые они способны реализовать, а также на измеряемые в процессе исследований параметры.

1.2.2 Экспериментальные исследования КТС, их агрегатов и систем стендовыми методами

Стенды с беговыми барабанами, конструкция которых была впервые создана в 1924 г. нашим соотечественником В.И. Сороко-Новицким для решения вопросов послеремонтных испытаний КТС, получили широкое распространение в нашей стране и во всем мире. Главное преимущество таких стендов основано на реализуемом ими принципе «*обратимости движения*». Поскольку этот принцип реализуется не только стендами, имеющими в качестве опорных поверхностей беговые барабаны, но и стендами с другими видами опорных поверхностей (*например, ленточными*), то далее будем использовать название – *стенды, реализующие принцип обратимости движения* [255].

В нашей стране созданию и развитию теоретических основ, а также прикладных вопросов совершенствования конструкций стендов, *реализующих принцип обратимости движения*, посвятили свои труды: И.Н. Аринин [14], В.С. Гернер [42], Н.Я. Говорущенко [47], В.А. Горелов [100], Г.О. Котиев [100, 120], В.Г. Дыгало [75, 76, 77], А.А. Малюков [138], Л.В. Мирошников [144], В.М. Михлин [145, 146], Е.М. Портнягин [173], А.В. Серов [208], А.И. Федотов [242], А.М. Харазов [245], А.А. Филимонов, Р.И. Фурунжиев и др. [67, 111, 112, 114, 130, 131, 163, 164, 219, 222, 223, 225, 228, 231].

В создание и производство современных стендов, реализующих принцип обратимости движения, внесли свой весомый вклад: Штутгартский научно-исследовательский институт автомобильной техники и двигателей (*FKFS*); Рейнско-Вестфальский технический университет г. Ахен (Германия); Южно-Уральский федеральный университет (г. Челябинск, Россия); Иркутский национальный исследовательский технический университет (г. Иркутск, Россия); компания *MTS Systems*; фирма *Kratzer Automation*; фирма *Mustang Dynamometer* (США), *Taylor Dynamometer* (США) и его подразделение *Hofmann* (Германия), компания *Mustang Advanced*

Engineering; компания *Dynapack* (Япония); компания *Maha Holding GmbH & Co. KG* (Германия); компания *Actia Muller* (Франция); АО «ГАРО-Трейд» (Россия); научно-производственная фирма «МЕТА» и другие.

Одними из наиболее важных итогов этой работы стали новые конструкции стендового оборудования, которое получило широкое применение в проведении испытаний, ремонта, экспертизы и контроля технического состояния КТС. Стендовое оборудование применяют в процессе исследовательских, контрольных, сертификационных испытаний и т.д. С их помощью определяют такие важные эксплуатационные свойства КТС как тягово-скоростные, топливно-экономические, экологические. Оценивают активную безопасность КТС, а также эффективность работы систем, которые её обеспечивают.

Конструкция таких стендов содержит: нагружающие устройства, использование которых необходимо для задания тестовых режимов; устройства для измерения силовых и кинематических параметров испытуемых КТС, системы преобразования, регистрации измеряемых сигналов, а также обслуживающие системы (фиксации КТС, вентиляции, охлаждения, электроснабжения и пр.).

Классификационная схема стендов, реализующих принцип обратимости движения показана на рисунке 1.11 [241].

Современные стенды, реализующие принцип *обратимости движения*, имеют такие важные свойства, как [25, 99, 255]:

- 1) возможность исключения влияния на результаты эксперимента внешних факторов. (*погодных, климатических, дорожных условий* и т.п.);
- 2) возможность исключения влияния на результаты эксперимента работы посторонних компонентов КТС;
- 3) возможность точного соблюдения условий проведения испытаний, что обеспечивает высокие показатели воспроизводимости и повторяемости результатов измерений;
- 4) возможность подключения к измерительным системам стенда дополнительных измерительных систем и приборов (*сканеров, тестеров, осциллографов* и пр.) позволяющих значительно расширить диапазон испытаний и получение

дополнительной информации об испытуемом объекте;

- 5) возможность точной настройки и обеспечения тестовых воздействий;
- 6) возможность проведения испытаний, которые не требуют постоянного контроля за их процессом.

При стендовых испытаниях достигается экономия трудозатрат и финансов, по сравнению с полигонными испытаниями, поскольку оборудование, в большинстве случаев значительно дешевле, по сравнению с дорожными испытаниями.



Рисунок 1.11 – Классификационная схема стендов, реализующих принцип обратимости движения [241].

Перечислив положительные свойства, которыми обладает оборудование, реализующее принцип обратимости движения при проведении стендовых испытаний, необходимо отметить и его недостатки [25, 99, 100]:

- 1) сложность воспроизведения на стендах реальных условий эксплуатации КТС, что делает необходимым в процессе проведения стендовых испытаний проводить учёт отклонений от реальных условий эксплуатации;

- 2) значительные отличия в процессах взаимодействия шин, работающих в дорожных условиях, и на беговых барабанах стендов;
- 3) способы крепления КТС на стенде, который нарушают работу подвески, а также перераспределение нагрузки между осями и его колесами;
- 4) сложно добиться корректной работы динамических систем на неподвижных КТС, их активных подвесок и систем стабилизации.

Анализ функциональных свойств современных стендов, реализующих принцип обратимости движения и широко используемых при испытаниях КТС, достаточно подробно представлен в работах [25, 34, 99, 138, 146, 208, 215, 224, 241, 242, 245].

На рисунке 1.12 показаны типовые схемы установки колес КТС на опорные поверхности стендов, реализующих принцип обратимости движения [215].

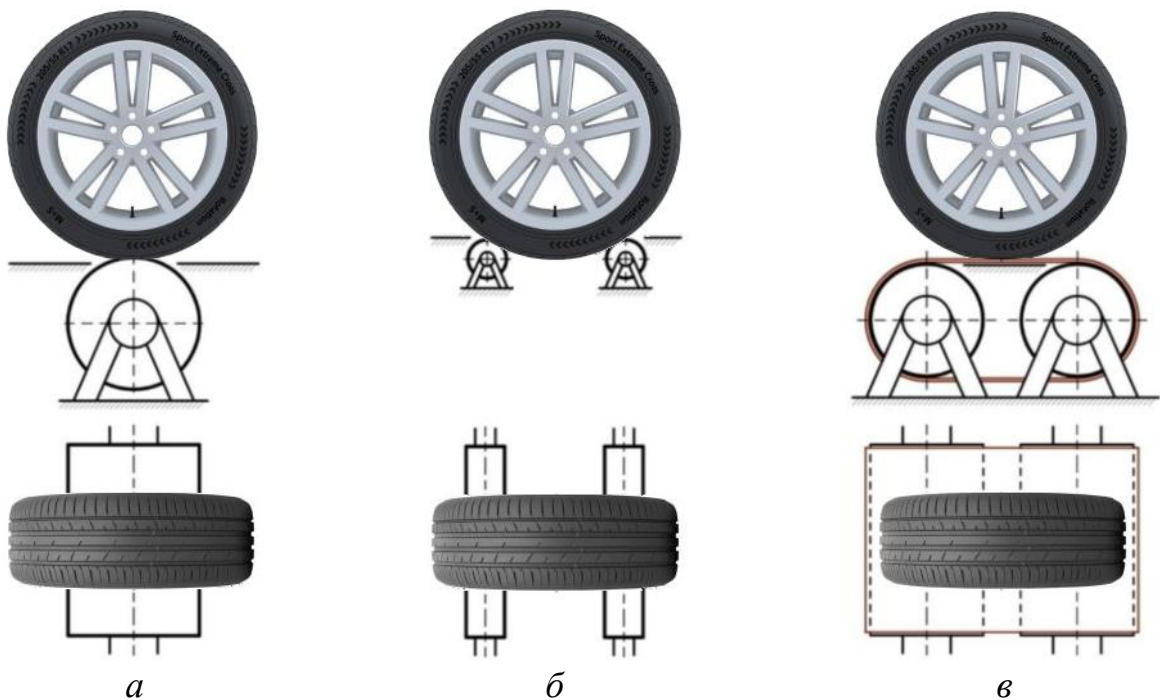


Рисунок 1.12 – Схемы установки колес КТС на опорные поверхности стендов, реализующих принцип обратимости движения с опорой шины:

а – на одиночный барабан; *б* – на два барабана; *в* – на ленточный барабан.

Стенды с установкой шины на одиночный барабан (рисунок 1.12, *а*), обеспечивают колесам испытуемого КТС положение неустойчивого равновесия. В таких схемах каждая шина КТС имеет одно пятно контакта с барабаном. Поэтому

силовые и скоростные потери в шине зависят от кривизны поверхности его барабанов. Увеличение диаметра барабана стенда позволяет снизить силовые и скоростные потери в шине, но при этом увеличивается его инерционность. Поэтому в зависимости от реализуемого стендом тестового воздействия это может стать либо его преимуществом, либо недостатком (рисунок 1.13, а). В процессе испытаний КТС на таких стендах их необходимо жестко фиксировать от продольного смещения.

В отличие от предыдущей конструкции, стенды с установкой шины на два барабана (рисунок 1.12, б), обеспечивают колесам испытуемого КТС положение устойчивого равновесия. В таких схемах каждая шина КТС имеет два пятна контакта с барабанами стенда, да к тому же с большой кривизной (рисунок 1.13, б). Поэтому в процессе испытаний КТС на таких стендах силовые и скоростные потери в шинах весьма значительны, как нагрев и износ шин [34, 242, 348].



а



б

Рисунок 1.13 – КТС на стендах с беговыми барабанами:

а – стенд с *одиночными* беговыми барабанами фирмы *Mustang Dynamometer*;

б – стенд со *спаренными* беговыми барабанами фирмы *Kratzer*

Automation [34, 202].

В таблице 1.4 приведены характеристики динамометрических стендов с беговыми барабанами, которые получили довольно широкое распространение в странах Европы и Азии.

В качестве нагрузочных устройств в таких стендах нашли применение

электрические (*электродинамические тормозы, электродвигатели, электродвигатель-генераторы*), либо гидравлические машины (*гидрообъемный привод, гидравлический тормоз*) [34, 202, 242].

Таблица 1.4 – Характеристики распространенных динамометрических стендов с беговыми барабанами [34, 202].

Параметр	V-Tech VT-2/ B1	DYNOMAX 4000 AWD BR	МАНА MSR 1000	МЕТА СДМ 2- 3500.200
Габариты стенда, м	2,40×3,30	5,50×3,80	4,40×5,40	8,32×4,80
Диаметр роликов, м	0,25	0,25	0,762	0,50
Максимальная нагрузка на ось, кН	30	30	24	0,2
Число ведущих осей КТС на стенде	1	2	2	2
Нагрузочное устройство стенда	Вихретоковый тормоз	Вихретоковый тормоз	Электродвигатель	Электродвигатель
Максимальная скорость КТС, км/ч	300	250	320	200
Погрешность измерения мощности на колесах	±1%	±2%	±2%	±1%

Динамометрические стенды с беговыми барабанами позволяют:

- 1) выполнять контроль КТС и их силовых установок, при движении в пределах скоростного режима ограниченного техническими возможностями стенда;
- 2) выполнять измерение параметров двигателя по динамике разгона;
- 3) выполнять контроль работы систем управления силовым агрегатом;
- 4) измерять потери мощности в трансмиссии КТС (*по интенсивности замедления*) в режиме выбега;
- 5) исследовать расход топлива в заданных режимах работы силовой установки КТС;
- 6) выполнять измерение *силовых и мощностных* параметров на колесах КТС;
- 7) обеспечивать контроль интенсивности разгона КТС в диапазоне от 0 до

100 км/час;

8) выполнять контроль погрешности измерения скорости спидометром КТС и др. [204].

В работе [100] приводится методика воспроизведения реальных нагрузочных режимов в условиях динамометрического стенда с одиночными (*под каждым колесом*) беговыми барабанами, позволяющими выполнять имитацию качения движителей по опорной поверхности. Методика позволяет имитировать движение КТС *на стенде по криволинейной траектории*. Исследователи на уровне моделирования выполнили расчеты маневра «переставка» (*изменение полосы движения*) КТС с колёсной формулой 4×4 на стенде (см. рисунок 1.13, а).

Создание нагружающими системами стенда тестовых воздействий на колеса КТС (соответствующих маневру «переставка») обеспечивается за счет подведения к каждому беговому барабану изменяемого крутящего (либо тормозного) момента. Критерием для формирования момента, подведенного к каждому беговому барабану стенда в случае дифференциальной схемы трансмиссии КТС, является приведенный к колесу суммарный момент сопротивления.

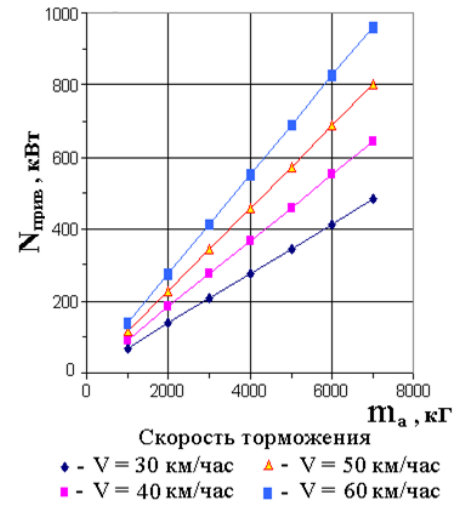
Опыт использования стендов с беговыми барабанами показывает, что попытки измерения мощности силовых установок КТС на основе измерений силовых и кинематических параметров их ведущих колес, сдерживаются тем, что от 15 до 20% мощности двигателя составляют потери на трение в трансмиссии, а также на силовые и скоростные потери в шинах. Эти потери вычитаются из измеренных параметров, характеризующих мощность двигателя [204, 242].

Испытания тормозных систем современных КТС выполняют на силовых *тормозных стендах* (рисунок 1.14, а) [27, 173, 207, 241, 242, 245].

В условиях эксплуатации на стендах выполняют проверки тормозных систем КТС на соответствие требованиям ГОСТ 33997-2016 [55], а также в процессе их экспертизы. В процессе контроля тормозных систем на стендах измеряют параметры, характеризующие эффективность работы тормозной системы КТС (удельная тормозная сила γ_T), а также обеспечение его устойчивости при торможении (относительная разность тормозных сил на колесах каждой оси k_H).



а



б

Рисунок 1.14 – Тормозной силовой стенд:

а – модели МАНА MBT 2200 LON RS 2; б – зависимости мощности привода $N_{прив}$ силового тормозного стенда от массы m_A диагностируемого КТС и начальной скорости его торможения V [173].

Методика контроля тормозных систем на силовых стендах имеет ряд существенных недостатков. Во-первых, при силовом методе, контроль тормозных систем на стендах выполняют при постоянной скорости 4 км/ч легковые КТС и 2 км/ч, грузовые. Это связано с ростом затрат мощности привода стенда при увеличении скорости и массы КТС [242]. Представленный на рисунке 1.14, б график показывает, что при массе КТС $m_A = 7000$ кг и установившейся скорости торможения КТС на силовом стенде, равной $V = 60$ км/час, мощность $N_{прив}$ привода такого стенда должна составлять не менее $N_{прив} \cong 1$ МВт.

Во-вторых, очевидно, что показатели тормозной эффективности и устойчивости полученные при *постоянной скорости* 2 км/ч или 4 км/ч на силовом стенде, будут значительно отличаться от значений этих показателей, полученных на асфальтобетонной дороге при начальных скоростях торможения 40 км/ч или 100 км/ч. Причем, при экстренном торможении КТС его скорость на дороге изменяется до нуля км/ч. Поэтому, чтобы воспроизвести такой тестовый режим, необходим инерционный стенд с маховыми массами в качестве нагрузочных тормозящих колес [242].

Но здесь возникает проблема, заключающаяся в том, что существующие стенды с беговыми барабанами, как правило, силовые. При этом инерционные стенды не выпускают по причине того, что на них обеспечивается возможность измерения временных и кинематических параметров (*путь, время, скорость*), которые крайне малоинформативны с точки зрения контроля тормозных и прочих систем КТС [207, 233, 241, 242].

Стенды с установкой шин на ленточные барабаны обеспечивают плоские пятна контакта. Поэтому в отличие от предыдущих конструкций это дает возможность максимально приблизить режимы работы колес с эластичными шинами к дорожным. Схема такого стенда показана на рисунке 1.12, в. Конструкция каждой ленточной опоры стенда содержит по два барабана с натянутой на их поверхность стальной лентой (рисунок 1.15).

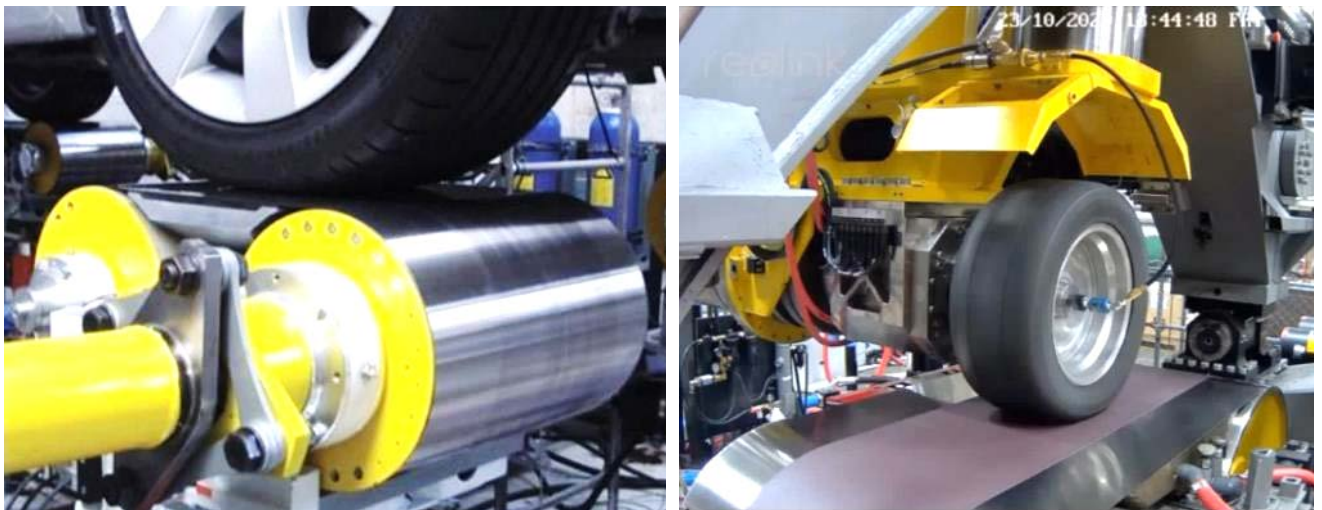


Рисунок 1.15 – Колеса с шинами на ленточных опорах стендов [34, 33, 202].

Поэтому следующим шагом в эволюции стендов, реализующих принцип обратимости движения стали стенды с ленточными опорами.

На рисунке 1.16 показаны стенды с ленточными опорами азиатских и европейских производителей. Следует отметить, что стенды такого типа имеют значительную функциональность. Они позволяют выполнять исследования, связанные с работой тормозных систем КТС, их силовых установок, трансмиссий с подключаемым полным приводом управляемых колес, и даже подвески.

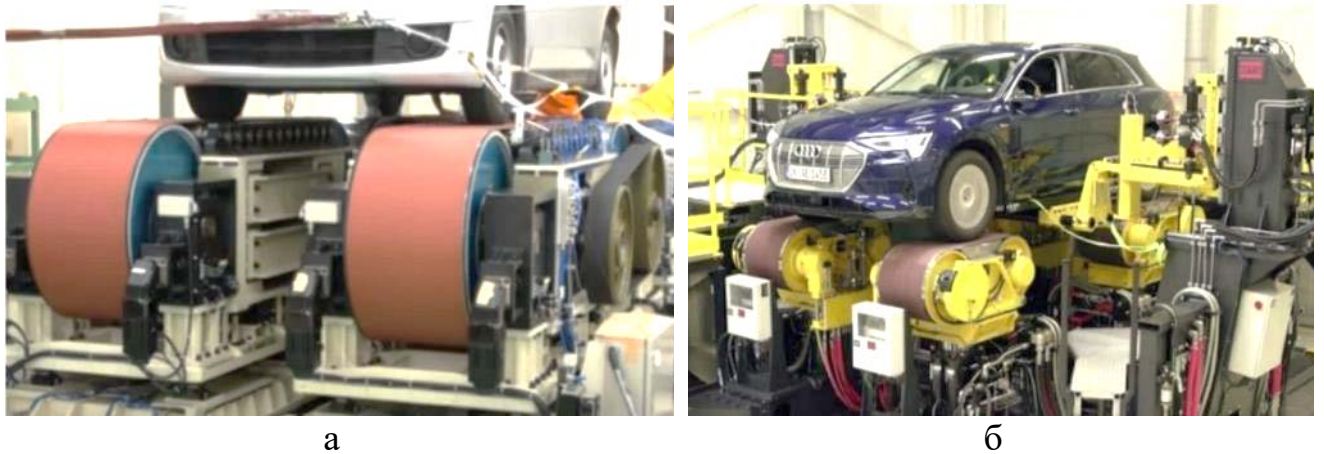


Рисунок 1.16 – Вид КТС, установленных на стендах с ленточными опорами:

а – *Kokusai* (Япония); б – *MTS Systems* совместно с *FKFS* (Германия) [203].

Функциональные способности стендов *MTS Systems Flat-Trac Handling Roadway* позволяют выполнять комплексное исследование всех основных свойств современных КТС. Модульный принцип их компоновки позволяет формировать конструкцию стендового комплекса *MTS* так, чтобы в полной мере обеспечить требования заказчика. Основные технические характеристики стендового комплекса *MTS Flat-Trac Handling Roadway* представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Технические характеристики стендового комплекса *MTS Flat-Trac Handling Roadway* [203].

№ п/п	Параметр комплекса <i>MTS Systems FKFS</i>	Единица измерения	Величина
1	Максимальная скорость ленты	км/ч	0,5÷220
2	Максимальная сила боковой реакции на ленте	кН	10
3	Максимальная продольная сила ленты	кН	6
4	Непрерывная потребляемая мощность приводом ленты	кВт	140
5	Максимальная входная мощность привода ленты	кВт	220
6	Максимальная продольная частота	Гц	15
7	Максимальный угол поворота опоры	± град	15
8	Максимальная скорость поворота опоры	± град/сек	80
9	Максимальное вертикальное смещение опоры	± мм	75
10	Максимальная вертикальная скорость опоры	± мм/сек	500
11	Максимальное вертикальное ускорение опоры	g	+7 ÷ -9
12	Максимальная вертикальная частота опоры	Гц	30
13	Диапазон ширины колеи КТС	м	1,20÷2,10
14	Диапазон колёсной базы КТС	м	2,0÷3,8
15	Допустимая нагрузка на стенд $G: F_x, F_y$	кН	30,0

Стендовые комплексы *MTS Flat-Trac Handling Roadway* позволяют испытывать легковые КТС, внедорожники, легкие грузовики с шириной колеи, колёсной базой и расположением колес, указанных в таблице 1.5. Ленточные опоры стендовых комплексов *MTS Flat-Trac Handling Roadway* обеспечивают возможность задания колесам и силовым установкам КТС практически всех тестовых режимов от ведомого и ведущего, до свободного и тормозного [203].

У КТС с ЭСУ и ГСУ *MTS Flat-Trac Handling Roadway* позволяет исследовать потребление энергии. Выполнять исследования механического КПД силового агрегата, измерять силовые и кинематические параметры выбега колес КТС с подключенной и отключенной трансмиссией. Исследовать параметры управляемости КТС, а также выполнять настройку трансмиссий [203].

Каждая ленточная опора стенда *MTS Flat-Trac Handling Roadway*, по которой катится колесо испытуемого КТС установлена на гидравлическую стойку. Эти стойки позволяют создать вертикальные перемещения шин до ± 75 мм при ускорениях до 9 g с частотами до 30 Гц. Это дает возможность создавать тестовые воздействия на подвеску и оценивать её работу, имитируя движение КТС по дорогам с неровностями [203].

Ленточные опоры стенда *MTS Flat-Trac Handling Roadway* имеют возможность свободно поворачиваться вокруг своей вертикальной оси на угол до 15° для имитации движения КТС по криволинейной траектории. Эта конструктивная возможность стендового комплекса позволяет исследовать устойчивость управляемого движения КТС [203].

Еще одной важной особенностью ленточных опор стенда *MTS Flat-Trac Handling Roadway* является их возможность обеспечивать подведения к колесам КТС как тягового, так и тормозного момента и при этом измерять реакции в пятнах контакта шины с ленточной опорой. Это свойство комплекса особенно важно при исследовании КТС, оснащенных электрическими мотор-колесами [203].

Стендовые комплексы *MTS Flat-Trac Handling Roadway* позволяют испытывать такие системы как АБС, ПБС, трансмиссий с подключаемым полным приводом (ТПП), ДСКС, и даже выполнять настройки, а также давать оценку и проводить

проверки систем ADAS, а также технологий автономных транспортных средств [203].

При этом следует отметить, что стендовые комплексы такого уровня имеют очень высокую металло- и энергоемкость, а также уровень конструктивной сложности. Они являются базовой основой для исследовательских лабораторий автомобилей, которые доступны лишь крупнейшим исследовательским центрам. Такие стендовые комплексы устанавливаются в помещениях, общей площадью не менее 200 м², причем в двух уровнях (рисунок 1.17) [203].



Рисунок 1.17 – Исследовательская лаборатория на основе стендового комплекса *MTS Flat-Trac Handling Roadway* (США):

1 – место управления комплексом; 2 – комната оператора управления; 3 – сервер комплекса; 4 – измерительная система «Динамометрическая дорога»; 5 – система позиционирования КТС на стенде; 6 – система обеспечения стенда (*гидросистемы, системы силовой электрики*); 7 – поверхность пола лаборатории и стенда; 8 – система жесткой фиксации КТС на стенде; 9 – система охлаждения оборудования; 10 – система подачи воздуха на подшипниковые опоры; 11 – шкаф управления работой силовой установкой системы [203].

Создание и обеспечение работы таких лабораторий очень затратны. Так, например, цены на системы *MTS Flat-Trac Handling Roadway* варьируются в зависимости от модели, её возможностей и настроек. Подробная информация о ценовых диапазонах на создание и обеспечение работы, а также на эксплуатацию лаборатории на базе стенда *Flat-Trac Handling Roadway* приведены в четвертой главе диссертации.

Гарантия на систему *MTS Flat-Trac Handling Roadway* и подобные системы может варьироваться в зависимости от уровня, типа оборудования и от региона обычно включает стандартную гарантию от 1 до 2 лет. Хотя отдельные компоненты системы могут иметь индивидуальные сроки гарантии [203].

1.3. Исследования КТС, оснащенных антиблокировочными системами

Как известно, *АБС* предназначена для поддержания режима работы колес с эластичными шинами в области оптимального проскальзывания S , в которой величина коэффициента φ_x продольного сцепления шин с опорной поверхностью близка к максимальным значениям. Такой режим работы колеса обеспечивает не только максимальные реализованные значения продольного, но и вполне удовлетворительные значения бокового сцепления с опорной поверхностью [4, 17, 63, 201, 227, 230, 289, 300, 312, 322].

Поскольку *АБС* является элементом тормозной системы КТС, то её экспериментальные исследования проводят в процессе испытаний рабочей тормозной системы. При проведении исследований тормозной системы *в дорожных условиях*, определяют эффективность функционирования входящих в нее рабочей, вспомогательной, запасной, стояночной тормозных систем, а также *АБС* [55, 75, 76, 89, 90, 91, 94, 95, 96, 123, 124, 132, 133, 134, 155, 156, 157, 171, 188, 189, 190, 191, 200, 328, 342, 358].

В процессе проведения дорожных испытаний эффективность рабочей тормозной системы определяют на основе измерения тормозного пути S_T , либо двух

параметров – установившегося замедления $j_{уст}$ и времени срабатывания тормозной системы $\tau_{ср}$ [55, 227].

Устойчивость КТС при торможении оценивают на основе контроля их нахождения в коридоре движения. На основании требований Технического регламента (ТР ТС 018/2011) [226, 227] и ГОСТ 33997-2016 [55] испытуемые КТС не должны выходить из коридора движения ни одной своей частью.

Для КТС категорий $M2$, $M3$, $N2$, $N3$, $O3$ и $O4$ ширина коридора движения установлена 3,0 м, а для КТС категорий $M1$, $N1$, $O1$ – 2,6 м.

Задачами испытаний АБС автомобилей с гидравлическим приводом тормозной системы являются исследования шести основных её свойств [99]:

- 1) обеспечение устойчивости КТС при торможении на «МИКСТ» (*измерение ускорений центра масс и определение его бокового отклонения*);
- 2) обеспечение требуемой реализованной удельной силы сцепления шин с дорогой (*измерение реакций на колесах*);
- 3) предотвращение блокировки колес на покрытии с высоким и низким коэффициентом сцепления, а также на «миксте» (*измерение угловых скоростей колес*);
- 4) устранение блокировки затормаживаемых колес при ступенчатом снижении коэффициента сцепления (*измерение угловых скоростей колес*);
- 5) предотвращение значительного снижения реализованного коэффициента сцепления шин тормозящих колес на «МИКСТ» (*измерение реакций на колесах и определение реализованного коэффициента сцепления φ*) [238];
- 6) обеспечение требуемого нарастания замедления КТС при ступенчатом увеличении коэффициента сцепления шин затормаживаемых колес с опорной поверхностью (*измерение ускорения КТС*) [99, 238].

Методика проведения испытаний АБС в дорожных условиях включает торможение КТС рабочей тормозной системой при достижении заданных нормативными документами начальной скорости движения. Испытания АБС проводят на

дорогах, имеющих как низкое ($\varphi_{\text{низк}} \leq 0,3$), так и высокое сцепление ($\varphi_{\text{выс}} \geq 0,5$) шин с опорной поверхностью дороги.

Достаточно высокоинформативными являются входящие в методику испытаний АБС торможения КТС на покрытиях типа «МИКСТ», имеющих значительную разность коэффициентов сцепления шин правого и левого борта КТС с опорной поверхностью дороги.

В качестве одного из примеров на рисунке 1.18 показана осциллограмма процесса торможения КТС с функционирующей АБС в дорожных условиях.

Иногда в процессе исследования эффективности работы АБС в дорожных условиях испытывают два одинаковых КТС на одном и том же дорожном покрытии [62]. Они одновременно выполняют торможение, только один из них с функционирующей АБС, а второй без АБС. Во время таких сравнительных испытаний выполняют измерение показателей тормозной эффективности и устойчивости обоих КТС.

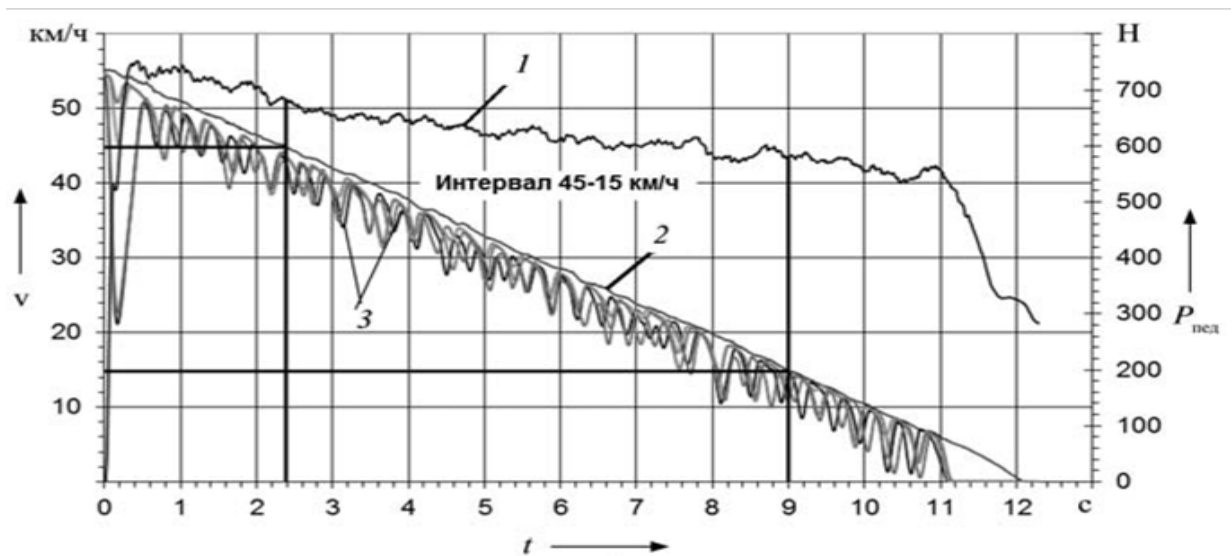


Рисунок 1.18 – Осциллограмма испытаний автомобиля с АБС:

1 – усилие $P_{\text{пед}}$ на ОУ тормозной системы; 2 – скорость V_A продольного движения КТС; 3 – окружные скорости V_{Ki} вращения колес.

Показательным является пример [62] когда два автомобиля *Mercedes* выполняли одновременное торможение с начальной скорости 100 км/час на дороге,

имеющей асфальтобетонное покрытие, смоченное водой. В этих условиях Мерседес с функционирующей АБС останавливался уже тогда, когда Мерседес без АБС двигался бы со скоростью 40 км/час.

Анализ *дорожных методов* исследования КТС с АБС показывает их высокую информативность. В условиях автополигонов исследования показателей, характеризующих рабочие процессы АБС, а также эффективность торможения КТС с АБС обеспечены высококачественной измерительной аппаратурой (рисунок 1.19), квалифицированным персоналом, подготовленными дорогами заданного вида и качества.

В процессе полигонных испытаний также обязательно контролируют одно из важных свойств КТС, которое обеспечивает АБС при их торможении, это устойчивость управляемого движения. О том, как проводят такие испытания подробно описано в разделе 1.2.1 данной главы.



Рисунок 1.19 – Оборудование, используемое при проведении дорожных испытаний КТС:

а – рулевой робот *Steering robot*; б – датчик усилия на органе управления рабочей тормозной системой; в – датчик угловой скорости колеса [243].

Общую для всех *дорожных методов* исследований АБС проблемную ситуацию создает их высокая трудоемкость и стоимость, а также сильная зависимость от климатических и погодных условий. Проблема усугубляется сложностью доставки

КТС и затратностью их трансфера в случаях, когда необходимо проводить исследования. Поскольку на территории нашей страны единственный Автополигон НАМИ, расположенный в окрестности г. Дмитрова, Московской области. С учётом географии нашей страны затраты на трансфер испытуемого КТС до автополигона зачастую становятся гораздо большими, чем затраты на сами исследования.

Стендовые исследования КТС с АБС встречаются в практике довольно редко, хотя потребность в них весьма значительна у предприятий, которые разрабатывают АБС, у экспертных организаций, у структур, занимающихся ремонтом и обслуживанием КТС.

Всем вышеперечисленным структурам не под силу приобретение лабораторий, аналогичных тем, которые предлагает фирма MTS (см. раздел 1.2.2) и даже приобретение отдельного оборудования такого уровня. Хотя его функциональные свойства, безусловно, позволяют выполнить такие исследования в полной мере и с высоким качеством. Поэтому далее постараемся проанализировать оборудование, позволяющее выполнять исследование КТС с АБС, доступное для небольших предприятий.

Стенды для исследования тормозных систем, в том числе и с АБС стендовыми методами вполне обоснованно критикуют за:

- 1) разные по качественным и количественным показателям фрикционные свойства шин на дороге и на барабанах стендов;
- 2) значительную деформацию шин в их контакте с беговыми барабанами;
- 3) очень малые скорости беговых барабанов стендов при которых АБС не работает [232];
- 4) помехи, которые возникают от продольных перемещений КТС при измерениях сил на колесах [27];
- 5) невозможность измерения сил на колесах КТС на инерционных стендах [241].

При этом в своей работе [138] А.А. Малюков отмечает, что именно силовые

параметры являются наиболее информативными и стабильными физическими величинами из всех измеряемых параметров, которые позволяют измерить стелды с беговыми барабанами.

С целью испытаний процесса торможения КТС (с нагрузкой на ось до 3500 Н) с функционирующей АБС, компанией *МЕТА* в конце прошлого века был изготовлен *силовой стелд*, который обеспечивал испытания при скорости 11,1 м/с, или 40 км/ч. Каждое колесо КТС приводил во вращение двигатель мощностью 40 кВт. Высокая цена с высокой металлоемкостью стелда в совокупности с большой общей мощностью его двигателей (160 кВт), при большом моменте инерции его беговых барабанов и низких метрологических характеристиках и диагностических возможностях, все это стало препятствием для его широкого применения.

Обеспечение возможности измерения тормозных сил на инерционных стелдах позволило автору исследования [173, 241] разработать стелд для контроля процесса торможения КТС с функционирующей АБС.

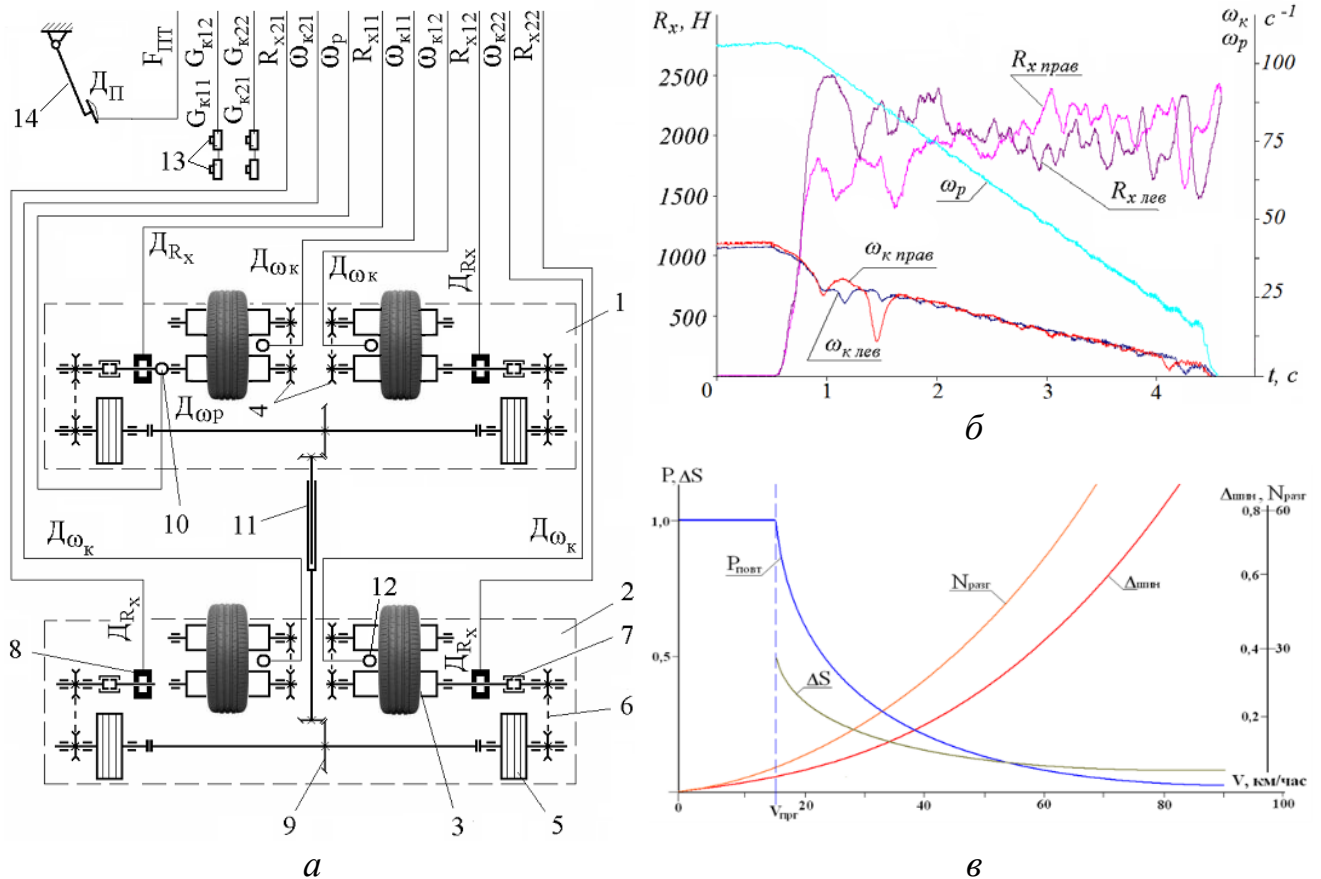
Автором установлены требования, которым должны удовлетворять конструкции стелдов с беговыми барабанами, позволяющими выполнять исследование процесса торможения автомобиля с АБС [173, 241]:

- 1) синхронность вращения всех беговых барабанов стелда в течение всего процесса торможения КТС;
- 2) высокая (не ниже 11,1 м/с) линейная скорость опорной поверхности беговых барабанов стелда перед началом торможения с АБС;
- 3) обеспечение процесса перераспределения нагрузок между осями тормозящего на стелде КТС;
- 4) снижение в процессе торможения КТС скорости вращения беговых барабанов до полной их остановки;
- 5) минимум узлов трения от точки приложения тормозной силы до измерительного датчика;
- 6) максимальное снижение (*или устранение*) влияние крутильных

колебаний деталей стенда и колёсных узлов;

7) обеспечение возможности измерения тормозных сил и угловой скорости каждого тормозящего колеса.

В соответствии с этими требованиями авторы разработали и изготовили стенд (рисунок 1.20), который обеспечил возможность проведения исследования процесса торможения КТС с функционирующей АБС [173].



Рисцнок 1.20 – Результаты исследования процесса торможения КТС с функционирующей АБС на стенде с беговыми барабанами:

а – схема стенда; *б* – зависимость процесса торможения КТС с функционирующей АБС на стенде от времени; *в* – зависимости ширины диапазона регулирования ΔS по проскальзыванию; вероятности $P_{\text{повт}}$ повторной диагностики КТС на стенде; мощности $N_{\text{разг}}$ на разгон маховых масс стенда и колес КТС от начальной скорости торможения V [173].

В работе А.Н. Степанова предпринята попытка выполнить исследование

процесса торможения КТС с функционирующей АБС на одно-платформенном стенде [221]. Автором обоснована конструкция (рисунок 1.21, а), спроектирован и изготовлен опытный образец, позволяющий проводить диагностирование тормозной системы КТС с функционирующей АБС на стенде с беговыми барабанами. При этом КТС устанавливается на стенд колесами одной оси. Автором разработана методика последовательного контроля процесса торможения с функционирующей АБС. Для этого производилось отключение датчиков колес не диагностируемых осей КТС. Сигналы, отключённых датчиков заменялись сигналами от разработанного устройства – имитатора. Автору удалось решить проблему и получить графические изображения исследуемого процесса на таком стенде (рисунок 1.21, б и в).

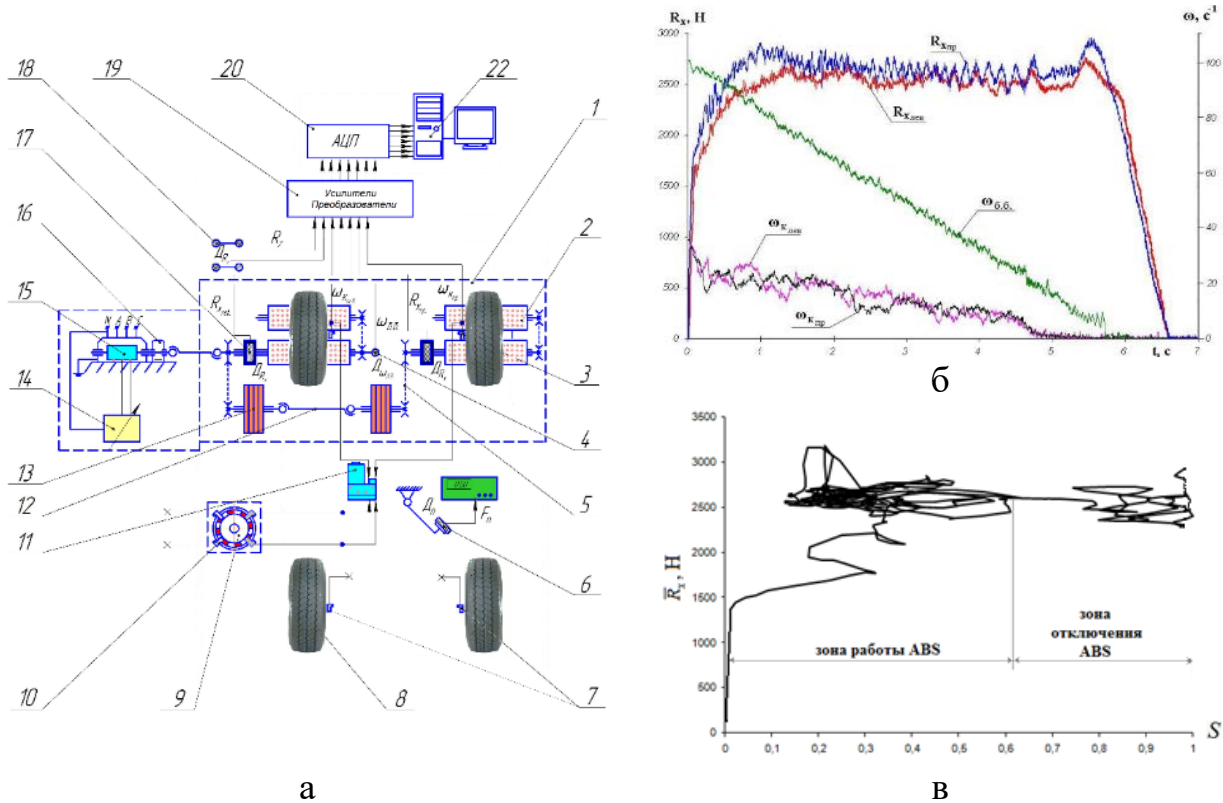


Рисунок 1.21 – Контроль процесса торможения КТС с функционирующей АБС на одно-платформенном стенде:

а – функциональная схема стенда и КТС; б – осциллограмма процесса торможения; в – $-R_x(S)$ -диаграмма процесса торможения [221].

Учитывая циклический характер изменения силовых и кинематических параметров при функционировании АБС на стендах, для оценки процесса торможения КТС используют интегральные показатели, (среднюю за процесс торможения

удельную тормозную силу $\bar{\gamma}$, среднее проскальзывание \bar{S} , и др.).

Для оценки эффективности функционирования АБС на стендах используют диапазон ΔS , изменения проскальзывания колеса и среднюю за процесс торможения удельную тормозную силу $\bar{\gamma}$ [171, 221, 241].

1.4 Исследования КТС с системами распределения мощности

На современных легковых КТС устанавливают два основных вида трансмиссий с подключаемым полным приводом (ТПП) управляемых колес. Это *Full-time* – постоянный полный привод и *Part-time* – подключаемый полный привод. На рисунке 1.22 показана структура систем распределения мощности между ведущими мостами полноприводных легковых КТС [209].

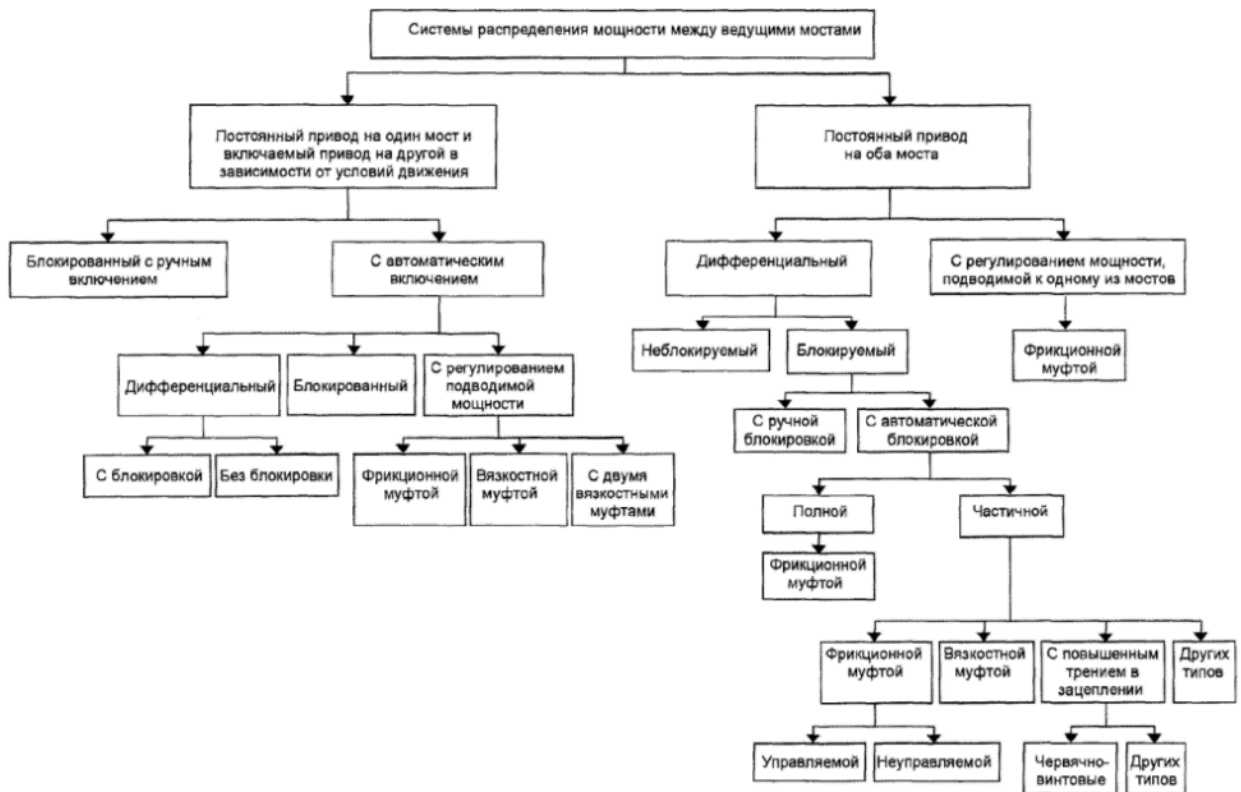


Рисунок 1.22 – Структура систем распределения мощности между ведущими мостами полноприводных легковых КТС [209].

Широкое распространение получили электронные системы, обеспечивающие управление подключаемым приводом (*Part-time*), которые получили общее название *On-demand* – включаемый по требованию. Чаще всего работа такого привода основана на управляемых электроникой многодисковых фрикционных

муфтах, которые в заданный момент подключают привод колес ведомой оси к приводу колес оси ведущей.

Исследованиям в области повышения проходимости, управляемости и устойчивости КТС, за счет рационального распределения потоков мощности между колесами, посвятили свои работы Агейкин Я.С. [7, 8], Аглиуллин Т. [268, 269], Антунез П. [320, 321], Баулина Е.Е. [17, 18], Бахмутов С.В. [20, 21, 22], Жилейкин М.М. [48, 49, 80, 81, 82, 83], Иванов В. [269, 318], Келлер А.В. [108, 109, 110], Круташов А.В. [66, 122], Кломп М. [326, 327, 330], Новеллис Л. Д. [266, 283, 284, 285, 286, 287, 305] и др. [35, 43, 44, 45, 84, 85, 86, 121, 128, 135, 136, 267, 274, 275, 276, 279, 291, 295, 310, 315, 316, 348, 350, 368].

Экспериментальные исследования КТС с системами ТПП основаны на дорожных методах оценки их движения, в процессе которых выполняют определение вида поворачиваемости. Следует отметить, что в процессе таких исследований, как правило, контролируют кинематические параметры движения КТС, а также углы их сноса и заноса. Анализ методов экспериментальных исследований КТС с системами ТПП показывает, что они основаны на измерении: скорости рыскания [302, 332, 364]; угла дрейфа β [265, 268, 338]; угловых скоростей колёс [11, 13]; бокового ускорения [317] и конечно же контроле параметров, характеризующих нахождение КТС в коридоре движения.

В процессе исследований [364] реализован метод определения устойчивости движения КТС по так называемому «*фазовому плану*», т.е. зависимости скорости изменения угла дрейфа от величины этого угла. Определены условия и границы, которые разделяют движение КТС на устойчивое и неустойчивое.

Отмечается техническая сложность реализации данного метода поскольку величину угла дрейфа датчиками КТС не измеряют [307].

В процессе исследований А.В. Антоян [13] определял курсовую устойчивость КТС на основе измерения и соотношения переносных скоростей колёс передней и задней оси. Следует отметить недостатки метода. Во-первых, автор

использует в расчетах переносных скоростей колёс их свободный радиус r_0 , который не учитывает скоростные потери в шинах. Во-вторых, в процессе прохождения КТС поворотов с большим боковым ускорением, его внутренние по радиусу поворота колёса разгружаются. Такие режимы, а также движение КТС по дорогам с низким коэффициентом сцепления, часто приводит к их буксованию. Все это ведет к весьма некорректному определению курсовой устойчивости КТС.

Метод определения поворачиваемости КТС в процессе движения приведен в стандарте ISO 8855:2011 (en) [317] (рисунок 1.23). Данный стандарт позволяет рассчитывать основной параметр U , который в полной мере характеризует поворачиваемость КТС. U – это градиент недостаточной/избыточной поворачиваемости КТС. При постоянном, заданном передаточном числе рулевого управления ($i_s = \text{const}$), градиент U находят по формуле [317]:

$$U = \frac{\partial \delta_H}{\partial a_\gamma} \cdot \frac{1}{i_s} - \frac{\partial \delta_A}{\partial a_\gamma} \quad (1.1)$$

где: $\partial \delta_H$ – приращение угла поворота рулевого колеса;

∂a_γ – приращение бокового ускорения;

$\partial \delta_A$ – приращение угла поворота КТС при нейтральной поворачиваемости (по Аккерману) [317].

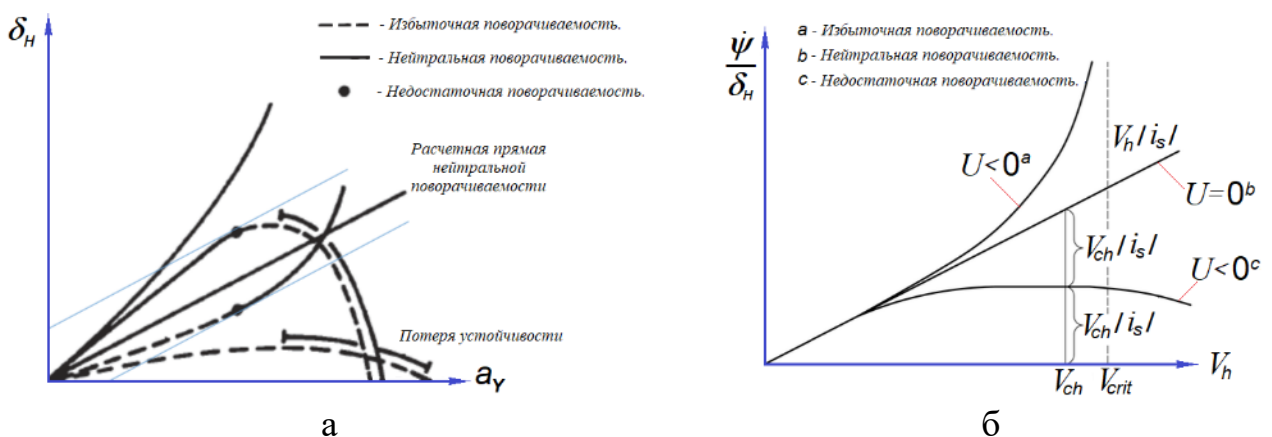


Рисунок 1.23 – Графики, характеризующие:

a – поворачиваемость КТС [243]; b – критические и характерные скорости движения КТС с избыточной, нейтральной и недостаточной поворачиваемостью [317].

В процессе испытаний ТПП оценивают устойчивость движения КТС на

основе контроля скорости рыскания, углового положения рулевого колеса [364]. Если в процессе испытаний установленное отношение скорости рыскания к углу поворота рулевого колеса $\dot{\psi}/\delta_H$ превышает установленный порог (рисунок 1.23, б) – регистрировали занос задней оси. Если в процессе испытаний установленное отношение $\dot{\psi}/\delta_H$ ниже установленного порога – регистрировали снос передней оси. Если в процессе испытаний обнаруживалась разнонаправленность угла поворота руля и скорости рыскания (рисунок 1.24), то регистрировался контрповорот [364].

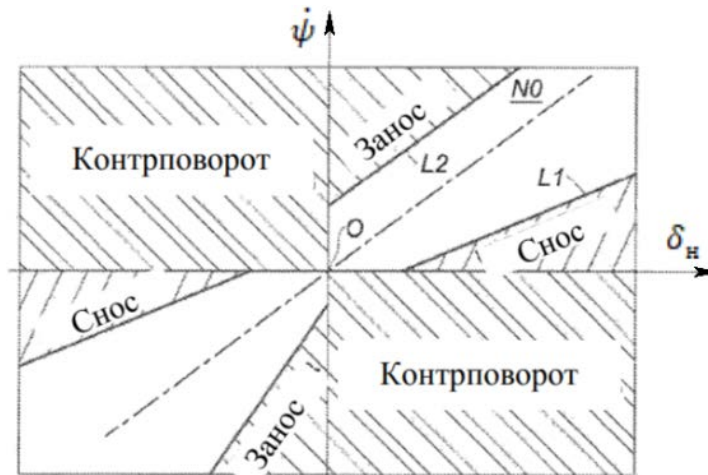


Рисунок 1.24 – График определения устойчивости движения КТС по скорости рыскания $\dot{\psi}$ и углу δ_H поворота рулевого колеса.

Таким образом, в процессе дорожных испытаний КТС с ТПП, как правило, определяют кинематические параметры, характеризующие курсовую устойчивость, координаты движения центра масс, скорость продольного движения и рыскания, угол поворота рулевого колеса, а также параметры, характеризующие рабочий процесс ТПП.

Для исследований КТС с ТПП на стендах, реализующих принцип обратимости движения, требуется задание таких тестовых режимов, которые способны активировать работу электронных систем привода и вызвать его срабатывание. При этом необходимо обеспечить измерение кинематических и силовых параметров, позволяющих в полной мере оценить эффективность функционирования ТПП.

Эти требования в полной мере способны обеспечить стендовые комплексы *MTS Systems FKFS* и им подобные. Однако, учитывая высокую стоимость как самих

комплексов, так и выполняемых на их основе исследований, они не доступны для большей части организаций и предприятий, которые в этих исследованиях заинтересованы.

Поэтому далее постараемся проанализировать оборудование, позволяющее выполнять исследование КТС с ТПП, доступное для небольших предприятий, в основном занимающихся, экспертизой, ремонтом и обслуживанием КТС.

В работе [174] автор выполнил исследования процессов функционирования ПБС на стенде с беговыми барабанами. Отмечено, что исследование процессов разгона ведущих колес КТС при функционировании ПБС на стендах, реализующих принцип обратимости движения, обеспечивает большую информативность испытаний и безопасность транспортных средств, нежели исследования в дорожных условиях.

Автор обосновал следующие тестовые режимы воздействия на ПБС [174]:

- 1) трогание КТС с места при полной подаче топлива;
- 2) имитацию разности коэффициентов сцепления под колесами КТС за счет значительной разности в моментах инерции маховых масс стенда, соединенных с «буксующим» и «небуксующим» колёсами.

При этом имитацию буксования колес КТС на беговых барабанах стенда реализовывали за счёт разности моментов инерции связанных с беговыми барабанами стенда маховых масс. Беговые барабаны буксующего колеса отсоединяли от маховой массы, и оно разгоняло только эти барабаны, а противоположное колесо разгоняло и барабаны, и маховую массу, имеющую значительный момент инерции. Такой подход позволил избежать скольжений между барабанами и шиной, что способствует снижению её износа, а также сохранности шипов (*при их наличии*). Аналогичный принцип можно реализовать и для имитации колес одной оси, относительно колес другой оси.

Параметрами, при помощи которых в работе [174] дается оценка эффективности рабочих процессов ПБС, являются измеряемые на автомобиле и стенде:

моменты M_T (силы) на колесах, частота $\omega_{\text{лев(прав)}}$ вращения колес и беговых барабанов стенда, частота n_e вращения коленчатого вала силовой установки КТС. В качестве примера, на рисунке 1.25 показаны осциллограммы процесса функционирования ПБС автомобилей *Honda Inspire* и *Toyota Mark II* на стенде с беговыми барабанами [174].

Анализ приведенных на рисунке 1.25 осциллограмм убедительно показывает, что стендовый метод исследования дает количественную оценку процесса функционирования ПБС и обеспечивает исследователя большей информацией, нежели дорожный метод. Но при этом необходимо отметить, что в отличие от дорожного метода, стендовый метод не дает возможности прямого измерения параметров, характеризующих устойчивость движения КТС и его управляемость.

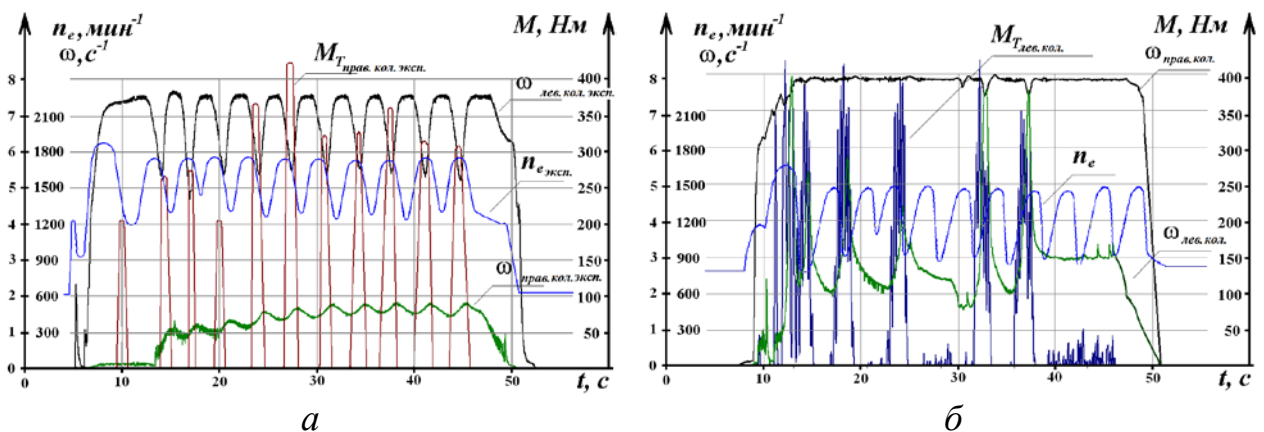


Рисунок 1.25 – Процесс разгона ведущих колес автомобилей с функционирующей ПБС на стенде с беговыми барабанами:

а – *Honda Inspire*; *б* – *Toyota Mark II*.

С другой стороны, эти параметры можно моделировать, используя результаты измерений кинематических и силовых параметров на стенде, а также виртуально-физические модели исследуемого процесса. Аналогичный подход очень эффективно использовал в своей работе В.Г. Дыгало [75]. Он предложил и успешно реализовал методы виртуально-физических испытаний автоматизированных тормозных систем КТС. Это позволило автору без использования дорогостоящих дорожных испытаний прямо в лаборатории выполнять испытания и доводить

конструкции автоматизированных тормозных систем КТС и алгоритмы их работы.

1.5 Исследования КТС с динамическими системами курсовой стабилизации

Разработка и оценка эффективности КТС с ДСКС отражена в исследованиях [92, 93, 101, 119, 270, 273, 277, 282, 288, 294, 303, 309, 311, 323, 324, 325, 339, 346, 347, 353, 367, 371, 373, 374, 375]. В Российской Федерации испытание КТС с системами ДСКС проводят на соответствие требованиям, изложенным в Техническом регламенте таможенного союза (ТР ТС 018/2011) [227]. В процессе испытаний КТС с системами ДСКС проверяют эффективность их работы по правилам ЕЭК ООН [175, 176, 177, 178, 179]. Необходимо особо отметить, что этот документ содержит и часть глобальных технических правил, изложенных в документе ECE/TRANS/180/Add.8 [290]. При этом в нашей стране документ ECE/TRANS/180/Add.8 имеет рекомендательный, но не обязательный характер. Поэтому в процессе проведения дорожных испытаний КТС с ДСКС определяют его боковую устойчивость на основании диаграммы (рисунок 1.26).

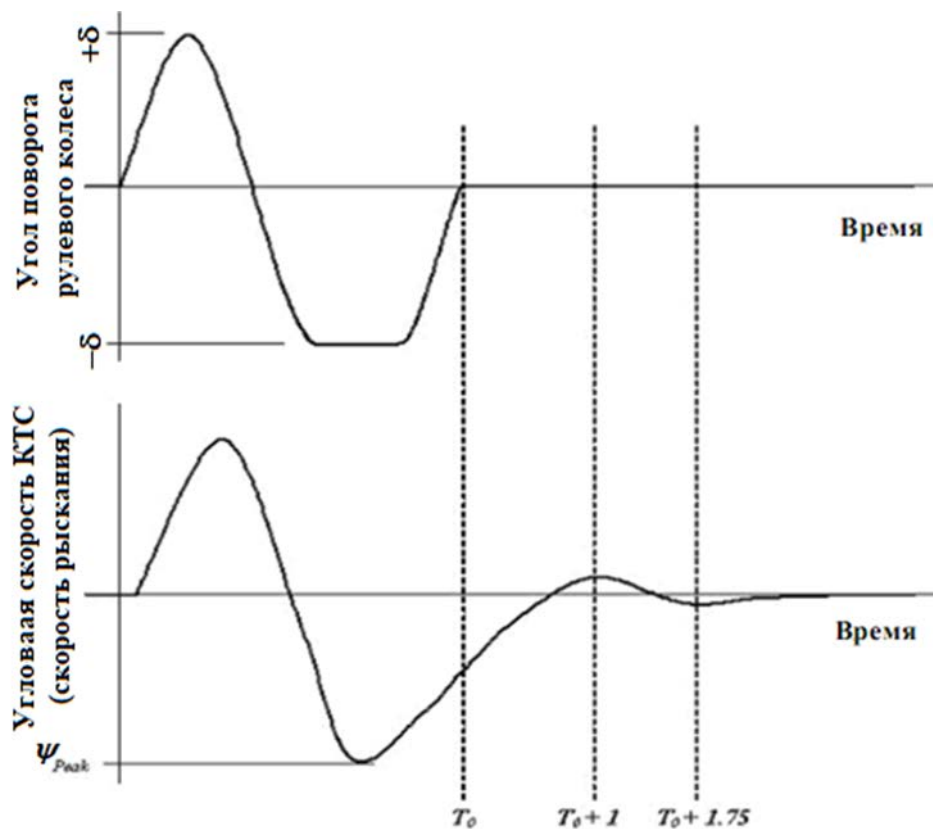


Рисунок 1.26 – Диаграмма определения положения рулевого колеса и

угловой скорости КТС (*скорость рыскания*), при измерении его боковой устойчивости [243].

На диаграмме представлены зависимости положения рулевого колеса и угловой скорости КТС, относительно оси oZ (скорости рыскания), а также контрольные точки, характеризующиеся моментами времени, обозначенными как: (T_0) ; (T_{0+1}) и $(T_{0+1,75})$.

Проверку эффективности функционирования ДСКС выполняют на соответствие требованиям Правил ЕЭК ООН № 13-Н, которые предписывают выполнять исследования эффективности функционирования ДСКС только на дорогах, имеющих высокие значения коэффициента сцепления φ [243].

В процессе испытаний, КТС двигался по траектории в форме «*усеченной синусоиды*». При этом, угловая скорость его подрессоренной массы относительно вертикальной оси oZ , измеренная в момент времени (T_{0+1}) секунд (рисунок 1.27), после завершения поворота рулевого колеса должна быть меньше 35% от первого пикового значения этой угловой скорости, измеренного после изменения знака угла поворота рулевого колеса на обратный (между первым и вторым пиковыми значениями) [243].

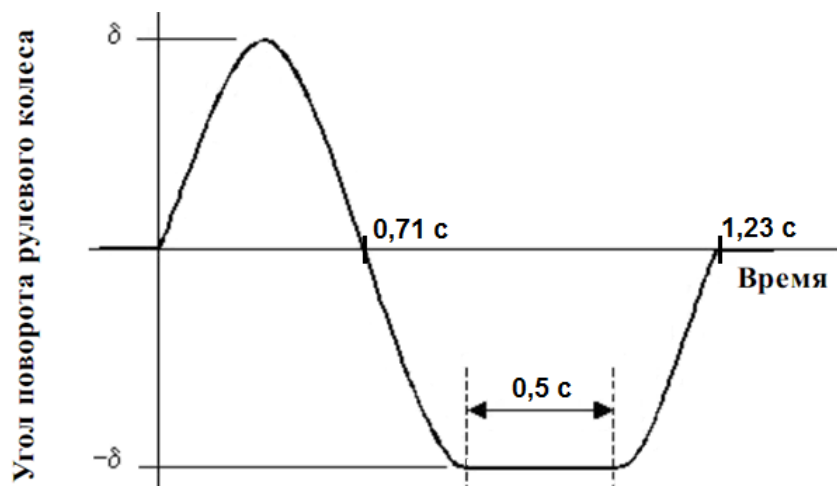


Рисунок 1.27 – Схема траектории движения КТС «*усеченная синусоида*» [243].

При испытательном цикле КТС, при его движении по траектории «*усеченная синусоида*», его угловая скорость относительно вертикальной оси oZ , измеренная по истечении времени $(T_{0+1,75})$ секунд, после завершения поворота рулевого колеса (рисунок 1.26), не должна превышать 20% от первого пикового значения этой

скорости, измеренной после изменения знака угла поворота рулевого колеса на обратный (между первым и вторым пиковыми значениями) [243].

Боковое смещение подрессоренной массы КТС по отношению к её первоначальному прямолинейному курсу должно составлять менее 1,83 м, для КТС с максимальной массой до 3500 кг, или менее 1,52 м для КТС с максимальной массой более 3500 кг. Эти значения определяют в момент истечения времени 1,07 с после начала поворота рулевого колеса.

Расчет бокового смещения $L_{бок}$ КТС производится с помощью двойного интеграла по времени от функции измеренного бокового ускорения $a_{y.c.g.} = f(t)$, которое действует в центре масс КТС по следующей формуле [243]:

$$L_{бок} = \iint a_{y.c.g.}(t) dt \quad (1.2)$$

Испытания ДСКС выполняют при следующих условиях:

- 1) диапазон температуры окружающей среды должна находится в $0 \div 45^{\circ}\text{C}$;
- 2) максимальная скорость ветра не должна превышать 5 м/с [243].

Испытания проводят на дороге, имеющей сухую, ровную опорную поверхность с твердым покрытием, позволяющим достигать пиковый коэффициент сцепления шин при торможении не ниже 0,9 и уклон, которой как в продольной, так и в боковой плоскости не превышает 1% [243]. КТС в ходе испытаний должно быть нагружено, его топливный бак должен быть заполнен не менее 90% от его полного объема. Внутренняя загрузка КТС должна составлять 168 кг с учётом водителя. При необходимости загрузку дополняют балластом. Давление воздуха в шинах доводят до номинальных значений, согласно требованиям завода изготовителя КТС. В целях обеспечения безопасности испытаний, иногда на КТС устанавливают боковые опоры. Для выполнения маневра с заданными параметрами тестового воздействия используют рулевой робот (см. рисунок 1.19, а). Робот должен обеспечивать крутящий момент на рулевом колесе 40-60 Н·м при угловой скорости его поворота 1200 град/сек [243].

Испытания проводят в виде двух серий заездов с постоянной скоростью 80 км/ч (± 2 км/ч) и дискретном увеличении скорости изменения угла поворота рулевого колеса на 13,5 град/сек. от заезда к заезду. Скорость изменения угла поворота рулевого колеса дискретно увеличивают до тех пор, пока боковое ускорение КТС, достигнет значения 0,5·g [243]. Интервалы между заездами не должны превышать 5 мин.

Каждую серию заездов повторяют трижды, причем при первой серии заездов поворот рулевого колеса выполняют по часовой стрелке, а в остальных сериях – против часовой стрелки.

На основании результатов испытаний определяют угол поворота рулевого колеса в градусах (величину угла «А»), которое создает действующее на КТС боковое ускорение, величиной 0,3 g. Угол «А» рассчитывают с помощью линейной регрессии с точностью до 0,1° при каждом испытании. Итоговое значение угла «А» рассчитывают, как среднее из шести измерений [243].

Испытание из двух серий заездов в виде движения по траектории «усеченная синусоида» проводится для проверки ДСКС на срабатывание при заносе КТС. В процессе испытания КТС движется по траектории «синусоида» (рисунок 1.27) с частотой 0,7 Гц. При этом, начиная от момента достижения углом поворота руля второго пикового значения его амплитуды, делают задержку (*фиксируют руль*) на время 500 мс. Во время первой серии испытаний поворот руля начинают вправо, а во время второй серии – влево.

После выполнения каждого очередного заезда делают остановку в течении 1,5 ÷ 5,0 минут с целью стабилизации температурного режима КТС.

В процессе движения КТС со скоростью 80 км/ч (± 2 км/ч), выполняют поворот рулевого колеса. В первом из каждой серии заездов амплитуда поворота рулевого колеса должна составлять 1,5 «А». В процессе дальнейших заездов амплитуду угла поворота рулевого колеса следует дискретно повышать на 0,5 «А». В процессе выполнения конечного заезда она должна составить 6,5 «А» или 270°, но не более

300°. Если в процессе дискретного повышения амплитуды угла поворота рулевого колеса на 0,5 «А» до 6,5 «А» эта амплитуда стала больше 300°, то в конечном заезде она должна составлять 300° [243].

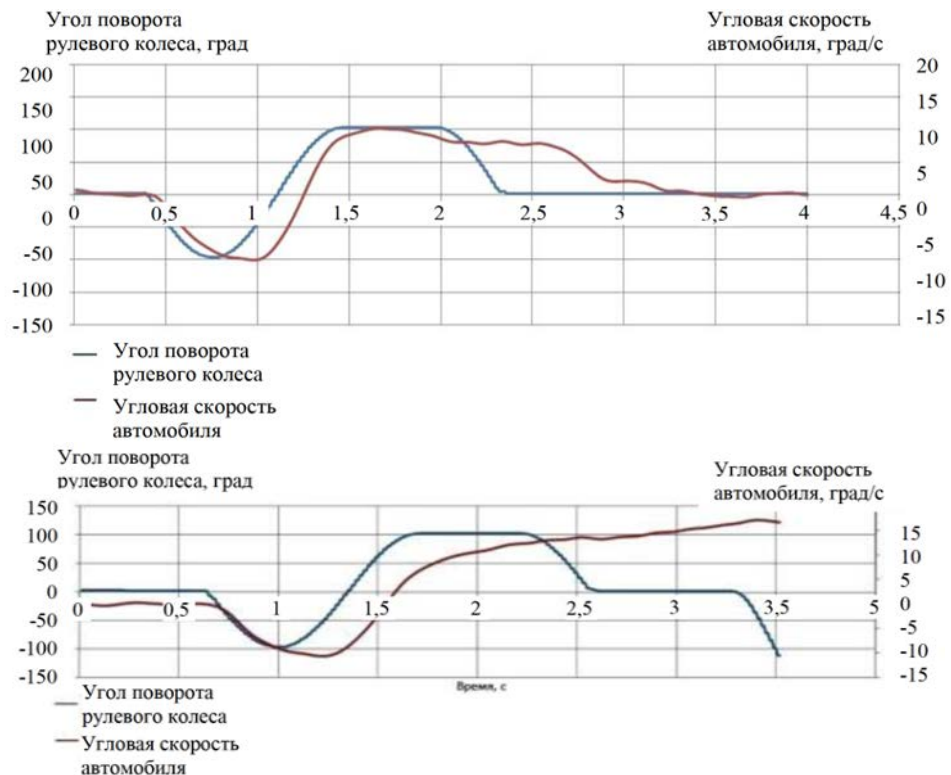


Рисунок 1.28 – Осциллограмма записи кинематических параметров автомобиля с работающей *ESP*.

На рисунке 1.28 показан внешний вид осциллограммы записи кинематических параметров автомобиля с работающей *ESP* по результатам проведенных полигонных испытаний.

Поиск публикаций по *стендовым исследованиям КТС с ДСКС* показывает, что даже стендовые комплексы *MTS* и им подобные позволяют тестировать лишь их отдельные компоненты. Для того, чтобы в условиях стенда провести весь комплекс исследований *ДСКС*, необходимо имитировать боковой занос (снос) КТС и измерять силы, действующие на его колесах.

К сожалению, публикаций о стендах, конструкция которых способна реализовать такие тестовые режимы, выявить не удалось. Но это лишь дает повод для выполнения исследований по созданию таких стендов.

1.6 Исследования КТС с электрическими и гибридными силовыми установками

Исследованиям КТС с ЭСУ и ГСУ посвящены труды [87, 137, 246, 249, 281, 301, 308, 319, 334, 340, 351, 357, 369]. Исследование процессов функционирования колёсных КТС с ЭСУ в дорожных условиях выполняют на соответствие требованиям ГОСТ [154], который предусматривает проведение испытаний по циклам. Испытательный цикл №1 (рисунок 1.29), представляет собой обобщенный городской цикл, включающий четыре элементарных городских цикла длительностью по 195 с каждый. Таким образом общая длительность обобщенного городского цикла составляет 780 с. При этом средняя скорость в процессе проведения испытаний равна 18,77 км/ч. Испытательный цикл №2 состоит из двух частей испытаний (рисунок 1.29).

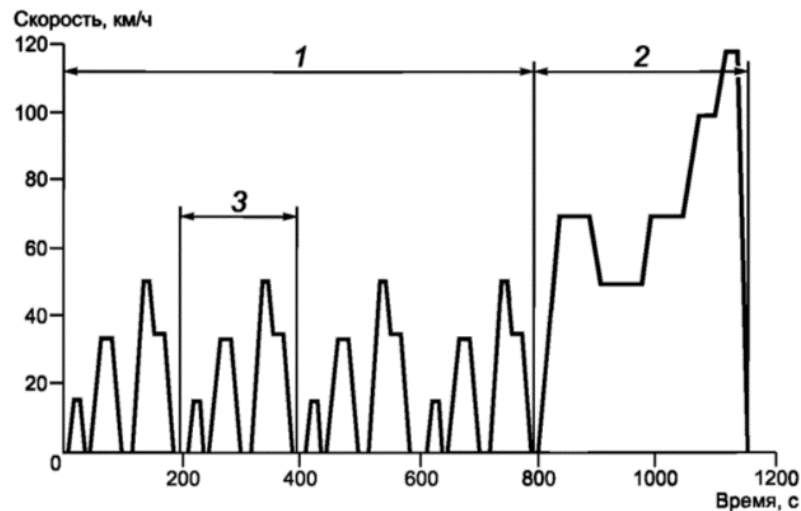


Рисунок 1.29 – Вид графиков испытательных циклов КТС с ЭСУ:

1 – городской цикл; 2 – загородный цикл; 3 – элементарный городской цикл.

Первая часть, это городской цикл. Он включает четыре элементарных городских цикла и один загородный цикл. Графики элементарного городского и загородного циклов представлены на рисунке 1.30. Цифрами на графиках обозначены режимы движения КТС:

- 1) ускорение;
- 2) замедление;

- 3) установившееся движение;
- 4) остановка.

Последовательность чередования этих режимов приведена в ГОСТ [59].

Средняя скорость КТС при испытаниях по циклу №2 составляет 33,6 км/ч.

Используя вышеуказанные циклы испытаний, выполняют измерение потребляемой энергии, т.е. исследования позволяющие определить количество энергии (Вт·ч), получаемой из электрической сети при зарядке высоковольтной батареи (ВВБ), которое расходуется КТС на один километр его пробега, либо в процессе испытательного цикла №1, выполняемого семь раз, либо в процессе испытательного цикла №2, выполняемого два раза. Требования к оборудованию, которое применяют для проведения исследований изложены в [59, 60].

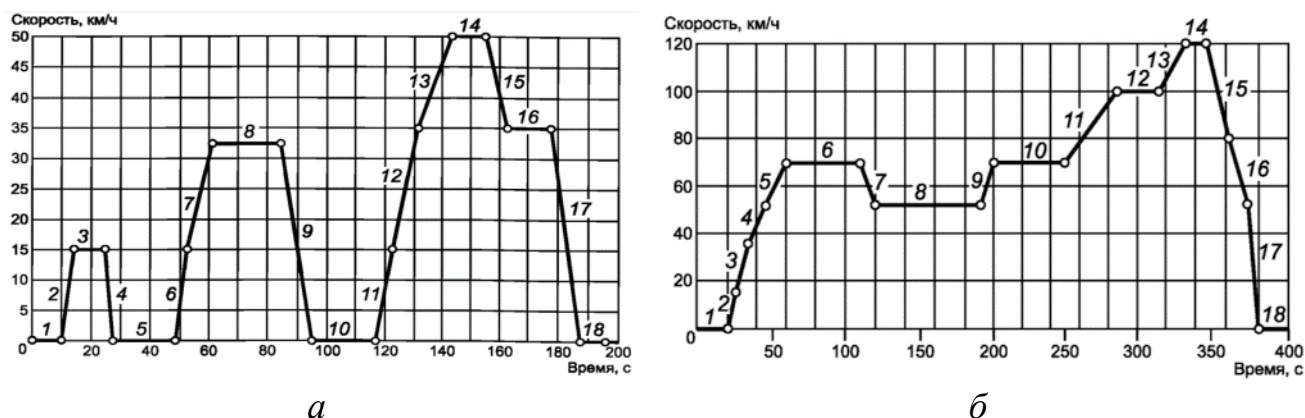


Рисунок 1.30 – Графики циклов, входящие в обобщенный цикл испытаний КТС с ЭСУ [59, 60]:

а – элементарный городской цикл; *б* – загородный цикл.

Согласно требованиям ГОСТ [59] в процессе испытания ЭСУ выполняют три вида испытаний: «Потребление энергии»; «Измерение пробега без подзарядки ВВБ».

Процедура испытания «Потребление энергии» включает четыре этапа [59].

1. Приведение заряда ВВБ в исходное состояние (*разрядка – применение процедуры нормальной зарядки*).
2. Регистрация времени t_0 , при котором ВВБ КТС отсоединили от питающей сети. В течение 4 часов с момента этого времени t_0 как в дорожных условиях,

так и на стенде, реализующем принцип обратимости движения, выполняют следующие действия:

2.1) выполняют испытательный цикл №1 в количестве семи раз (теоретический путь, проходимый при испытании – 28,4 км, время испытания – 91 мин);

2.2) или выполняют испытательный цикл №2 дважды (теоретический путь, проходимый при испытании – 22,044 км, время испытания – 39 мин 20 с).

Во время испытания допускается один перерыв не более 10 мин.

3. Выполняют зарядку ВВБ.

4. Выполняют расчет потребления энергии C по формуле Вт·ч/км:

$$C = \frac{E}{d}; \quad (1.3)$$

где: E – потребленная энергия, Вт·ч;

d – пройденное КТС расстояние, км.

Требования к состоянию КТС перед, и в процессе проведения испытаний представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6. Требования к состоянию КТС с ЭСУ перед, и в процессе проведения испытаний [59, 60]

№ п/п	Объект, параметр	Требования ГОСТ
1	Общее состояние КТС	В течение семи дней, предшествующих испытанию, КТС должно проехать не менее 300 км с ВВБ, которые будут использованы в ТС при испытаниях.
2	Вязкость смазки в механических узлах КТС	Должна соответствовать требованиям завода-изготовителя
3	Освещение, световая сигнализация и вспомогательные устройства	Должны быть выключены, кроме устройств, необходимых для проведения испытаний и движения КТС в светлое время суток
4	Системы хранения энергии, не предназначенные для создания силы тяги	Должны быть заряжены до максимального уровня, установленного заводом-изготовителем
5	Рабочая температура электрических ВВБ	Если температура должна быть выше температуры окружающего воздуха, то в ходе испытаний должны быть приняты меры, рекомендуемые производителем для поддержания температуры ВВБ в установленном рабочем диапазоне.
6	Система регулирования температурного режима ВВБ	Завод-изготовитель КТС должен подтвердить, что система не отключена и полностью функциональна.

Технология испытания «Измерение пробега без подзарядки ВВБ» включает два этапа [59].

1. Приведение заряда ВВБ в исходное состояние путём её разрядки при движении КТС (на замкнутом испытательном треке или на стенде с беговыми барабанами) с постоянной скоростью, составляющей 70% ($\pm 5\%$) от максимальной скорости КТС в течение 30 минут. Разрядка должна быть прекращена если КТС не может поддерживать скорость 65 % от максимальной, в течение 30 минут, или если от бортовой информационной системы получен сигнал о необходимости остановки КТС, или после прохождения им расстояния 100 км. Затем выполняют нормальную зарядку АКБ в соответствии с процедурой нормальной зарядки не более 12 часов.

2. Выполнение испытательного цикла №2 и измерение дистанции пробега. Испытательный цикл №2 выполняют *на стенде, реализующем принцип обратимости движения*, до достижения критерия окончания испытания, после чего скорость КТС необходимо замедлить до 5 км/ч в режиме выбега. После чего КТС необходимо остановить нажатием на ОУ тормозной системы.

Если КТС обеспечивает ускорение или скорости, задаваемых циклом, то при скорости выше 50 км/ч необходимо полностью активировать ОУ силовой установки до тех пор, пока заданная кривая скорости не будет достигнута снова.

Между циклами допускаются перерывы не более 15 мин.

Пройденное в результате испытания КТС расстояние d , должно быть округлено до ближайшего целого числа и записано вместе со временем движения КТС, в часах и минутах. Также регистрируют среднюю и максимальную скорости в первом и последнем загородных циклах.

Настройка динамометрического *стенда, реализующего принцип обратимости движения*, выполняют для того, чтобы имитировать на стенде суммарное сопротивление движению КТС при заданном значении скорости.

Требование к оборудованию, применяемому для измерения исследуемых параметров на стенде должно соответствовать оборудованию, используемому при проведении испытаний на дороге [59].

Таблица 1.8 – Определение эквивалентной инерционной массы для стенда, реализующего принцип обратимости движения (*фрагмент*) [59]

№ п/п	Масса КТС, кг	Эквивалентная инерционная масса I , кг
1	$850 < M < 965$	910
2	$1190 < M < 1305$	1250
3	$1530 < M < 1640$	1590
4	$1870 < M < 1980$	1930
5	$2210 < M < 2380$	2270
6	$2380 < M < 2610$	2270
7	$2610 < M$	2270

Испытания КТС с ЭСУ на стенде, реализующем принцип обратимости движения, выполняют в следующей последовательности [59, 60]:

- 1) устанавливают КТС на стенд и закрепляют от продольного смещения;
- 2) проверяют давление в (непрогретых) шинах ведущих колес КТС и установить его в соответствии с требованиями методики испытаний на стендах;
- 3) определяют инерционную массу нагружающей системы стенда, реализующего принцип обратимости движения, привести в соответствии с данными, приведенными в таблице 1.8.
- 4) обеспечивают температурный режим КТС и стенда в соответствии условиям дорожных испытаний;
- 5) КТС разгоняют до скорости, на 5 км/ч большей, чем скорость, при которой начали измерение, затем деактивируют КПП КТС или обесточивают ЭСУ;
- 6) измеряют время t_1 периода, при котором скорость КТС снижается от $V_2 = V + \Delta V$, до $V_1 = V - \Delta V$, где $\Delta V < 5$ км/ч для номинальной скорости меньшей 50 км/ч и $\Delta V < 10$ км/ч для номинальной скорости большей, чем 50 км/ч;
- 7) повторяют описанные испытания до тех пор, пока статистическая точность p среднего арифметического T не станет равна $p < 2$ %.
- 8) определяют силу F , сопротивления качению колес КТС при заданной скорости V по формуле, Н:

$$F = (I + M_{\text{гт}}) \frac{2\Delta V}{\Delta T} \cdot \frac{1}{3,6}; \quad (1.4)$$

- 9) настраивают тормозное устройство стенда для имитации

сопротивления движению КТС в дорожных условиях (*учитывают разность массы КТС при дорожных испытаниях и используемой эквивалентной инерционной массы I стенда*), путём расчета среднего скорректированного времени замедления КТС от скорости V_2 до V_1 при движении накатом и воспроизведения этого времени на стенде, реализующем принцип обратимости движения, согласно выражению, с:

$$T_{corrected} = (I + M_{гт}) \frac{2\Delta V}{F_{corrected}} \cdot \frac{1}{3,6}; \quad (1.5)$$

где I – эквивалентная инерционная масса стенда, кг;

$M_{гт}$ – масса маховика стенда, эквивалентная инерции вращающихся ведущих колес и частей КТС при движении накатом, кг;

$F_{corrected}$ – сила приведенная, Н.

10) определяют мощность, поглощаемую тормозным устройством стенда, чтобы создать такое же сопротивление вращению колес КТС в другое время испытаний или на другом аналогичном стенде.

Исследование процессов функционирования КТС с ГСУ *в дорожных условиях* выполняют на соответствие требованиям ГОСТ [60]. В данном случае исследования также как и в случае с ЭСУ выполняют как дорожными, так и стендовыми методами [59, 60].

Согласно требованиям ГОСТ [60] в процессе испытания ГСУ выполняют три вида испытаний: *«Измерение пробега КТС с ГСУ в режиме электрической тяги»*; *«Измерение потребления ГСУ электрической энергии при движении КТС в режиме электрической тяги»*, а также *«Определение потребления ГСУ энергии в гибридном режиме»*.

Измерение пробега КТС с ГСУ в режиме электрической тяги аналогично испытаниям, которые выполняют при аналогичных измерениях ЭСУ. Они описаны выше, поэтому нет смысла повторно описывать всю методику вновь [59, 60].

Методика измерения потребления электрической энергии ГСУ с тепловым ДВС при движении КТС в режиме электрической тяги тоже аналогична той, что приведена в ГОСТ [59, 60] для КТС оснащенных ЭСУ.

Однако, следует учитывать, что в том случае, если наибольший пробег КТС

с ГСУ на электрической тяге меньше, чем пробег, обозначенный в ГОСТ [59] (семь испытательных циклов №11, *общей длиной около 28 км* или два испытательных цикла №2, *общей длиной около 22 км*), то испытание проводят с использованием наибольшего числа циклов (испытательный цикл №1, *длиной около 4 км* или испытательный цикл №2, *длиной около 11 км*), которое соответствует наибольшему пробегу КТС на электрической тяге.

В случае, когда максимальный пробег КТС с ГСУ на электрической тяге меньше пути, пройденном им в одном испытательном цикле №1, то применение данной методики не допустимо.

Методика определения потребления энергии силовой установкой КТС в режиме работы ЭСУ представлена в ГОСТ [60].

Перед проведением испытаний следует учитывать, что если испытателем выбран режим работы ДВС, то исследования расхода топлива необходимо проводить при работе этого ДВС согласно требованиям [60]. При этом КТС с ГСУ рассматривается как обычный КТС с тепловым ДВС и проводить испытания в режиме работы ГСУ нет необходимости.

Если же у КТС включен режим работы ЭСУ, то испытания проводят при работе КТС в гибридном режиме.

Методика испытаний подразумевает использование ДВС в качестве источника силы тяги на колесах КТС. Поэтому расстояние, которое проходит КТС во время испытаний, должно быть больше его максимального пробега с ЭСУ и, как минимум, один пуск ДВС.

Оборудование (*в том числе и стенды, реализующие принцип обратимости движения*), применяемое в процессе испытаний, должно соответствовать требованиям, представленным в [280].

Далее рассмотрим режимы испытаний. Если ГСУ имеет несколько устанавливаемых вручную режимов работы, то необходимо выбрать тот, который позволит отслеживать скорость испытательного цикла и этот режим сохранять во время проведения всех испытаний [59, 60].

Перед проведением испытаний АКБ должна быть полностью заряжена. В

процессе испытаний необходимо поддерживать скорость движения КТС согласно программе испытательного цикла (*подробно описанной в [59]*) пока пройденное КТС расстояние не сравняется с его максимальным пробегом в режиме ЭСУ. Допустимые отклонения от заданной методикой скорости и времени выполнения испытательного цикла указаны в [279].

После завершения текущего испытательного цикла (*элементарного городского или загородного* цикла), выполняют еще один полный испытательный цикл.

Если у испытуемого КТС установлена ВВБ с внешней подзарядкой, то электрическую часть энергопотребления следует определить в процессе зарядки её от сети до исходного состояния. Если у испытуемого КТС установлена ВВБ, не предусматривающая внешней подзарядки, то её зарядку следует выполнять от ДВС до исходного состояния на стоянке, согласно рекомендациям завода-изготовителя. В случае, если ВВБ заряжают от ДВС, то при этом измеряют содержание в отработавших газах концентрацию CO_2 , углеводородов, монооксида углерода. При этом и учитывают, что пробег КТС в процессе зарядки ВВБ равен нулю.

В заключение главы следует еще раз отметить, что одной из значительных проблем *дорожных и полигонных испытаний* КТС является большое влияние на их результаты климатических и погодных условий. Хорошо известны факты, когда группы испытателей в течение долгого времени откладывали проведение испытаний в ожидании прекращения осадков и высыхания дорог автополигона.

Некоторую часть исследований процессов функционирования колёсных КТС с ЭСУ и ГСУ проводят на *силовых тяговых стендах*. Но подавляющее большинство доступного для сервисных и экспертных организаций и компаний оборудования позволяют измерять силы на колесах КТС только при их работе в установившихся режимах без возможности задания тестовых воздействий, имитирующих разгон и выбег КТС и измерения силовых параметров индивидуально на каждом колесе у КТС с мотор-колесами. Не способны выполнять измерения разнонаправленных силовых параметров на колесах. Всё это вынуждает автопроизводителей и экспертов проводить испытания КТС с ЭСУ и ГСУ на полигонах, что значительно повышает временные и финансовые затраты.

На некоторых этапах жизненного цикла КТС возникает необходимость проведения исследований, связанных с их *техническими экспертизами*. Этот вид деятельности регламентируется приказом Минюста России №72 от 20.04.2023 г. [180]. В этом приказе приведен полный перечень экспертных специальностей, по которым федеральным бюджетным судебным экспертным учреждениям Минюста России предоставляется право самостоятельного производства судебных экспертиз. Данный перечень предусматривает специальности, связанные с проведением исследований, направленных на определение технического состояния КТС, а также их ремонта:

- 13.2. Исследование технического состояния КТС;
- 18.1. Исследование КТС в целях определения их стоимости и стоимости восстановительного ремонта [180].

Очевидно, что проведение таких исследований зачастую связано с необходимостью использования инструментальных методов испытаний КТС, применения наукоемкого оборудования, в том числе дорожных и стендовых методов испытаний [180]. И, как показывает опыт, большинство экспертных организаций такого оборудования не имеет, по причине его высокой стоимости. Поэтому они часто используют оборудование и средства измерений сомнительного качества. Но, от качества экспертизы часто зависит судьба человека, его материальное благополучие.

Проведенный автором исследования опрос руководителей экспертных организаций показывает, что только крупные центры экспертизы готовы приобретать стендовое оборудование при условии, что оно будет доступно по цене и многофункционально. Мелкие экспертные организации полагаются на использовании оборудования сторонних организаций. Отсутствие многофункционального оборудования для проведения исследований в рамках экспертиз КТС, их агрегатов, автоматизированных систем и прочих элементов составляет проблемную ситуацию, на решение которой направлено это исследование.

1.7. Выводы по главе

Приведённый анализ опубликованных материалов исследований позволил

сделать следующие выводы.

1. Современные КТС становятся всё более динамичными, комфортабельными, эргономичными, экологически безопасными. При этом конструкция КТС год от года становится все более сложной. На протяжении всего жизненного цикла, от времени их разработки и доводки, до утилизации, КТС нуждаются в проведении периодических исследований динамических, топливно-экономических, экологических характеристик, и конечно же систем безопасности.

2. Подавляющее большинство исследований КТС, как на этапах их доводки и подготовки к серийному производству, так и в процессе сертификационных испытаний выполняют, как правило, в условиях автополигонов. Для исследования функциональных характеристик современных КТС на автополигонах используют сложное наукоёмкое технологическое оборудование, реализующее высокоинформативные, оперативные методы, отличающиеся высокими метрологическими характеристиками, высокой воспроизводимостью и повторяемостью измерений. Такое оборудование далеко не всегда доступно как по цене, так и по возможности размещения на предприятиях, осуществляющих производство и экспертизу КТС, а также для станций технического обслуживания, сервисных и экспертных центров и прочих организаций. Исследовательское оборудование для таких предприятий и организаций должно с высокой идентичностью позволять воспроизводить дорогостоящие дорожные испытания КТС там, где это возможно, причем без снижения эффективности и качества выполняемых работ.

3. Одним из наиболее перспективных направлений решения проблемы с исследовательским оборудованием является применение комплексов на основе стендов, реализующих принцип обратимости движения. Они позволяют проводить исследования КТС в помещениях, закрытых от влияния погодных, климатических и других внешних факторов, в заранее заданных режимах температуры, влажности и пр.

4. В сфере производства и эксплуатации стендового оборудования накопился ряд системных проблем, заключающихся в том, что доступное для большинства предприятий отечественное оборудование, узкоспециализировано,

малофункционально, не обладает свойством универсальности, реализует морально устаревшие методы, позволяет исследовать лишь отдельные агрегаты, системы КТС или их свойства. Для обеспечения возможности проведения комплексных исследований КТС в условиях предприятий и организаций (*например, в процессе их экспертизы*) размещение такого узкоспециализированного стендового оборудования требует очень больших производственных помещений, а его приобретение и эксплуатация связаны с большими затратами. Поэтому большинство предприятий и организаций вынуждены проводить исследования КТС на автополигонах, а мелкие предприятия и организации используют для испытаний КТС приборы и средства измерений очень сомнительного качества.

5. Существующие зарубежные исследовательские комплексы на основе стендов, реализующих принцип обратимости движения, позволяющие проводить исследования АБС, ПБС, а также ДСКС и ТПП, имеют очень высокую конструктивную сложность и очень высокую стоимость, к тому же их приобретение не допускают санкции. Поэтому в настоящее время это универсальное стендовое оборудование могут приобретать и используют только крупнейшие зарубежные автопроизводители.

6. Исследование процессов функционирования КТС с ЭСУ и ГСУ проводят на силовых тяговых стендах. Но существующие силовые стенды дают возможность измерять силы на колесах КТС только при их работе в установившихся режимах. В режимах разгона и выбега современные стенды измерить силы на колёсах КТС не способны. Не позволяют измерять их индивидуально на каждом колесе у КТС с мотор-колесами. Не способны выполнять измерения разнонаправленных силовых параметров на колесах. Всё это вынуждает автопроизводителей и экспертов проводить испытания КТС с ЭСУ и ГСУ на полигонах, что значительно повышает временные и финансовые затраты.

7. Общеизвестна проблема значительного отличия результатов исследования процессов функционирования КТС и их компонентов, полученных в дорожных условиях от тех результатов, которые получены на стендах с беговыми барабанами от результатов. Эта проблема связана с кривизной пятен контакта шин, а

также с неизбежными помехами, возникающими от динамических процессов в кинематике стендов. Ситуацию усугубляет и невозможность задания корректных тестовых режимов, воспроизводящих дорожные условия. Таким образом, отсутствие стендовой базы и эффективных методов, обеспечивающих тестовые режимы функционирования КТС и количественную оценку контролируемых процессов, приводит к низкой объективности и информативности исследований их функциональных свойств на этапах производства, доводки, а также контроля технического состояния и экспертизы современных КТС.

Вышеизложенное составляет общую проблему, сдерживающую прогресс в отрасли, снижающую показатели безопасности и эксплуатационных свойств КТС, негативно влияет на их конкурентоспособность, а также на показатели деятельности предприятий.

8. Решению указанных проблем препятствует недостаток знаний:

8.1) о процессах функционирования современных КТС, их агрегатов, механизмов, мехатронных и автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами при исследовании параметров их функциональных свойств;

8.2) о процессах взаимодействия шин автомобильных колес с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стендов, имеющих неголономные связи, динамических процессах в трансмиссиях стенда и КТС, и их влияние на результаты исследований;

8.3) о влиянии конструктивных особенностей стендов на возможность задания тестовых режимов, на результаты измерения параметров, характеризующих функциональные свойства КТС, а также на рабочие процессы их агрегатов, систем;

8.4) о процессах формирования параметров, характеризующих изменение рабочих процессов агрегатов и систем КТС, а также их нормативных значений, и их связи с показателями эксплуатационной эффективности и безопасности КТС.

9. Решение указанных проблем на основе разработки новых и совершенствования существующих теоретико-методологических положений, виртуально-физических моделей, технических и технологических решений, обеспечивающих применение высокоэффективных методов стендовых испытаний КТС, их

автоматизированных систем, агрегатов и механизмов с применением стандов с беговыми барабанами позволит значительно повысить безопасность и технико-экономическую эффективность современных КТС и их конкурентоспособность.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Аналитическое решение задач, поставленных в данной работе, было реализовано на основе математического моделирования с использованием динамических схем и дифференциальных уравнений, описывающих процесс функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами.

При моделировании использован подход, при котором рассматриваются математические описания, основанные на трёхмерных имитационных моделях КТС и стенда, описывающие их перемещение в пространстве. Эти модели при своей универсальности содержат в себе достаточно сложный математический аппарат, который реализован в виде моделей в специализированных средах с подключаемыми расчётными библиотеками.

2.1 Структурная схема исследуемого процесса

Исследования выполнялись на основе системного подхода (рисунок 2.1) с анализом системы «Колёсное транспортное средство – Стенд» («КТС-Стенд»).

Система «КТС-Стенд» включает подсистемы – «Колёсное транспортное средство» и «Стенд», взаимосвязь которых дополняется блоком «Тестовые режимы», выходные параметры которого характерны для обеих подсистем. Каждая из подсистем содержит совокупность связанных элементов и отражает их взаимосвязи, влияющие на исследуемый процесс и параметры, характеризующие тестовые режимы при совместном функционировании подсистем «КТС» и «Стенд». Это позволяет исследовать процесс формирования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС и его техническое состояние, их связи с параметрами тестовых режимов и конструктивными параметрами стендов, а также обосновывать управляющие параметры тестовых режимов.

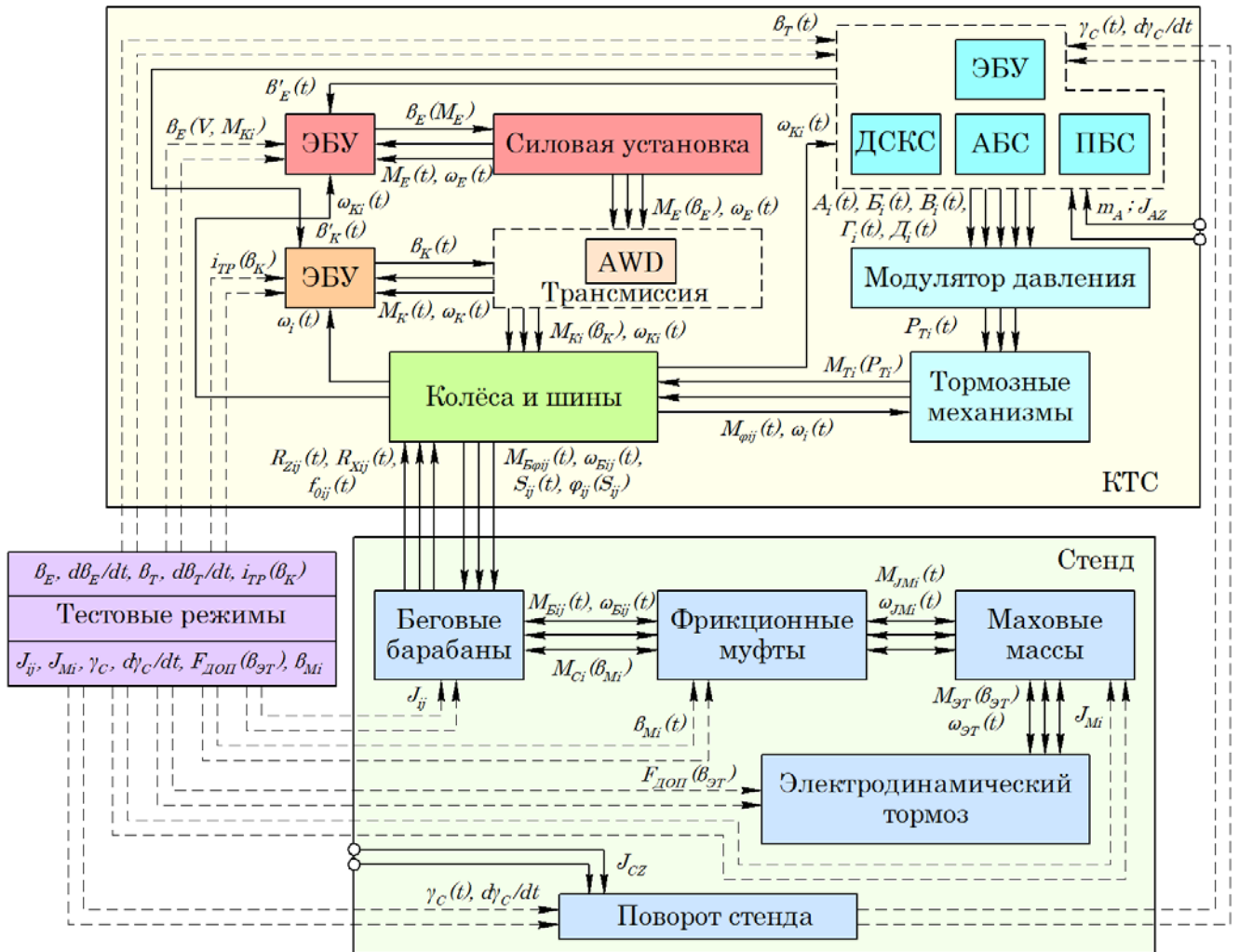


Рисунок 2.1 – Структурная схема исследуемого процесса системы «КТС-Стенд»

Подсистема «КТС» представлена совокупностью математических описаний систем управления силовой установкой, автоматизированных систем АБС, ПБС, ДСКС, системы управления трансмиссией ТПП, модулятора давления, тормозных механизмов, колёс и шин. Подсистема «КТС» имеет внутренние параметры: массу m_A и момент инерции J_{AZ} . Управляющими параметрами для блока «Силовая установка» является функция параметра $\beta_E = f(V_A, M_{Ki})$, входящая в блок «ЭБУ» и зависящая от желаемой скорости движения КТС или крутящего момента на ведущих колёсах. Выходными параметрами подсистемы являются функции крутящего момента $M_E = f(\beta_E)$ и угловой скорости $\omega_E = f(t)$. Входными управляющими функциями для блока «Трансмиссия» являются выходные функции блока «Силовая установка», а также функция управления блоком в виде передаточного числа

$i_{TP} = f(\beta_K)$. Выходными функциями являются зависимости крутящего момента $M_{Ki} = f(\beta_K)$ и $\omega_{Ki} = f(t)$. Входными для блоков «АБС», «ПБС» и «ДСКС» являются функции управления тормозной системой $\beta_T = f(t)$, угловых скоростей колёс КТС ω_{Ki} , угол поворота стенда при имитации режима бокового заноса $\gamma_C = f(t)$ и угловая скорость поворота стенда $d\gamma_C/dt = f(t)$. Выходными функциями подсистемы являются управляющие сигналы силовой установки КТС и системы управления трансмиссией $\beta'_E = f(t)$ и $\beta'_K = f(t)$ соответственно; сигналы управления модулятором давления A_i, B_i, V, Γ_i и D_i . Выходным параметром подсистемы «Модулятор давления» является функция давления тормозной жидкости $P_{Ti} = f(t)$, которая является управляющей для подсистемы «Тормозные механизмы». Блок тормозных механизмов также управляется функцией угловой скорости колёс $\omega_{Ki} = f(t)$. Выходным параметром является тормозной момент на колёсах $M_{Ti} = f(t)$.

Одним из наиболее важных элементов в системе «КТС-Стенд» является взаимодействие между КТС и стендом в пятнах контакта шин с беговыми барабанами стенда. Их математическое описание представлено функциями зависимостей крутящего момента на колесах $M_{Ki} = f(\beta_K)$, угловых скоростей колёс $\omega_{Ki} = f(t)$, моментов сцепления шин $M_{\varphi ij} = f(t)$, коэффициентов сцепления $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$, нормальных $R_{Zij} = f(t)$ и касательных $R_{Xij} = f(t)$ реакций, проскальзывания $S_{ij} = f(t)$, моментов $M_{Rij} = f(t)$ на беговых барабанах стенда и угловой скорости $\omega_{Bj} = f(t)$ беговых барабанов.

Внутренние параметры подсистемы «Стенд» представлены функциями моментов беговых барабанов $M_{Bij} = f(t)$, моментов сцепления управляемых фрикционных муфт $M_{Ci} = f(\beta_{Mi})$, инерционными моментами маховых масс $M_{JMi} = f(t)$, моментом сопротивления электродинамического тормоза $M_{ЭТ} = f(\beta_{ЭТ})$, угловыми скоростями беговых барабанов, маховых масс электродинамического тормоза $\omega_{Bij} = f(t)$, $\omega_{Mi} = f(t)$ и $\omega_{ЭТ} = f(t)$ соответственно. Отдельно от трансмиссии стенда располагается блок «Поворот стенда», входной функцией которого является задание угла $\gamma_C = f(t)$ и скорости поворота стенда $d\gamma_C/dt = f(t)$.

Управляющие параметры тестовых режимов разделены на две группы, каждая из которых действует на подсистемы «КТС» и «Стенд». Управляющие параметры тестовых режимов подсистемы «КТС»: управление силовой установкой β_E и скорость изменения параметра $d\beta_E/dt$; управление тормозной системой с функционирующими АБС, ПБС, а также ДСКС – β_T и скорость изменения параметра $d\beta_T/dt$; управление трансмиссией i_{TP} . Управляющие параметры тестовых режимов, а также конструктивные параметры подсистемы «Стенд»: моменты инерции беговых барабанов стенда J_{ij} ; моменты инерции маховых масс J_{Mi} ; угол $\gamma_C = f(t)$ и скорость поворота стенда $d\gamma_C/dt$; сила дополнительного нагружения ведущих колёс КТС $F_{Доп} = f(\beta_{ЭТ})$ и управление фрикционными муфтами стенда – β_{Mi} .

2.2 Комплекс математических моделей подсистемы «КТС»

Комплекс математических моделей подсистемы «КТС» образован совокупностью математических описаний ДВС, ЭСУ и ГСУ, трансмиссии КТС, алгоритмов функционирования автоматизированных систем и математическим описанием гидравлических контуров и устройств автоматизированных систем.

2.2.1 Математическое описание двигателя внутреннего сгорания

В работе ДВС моделируется крутящим моментом M_E на коленчатом валу, который представляет собой разницу между крутящим моментом, приложенным к коленчатому валу и моментом сопротивления, поступающим от трансмиссии КТС. Крутящий момент M_E зависит от частоты вращения коленчатого вала n_E , параметра управления ДВС β_E и параметра запуска ДВС – β'_E .

Диапазоны изменения частоты вращения коленчатого вала n_E лежат в пределах $n_E \in [n_{Emin} \dots n_{Emax}]$, изменение параметра управления β_E – в пределах $\beta_E \in [0 \dots 1]$. Параметр запуска ДВС β'_E может быть равен $\beta'_E = 0$ в случае, если ДВС не работает и $\beta'_E = 1$, если ДВС запущен.

Управляющий параметр β_E связан с управляющим воздействием β органа управления (ОУ) дифференциальным уравнением первого порядка, который описывает инерционность системы управления [195]:

$$T_{\beta} \cdot \frac{d\beta_E}{dt} + \beta_E = \beta; \quad (2.1)$$

где T_{β} – постоянная времени, соответствующая задержке реакции изменения управляющего параметра, с.

ВСХ ДВС представляет собой квазистатическую зависимость, при которой крутящий момент определяется как функция $M_E = f(n_E)$ при $\beta_E = 1$ и $\beta'_E = 1$ (рисунок 2.2). ВСХ определяется в соответствии аналитической формулой Лейдермана для мощности $N_{E(\beta_E=1)}$, кВт [4, 36]:

$$N_{E(\beta_E=1)} = N_E \frac{n_E}{n_N} \left(a + b \left(\frac{n_E}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_E}{n_N} \right)^2 \right); \quad (2.2)$$

или для крутящего момента $M_E^{\beta_E=1}$, Н·м [4, 36]:

$$M_{E(\beta_E=1)} = M_{Emax} \left(a + b \left(\frac{n_E}{n_{EM}} \right) - c \left(\frac{n_E}{n_{EM}} \right)^2 \right); \quad (2.3)$$

где: N_E – номинальная мощность, кВт;

n_E – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

n_N – частота вращения вала при номинальной мощности, мин⁻¹;

M_{Emax} – максимальный крутящий момент на коленчатом валу, Н·м;

n_{EM} – частота вращения вала при максимальном моменте, мин⁻¹;

a , b и c – параметры характеристики.

В том случае, когда ДВС не запущен, но коленчатый вал продолжает вращаться под действием внешних моментов, крутящий момент M_E определяется моментом внутреннего сопротивления M_F , при $\beta_E = 0$ и $\beta'_E = 0$. В таком случае крутящий момент будет равен, Н·м [195]:

$$M_{E(\beta'_E=0)} = M_F = \frac{1000V_h p_M}{\pi i_T}; \quad (2.4)$$

где V_h – объем ДВС, л;

p_M – среднее давление механических потерь, как линейная функция

$p_M = f(n_E)$, МПа;

i_T – число цилиндров.

Функция $p_M = f(n_E)$ определяется по выражению, МПа [195]:

$$p_M = p_0 + \frac{p_1 \cdot l_{\text{ХП}} \cdot n_E}{30}; \quad (2.5)$$

где: p_0 и p_1 – параметры функции;

$l_{\text{ХП}}$ – длина хода поршня, м.

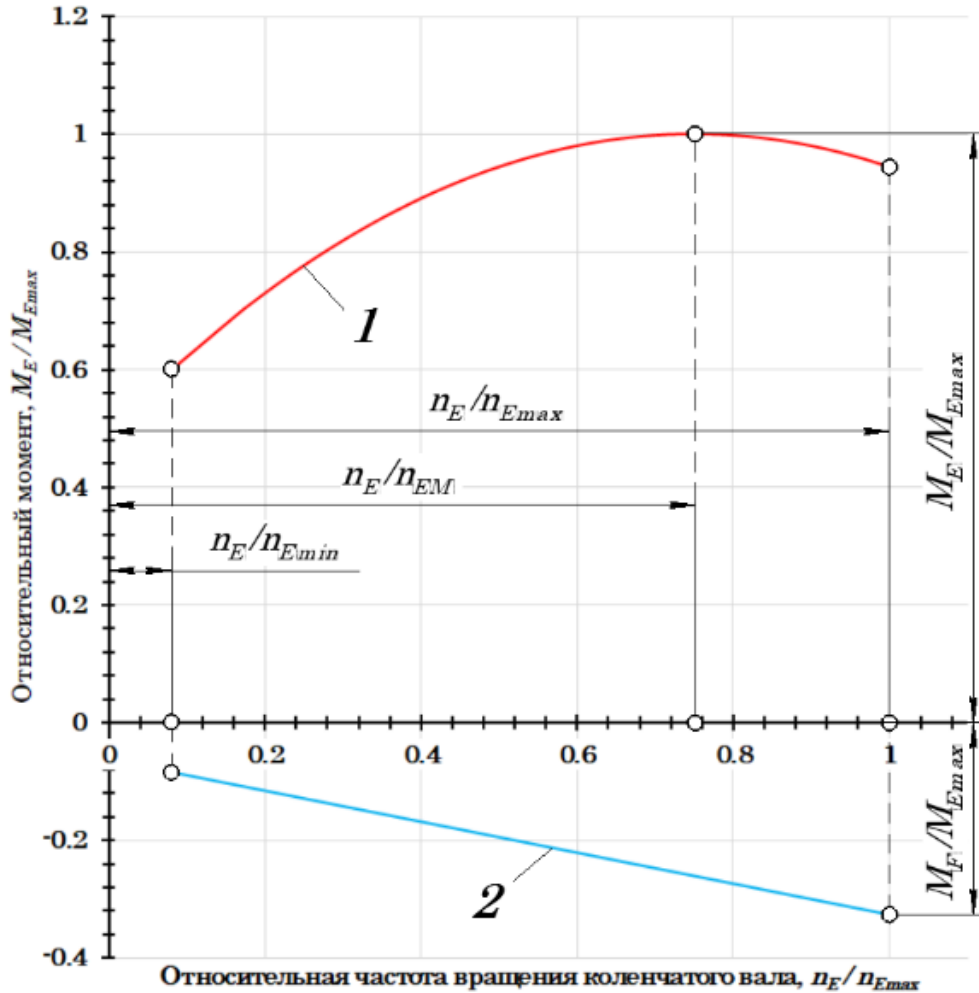


Рисунок 2.2 – ВСХ ДВС в относительных координатах:

1 – крутящий момент $M_{E(\beta_E=1)}$; 2 – тормозной момент $M_{E(\beta'_E=0)} = M_F$.

Для определения частичных характеристик ДВС, при $\beta'_E = 1$ и $0 > \beta_E > 1$, используется математическое описание, при котором крутящий момент M_E определяется как функция $M_E = f(n_E; \beta_E; d; e)$. При изменении параметра управления β_E – в пределах $\beta_E \in [0;1]$ значение крутящего момента M_E определяется в промежуточном положении на графике между зависимостями $M_{E(\beta_E=1)} = f(n_E)$ и $M_{E(\beta'_E=0)} = M_F = f(n_E)$ (рисунок 2.3).

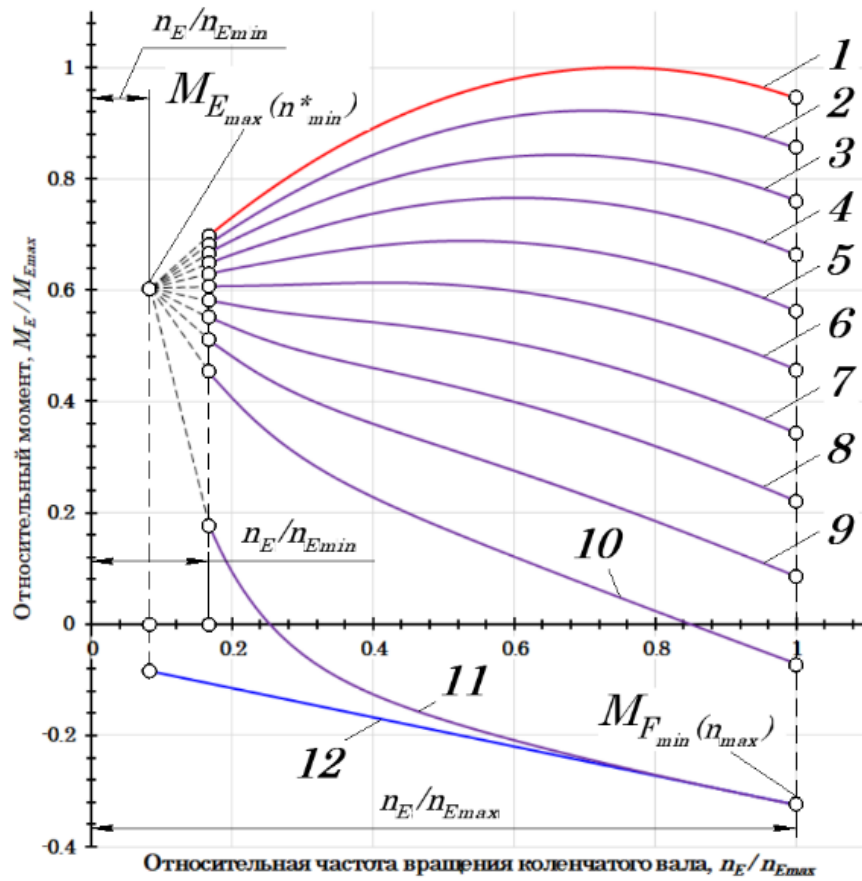


Рисунок 2.3 – ВСХ ДВС в относительных координатах при изменении параметра управления β_E – в пределах $\beta_E \in [0;1]$:

- 1 – при $\beta_E = 1$; 2 – при $\beta_E = 0,9$; 3 – при $\beta_E = 0,8$; 4 – при $\beta_E = 0,7$;
 5 – при $\beta_E = 0,6$; 6 – при $\beta_E = 0,5$; 7 – при $\beta_E = 0,4$; 8 – при $\beta_E = 0,3$;
 9 – при $\beta_E = 0,2$; 10 – при $\beta_E = 0,1$; 11 – при $\beta_E = 0$ (холостой ход);
 12 – при $\beta'_E = 0$.

Крутящий момент M_E в пределах $\beta_E \in [0;1]$ (рисунок 2.3) рассчитывается по формуле, Н·м:

$$M_E = M_{E(\beta_E=1)} \cdot \beta_E^d + M_{E(\beta_E=0)} \cdot (1 - \beta_E^d); \quad (2.6)$$

где: $M_{E(\beta_E=0)}$ – зависимость крутящего момента M_E при работе ДВС на холостом ходу при параметрах управления $\beta_E = 0$ и $\beta'_E = 1$, Н·м;

d – функция, характеризующая изменение крутящего момента M_E при изменении параметра управления β_E .

Крутящий момент $M_{E(\beta_E=0)}$ рассчитывается по выражению, Н·м:

$$M_{E(\beta_E=0)} = e \left(M_{E_{max}(n_E^*)} - M_{F_{min}(n_{max})} \right) + M_{F_{min}(n_{max})}; \quad (2.7)$$

где: e - функция, характеризующая изменение крутящего момента $M_{E(\beta_E=0)}$ при $\beta_E = 0$ и $\beta_E' = 1$.

Функции e и d определяются по формулам:

$$d = (1 - \Delta n)^{a_2} + a_4 \cdot \Delta n^{a_3}; \quad (2.8)$$

$$e = \frac{(1 - \Delta n^{a_1}) + (1 - \Delta n)^{a_5}}{2}; \quad (2.9)$$

где: a_1, a_2, a_3, a_4 и a_5 – параметры математического описания изменения кривой крутящего момента M_E ;

Δn – относительная частота вращения коленчатого вала ДВС, мин^{-1} :

$$\Delta n = \frac{n_E - n_E^*}{n_{E_{max}} - n_E^*} \quad (2.10)$$

где: n_E^* – условная частота вращения коленчатого вала ДВС, для которой расчёт кривых крутящего момента M_E в области минимальной частоты $n_{E_{min}}$ пересекается в одной точке (рисунок 2.3).

Смысл подбора коэффициентов a_1, a_2, a_3, a_4 и a_5 сводится к следующему:

- коэффициент a_1 используется для корректировки распределения точек кривых крутящего момента в области минимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{E_{min}}$;
- коэффициент a_2 используется для корректировки распределения кривых крутящего момента;
- коэффициент a_3 используется для корректировки наклона кривых крутящего момента в области минимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{E_{min}}$;
- коэффициент a_4 используется для корректировки распределения точек кривых крутящего момента в области максимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{E_{max}}$;
- коэффициент a_5 используется для корректировки наклона кривых крутящего момента в области максимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{E_{max}}$.

Варьируя коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_4 и a_5 можно добиться приемлемого результата аппроксимации экспериментальных данных.

Характерные точки диаграммы (рисунок 2.3) $M_{E_{max}(n_E^*)}$ и $M_{F_{min}(n_{max})}$ рассчитываются по выражениям, Н·м:

$$M_{E_{max}(n_E^*)} = M_{E_{max}} \cdot \left(a + b \cdot \left(\frac{n_E^*}{n_{EM}} \right) - c \cdot \left(\frac{n_E^*}{n_{EM}} \right)^2 \right); \quad (2.11)$$

$$M_{F_{min}(n_{max})} = \frac{1000 \cdot V_h}{\pi \cdot i_T} \cdot \left(p_0 + \frac{p_1 \cdot l_{ХП} \cdot n_{E_{max}}}{30} \right). \quad (2.12)$$

Разработанное математическое описание ДВС позволяет осуществлять расчет параметров работы силовой установки автомобиля, которая может быть представлена в виде одного только ДВС или ГСУ.

2.2.2 Математическое описание электрической силовой установки

ЭСУ автомобиля представлена в виде структурной схемы, показанной на рисунке 2.4, в которой приведены основные элементы: ВВБ, инвертор, электронный блок управления, электродвигатель-генератор (ЭГ), трансмиссия, а также колёса и шины. Структурная схема позволяет выявить основные функции параметров, описывающие процесс функционирования ЭСУ [40, 41, 97, 152, 161, 248, 253, 260, 335]. Их можно разделить на три группы:

- 1) управляющие: функция параметра управления $\beta_E = f(t)$;
- 2) внутренние: изменение угловой скорости ротора $\omega_E = f(t)$; изменение напряжения и тока ВВБ $U_{BAT} = f(t)$ и $I_{BAT} = f(t)$ при тяговом режиме работы ЭСУ; $U_R = f(t)$ и $I_R = f(t)$ при тормозном (рекуперативном) режиме работы ЭСУ; функции токов вдоль осей d и q $I_d = f(\beta_E)$, $I_q = f(\beta_E)$, $I_d = f(U_n)$, $I_q = f(U_n)$; функции токов, потребляемых или вырабатываемых ЭГ, а также напряжений на его разъёмах $I_n = f(U_n)$, $I_n = f(E_n)$ и $U_n = f(\omega_E)$;
- 3) выходные: изменение моментов на роторе ЭГ при тяговом и тормозном режиме работы $M_E = f(I_n)$, $M_T = f(t)$; угловой скорости ротора $\omega_E = f(t)$; изменение моментов на ведущих колёсах КТС при тяговом и тормозном режиме работы

$M_{Ki} = f(t)$, $M_{Ti} = f(t)$ и их угловых скоростей $\omega_{Ki} = f(t)$.

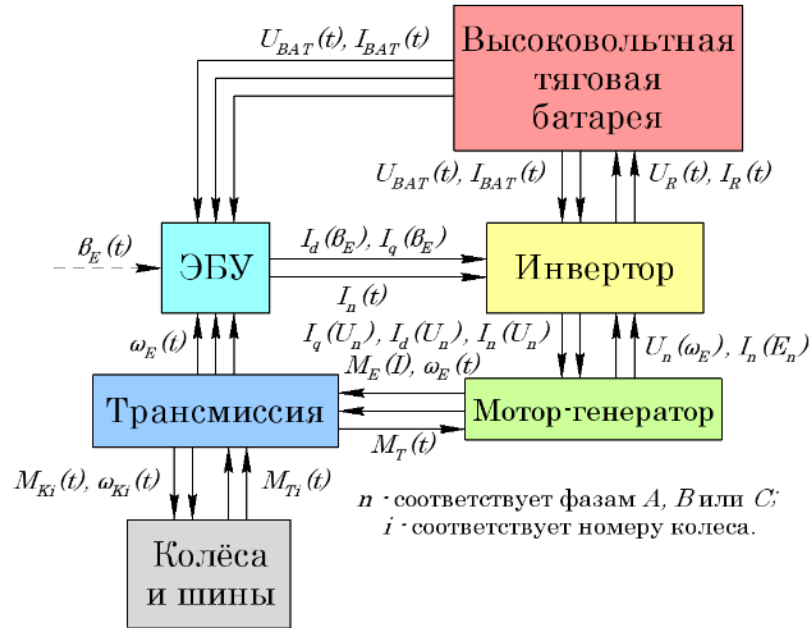


Рисунок 2.4 – Структурная схема ЭСУ КТС [260]

Ввиду того, что математическое описание трансмиссии и шины КТС приводится для КТС не только с ЭСУ, то они описаны в следующих разделах работы.

Математическое описание ЭСУ целесообразно представить в виде уточнённой структурной схемы (рисунок 2.5.), которая представляет собой совокупность математических описаний основных блоков: тяговая ВВБ 1, блок силовой электроники 2, состоящий из инвертора и датчиков тока 2.1, ЭГ 3, состоящий из статора 3.1 и ротора 3.2 и блок управления 4, который представлен блоком широтно-импульсной модуляции 4.1 (ШИМ), формирователем способа модуляции 4.2, преобразователями координат 4.3 и 4.5, блоком задания токов 4.4 и регуляторами токов 4.6 и 4.7. Математическое описание ЭСУ используется и для описания ГСУ, в которой может функционировать два ЭГ 3, поэтому выходные M_{Ei} , ω_{Ei} , M_{Ti} и входной β_{Ei} параметры описываются с индексом i , который соответствует номеру ЭГ силовой установки.

Математическое описание ВВБ (поз. 1., рисунок 2.5) представляет собой полиномиальную аппроксимацию зависимости $U_{BAT} = f(SOC)$ с использованием модификации уравнения Шеффера для литий-ионного аккумулятора [30, 278, 314, 336, 343, 352, 354, 355].

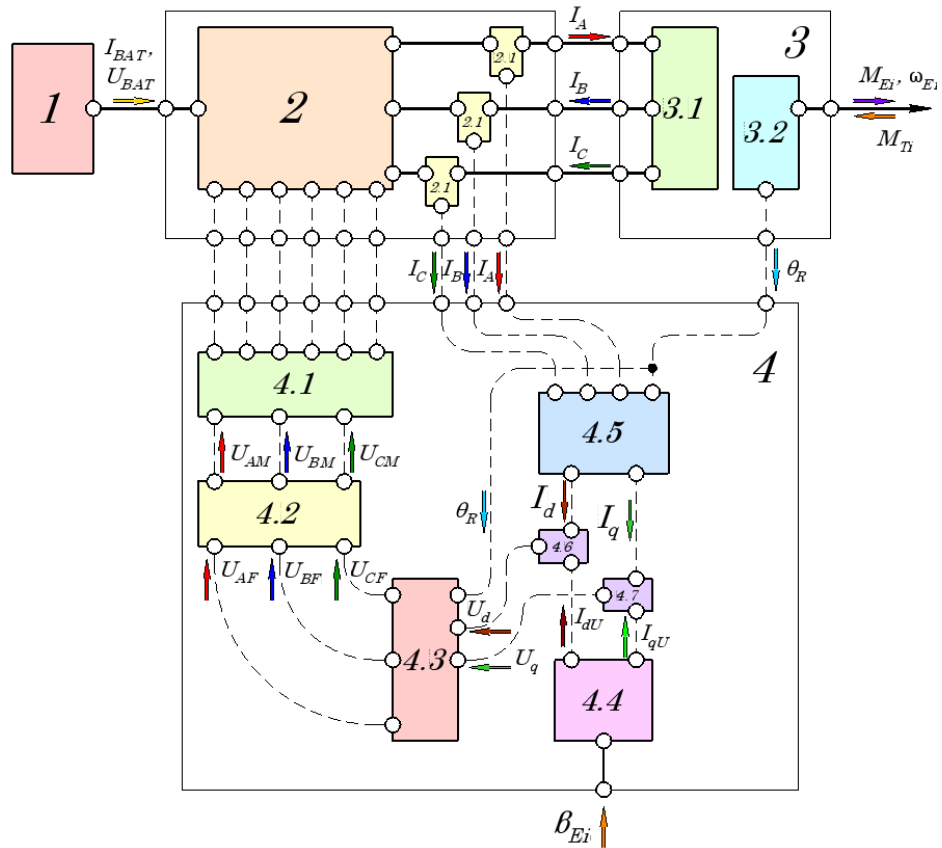


Рисунок 2.5 – Структурная схема математической модели ЭСУ [103, 260]:
 1 – ВВБ; 2 – блок силовой электроники; 2.1 – датчик тока; 3 – ЭГ; 3.1 – статор;
 3.2 – ротор; 4 – блок управления; 4.1 – блок ШИМ; 4.2 – формирователь способа
 модуляции; 4.3 и 4.5 – преобразователи координат; 4.4 – блок задания токов;
 4.6 и 4.7 – регуляторы токов.

Суммарный ток ВВБ I_{BAT} , определяется как сумма токов I_n , протекающих в цепи ЭСУ, А:

$$I_{BATi} = \sum I_n. \quad (2.13)$$

Заряд ВВБ Q вычисляется по выражению, А·с:

$$Q = \frac{1}{3600} \int_0^t I_D(t) dt. \quad (2.14)$$

В модели принято допущение о том, что при заряде ВВБ, ток $I_{BAT} < 0$, а при её разряде $-I_{BAT} > 0$. В таком случае, напряжение на клеммах ВВБ U_{BAT} определяется исходя из её условий работы, В:

$$U_{BAT} = \begin{cases} U_{BAT+} & \text{при } I_{BAT} < 0; \\ U_{BAT-} & \text{при } I_{BAT} > 0; \end{cases} \quad (2.15)$$

где: U_{BAT+} – напряжение на клеммах ВВБ при её заряде, В;

U_{BAT-} – напряжение на клеммах ВВБ при её разряде, В.

Если ток ВВБ отсутствует ($I_{BAT} = 0$), то значение напряжения U_{BAT} определяется как предыдущее значение, рассчитанное при изменении тока I_{BAT} .

Напряжения U_{BAT+} и U_{BAT-} определяются по выражениям, В [30, 278]:

$$U_{BAT+} = U_0 - R \cdot I_D - K_1 \cdot \Delta Q_+ \cdot (Q + i) + A \cdot e^{-BQ}; \quad (2.16)$$

$$U_{BAT-} = U_0 - R \cdot I_D - K_2 \cdot \Delta Q_- - K \cdot \Delta Q_+ \cdot Q + A \cdot e^{-BQ}; \quad (2.17)$$

где R – внутреннее сопротивление ВВБ, Ом;

K_1 – постоянная поляризации, В/А·ч;

K_2 – сопротивление поляризации, Ом;

A, B – коэффициенты аппроксимации;

U_0 – начальное напряжение на клеммах ВВБ, В;

i – ток, протекающий через поляризационное сопротивление, А.

Относительный заряд ΔQ_+ , разряд ΔQ_- ВВБ рассчитывается по формулам, А·ч [30, 278]:

$$\Delta Q_+ = \frac{Q_H}{Q_H - Q}; \quad (2.18)$$

$$\Delta Q_- = \frac{Q_H}{Q - 0.1 \cdot Q_H}; \quad (2.19)$$

где: Q_H – номинальная ёмкость ВВБ, А·ч.

Уровень заряда ВВБ SOC определяются по выражению, %:

$$SOC = \left(1 - \frac{Q}{Q_H}\right) \cdot 100\%. \quad (2.20)$$

Математическое описание блока силовой электроники (поз. 2, рисунок 2.5) представляет собой имитацию работы силовых ключей для коммутации фазных обмоток статора A, B и C с клеммами ВВБ.

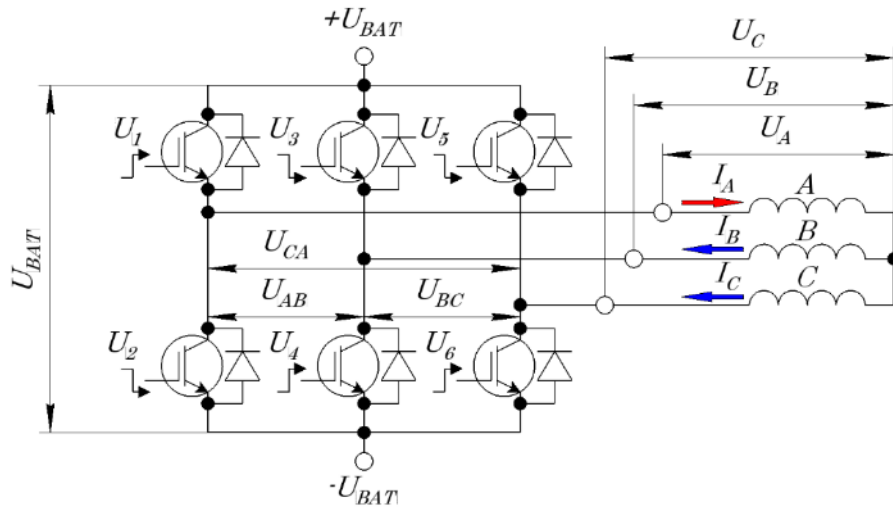


Рисунок 2.6 – Схема блока силовой электроники [103]:

$U_1 \dots U_6$ – управляющие параметры силовых ключей; U_{BAT} – напряжение на клеммах ВВБ; U_A , U_B и U_C – фазное напряжение обмоток статора A , B и C соответственно; U_{AB} , U_{BC} и U_{CA} – линейные напряжения между фазами статора A , B и C соответственно.

Описание блока силовой электроники базируется на логических условиях, срабатывание которых происходит по управляющим параметрам $U_1 \dots U_6$ от блока ШИМ (рисунок 2.6). Значения изменения параметров $U_1 \dots U_6$ лежат в пределах $U_i \in [0; 1]$. При коммутации обмоток статора A , B и C с выводами ВВБ могут срабатывать только один верхний и два нижних или один нижний и два верхних ключа, причём переход значения управляющего параметра U_i с «0» на «1» сопровождается кратковременной задержкой.

Таким образом фазные U_A , U_B и U_C и линейные U_{AB} , U_{BC} и U_{CA} напряжения будут определены по следующим выражениям, В [103, 213]:

при $U_1 = 1$; $U_2 = 0$; $U_3 = 0$; $U_4 = 1$; $U_5 = 0$ и $U_6 = 1$:

$$U_A = U_{BAT} \frac{2}{3}; U_B = U_C = -U_{BAT} \frac{1}{3}; U_{AB} = U_{BAT}; U_{BC} = 0; U_{CA} = -U_{BAT}. \quad (2.21)$$

при $U_1 = 0$; $U_2 = 1$; $U_3 = 1$; $U_4 = 0$; $U_5 = 0$ и $U_6 = 1$:

$$U_A = U_C = -U_{BAT} \frac{1}{3}; U_B = U_{BAT} \frac{2}{3}; U_{AB} = -U_{BAT}; U_{BC} = U_{BAT}; U_{CA} = 0. \quad (2.22)$$

при $U_1 = 0$; $U_2 = 1$; $U_3 = 0$; $U_4 = 1$; $U_5 = 1$ и $U_6 = 0$:

$$U_A = U_B = -U_{BAT} \frac{1}{3}; U_C = U_{BAT} \frac{2}{3}; U_{AB} = 0; U_{BC} = -U_{BAT}; U_{CA} = U_{BAT}. \quad (2.23)$$

при $U_1 = 0; U_2 = 1; U_3 = 1; U_4 = 0; U_5 = 1$ и $U_6 = 0$:

$$U_A = -U_{BAT} \frac{2}{3}; U_B = U_C = U_{BAT} \frac{1}{3}; U_{AB} = -U_{BAT}; U_{BC} = 0; U_{CA} = U_{BAT}. \quad (2.24)$$

при $U_1 = 1; U_2 = 0; U_3 = 0; U_4 = 1; U_5 = 1$ и $U_6 = 0$:

$$U_A = U_C = U_{BAT} \frac{1}{3}; U_B = -U_{BAT} \frac{2}{3}; U_{AB} = U_{BAT}; U_{BC} = -U_{BAT}; U_{CA} = 0. \quad (2.25)$$

при $U_1 = 1; U_2 = 0; U_3 = 1; U_4 = 0; U_5 = 0$ и $U_6 = 1$:

$$U_A = U_B = U_{BAT} \frac{1}{3}; U_C = -U_{BAT} \frac{2}{3}; U_{AB} = 0; U_{BC} = U_{BAT}; U_{CA} = -U_{BAT}. \quad (2.26)$$

Управление ключами блока силовой электроники осуществляется с последовательностью, определённой блоком ШИМ (поз. 4.1, рисунок 2.5), что позволяет устанавливать длительность и очередность коммутации обмоток статора A , B и C с определённой частотой. Таким образом на обмотках статора ЭГ формируется ступенчатое изменение фазных U_A , U_B и U_C и линейных U_{AB} , U_{BC} и U_{CA} напряжений, которое по эффективному значению аналогично синусоидальному напряжению.

Математическое описание ЭГ (поз. 3, рисунок 2.5) ЭСУ выполнено в виде модели синхронного двигателя с постоянными магнитами, рассчитанной в неподвижной системе координат ABC .

Крутящий момент M_{Ei} , развиваемый на роторе ЭГ в тяговом или рекуперативном режиме, определяется по формуле, Н·м [103]:

$$M_{Ei} = \frac{I_A \cdot E_A + I_B \cdot E_B + I_C \cdot E_C}{\omega_{Ei}}; \quad (2.27)$$

где: I_A, I_B, I_C – токи, протекающие в фазах ЭГ, А;

E_A, E_B, E_C – противоЭДС, наводимые в фазных обмотках статора, В;

ω_{Ei} – угловая скорость вращения ротора ЭГ, рад/с.

Мгновенные значения токов I_A, I_B, I_C определяются системой дифференциальных уравнений, А [103]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dI_A}{dt} = \frac{2U_A - U_B - U_C - 3R_{\Phi A}I_A + \psi_{FZP}\omega_{\psi}(E_{1B} + E_{1C} - 2E_{1A})}{3(L_{\Phi A} - L_{\Phi\Phi})}; \\ \frac{dI_B}{dt} = \frac{2U_B - U_A - U_C - 3R_{\Phi B}I_B + \psi_{FZP}\omega_{\psi}(E_{1C} + E_{1A} - 2E_{1B})}{3(L_{\Phi B} - L_{\Phi\Phi})}; \\ \frac{dI_C}{dt} = \frac{2U_C - U_B - U_A - 3R_{\Phi C}I_C + \psi_{FZP}\omega_{\psi}(E_{1A} + E_{1B} - 2E_{1C})}{3(L_{\Phi C} - L_{\Phi\Phi})}; \\ \frac{dI_A}{dt} + \frac{dI_B}{dt} + \frac{dI_C}{dt} = 0; \end{array} \right. \quad (2.28)$$

где $R_{\Phi A}$, $R_{\Phi B}$ и $R_{\Phi C}$ – активное сопротивление фазных обмоток A , B и C статора, Ом;

$L_{\Phi A}$, $L_{\Phi B}$ и $L_{\Phi C}$ – индуктивность фазных обмоток A , B и C статора, Гн;

$L_{\Phi\Phi}$ – взаимная индуктивность двух фазных обмоток статора, Гн;

U_A , U_B и U_C – фазные напряжения, поступающие от инвертора на вход фаз A , B и C , В;

E_{1A} , E_{1B} и E_{1C} – единичные функции форм ЭДС в фазных обмотках A , B и C статора, В;

ω_{ψ} – скорость вращения электромагнитного поля, рад/с;

Z_P – количество полюсов статора.

Мгновенные ЭДС E_A , E_B , E_C в фазах ЭГ можно вычислить, используя единичные функции формы ЭДС, в соответствии с выражениями, В [103]:

$$\begin{cases} E_A = \psi_{FZP}\omega_{\psi}E_{1A}; \\ E_B = \psi_{FZP}\omega_{\psi}E_{1B}; \\ E_C = \psi_{FZP}\omega_{\psi}E_{1C}; \end{cases} \quad (2.29)$$

где: ψ_F – амплитуда потокосцепления между ротором и фазной обмоткой, Вб.

Для фаз A , B и C единичные функции ЭДС E_{1A} , E_{1B} и E_{1C} рассчитываются по системе уравнений, В [103]:

$$\begin{cases} E_{1A} = \sin(\theta_{\psi} + \delta_A); \\ E_{1B} = \sin(\theta_{\psi} + \delta_B); \\ E_{1C} = \sin(\theta_{\psi} + \delta_C); \end{cases} \quad (2.30)$$

где: θ_{ψ} – угол поворота поля статора, рад;

$\delta_A, \delta_B, \delta_C$ – угол сдвига фаз A, B и C соответственно, рад.

Поворот электромагнитного поля статора характеризуется углом Θ_ψ и скоростью ω_ψ , которые зависят от количества полюсов статора Z_P и определяются, рад и рад/с соответственно [103]:

$$\Theta_\psi = \Theta_{Ei} \cdot Z_P; \quad (2.31)$$

$$\omega_\psi = \omega_{Ei} \cdot Z_P. \quad (2.32)$$

Скорость ротора ЭГ определяется выражением, рад/с:

$$\omega_{Ei} = \frac{1}{J} \int (M_{Ei} - M_C) dt; \quad (2.33)$$

где: M_C – нагрузочный момент, Н·м;

J – момент инерции подвижных частей, кг·м².

При разработке математического описания блока управления (поз. 4, рисунок 2.5) использован метод расчета во вращающихся координатах с применением преобразователей координат $ABC \Rightarrow dq$ и $dq \Rightarrow ABC$ (поз. 4.5 и 4.3 на рисунке 2.5 соответственно).

Преобразование токов в обмотках статора I_A, I_B и I_C из неподвижной системы координат ABC во вращающуюся систему dq в блоке (поз. 4.5, рисунок 2.5) и вычисление токов I_d и I_q используются преобразования Кларк и Парка, А [103]:

$$I_d = \left(\frac{I_B - I_C}{\sqrt{3}} \right) \cdot \sin \Theta_\psi + I_A \cdot \cos \Theta_\psi; \quad (2.34)$$

$$I_q = \left(\frac{I_B - I_C}{\sqrt{3}} \right) \cdot \cos \Theta_\psi - I_A \cdot \sin \Theta_\psi. \quad (2.35)$$

Максимальный ток I_{qmax} определяется таким образом, чтобы крутящий момент M_{Ei} на роторе ЭГ не превышал максимально допустимого значения M_{Emax} , А:

$$I_{qmax} = \frac{I_{nom} M_{Emax}}{M_{Enom}}; \quad (2.36)$$

где I_{nom} – номинальный ток электродвигателя, А;

M_{Emax} – максимальный крутящий момент на роторе, Н·м;

M_{Enom} – номинальный крутящий момент на роторе, Н·м.

Наибольший крутящий момент M_{Ei} на роторе ЭГ будет достигнут при максимальном векторе тока I_q и минимальном векторе тока I_d . При переводе ЭГ в режим торможения с рекуперацией с увеличением тормозного момента M_{Ei} , вектор тока I_q должен быть минимален, а вектор тока I_d – максимален.

Для поддержания определённого значения токов I_d и I_q используются пропорционально-интегральные регуляторы (поз. 4.6 и 4.7 на рисунке 2.5), которые устанавливают необходимое значение напряжений U_d и U_q во вращающейся системе координат dq с учётом отклонения действительных значений токов I_d и I_q от заданных значений I_{dU} и I_{qU} [103]. Определение напряжений U_d и U_q реализовано в соответствии с выражениями, В [103]:

$$U_d = k_{pd} \cdot (I_{dU} - I_d) + k_{id} \cdot \int (I_{dU} - I_d) dt; \quad (2.37)$$

$$U_q = k_{pq} \cdot (I_{qU} - I_q) + k_{iq} \cdot \int (I_{qU} - I_q) dt; \quad (2.38)$$

где: k_{pd} , k_{pq} , k_{id} , k_{iq} – коэффициенты пропорциональной p и интегральной i составляющих регуляторов.

Изменение задаваемых векторов токов I_{dU} и I_{qU} определяется управляющим параметром β_{En} в виде линейных функций $I_{dU} = f(\beta_{En})$ и $I_{qU} = f(\beta_{En})$. Значение тока I_{qU} будет равно при прямом вращении ротора ЭГ $I_{qU} = I_{qUmax}$ при $\beta_{En} = 1$ и $I_{qU} = -I_{qUmax}$ при $\beta_{En} = -1$ при реверсе. При $\beta_{En} = 0$ ток I_{qU} будет равен $I_{qU} = 0$. Значение тока I_{dU} будет равно $I_{dU} = 0$ при $\beta_{En} = 1$ или $\beta_{En} = -1$ и $I_{dU} = I_{dUmax}$ при $\beta_{En} = 0$. Математически функции $I_{dU} = f(\beta_{En})$ и $I_{qU} = f(\beta_{En})$ описаны в блоке задания токов (поз. 4.4, рисунок 2.5). Инерционность изменения параметра β_{En} описывается дифференциальным уравнением, аналогичным (2.1).

Выходные напряжения U_d и U_q обрабатываются в блоке преобразователя координат (поз. 4.3, рисунок 2.5) с целью обратного преобразования в неподвижную систему координат ABC в виде напряжений U_{AF} , U_{BF} и U_{CF} формирователя способа модуляции по формулам, В [103]:

$$U_{AF} = U_d \cdot \cos \theta_E - U_q \cdot \sin \theta_E; \quad (2.39)$$

$$U_{BF} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (U_q \cdot \cos \theta_E + U_d \cdot \sin \theta_E) - \frac{U_{AF}}{2}; \quad (2.40)$$

$$U_{CF} = -\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (U_q \cdot \cos \theta_E + U_d \cdot \sin \theta_E) - \frac{U_{AF}}{2}. \quad (2.41)$$

Для полного использования напряжения U_D ВВБ применяется алгоритм формирования способа модуляции управления ключами инвертора (поз. 4.2, рисунок 2.5). Для этого выполняется добавление к гармоническим входным напряжениям U_{AF} , U_{BF} и U_{CF} периодического сигнала треугольной формы, зависящего от их фазы. Модулирующие значения напряжений U_{AM} , U_{BM} и U_{CM} на входе в блок ШИМ рассчитываются по выражениям, В [103]:

$$U_{AM} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \left(U_{AF} - \frac{U_{min} + U_{max}}{2} \right); \quad (2.42)$$

$$U_{BM} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \left(U_{BF} - \frac{U_{min} + U_{max}}{2} \right); \quad (2.43)$$

$$U_{CM} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \left(U_{CF} - \frac{U_{min} + U_{max}}{2} \right). \quad (2.44)$$

где: U_{min} и U_{max} – минимальное и максимальное значения U_{AF} , U_{BF} и U_{CF} .

Формирование управляющих параметров $U_1 \dots U_6$ для управления блоком силовой электроники определяется блоком ШИМ (поз. 4.1, рисунок 2.5), математическое описание которого представлено в виде логических операций сравнения модулирующих значений напряжений U_{AM} , U_{BM} и U_{CM} с напряжением опорного сигнала U_{PWM} с определённой частотой f_{PWM} .

2.2.3 Математическое описание гибридной силовой установки

Математическое описание ГСУ КТС представлено в виде последовательно-параллельной схемы (рисунок 2.7). Основными элементами схемы являются: ВВБ, инвертор, электронный блок управления, ЭГ-1 и ЭГ-2, планетарный редуктор в качестве разделительного механизма, ДВС, трансмиссия, а также колёса и шины [46,

65, 113, 158, 159, 344, 362, 363, 366].

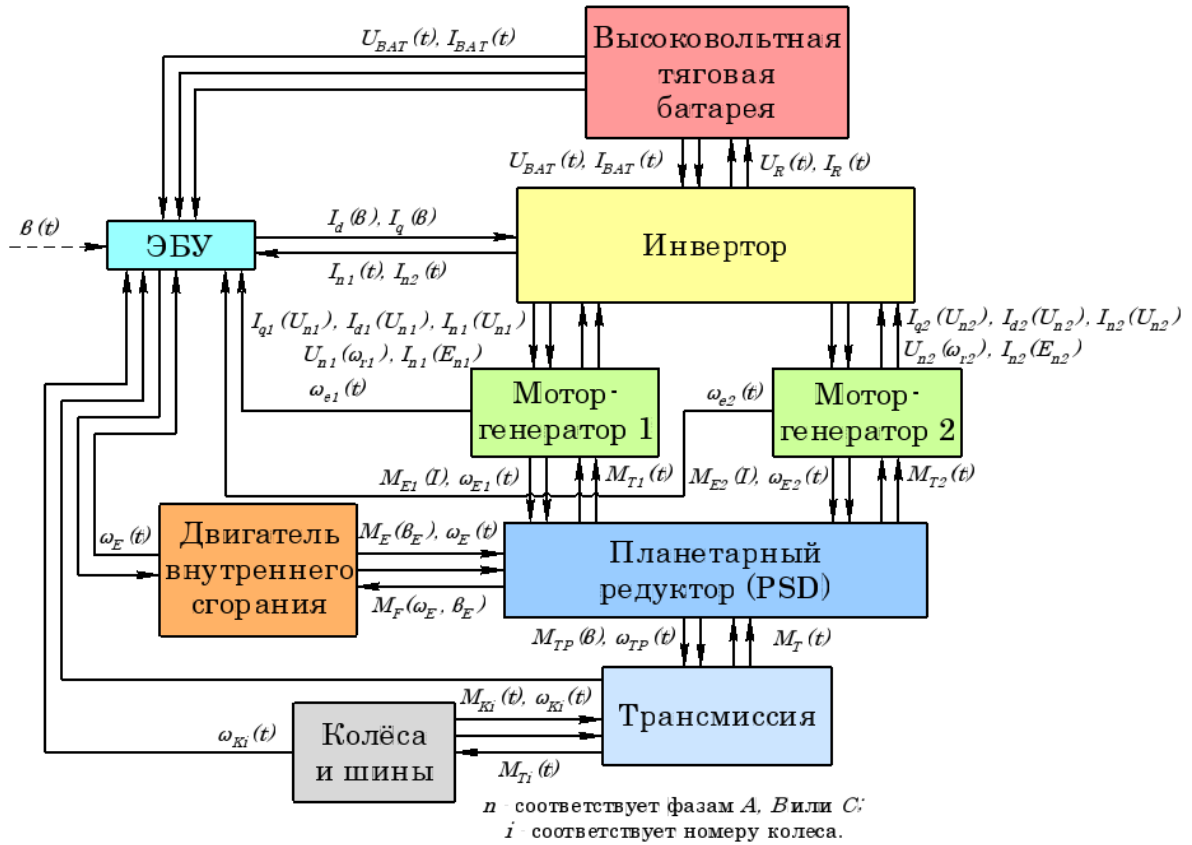


Рисунок 2.7 – Структурная схема ГСУ КТС

Структурная схема позволяет выявить основные функции параметров, описывающих процесс функционирования ЭСУ. Условно их можно разделить на три группы:

- 1) управляющие: функция параметра управления $\beta = f(t)$;
- 2) внутренние: изменение угловых скоростей роторов ЭГ 1 и 2 $\omega_{E1} = f(t)$ и $\omega_{E2} = f(t)$, а также коленчатого вала ДВС $\omega_E = f(t)$; изменение напряжения и тока ВВБ $U_{BAT} = f(t)$ и $I_{BAT} = f(t)$ при тяговом режиме работы ГСУ; $U_R = f(t)$ и $I_R = f(t)$ при тормозном (рекуперативном) режиме работы ГСУ; функции токов вдоль осей d и q для ЭГ 1 и 2 $I_d = f(\beta), I_q = f(\beta), I_{d1} = f(U_{n1}), I_{q1} = f(U_{n1}), I_{d2} = f(U_{n2}), I_{q2} = f(U_{n2})$; функции токов, потребляемых или вырабатываемых ЭГ, а также напряжений на его разъёмах $I_{n1} = f(U_{n1}), I_{n1} = f(E_{n1}), U_{n1} = f(\omega_{E1}), I_{n2} = f(U_{n2}), I_{n2} = f(E_{n2})$ и $U_{n2} = f(\omega_{E2})$; моментов и угловой скорости на коронной шестерне планетарного редуктора $M_{TP} = f(t), M_T = f(t)$ и $\omega_{TP} = f(t)$.
- 3) выходные: изменение моментов на роторах ЭГ 1 и 2 при тяговом и

тормозном режиме работы $M_{E1} = f(I_{n1})$, $M_{T1} = f(t)$, $M_{E2} = f(I_{n2})$ и $M_{T2} = f(t)$; крутящего и тормозного моментов на коленчатом валу ДВС $M_E = f(\beta_E)$, $M_F = f(\beta_E, \omega_E)$; изменение моментов на ведущих колёсах КТС при тяговом и тормозном режиме работы $M_{Ki} = f(t)$, $M_{Ti} = f(t)$ и их угловых скоростей $\omega_{Ki} = f(t)$.

Математические описания трансмиссии и шины КТС приведены в следующих разделах работы. Уравнения, позволяющие рассчитать процесс функционирования ДВС, ЭГ, силовой и управляющей электроники, а также ВВБ описаны в предыдущих разделах.

Моделирование процесса функционирования ГСУ реализовано за счёт алгоритма работы блока управления (рисунок 2.8).

Выполнение алгоритма функционирования ГСУ осуществляется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма в соответствии с режимами работы с пошаговым определением заданных условий. Цикличность алгоритма обусловлена тем, что при работе ГСУ может выполняться одновременно несколько условий её функционирования.

1. Условие (#1) задания тестового режима, заключающееся в сравнении значения параметра управления ГСУ β с нулевым значением. Условие (#1) является базовым, при срабатывании которого силовая установка функционирует. Решение всех последующих условий ведёт к возврату программы к условию (#1).

1.1 Если параметр $\beta = 0$, то ГСУ не функционирует, а крутящие моменты на роторах ЭГ-1 и ЭГ-2, а также на коленчатом валу ДВС не вырабатываются $M_E = 0$, $M_{E1} = 0$ и $M_{E2} = 0$ а параметры управления ЭГ равны нулю $\beta'_E = 0$, $\beta_E = 0$, $\beta_{E1} = 0$ и $\beta_{E2} = 0$. Выходной момент на планетарном редукторе равен нулю $M_{TP} = 0$. В этом случае алгоритм считается завершённым.

1.2 Если параметр $\beta \neq 0$, то алгоритм расчёта переходит к выполнению следующего условия.

2. Условие (#2) определения значения параметра управления β , при котором осуществляется его сравнение с пороговым значением параметра $\beta > \beta^*$.

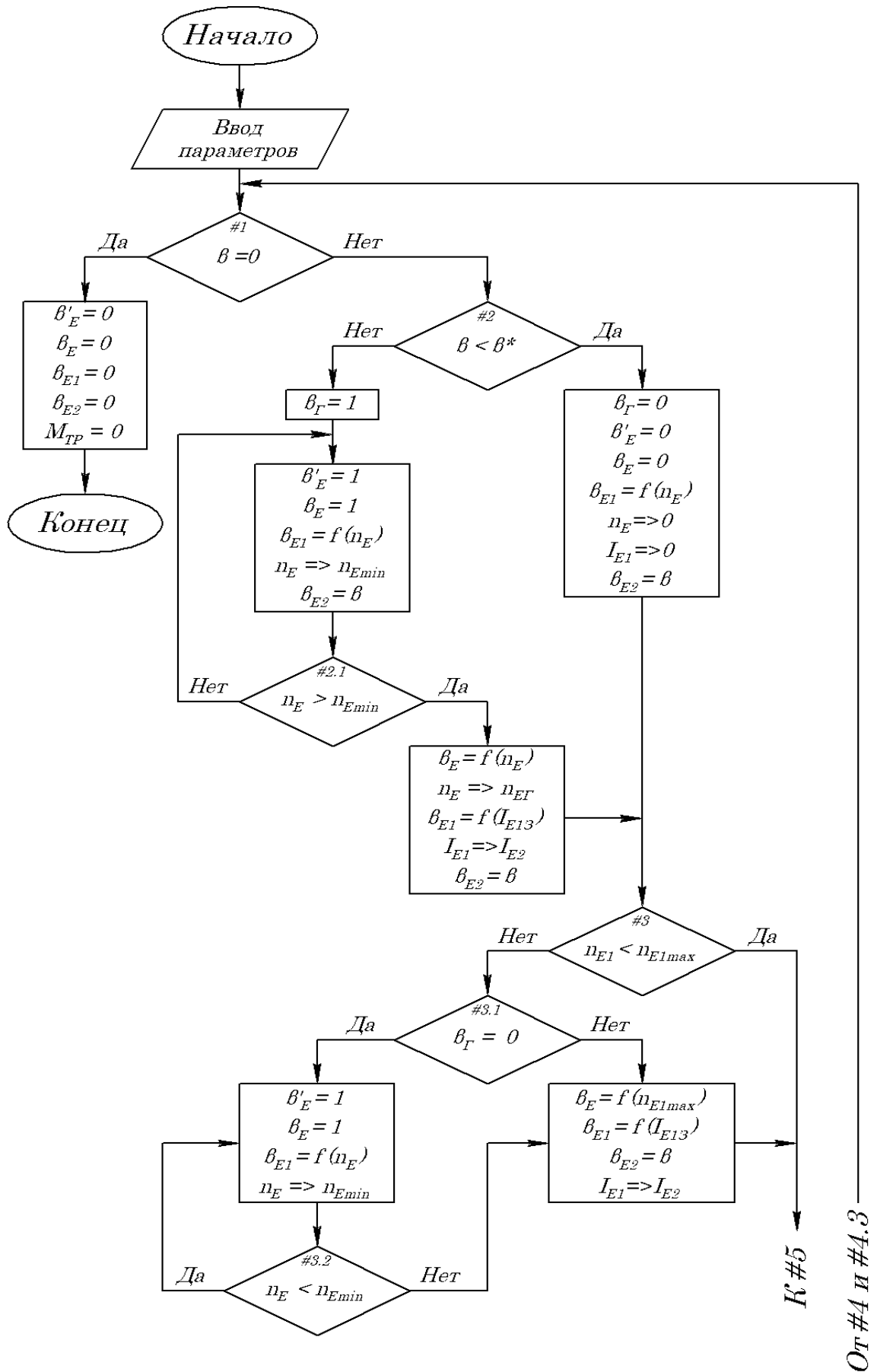


Рисунок 2.8 – Алгоритм функционирования ГСУ (начало)

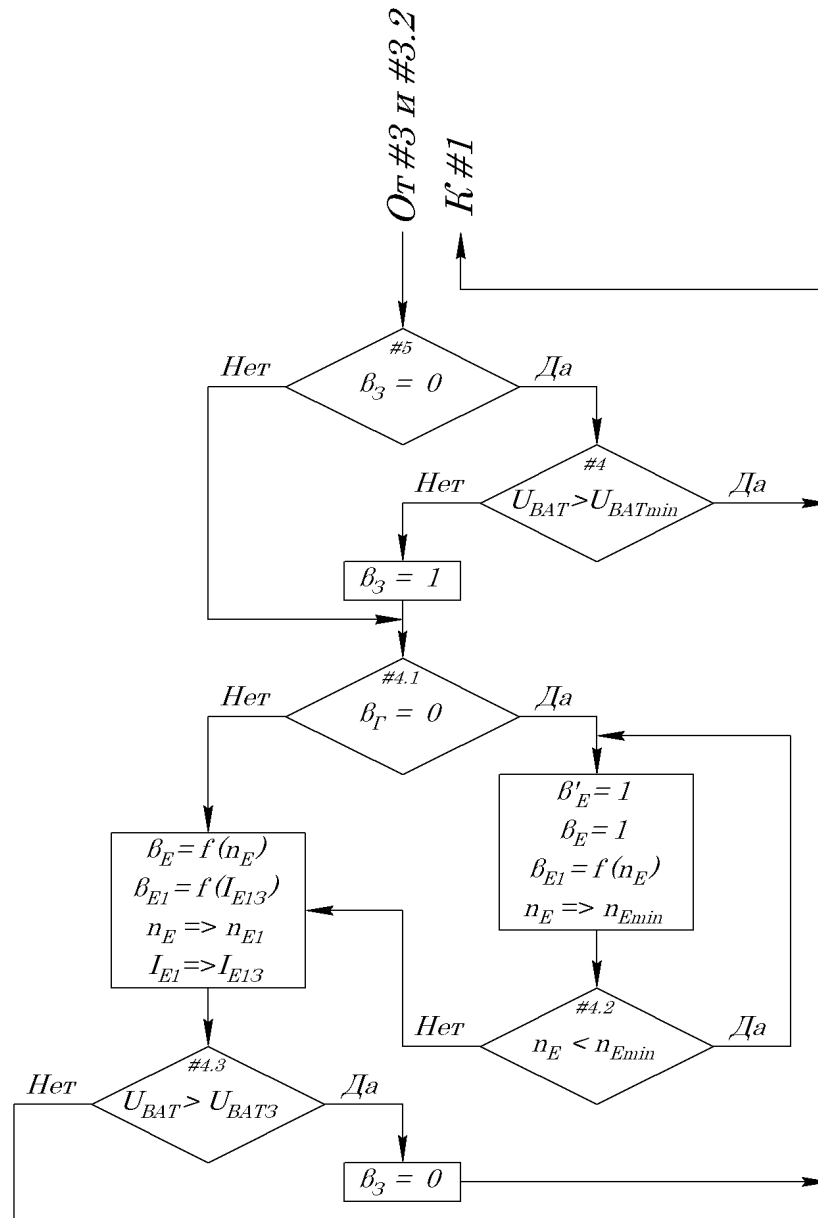


Рисунок 2.8 – Алгоритм функционирования ГСУ (продолжение)

2.1 Если параметр меньше порогового значения $\beta < \beta^*$, то ГСУ переводится в режим работы электропривода ($\beta_\Gamma = 0$). При этом КТС приводится в движение ЭГ-2, а его параметр управления β_{E2} приравнивается к параметру управления ГСУ $\beta_{E2} = \beta$, что приводит к переходу алгоритма на определение следующего условия (#3).

Так как КТС приводится в движение одним ЭГ-2, то частота вращения коленчатого вала ДВС должна быть равна нулю, т.е. $n_E \rightarrow 0$. В этом случае, ротор ЭГ-1 должен иметь свободное вращение, без потребления электроэнергии ВВБ $I_{E1} \rightarrow 0$, поддерживая неподвижное состояние коленчатого вала ДВС. Поэтому определение

значения параметра β_{E1} , зависящего от частоты n_E в виде функции вида $\beta_{E1} = f(n_E)$ реализуется пропорционально-дифференциально-интегральным регулированием по выражению:

$$\beta_{E1} = k_{p1} \cdot (n_{E0} - n_E) + k_{i1} \cdot \int (n_{E0} - n_E) dt + k_{d1} \frac{d(n_{E0} - n_E)}{dt}; \quad (2.45)$$

где k_{p1} , k_{i1} и k_{d1} – коэффициенты регулятора;

n_{E0} – частота вращения коленчатого вала ДВС, равная $n_{E0} = 0$, мин⁻¹.

Регулятор (2.45) будет изменять параметр управления β_{E1} тем сильнее, чем выше разность «ошибки» регулирования ($n_{E0} - n_E$). Поэтому в модели осуществляется ограничение параметра β_{E1} :

$$\begin{cases} \beta_{E1} > 1 & \text{при } \beta_{E1} = 1; \\ \beta_{E1} < -1 & \text{при } \beta_{E1} = -1. \end{cases} \quad (2.46)$$

2.2 Если параметр β больше порогового значения $\beta > \beta^*$, то ГСУ переводится в режим работы ГСУ ($\beta_\Gamma = 1$). В этом случае происходит запуск ДВС, за счёт ускорения или замедления вращения ротора ЭГ-1. Тогда параметры $\beta'_E = 1$, $\beta_E = 1$, $\beta_{E2} = \beta$ а параметр управления β_{E1} будет определяться как функция, зависящая от частоты вращения коленчатого вала ДВС $\beta_{E1} = f(n_E)$:

$$\beta_{E1} = k_{p2} \cdot (n_{Emin} - n_E) + k_{i2} \cdot \int (n_{Emin} - n_E) dt + k_{d2} \frac{d(n_{Emin} - n_E)}{dt}; \quad (2.47)$$

где k_{p2} , k_{i2} и k_{d2} – коэффициенты регулятора;

n_{Emin} – частота вращения коленчатого вала ДВС, при которой осуществляется его запуск, мин⁻¹.

Регулятор (2.47) будет увеличивать частоту вращения коленчатого вала ДВС до тех пор, пока не выполнится условие (#2.1), при котором $n_E > n_{Emin}$. Если условие (#2.1) выполнено, то параметр управления ДВС β_E будет определяться как функция $\beta_E = f(n_E)$ с целью поддержания частоты вращения $n_{E\Gamma}$, оптимальной для восполнения тока, потребляемого ЭГ -2:

$$\beta_E = k_{p3} \cdot (n_{E\Gamma} - n_E) + k_{i3} \cdot \int (n_{E\Gamma} - n_E) dt + k_{d3} \frac{d(n_{E\Gamma} - n_E)}{dt}; \quad (2.48)$$

где k_{p3} , k_{i3} и k_{d3} – коэффициенты регулятора.

В процессе регулирования частоты вращения коленчатого вала n_E , ограничение параметра β_E производится по следующему закону:

$$\begin{cases} \beta_E > 1 & \text{при } \beta_E = 1; \\ \beta_E < 0 & \text{при } \beta_E = 0. \end{cases} \quad (2.49)$$

ЭГ-1 в случае выполнения условия (#2.1) переводится в режим генерации энергии, а алгоритм управления переходит на определение следующего условия. Управляющий параметр β_{E1} будет определяться исходя из условий потребления энергии ЭГ-2 $\beta_{E1} = f(I_{E2})$:

$$\beta_{E1} = k_{p4} \cdot (I_{E2} - I_{E1}) + k_{i4} \cdot \int (I_{E2} - I_{E1}) dt + k_{d4} \frac{d(I_{E2} - I_{E1})}{dt}; \quad (2.50)$$

где k_{p4} , k_{i4} и k_{d4} – коэффициенты регулятора;

I_{E2} – ток, потребляемый ЭГ-2, А.

3. Условие (#3) сравнения частоты вращения ротора ЭГ-1 n_{E1} с максимальным значением n_{E1max} .

3.1 Если $n_{E1} < n_{E1max}$, то алгоритм расчёта переходит к следующему условию (#5).

3.2 Если $n_{E1} > n_{E1max}$, то дальнейший расчёт будет выполняться исходя из условий работы силовой установки (#3.1).

Если ГСУ работает в режиме гибрида ($\beta_\Gamma = 1$), то регулятор (2.48) будет рассчитывать параметр β_E с целью увеличения частоты вращения коленчатого вала ДВС n_E , чтобы частота вращения ротора ЭГ-1 n_{E1} находилась в пределах максимального значения, т.е. $\beta_E = f(n_{E1max})$. Поэтому выражение (2.48) примет вид:

$$\begin{aligned} \beta_E = k_{p5} \cdot (n_{E1} - n_{E1max}) + k_{i5} \cdot \int (n_{E1} - n_{E1max}) dt + \\ + k_{d5} \frac{d(n_{E1} - n_{E1max})}{dt}; \end{aligned} \quad (2.51)$$

где k_{p5} , k_{i5} и k_{d5} – коэффициенты регулятора.

Ограничение и регулирование параметров β_E и β_{E1} в этом случае будет соответствовать выражениям (2.45), (2.46) и (2.50).

Если ГСУ работает в режиме электропривода ($\beta_{\Gamma} = 0$), то осуществляется запуск ДВС по аналогичному (2.47) выражению, а регулирование осуществляется по (2.45), (2.46), (2.50) и (2.51).

4. Условие определения уровня напряжения на выводах ВВБ (#4), при котором сравнивается значение напряжения U_{BAT} с минимально допустимым напряжением U_{BATmin} .

4.1 Если параметр $U_{BAT} < U_{BATmin}$, то система переходит в состояние заряда ВВБ ($\beta_3 = 1$), после чего происходит опрос состояния режима работы силовой установки (#4.1).

Если ГСУ работает в режиме электропривода ($\beta_{\Gamma} = 0$), то происходит запуск ДВС по аналогичному (2.47) выражению, что соответствует условию (#4.2), а регулирование параметров осуществляется по (2.45), (2.46), (2.50) и (2.51).

ЭГ-1 в случае выполнения условия (#4.2) будет переведён в режим генерации энергии и его управляющий параметр β_{E1} будет рассчитываться исходя из условий заряда ВВБ по величине зарядного тока $\beta_{E1} = f(I_{E13})$:

$$\beta_{E1} = k_{p3} \cdot (I_{E13} - I_{E1}) + k_{i3} \cdot \int (I_{E13} - I_{E1}) dt + k_{d3} \frac{d(I_{E13} - I_{E1})}{dt}; \quad (2.52)$$

где k_{p3} , k_{i3} и k_{d3} – коэффициенты регулятора;

I_{E13} – ток ЭГ-1, необходимый для заряда ВВБ, А.

Процесс заряда ВВБ будет происходить до тех пор, пока не выполнится условие (#4.3), то есть пока напряжение ВВБ U_{BAT} станет выше напряжения U_{BAT3} , при котором заряд ВВБ считается восполненным, тогда параметр β_3 примет состояние $\beta_3 = 0$.

Поскольку условия алгоритма функционирования ГСУ выполняются пошагово и циклично, то изменение параметра β_3 с использованием условия (#5) позволяет сместить уровень напряжения заряженной высоковольтной ВВБ до значения U_{BAT3} , за счёт игнорирования условия (#4).

2.2.4 Математическое описание трансмиссии КТС

Математическое описание трансмиссий КТС позволяет производить их

моделирование с учётом инерционных характеристик входящих элементов и динамических процессов. Описание реализовано в виде блочной системы, построенной на базе:

- 1) динамических схем силовых агрегатов (рисунок 2.9);
- 2) динамических схем привода ведущих колёс и приводов тормозных систем (рисунок 2.11 и 2.12).

Для расчёта процесса функционирования определённой конфигурации КТС по типу силовой установки и трансмиссии решение уравнений динамики производится по определённой схеме. Например, для расчёта КТС с ГСУ, используются входные и выходные параметры динамических схем, соответствующих схемам *в* и *г* на рисунке 2.9 и схеме, показанной на рисунке 2.11.

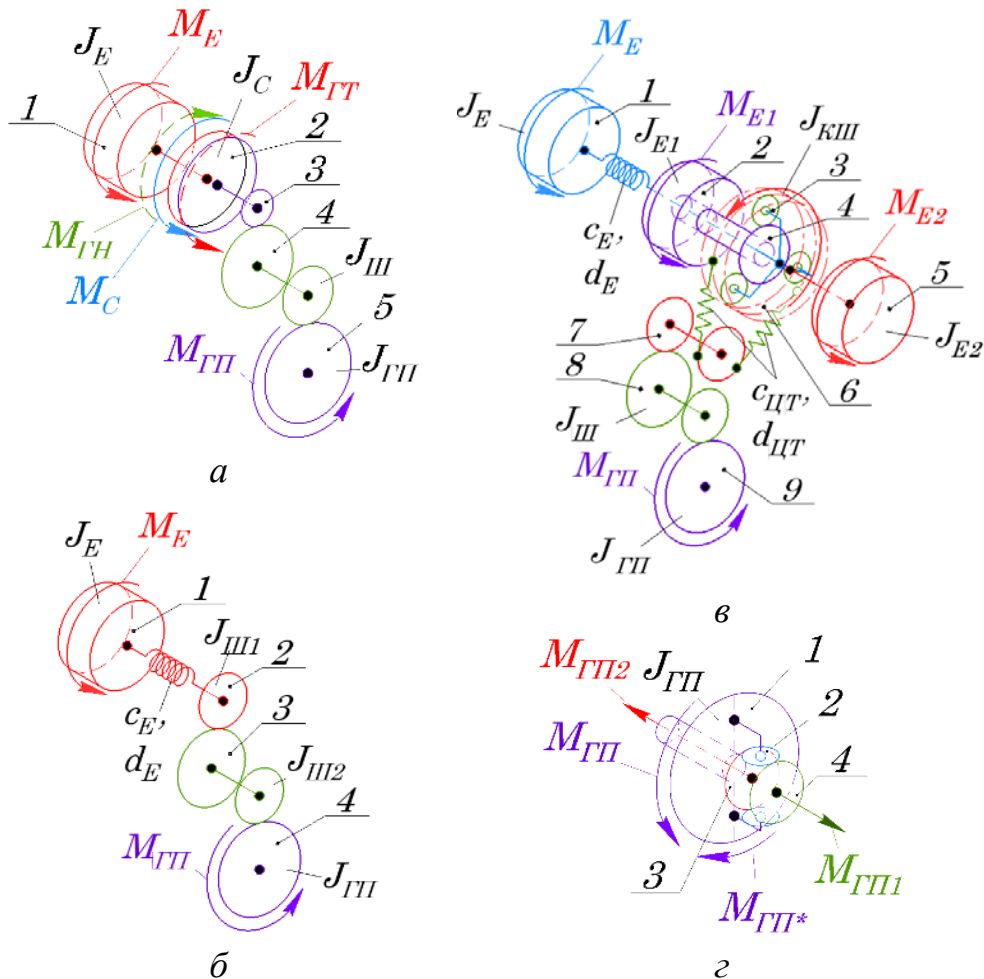


Рисунок 2.9 – Динамические схемы силовых агрегатов:

а – схема силовой установки с ДВС, механизмом сцепления и КПП; *б* – схема ЭСУ с редуктором; *в* – схема ГСУ с PSD; *г* – схема межколёсного дифференциала.

Все динамические схемы реализованы в модели в трёхмерном виде в качестве отдельных элементов с соблюдением геометрических и инерционных характеристик. Ввиду малого значения момента инерции, а также больших значений жёсткостей некоторых элементов динамических схем, эти параметры на схемах не указаны.

Динамическая схема силовой установки с ДВС, механизмом сцепления и КПП (схема *a*, рисунок 2.9) состоит из элементов – тел, имитируемых: вращающиеся детали ДВС 1, с моментом инерции J_E и крутящим моментом M_E ; механизма сцепления 2, с моментом инерции J_C и моментом M_C ; шестерен КПП 3 и 4, с моментом инерции $J_{Ш}$; шестерни главной передачи 5 с моментом инерции $J_{ГП}$ и выходным моментом $M_{ГП}$.

Расчёт моделей по динамическим схемам производится по определению силового взаимодействия кинематически соединённых тел. Для упрощения записи уравнений, описывающих силовую связь между элементами (здесь и далее по динамическим схемам) введены их условные обозначения в виде индексов: i и $i+1$, где индекс i обозначает входной элемент схемы, а индекс $i+1$ – последующий, т.е. выходной элемент динамической схемы. Таким образом, уравнения динамики элементов схемы, например, передача вращения от коленчатого вала 1 к ведущему элементу сцепления 2 (схема *a* на рисунке 2.9), в случае прямой механической передачи описываются системой дифференциальных уравнений [195]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{M_i - M_u - M_d}{J_i} \\ \frac{d\omega_{i+1}}{dt} = \frac{\eta_i(M_{i+1} - M_u - M_d)}{J_{i+1}} \end{array} \right.; \quad (2.53)$$

где $d\omega_i/dt$ – угловое ускорение входного элемента, рад/с²;

M_u – момент упругой составляющей передачи, Н·м;

M_d – момент демпфирующей составляющей передачи, Н·м;

M_i – момент на входном элементе, Н·м;

J_i – момент инерции входного элемента, Н·м²;

$d\omega_{i+1}/dt$ – угловое ускорение выходного элемента, рад/с²;

η_i – КДП передачи;

M_{i+1} – момент на выходном элементе, Н·м;

J_{i+1} – момент инерции выходного элемента, Н·м².

Жёсткость механической передачи описывается моментом упругой составляющей M_u , который определяется по формуле, Н·м [195]:

$$M_u = c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}); \quad (2.54)$$

где c_i – жёсткость передачи, Н·м/рад;

α_i – угол поворота входного элемента, рад;

α_{i+1} – угол поворота выходного элемента, рад.

Момент демпфирующей составляющей M_d передачи рассчитывается по выражению, Н·м [195]:

$$M_d = d_i(\omega_i - \omega_{i+1}). \quad (2.55)$$

где d_i – коэффициент демпфирования передачи, Н·м/рад/с;

ω_i – угловая скорость вращения входного элемента, рад/с;

ω_{i+1} – угловая скорость вращения выходного элемента, рад/с.

Крутящий момент, передаваемый сцеплением (поз. 2, схема *a* на рисунке 2.9) определяется по выражению, Н·м:

$$M_C = M_E \cdot \beta'_C \cdot \operatorname{sgn} \omega_C; \quad (2.56)$$

где M_E – крутящий момент ДВС, Н·м;

β'_C – параметр управления сцеплением;

ω_C – угловая скорость вращения ведущего элемента сцепления, рад/с.

Момент M_C ограничивается максимальным моментом, передаваемым сцеплением по коэффициенту запаса сцепления β_C :

$$\begin{cases} M_C = M_E \cdot \beta'_C \cdot \operatorname{sgn} \omega_C & \text{при } M_C < M_E \cdot \beta_C; \\ M_C = M_E \cdot \beta_C & \text{при } M_C \geq M_E \cdot \beta_C. \end{cases} \quad (2.57)$$

Параметр управления сцеплением рассчитывается как линейная функция, зависящая от темпа его изменения по времени $\beta'_C = f(k_{\beta_C}, t)$ в пределах $\beta'_C \in [0...1]$.

Схема, показанная на рисунке 2.9, *a* может использоваться для моделирования процесса функционирования силового агрегата, в котором используется гидротрансформатор. При этом значение момента инерции вращающихся частей гидротрансформатора будет равно заданному моменту инерции J_C . На коленчатый вал ДВС будет действовать реактивный момент на насосном колесе гидротрансформатора $M_{ГН}$ по отношению к эффективному крутящему моменту M_E (на схеме *a*, рисунок 2.9 момент $M_{ГН}$ показан штриховой линией). Привод ведущих элементов КПП будет в таком случае осуществлён моментом на турбинном колесе $M_{ГТ}$.

Процесс совместного функционирования ДВС и гидротрансформатора описывается системой уравнений крутящих моментов $M_{ГН}$ и $M_{ГТ}$ на насосном и турбинном колёсах соответственно, Н·м [174]:

$$\begin{cases} M_{ГН} = \lambda \cdot q_0 \cdot D_a^5 \cdot n_E^2; \\ M_{ГТ} = M_{ГН} \cdot k_{ГТ}; \end{cases} \quad (2.58)$$

где λ – коэффициент момента на насосном колесе гидротрансформатора;

q_0 – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

D_a – активный диаметр трансформатора, м;

n_E – частота вращения коленчатого вала ДВС, мин⁻¹;

$k_{ГТ}$ – коэффициент трансформации.

Коэффициент момента на насосном колесе гидротрансформатора λ и коэффициент трансформации $k_{ГТ}$ являются безразмерными характеристиками, которые зависят от передаточного числа гидротрансформатора $i_{ГТ}$ (рисунок 2.10).

Передаточное число гидротрансформатора $i_{ГТ}$ определяется по выражению:

$$i_{ГТ} = \frac{\omega_{ГТ}}{\omega_{ГН}}; \quad (2.59)$$

где $\omega_{ГТ}$ – угловая скорость турбинного колеса, рад/с;

$\omega_{ГН}$ – угловая скорость насосного колеса, рад/с.

Коэффициент момента на насосном колесе λ описывается полиномом третьей степени [174]:

$$\lambda = a_\lambda \cdot i_{ГТ}^3 + b_\lambda \cdot i_{ГТ}^2 + c_\lambda \cdot i_{ГТ} + d_\lambda; \quad (2.60)$$

где a_λ , b_λ , c_λ и d_λ – коэффициенты полинома.

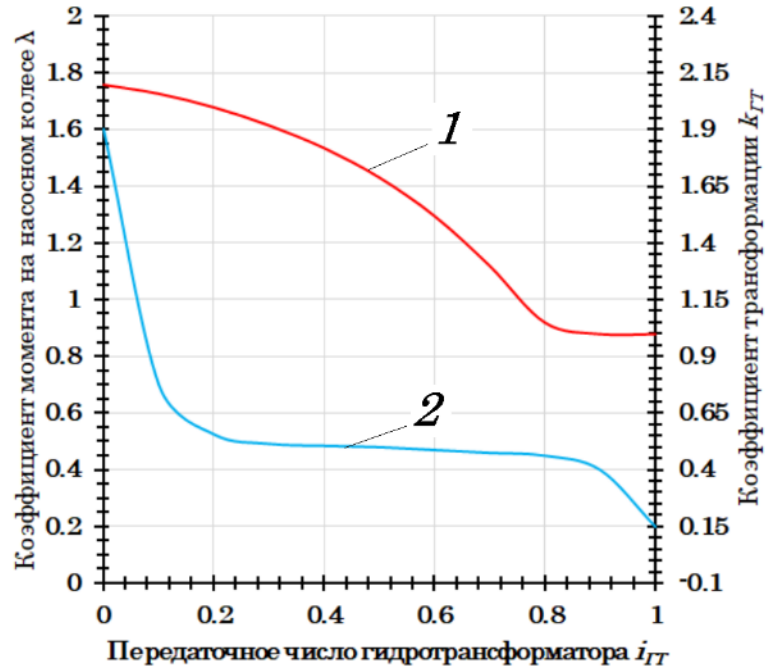


Рисунок 2.10 – Безразмерная характеристика гидротрансформатора:

1 – коэффициент трансформации $k_{ГТ}$; 2 – коэффициент момента на насосном колесе λ .

Коэффициент трансформации $k_{ГТ}$ определяется полиномом вида [174]:

$$k_{ГТ} = a_k \cdot i_{ГТ}^3 + b_k \cdot i_{ГТ}^2 + c_k \cdot i_{ГТ} + d_k; \quad (2.61)$$

где a_k , b_k , c_k и d_k – коэффициенты полинома.

Математическое описание зубчатой передачи представлено в виде упрощённой модели контактного взаимодействия шестерен в зацеплении и соответствует силе F_i , которая действует по касательной к окружности делительного радиуса r_i на ведомую шестерню, Н [195]:

$$F_i = \begin{cases} -c_i \left(\Delta_i - \frac{\delta_i}{2} \right) - d_i \frac{d\Delta_i}{dt} & \text{при } \Delta_i > \frac{\delta_i}{2}; \\ -c_i \left(\Delta_i + \frac{\delta_i}{2} \right) - d_i \frac{d\Delta_i}{dt} & \text{при } \Delta_i < \frac{\delta_i}{2}; \\ 0 & \text{при } |\Delta_i| < \frac{\delta_i}{2}; \end{cases} \quad (2.62)$$

где c_i – жёсткость передачи, приведённая к точке контакта, Н/м;

d_i – коэффициент демпфирования передачи, приведённый к точке

контакта, Н/м/с;

δ_i – величина зазора в зацеплении передачи, м;

Δ_i – взаимное перемещение зубьев шестерен, м [195]:

$$\Delta_i = r_{i+1} \cdot \alpha_{i+1} \pm r_i \cdot \alpha_i; \quad (2.63)$$

где r_i – делительный радиус ведущей шестерни, м;

α_i – угол поворота ведущей шестерни, рад;

r_{i+1} – делительный радиус ведомой шестерни, м;

α_{i+1} – угол поворота ведомой шестерни, рад.

В формуле (2.63) знак «+» используется для расчётов внутреннего зубчатого зацепления, а «-» – для внешнего зацепления.

Передаточное число передачи определяется как отношение радиусов:

$$u_i = \frac{r_i}{r_{i+1}}. \quad (2.64)$$

Динамическая схема ЭСУ с редуктором (схема б, рисунок 2.9) состоит из элементов – тел, имитируемых: вращающиеся детали ЭГ 1, с моментом инерции J_E и крутящим моментом M_E ; шестерен редуктора 2 и 3, с моментами инерции $J_{Ш1}$ и $J_{Ш2}$; шестерни главной передачи 4 с моментом инерции $J_{ГП}$ и выходным моментом $M_{ГП}$. Схема также учитывает жёсткость приводных валов редуктора c_E . Механическая передача и зубчатые зацепления описываются уравнениями (2.53), (2.54), (2.55), (2.62), (2.63) и (2.64).

Динамическая схема ГСУ, показанная на рисунке 2.9, б, кинематически соответствует приведённому в разделе 2.2.3 описанию и состоит из ДВС 1; ЭГ-1 и ЭГ-2 (на рисунке 2.9 поз. 2 и 5 соответственно); планетарного механизма, включающего в себя водило с сателлитами 3, солнечную шестерню 4 и коронную шестерню 6; элементов цепной передачи и шестерен привода главной передачи 7 и 8; а также саму главную передачу 9. Динамическая схема учитывает моменты инерции: вращающихся деталей ДВС J_E , ЭГ-1 и ЭГ-2 – J_{E1} и J_{E2} ; шестерен планетарного механизма, привода и главной передачи $J_{КШ}$, $J_{Ш}$ и $J_{ГП}$, а также жёсткости приводных валов и цепной передачи c_E и $c_{ЦТ}$. Механическая и цепная передачи, а также и

зубчатые зацепления описываются уравнениями (2.53), (2.54), (2.55), (2.62), (2.63) и (2.64).

Выходным звеном в динамических схемах *a*, *б* и *в* показанных на рисунке 2.9 является симметричный дифференциал (схема *з*, рисунок 2.9), который состоит из ведущей шестерни-корпуса 1; сателлитов 2; выходных шестерён 3 и 4. Входным параметром является момент на корпусе дифференциала $M_{ГП}$. Выходными моментами в схеме являются моменты на шестернях 3 и 4 – $M_{ГП1}$ и $M_{ГП2}$ соответственно. На ведомую шестерню главной передачи также будет действовать момент $M_{ГП*}$, противодействующий моменту $M_{ГП}$.

Математическое описание дифференциала представлено в виде силового узла, связывающего входной элемент и выходные шестерни. В качестве допущения инерционные свойства сателлитов 2 и шестерен 3 и 4 не учитываются. Определение крутящих моментов $M_{ГП1}$, $M_{ГП2}$ и $M_{ГП*}$ осуществляется с учётом упругих свойств зубчатых зацеплений, Н·м [195]:

$$\begin{cases} M_{ГП*} = -c \cdot r_c \cdot \Delta; \\ M_{ГП1} = 0,5 \cdot c \cdot r_c \cdot \Delta; \\ M_{ГП2} = 0,5 \cdot c \cdot r_c \cdot \Delta; \end{cases} \quad (2.65)$$

где c – эквивалентная жёсткость, Н/м;

r_c – делительный радиус выходной шестерни, м;

Δ – прогиб зубьев шестерен, м.

Внутренними параметрами в схемах (рисунки 2.11 и 2.12) являются:

- 1) моменты инерции вращающихся деталей: трансмиссии $J_{ГПi}$; элементов подвески и тормозных механизмов J_{Ti} ; дисков и шин колёс КТС J_{Di} и J_{Ki} ;
- 2) жёсткости и коэффициенты демпфирования: валов и передач трансмиссии $c_{ПВи}$ и $d_{ПВи}$ и $c_{КВ}$ и $d_{КВ}$; подвески $c_{уПи}$ и $d_{уПи}$; шин $c_{уШи}$ и $d_{уШи}$;
- 3) силовые и кинематические параметры элементов схемы – крутящий момент на выходе из силового агрегата $M_{ГП1}$ и $M_{ГП2}$; тормозные моменты M_{Ti} ; фрикционные моменты муфты подключения задней оси КТС M_M ; моменты по сцеплению $M_{\varphi i}$.

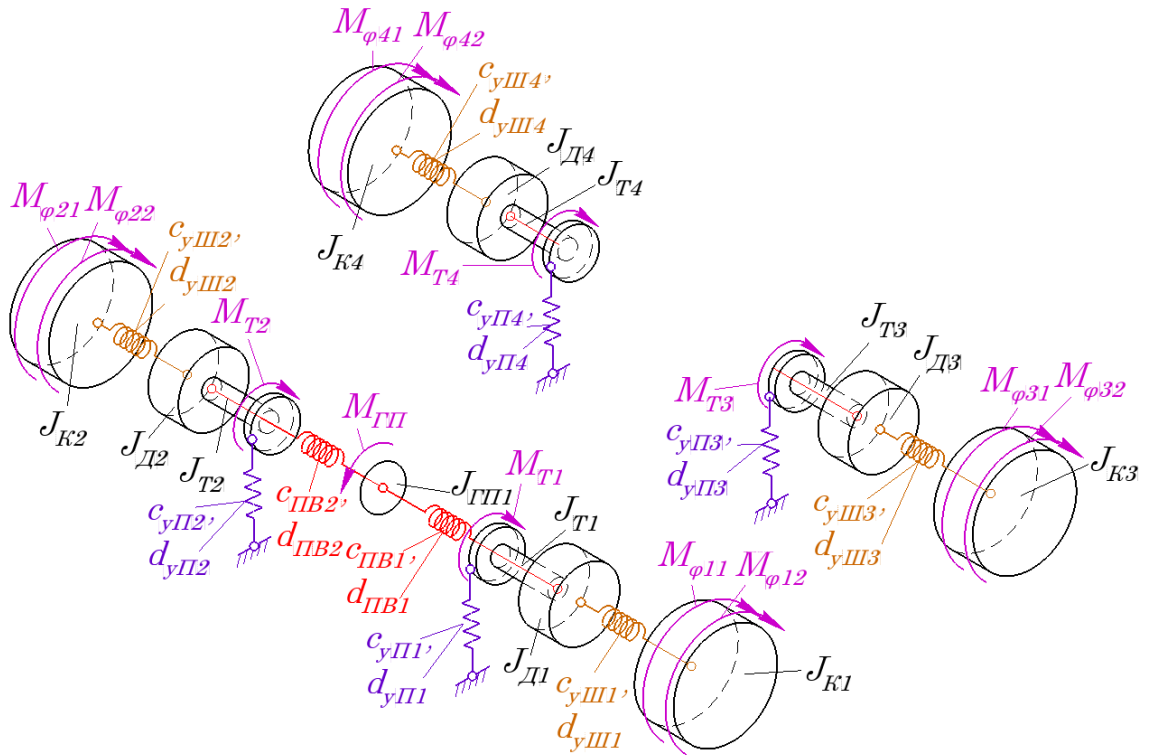


Рисунок 2.11 – Динамическая схема трансмиссии КТС с приводом на переднюю ось

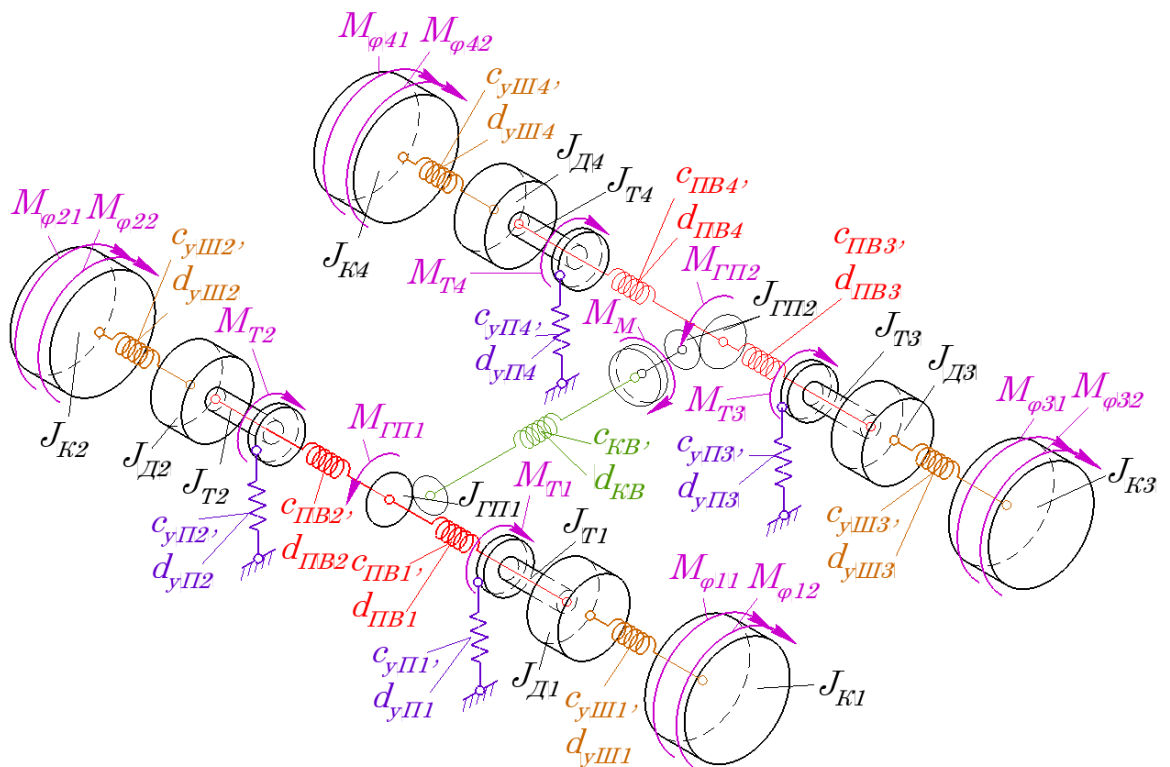


Рисунок 2.12 – Динамическая схема трансмиссии КТС с подключаемой задней осью

Механическая передача вращения между элементами, зубчатое зацепление

модерируется выражениями (2.53), (2.54), (2.55), (2.62), (2.63) и (2.64).

Динамические процессы, возникающие при работе тормозных механизмов описаны за счёт использования упруго-диссипативных элементов с жёсткостями c_i и коэффициентами диссипации d_i . Силы упругости i -х элементов определяются по выражению, Н:

$$R_i = \Delta_i c_i - \frac{d\Delta_i}{dt} d_i; \quad (2.66)$$

где Δ_i – перемещение элемента, м.

Тормозной момент M_{Ti} и момент M_M , передаваемый муфтой подключения полного привода определяются как моменты трения, Нм:

$$M_{Ti} = M'_{Ti} \cdot \operatorname{sgn} \omega_{Ki}; \quad (2.67)$$

$$M_M = M'_M \cdot \operatorname{sgn} \omega_M. \quad (2.68)$$

где M'_{Ti} – тормозной момент, рассчитанный по характеристике тормозного механизма, Н·м;

M'_M – крутящий момент, определённый по математическому описанию муфты подключения полного привода, Н·м;

ω_{Ki} – угловая скорость i -го колеса (тормозного диска), рад/с;

ω_M – угловая скорость ведущего элемента муфты подключения полного привода, рад/с.

2.2.5 Математическое описание алгоритмов функционирования автоматизированных систем

Математические модели автоматизированных систем КТС представлены в виде алгоритмов процесса функционирования АБС, ПБС, ДСКС и ТПП. Все перечисленные системы описаны каждая отдельным алгоритмом [237, 292, 298, 299, 304, 306, 131, 329, 331, 356, 359].

Математическое описание блока управления АБС представлено в виде блок-схемы алгоритма работы электронного блока управления (ЭБУ) «АБС» (рисунок 2.13). В процессе моделирования алгоритм управляет работой гидравлического

блока (на рисунке 2.1 блок «Модулятор») наряду с другими алгоритмами.

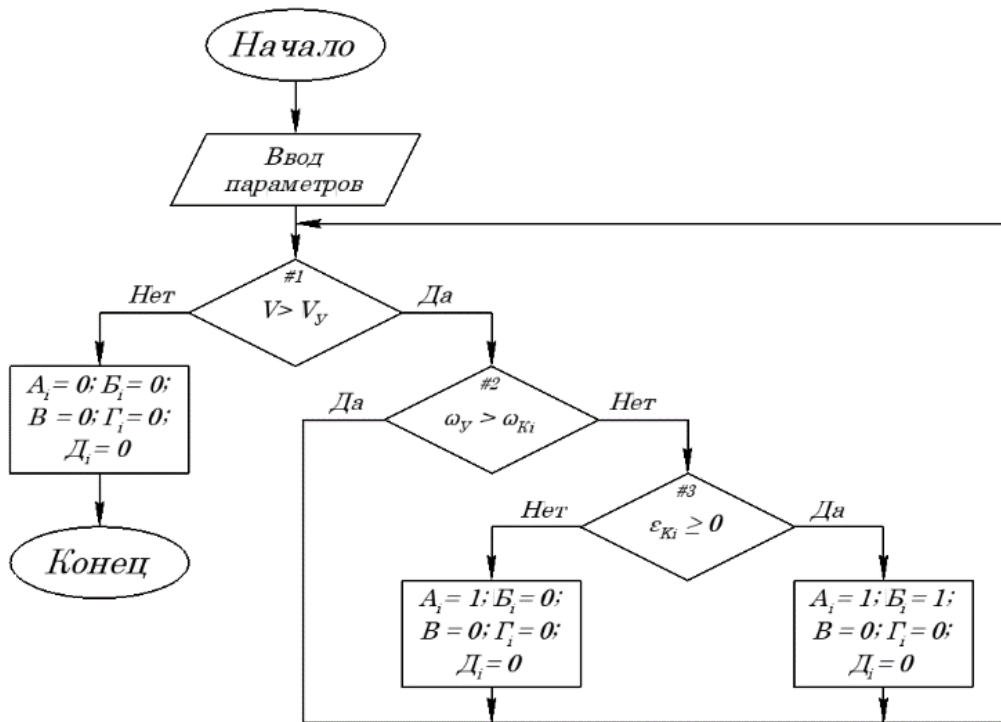


Рисунок 2.13 – Блок-схема алгоритма работы АБС

Входными параметрами для расчёта работы АБС являются: V – текущая скорость КТС; V_y – скорость КТС, при которой происходит срабатывание АБС; ω_y – уставка срабатывания АБС по угловой скорости; ω_{ki} – текущая угловая скорость i -го колеса; ε_{ki} – угловое ускорение i -го колеса.

Управление осуществляется посредством изменения выходных команд A_i , B_i , V , Γ_i и D_i на входе гидравлического блока, которые являются управляющими функциями. Для функционирования алгоритма работы АБС используются две команды – A_i и B_i , отвечающие за повышение, выдержку или понижение давления $P_{ци}$ в приводе тормозного механизма индивидуально для отдельного колеса.

Выполнение алгоритма функционирования АБС осуществляется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма с пошаговым определением заданных условий.

1. Условие (#1) определения скорости V , при которой происходит срабатывание системы – V_y . Если условие (#1) не выполняется, то система не функционирует, а управляющие сигналы A_i и B_i равны нулю. В случае, если входное

давление $P_{ВХ}$ в гидравлическом блоке повышается или уменьшается, то происходит увеличение или уменьшение давления $P_{Цi}$ в рабочих тормозных цилиндрах колёс соответственно. Если $V_y < V$, то решение алгоритма переходит к определению следующего условия.

2. Условие (#2) определения текущей угловой скорости колеса ω_{Ki} с уставкой срабатывания АБС по угловой скорости ω_y . Если $\omega_y > \omega_{Ki}$, то АБС не срабатывает, соответственно управляющие сигналы A_i и B_i равны нулю. В противном случае осуществляется выполнение следующего условия.

3. Условие определения знака углового ускорения колеса ε_{Ki} (#3). Если $\varepsilon_{Ki} \geq 0$, то управляющий параметр $A_i = 1$, а параметр $B_i = 0$, что соответствует удержанию давления рабочего тела $P_{Цi}$ в тормозных цилиндрах колёс. Если условие $\varepsilon_{Ki} \geq 0$ не выполняется, то параметры A_i и B_i равны единице, т.е. $A_i = 1$, $B_i = 1$, что соответствует процессу снижения давления рабочего тела $P_{Цi}$.

Команды B , Γ_i и D_i в процессе управления АБС не используются, т.к. изменение давления в гидравлическом блоке определяется за счёт увеличения или уменьшения давления в главном тормозном цилиндре $P_{ВХ}$.

При задании тестового режима, изменение давления характеризуется темпами нарастания k_{p+} или уменьшения k_{p-} давления, Па:

$$P_{ВХ} = P_{ВХ} + k_{Pi} \cdot t_p; \quad (2.69)$$

где k_{Pi} – темп изменения давления, соответствующий нарастанию k_{p+} или уменьшению k_{p-} , Па/с;

t_p – время, соответствующее началу процесса изменения давления, с.

Изменение давления $P_{ВХ}$ ограничено его максимальным $P_{МАХ}$ и минимальным значениями, Па:

$$\begin{cases} P_{ВХ} = 0 & \text{при } P_{ВХ} \leq 0; \\ P_{ВХ} = P_{ВХ} + k_{Pi} \cdot t_p & \text{при } 0 \leq P_{ВХ} < P_{МАХ}; \\ P_{ВХ} = P_{МАХ} & \text{при } P_{ВХ} > P_{МАХ}. \end{cases} \quad (2.70)$$

Блок-схема алгоритма работы ПБС приведена на рисунке 2.14. В процессе моделирования алгоритм управляет работой гидравлического блока [174, 361].

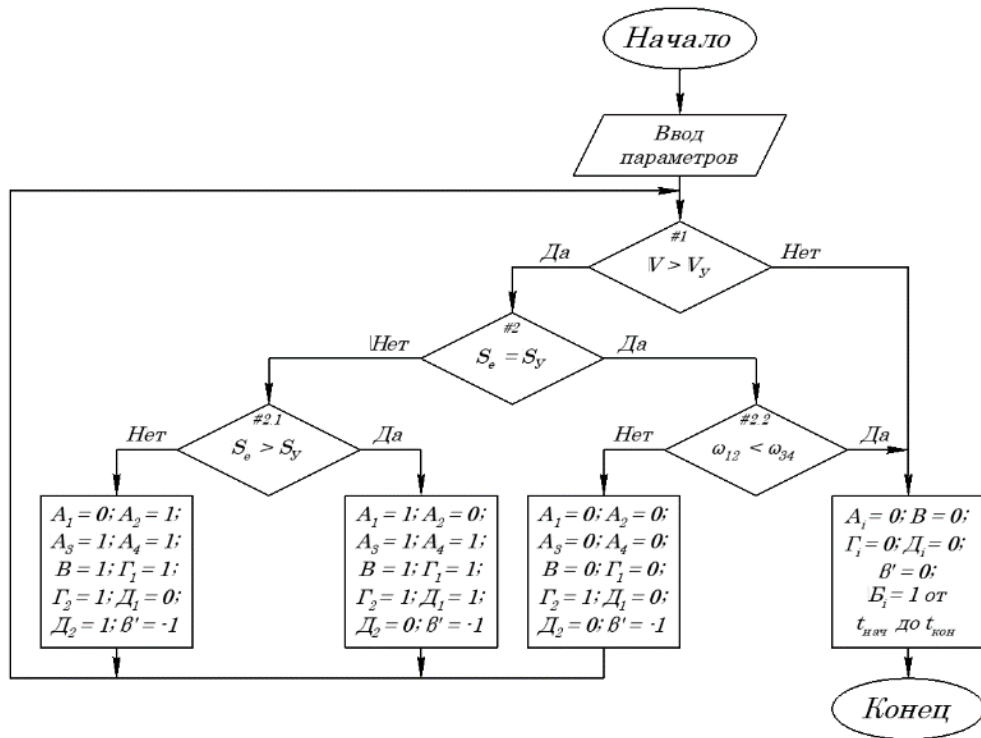


Рисунок 2.14 – Блок-схема алгоритма работы ПБС

Входными параметрами для расчёта работы ПБС являются: V – текущая скорость КТС; V_y – скорость КТС, при которой происходит срабатывание АБС; S_y – уставка относительной разности угловых скоростей ведущих колёс на одной оси КТС; S_e – текущее значение относительной разности угловых скоростей ведущих колёс на одной оси КТС; ω_{12} – среднее значение угловой скорости колёс ведущей оси; ω_{34} – среднее значение угловой скорости колёс ведомой оси. Управление осуществляется за счёт изменения команд A_i , B_i , B , Γ_i и D_i на входе гидравлического блока или посредством изменения управляющего параметра β' для расчётного блока «Силовая установка».

Выполнение алгоритма функционирования ПБС осуществляется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма с пошаговым определением заданных условий.

1. Условие (#1) определения скорости V , при которой происходит срабатывание системы – V_y . Если условие (#1) не выполняется, то система не функционирует, а управляющие сигналы A_i , B_i , Γ_i , D_i и β' равны нулю. П

араметр B_i определяется как функция, кратковременно равная единице в течении определённого промежутка времени от момента $t_{нач}$ после срабатывания

условий (#2.1) и (#2.2) до момента времени $t_{\text{кон}}$. Повышение значения параметра B_i обусловлено необходимостью снижения давления рабочего тела в $P_{\text{Ц}i}$ в тормозных цилиндрах колёс после срабатывания условий (#2.1) и (#2.2). Если $V_y < V$, то решение алгоритма переходит к определению следующего условия.

2. Условие (#2) сравнения текущего значения относительной разности угловых скоростей ведущих колёс на одной оси КТС S_e с уставкой S_y . Если $S_e \neq S_y$, то алгоритм переходит к определению следующего условия (#2.1), решение которого имеет определяющее значение для притормаживания левого или правого колеса. При замедлении переднего левого колеса параметры $A_2, A_3, A_4, B, \Gamma_1, \Gamma_2$ и D_2 равны единице, а параметры A_1 и D_1 равны 0. В гидравлическом блоке происходит повышение давления рабочего тела P_H за счёт запуска гидронасоса по управляющему параметру B . Это давление передаётся только на переднее левое колесо, поскольку клапаны A_2, A_3, A_4 и D_2 в этот момент закрыты (см. рисунок 2.16). Параметр управления β' равен $\beta' = -1$, что соответствует уменьшению воздействия управляющего параметра β на силовую установку и, соответственно, уменьшению крутящего момента $M_{\text{ГП}}$ на главной передаче КТС. Управление угловой скоростью $\omega_{\text{К}2}$ правого колеса осуществляется аналогичным образом.

При запуске гидронасоса по параметру B , изменение давления рабочего тела P_H характеризуется темпами его нарастания $k_{P_{H+}}$ или уменьшения $k_{P_{H-}}$, Па:

$$\begin{cases} P_H = P_H + k_{P_{H+}} \cdot t_{P_H} & \text{при } B = 1; \\ P_H = P_H + k_{P_{H-}} \cdot t_{P_H} & \text{при } B = 0; \end{cases} \quad (2.71)$$

где t_{P_H} – время, соответствующее началу процесса изменения давления, с.

Изменение давления P_H ограничено его максимальным $P_{H\text{МАХ}}$ и минимальным значениями, Па:

$$\begin{cases} P_H = 0 & \text{при } P_H \leq 0; \\ P_H = P_H + k_{P_{Hi}} \cdot t_{P_H} & \text{при } 0 \leq P_H < P_{H\text{МАХ}}; \\ P_H = P_{H\text{МАХ}} & \text{при } P_H > P_{H\text{МАХ}}. \end{cases} \quad (2.72)$$

Изменение управляющего параметра β_E силовой установки осуществляется по следующему закону:

$$\begin{cases} \beta_E = \beta_E + k_{\beta-} \cdot t_{\beta H} & \text{при } \beta' = -1; \\ \beta_E = \beta_E + k_{\beta+} \cdot t_{\beta H} & \text{при } \beta' = 0; \end{cases} \quad (2.73)$$

где $k_{\beta-}$ – темп уменьшения параметра β ;

$k_{\beta+}$ – темп увеличения параметра β ;

$t_{\beta H}$ – время, соответствующее началу процесса изменения давления, с.

Когда условия алгоритма будут таковы, что $\beta' = 0$, произойдёт увеличение параметра β_E . С целью недопустимости выхода параметра β_E за пределы регулирования ($\beta_E \in [0...1]$), его максимальное значение ограничивается значением β_y , заданным тестовым воздействием, т.е.:

$$\beta_E = \beta_y \quad \text{при } \beta_E > \beta_y. \quad (2.74)$$

Условие (#2.2) используется для определения буксования колёс ведущей оси КТС за счёт сравнения среднего значения угловой скорости колёс ведущей оси ω_{12} со средним значением угловой скорости колёс ведомой оси ω_{34} . В случае выполнения условия (#2.2), при котором $\omega_{12} > \omega_{34}$, происходит уменьшение крутящего момента $M_{ГП}$ на главной передаче КТС за счёт регулирования параметра β' . Изменение параметра β_E управления силовой установкой осуществляется по выражениям (2.73) и (2.74). Параметры A_i , B_i , V , Γ_i и D_i равны нулю, поэтому функционирование гидравлического блока не осуществляется.

Блок-схема алгоритма функционирования ДСКС приведена на рисунке 2.15 [345, 360]. Входными параметрами для расчёта работы ПБС являются: V – текущая скорость КТС; V_y – скорость КТС, при которой происходит срабатывание АБС; δ_p – угол поворота рулевого колеса; $d\gamma/dt$ – угловая скорость поворота КТС относительно вертикальной оси; $d\gamma_y/dt$ – уставка угловой скорости поворота КТС относительно вертикальной оси; d^2y/dt^2 – боковое ускорение КТС. Выходными параметрами являются команды A_i , B_i , V , Γ_i и D_i , которые поступают на вход гидравлического блока, который осуществляет изменение давления $P_{Цi}$ рабочего тела в приводе тормозного механизма, что вызывает изменения касательных реакций R_{Xij} в пятнах контакта шины и барабанов, с последующим возникновением стабилизирующего момента $M_{КТСZ}$ в системе «КТС-Стенд».

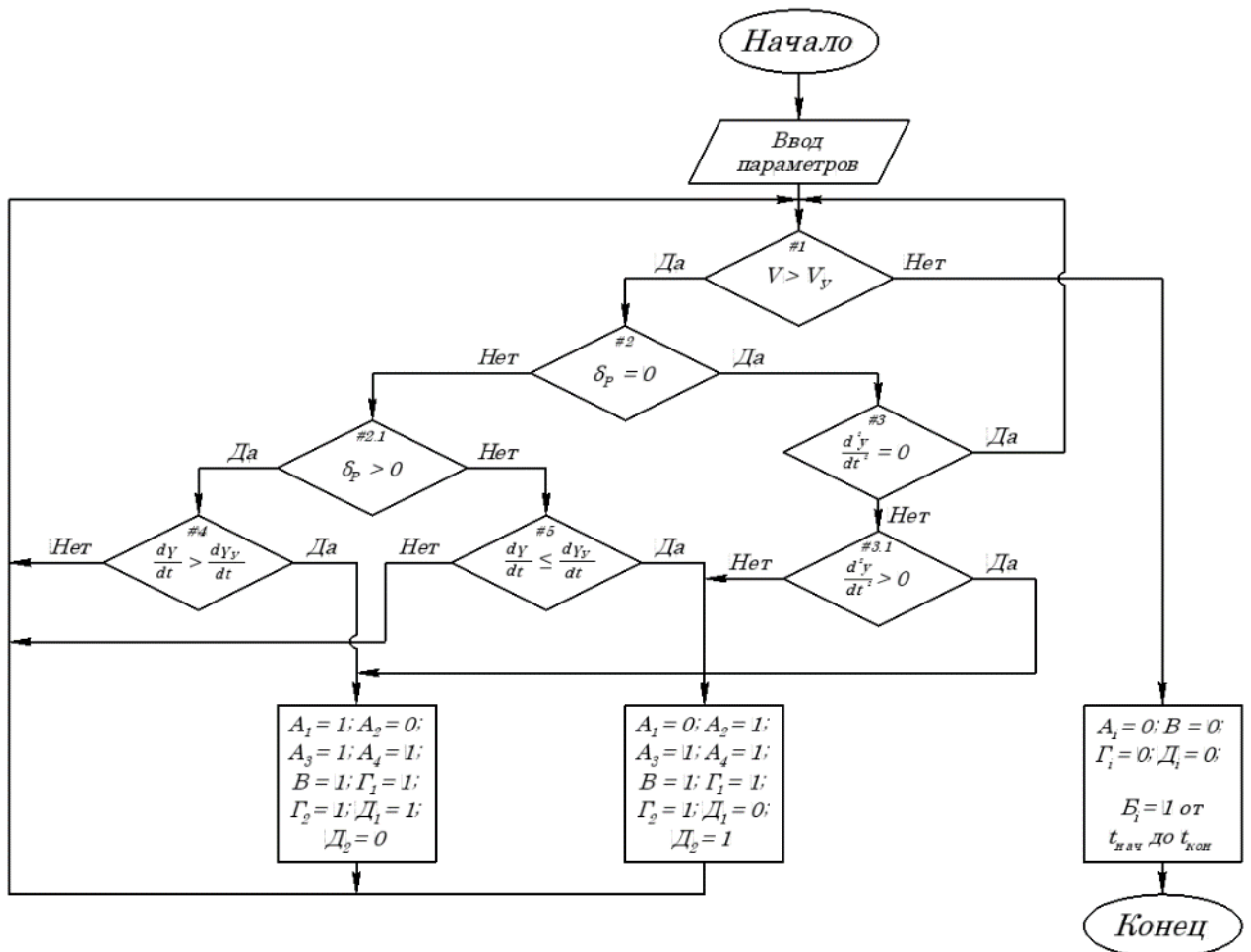


Рисунок 2.15 – Блок-схема алгоритма работы ДСКС

Расчёт алгоритма функционирования ДСКС выполняется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма с пошаговым определением заданных условий.

1. Условие (**#1**) определения скорости V , при которой происходит срабатывание системы – V_y . Если условие (**#1**) не выполняется, то система не функционирует, а управляющие сигналы A_i , B , Γ_i и D_i равны нулю. Параметр B_i , аналогичным образом, как в алгоритме управления ПБС определяется в виде функции, значение которой кратковременно принимается равной единице в течении промежутка времени от момента $t_{нач}$ после срабатывания остальных условий до момента времени $t_{кон}$. Если $V_y < V$, то решение алгоритма переходит к определению следующего условия.

2. Условие (**#2**) определения положения рулевого колеса КТС. Если рулевое колесо направлено в какую-либо сторону, то алгоритм переходит к

выполнению условия (#2.1), в противном случае, когда $\delta_p = 0$ осуществляется определение условия (#3). После определения направления поворота рулевого колеса по углу δ_p (#2.1) производится решение условий (#4) или (#5).

3. Условие (#3), при котором определяется наличие бокового ускорения d^2y/dt^2 КТС на стенде. Если боковое ускорение $d^2y/dt^2 = 0$, то алгоритм переходит к опросу предыдущих условий. Если $d^2y/dt^2 \neq 0$, то определяется направление бокового ускорения КТС по условию (#3.1). В случае, если боковое ускорение $d^2y/dt^2 < 0$, то это расценивается как занос КТС в левую сторону, и для стабилизации имитации прямолинейного движения КТС осуществляется торможение переднего левого колеса. В этом случае параметры $A_2, A_3, A_4, B, \Gamma_1, \Gamma_2$ и D_2 равны единице, а параметры A_1 и D_1 равны 0. Регулирование давления в тормозной системе осуществляется по формулам (2.71) и (2.72). Если условие (#3.1) по боковому ускорению выполняется, т.е. $d^2y/dt^2 > 0$, то это расценивается как занос КТС в правую сторону, соответственно осуществляется торможение переднего левого колеса. Тогда параметры $A_1, A_3, A_4, B, \Gamma_1, \Gamma_2$ и D_1 равны единице, а параметры A_2 и D_2 равны 0.

4. Решение условий (#4) и (#5) направлено на определение угловой скорости поворота КТС относительно оси z . Если угловая скорость dy/dt больше уставки $d\gamma_y/dt$, то осуществляется торможение переднего левого колеса. В противном случае алгоритм возвращается в начало для опроса предыдущих условий. Если угловая скорость dy/dt больше или равна уставке $d\gamma_y/dt$, то осуществляется торможение переднего правого колеса. В случае, если $dy/dt \leq d\gamma_y/dt$ решение алгоритма направляется к условию (#1) для опроса предыдущих условий. Значения управляющих параметров A_i, B_i, B, Γ_i и D_i соответствуют п.3 для торможения левого или правого колёс КТС.

Команды A_i, B_i, B, Γ_i и D_i , используемые для расчёта процесса функционирования АБС, ПБС и ДСКС, являются входными сигналами для гидравлического блока (на рисунке 2.1 указан как «Модулятор давления») и соответствуют основным элементам гидравлического контура модулятора давления (рисунок 2.16).

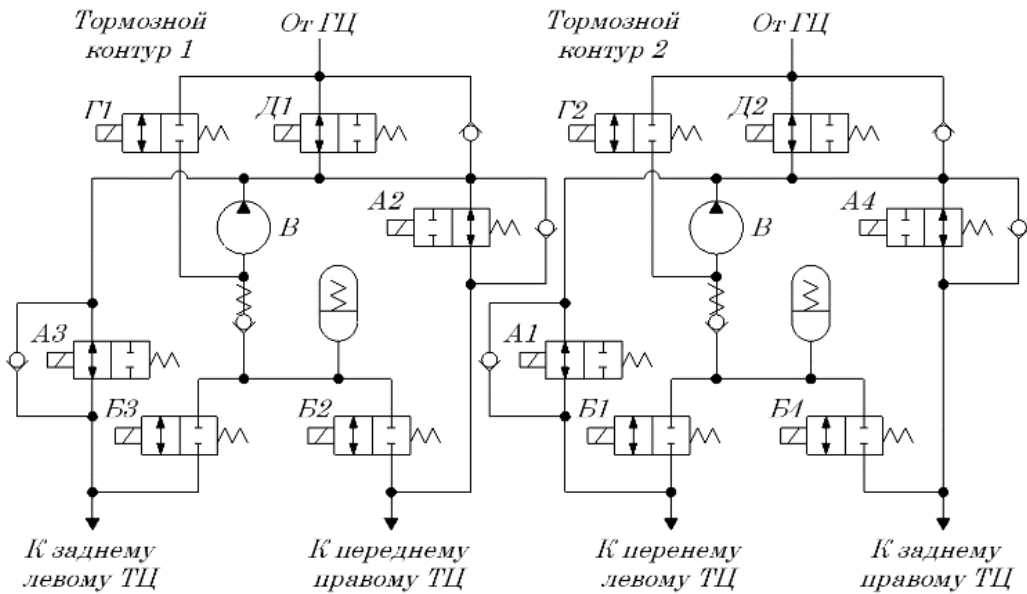


Рисунок 2.16 – Схема гидравлического контура модулятора давления:

ГЦ – главный тормозной цилиндр; ТМ – тормозной механизм; А – впускной клапан тормозного механизма; Б – выпускной клапан тормозного механизма; В – возвратный насос; Г – впускной клапан насоса; Д – направляющий клапан.

Математическое описание ТПП представлено в виде упрощённого алгоритма управления муфты системы AWD (рисунок 2.17) [259].

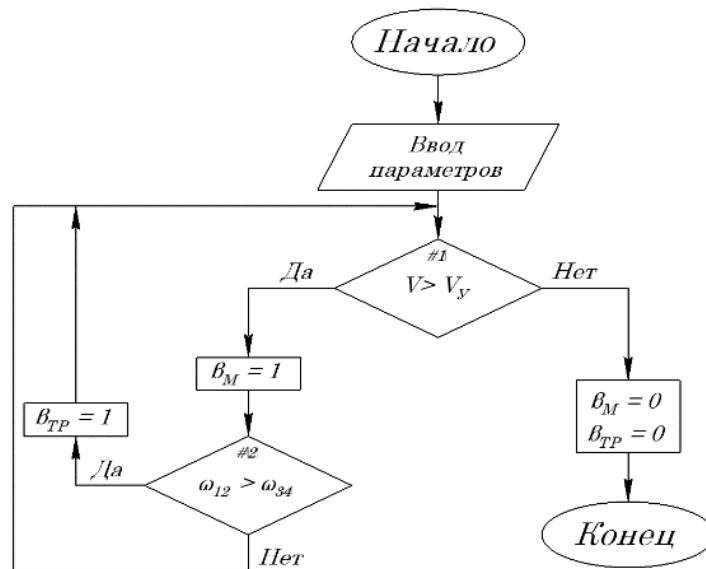


Рисунок 2.17 – Блок-схема алгоритма работы ТПП

Входными параметрами для расчёта работы являются: V – текущая скорость КТС; V_y – скорость КТС, при которой происходит срабатывание системы; ω_{12} – среднее значение угловой скорости колёс ведущей оси (в модели принимается в

качестве ведущей оси – передняя ось КТС); ω_{34} – среднее значение угловой скорости колёс ведомой оси.

Блок-схема используется в качестве дополнения алгоритма работы ПБС. Выходными величинами являются параметры управления $\beta_{ТР}$, который влияет на управление клапанов муфты подключения ведомой оси КТС и параметр β_M , который отвечает за управление гидронасосом муфты.

Выполнение алгоритма функционирования ТПП осуществляется циклично с возвращением процесса управления в начало алгоритма с пошаговым определением заданных условий.

1. Условие (#1) определения скорости V , при которой происходит срабатывание системы – V_y . Если условие (#1) не выполняется, то система не функционирует, соответственно параметры $\beta_{ТР}$ и β_M равен нулю, в противном случае решение алгоритма переходит к определению следующего условия, при этом параметр $\beta_M = 1$, что соответствует повышению давления рабочего тела и поддержанию его на необходимом уровне (рисунок 2.18).

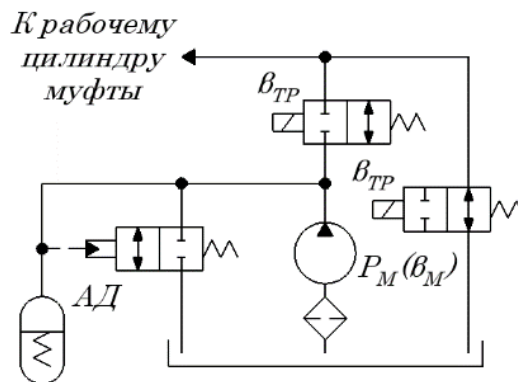


Рисунок 2.18 – Схема гидравлического контура муфты ТПП:

АД – аккумулятор давления с клапаном сброса.

2. Условие (#2) определения буксования колёс КТС за счёт сравнения среднего значения угловой скорости ω_{12} колёс ведущей оси со средним значением угловой скорости ω_{34} колёс ведомой оси. Если $\omega_{12} > \omega_{34}$, то управляющий параметр $\beta_{ТР}$ принимается равным единице, что приводит к переключению клапанов гидравлического блока и увеличению давления рабочего тела P_D , действующего на диски муфты. Таким образом, часть крутящего момента $M_{ТПП1}$ передаётся с ведущей

оси КТС на ведомую, подключаемую в виде момента $M_{ГП2}$. Если условие (#2) не выполняется, то алгоритм продолжает работу с условия (#1).

При запуске гидронасоса по параметру β_M , изменение давления рабочего тела P_M характеризуется темпами его нарастания k_{PM+} или уменьшения k_{PM-} , Па:

$$\begin{cases} P_M = P_M + k_{PM+} \cdot t_{PM} & \text{при } \beta_M = 1; \\ P_M = P_M + k_{PM-} \cdot t_{PM} & \text{при } \beta_M = 0; \end{cases} \quad (2.75)$$

где t_{PM} – время, соответствующее началу процесса изменения давления, с.

Ограничение давления P_M в рабочей области осуществляется по системе уравнений, Па:

$$\begin{cases} P_M = 0 & \text{при } P_M \leq 0; \\ P_M = P_M + k_{PMi} \cdot t_{PM} & \text{при } 0 \leq P_M < P_{Mmax}; \\ P_M = P_{Mmax} & \text{при } P_M > P_{Mmax}. \end{cases} \quad (2.76)$$

где P_{Mmax} – максимальное давление, развиваемое гидронасосом, Па.

2.2.6 Математическое описание гидравлических контуров и устройств автоматизированных систем

Математическое описание гидравлических контуров автоматизированных систем представлено в виде динамических схем (рисунки 2.19 и 2.20) гидросистем и дифференциальных уравнений, описывающих баланс давлений на участках схемы и расхода рабочего тела в узлах.

Динамическая схема, показанная на рисунке 2.19, состоит из: узлов x_i , в которых происходит разветвление потоков рабочего тела; источника давления P_H , в виде математического описания гидронасоса; податливостей и гидроаккумуляторов ψ_i ; гидравлических сопротивлений R_i – дросселей, используемых как по прямому назначению, так и в качестве клапанов; рабочих цилиндров, характеризуемых давлением $P_{Цi}$, перемещением поршня $z_{Цi}$ и площадью поперечного сечения $S_{Цi}$.

Входными параметрами в динамической схеме являются: параметры управления A_i , B_i , Γ_i и D_i , изменение значений которых приводит к изменению площади S_i поперечного сечения дросселирующих элементов R_i , использующихся в схеме в качестве гидравлических 2/2 клапанов; параметр B , определяющий процесс

функционирования гидронасоса; входное давление $P_{ВХ}$.

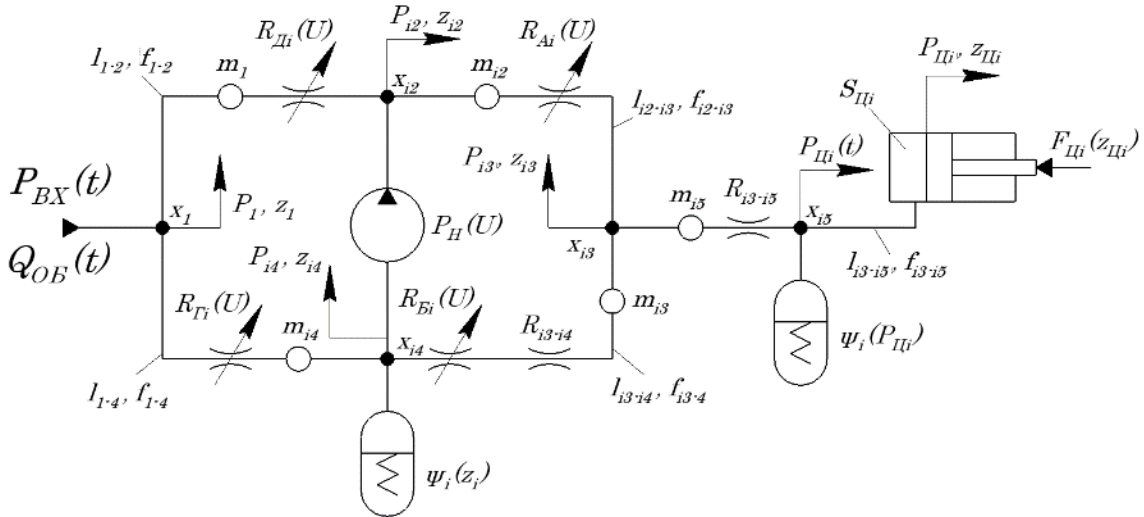


Рисунок 2.19 – Динамическая схема гидравлической цепи контура гидравлического блока тормозной системы

Внутренними параметрами динамической схемы являются длины l_i и площади поперечного сечения f_i трубопроводов; давление рабочего тела P_i ; расход рабочего тела Q_i в узлах схемы; перемещение z_i рабочего тела в трубопроводах; масса рабочего тела m_i в трубопроводе; гидравлические сопротивления R_i .

Динамическая схема, показанная на рисунке 2.20, используется для математического описания гидравлической цепи контура блока ТПП.

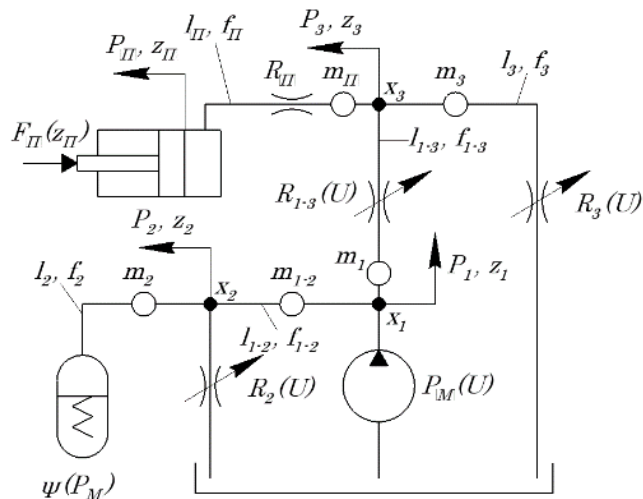


Рисунок 2.20 – Динамическая схема гидравлической цепи контура гидравлического блока ТПП

Схема состоит из: узлов x_i , в которых происходит разветвление потоков рабочего тела; источника давления P_M , в виде математического описания

гидронасоса; гидроаккумулятора давления ψ ; гидравлических сопротивлений R_i – дросселей, используемых в математическом описании как по прямому назначению, так и в качестве клапанов; рабочего цилиндра, характеризуемого давлением P_{Π} , перемещением поршня z_{Π} муфты и площадью поперечного сечения S_{Π} .

Входными параметрами в динамической схеме являются: параметр управления $\beta_{\text{ТР}}$, изменение значений которых приводит к изменению площади S_i поперечного сечения дросселирующих элементов R_i , использующихся в схеме в качестве гидравлических 2/2 клапанов; параметр и $\beta_{\text{М}}$, определяющий процесс функционирования гидронасоса.

Внутренними параметрами динамической схемы являются длины l_i и площади поперечного сечения f_i трубопроводов; давление рабочего тела P_i на участках схемы; расход рабочего тела Q_i в узлах схемы; перемещение z_i рабочего тела в трубопроводах; масса рабочего тела m_i в трубопроводе; гидравлические сопротивления R_i .

Для упрощения математических описаний гидравлических цепей, уравнения динамики составляются для каждого участка контура и для каждого узла. При этом, индексы определяемых параметров носят обозначение i для текущего, входного участка или узла гидроцепи и $i+1$ для последующего, т.е. выходного.

Дифференциальное уравнение баланса давлений на i -м участке определяется исходя из состава этого участка. В полном виде баланс давлений на участке i будет определяться по выражению [140], Па:

$$P_{i+1} - P_i + P_{Ji} + P_{Li} + P_{Mi} = 0; \quad (2.77)$$

где P_i – входное давление на i -м участке, Па;

P_{i+1} – выходное давление с i -го участка, Па;

P_{Ji} – инерционные потери давления на i -м участке, Па;

P_{Li} – потери давления по длине магистрали на i -м участке, Па;

P_{Mi} – местные потери давления на i -м участке, Па.

Инерционные потери P_{Ji} давления определяются по формуле, Па [140]:

$$P_{Ji} = \rho l_i \frac{d^2 z_i}{dt^2}; \quad (2.78)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

l_i – длина участка, м;

z_i – координата столба рабочей жидкости, м.

Потери P_{Li} давления по длине магистрали на i -м участке рассчитываются по выражению, Па [140]:

$$P_{Li} = 27,5 \frac{\rho \nu l_i}{f_i} \frac{dz_i}{dt}; \quad (2.79)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с;

f_i – площадь проходного сечения трубопровода на i -м участке гидравлической цепи.

Местные потери давления P_{Mi} на i -м участке гидравлической цепи вычисляются по формуле, Па [140]:

$$P_{Mi} = \frac{0,443 k_\varepsilon \rho l_i}{\sqrt{f_i}} \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2 + 0,5 \xi \rho \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2; \quad (2.80)$$

где k_ε – коэффициент шероховатости внутренней поверхности трубопровода;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

Уравнение баланса расходов Q рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи, л/с [140]:

$$Q_i - Q_{i+1} - Q_{iД} = 0; \quad (2.81)$$

где Q_i – расход рабочей жидкости на входе в узел, м³/с;

Q_{i+1} – расход рабочей жидкости на выходе из узла, м³/с;

$Q_{iД}$ – расход рабочей жидкости, который затрачивается на деформацию сосредоточенного в узле объёма жидкости или работу гидроаккумулятора, м³/с.

Расход рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи, м³/с [140]:

$$Q_i = f_i \frac{dz_i}{dt}. \quad (2.82)$$

Расход $Q_{iД}$ рабочего тела для i -го узла гидравлической цепи зависит от его

податливости и рассчитывается по выражению, м³/с [140]:

$$Q_{iД} = V_i \psi_i \frac{dP_i}{dt}. \quad (2.83)$$

где ψ_i – податливость трубопровода или узла 1/Па, определяется как линейная функция от давления p_i для гидроаккумулятора $\psi_{iГ}$ или экспоненциальная для трубопровода ψ_{iT} :

$$\psi_{iГ} = a_{\psi 1} \cdot p_i; \quad (2.84)$$

$$\psi_{iT} = a_{\psi 2} \cdot e^{-b_{\psi} \cdot p_i}; \quad (2.85)$$

где p_i – давление в податливом узле, Па;

a_{ψ} , b_{ψ} – коэффициенты функции.

Расход рабочего тела для узла гидравлической цепи, представляющего собой клапан будет определяться исходя из значения функции площади поперечного сечения $S_i(t)$, м³/с [140]:

$$Q_i = \mu S_i(t) \sqrt{\frac{2(P_{max} - P_i)}{\rho}}; \quad (2.86)$$

где μ – коэффициент расхода;

P_{max} – давление на входе в распределитель, Па.

Математические описания исполнительных механизмов гидравлических систем представлены в виде зависимостей тормозных моментов $M_{Ti} = f(P_{Цi})$ для тормозных механизмов и силы прижатия дисков муфты ТПП $F_{П} = f(P_{Д})$. Для определения характера изменения моментов M_{Ti} или силы $F_{П}$ используется математическое описание, основанное на безразмерной нормированной характеристике (рисунки 2.21) этих механизмов.

Текущие значения моментов M_{Ti} и силы $F_{П}$ приводятся к виду:

$$m_i = \frac{M'_{Ti}}{M_{Timax}}; \quad (2.87)$$

$$f_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{F_{\Pi max}}; \quad (2.88)$$

где M_{Timax} – максимальный тормозной момент механизма, Н·м;

$F_{\Pi max}$ – максимальная сила прижатия дисков муфты, Н.

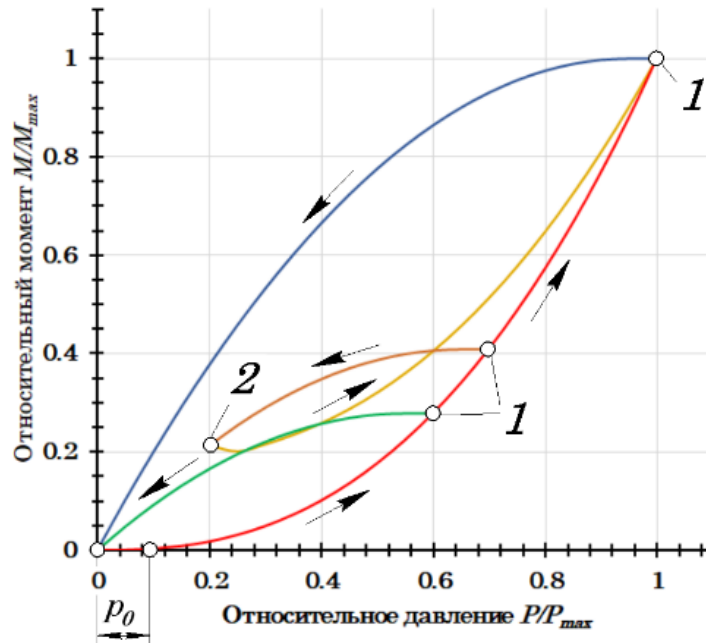


Рисунок 2.21 – Безразмерная характеристика тормозного механизма

В обоих случаях производится нормирование рабочего давления в исполнительном механизме:

$$p_i = \frac{P_i}{P_{imax}}; \quad (2.89)$$

где P_i и P_{imax} – текущее и максимальное значение давления рабочего тела в исполнительном механизме, Па.

Увеличение и уменьшение тормозного момента рассчитывается по следующему закону, в зависимости от знака скорости dp/dt изменения относительного давления:

$$\begin{cases} m = \frac{m' + p^{m_+}}{1 + m'} & \text{если } \frac{dp}{dt} > 0 \\ m = m' \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{p}{p'}\right)^{m_-}\right) & \text{если } \frac{dp}{dt} < 0 \end{cases}; \quad (2.90)$$

где m' – последнее запомненное значение относительного момента m' при изменении направления скорости dp/dt изменения относительного давления

(на рисунке 2.21 соответствует точкам 1);

p' – последнее запомненное значение относительного давления при изменении направления скорости dp/dt изменения относительного давления (на рисунке 2.21 соответствует точке 2);

m_+ и m_- – показатели степени увеличения или уменьшения относительного давления.

Корректировка показателей m_+ и m_- позволяет установить зону нечувствительности p_0 , а также крутизну увеличения и уменьшения графика относительного момента m при изменении давления p .

Изменение относительной силы прижатия f_{Π} рассчитывается аналогично:

$$\begin{cases} f_{\Pi} = \frac{f_{\Pi}' + p^{f_+}}{1 + f_{\Pi}'} & \text{если } \frac{dp}{dt} > 0 \\ f_{\Pi} = f_{\Pi}' \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{p}{p'}\right)^{f_-}\right) & \text{если } \frac{dp}{dt} < 0 \end{cases}; \quad (2.91)$$

где f_{Π}' – последнее запомненное значение относительной силы f_{Π} при изменении направления скорости изменения dp/dt относительного давления;

f_+ и f_- – показатели степени увеличения или уменьшения силы.

Обратное преобразование параметров P_i , M'_{Ti} и F_{Π} производится по выражениям:

$$P_i = p_i \cdot P_{imax}; \quad (2.92)$$

$$M'_{Ti} = m_i \cdot M_{Timax}; \quad (2.93)$$

$$F_{\Pi} = f_{\Pi} \cdot F_{\Pi max}. \quad (2.94)$$

Момент трения, муфты системы ГПП рассчитывается по формуле, Н·м:

$$M'_M = F_{\Pi} \cdot n_d \cdot \mu \cdot r_{CP}; \quad (2.95)$$

где F_{Π} – сила, действующая на поршень муфты, Н;

n_d – количество поверхностей трения;

μ – коэффициент трения между дисками;

r_{CP} – средний радиус поверхности трения, м.

Давление, действующее на диски вращающейся муфты, складывается из рабочего $P_{\text{П}}$ и центробежного $P_{\text{Ц}}$. Полное давление $P_{\text{Д}}$ определяется по формуле, Па:

$$P_{\text{Д}} = P_{\text{П}} + P_{\text{Ц}} = P_{\text{Р}} + \frac{\rho \omega_{\text{М}}^2}{4} \left(\frac{d_{\text{ПН}}^2 + d_{\text{ПВ}}^2}{4} \right); \quad (2.96)$$

где $\omega_{\text{М}}$ – угловая скорость вращения муфты, рад/с;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

$d_{\text{ПН}}$ и $d_{\text{ПВ}}$ – диаметры поршня муфты наружный и внутренний соответственно, м.

2.3 Математическое описание трансмиссии стенда

Определение динамических процессов, протекающих в трансмиссии КТС и стенда, осуществляется благодаря математическому описанию трансмиссии стенда, которое дополняет описание трансмиссий КТС (см. раздел 2.2.4).

В соответствии с динамической схемой системы «Стенд» (рисунок 2.22) в математическом описании учитываются: моменты инерции массивных элементов, жесткости и демпфирование валов и передач, передаточные отношения, реализованные моменты по сцеплению, моменты трения и сопротивления.

Входными параметрами схемы, обеспечивающими тестовые режимы, являются: моменты по сцеплению $M_{\varphi ij}$, действующие на беговые барабаны со стороны колёс КТС; фрикционные моменты M_{Ci} муфт стенда в виде функции $M_{Ci} = f(\beta_{Mi})$; момент $M_{\text{ЭТ}}$ сопротивления электродинамического тормоза в виде функции $M_{\text{ЭТ}} = f(\beta_{\text{ЭТ}})$.

Внутренними параметрами в схеме (рисунок 2.22) являются:

1) моменты инерции вращающихся деталей: маховых масс стенда J_{Mi} и фрикционных муфт J_{Ci} ; редукторов стенда J_{Pi} ; электродинамического тормоза $J_{\text{ЭТ}}$; беговых барабанов стенда J_{ij} ;

2) передаточные числа и КПД передач: $i_{\text{Ц}i}$ и $\eta_{\text{Ц}i}$ цепных передач стенда, $i_{\text{P}i}$ и $\eta_{\text{P}i}$ – редукторов; коэффициенты диссипации подшипниковых опор $d_{\text{П}}$;

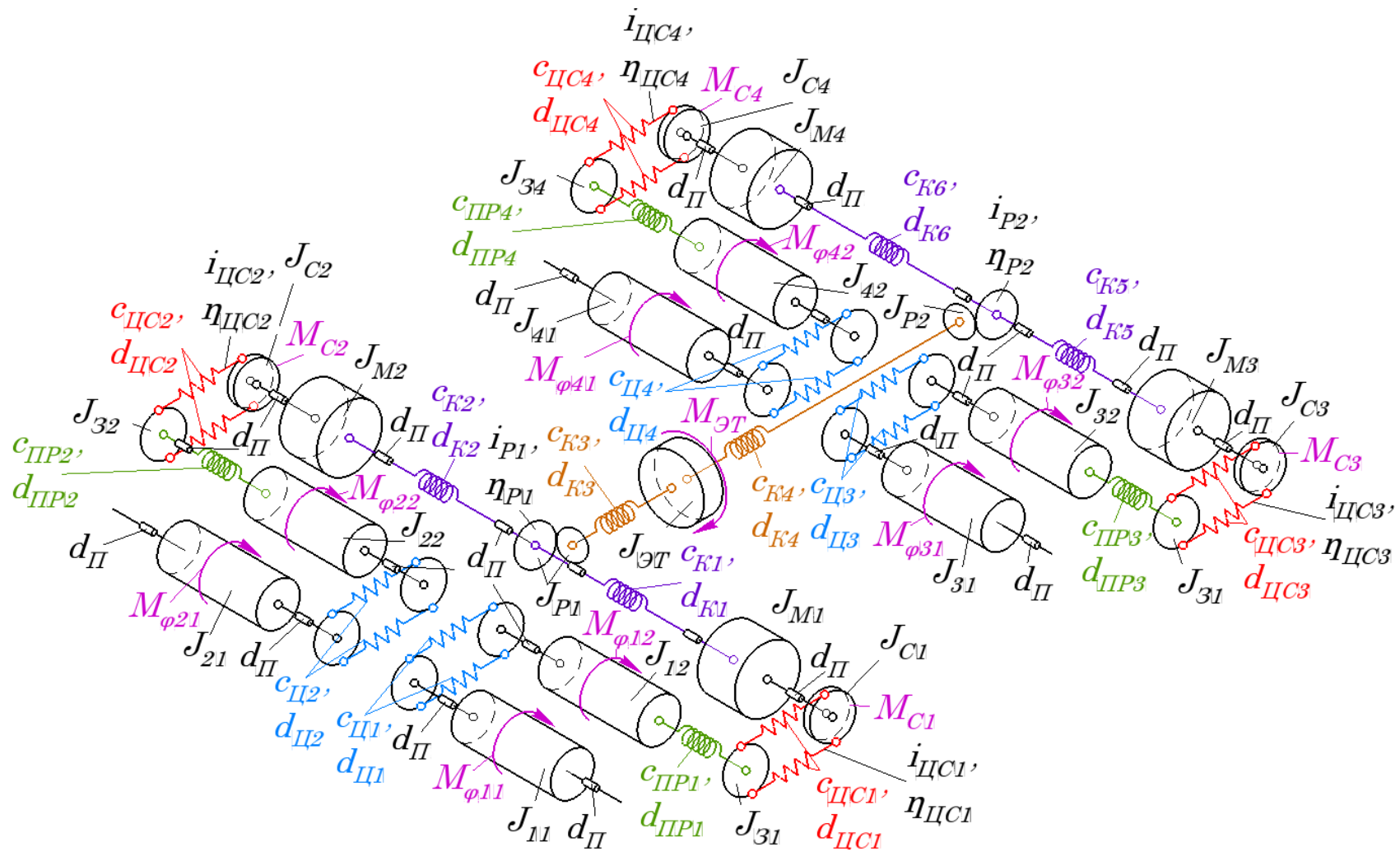


Рисунок 2.22 – Динамическая схема трансмиссии стенда

3) жёсткости и коэффициенты демпфирования: цепной передачи привода маховых масс и фрикционных муфт стенда $c_{ЦCi}$ и $d_{ЦCi}$; карданных передач стенда c_{Ki} и d_{Ki} ; цепной передачи беговых барабанов $c_{Цi}$ и $d_{Цi}$; валов привода беговых барабанов $c_{ПРi}$ и $d_{ПРi}$.

Дифференциальные уравнения, используемые при расчёте прямой механической передачи, описываются формулами, аналогичными (2.53), (2.54) и (2.55). Расчёт момента, передаваемого фрикционной муфтой определяется по аналогичному выражению (2.56) с ограничением по (2.57). Силы, передаваемые зубчатым зацеплением, а также цепными передачами определяются в соответствии с (2.62), (2.63) и (2.64).

2.4 Математическое описание процесса функционирования КТС на стенде

Совместный расчёт подсистем «КТС» и «Стенд» реализуется в соответствии с расчётными схемами, составленными для каждой из трёх плоскостей системы координат (рисунки 2.23...2.25). Схемы учитывают жёсткости ограничителей КТС, перемещение КТС относительно стенда, перемещение колёс относительно кузова на элементах подвески как в вертикальной, так и в продольной плоскостях.

Дифференциальные уравнения угловых ускорений $d^2\alpha/dt^2$, $d^2\beta/dt^2$ и $d^2\gamma/dt^2$ КТС относительно осей oX , oY и oZ , рад/с²:

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot y_i) + \sum (R'_{zij} \cdot y_i) + \sum (F'_{oi} \cdot y_{oi}) + \sum (F_{\Pi i} \cdot y_i) \right) / J_x; \quad (2.97)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot x_i) + \sum (R'_{zij} \cdot x_i) + \sum (F'_{oi} \cdot x_{oi}) + \sum (F_{\Pi i} \cdot x_i) \right) / J_y; \quad (2.98)$$

$$\frac{d^2\gamma}{dt^2} = \left(\sum (R'_{xij} \cdot y_i) + \sum (R'_{zij} \cdot y_i) + \sum (F'_o \cdot y_{oi}) \right) / J_z. \quad (2.99)$$

где R'_{xij} и R'_{zij} – проекции касательных реакций R_{xij} на оси oX и oZ

соответственно, Н;

R'_{zij} и R''_{zij} – проекции нормальных реакций R_{zij} на оси oX и oZ соответственно, Н;

F'_{oi} и F''_{oi} – проекции усилий ограничителя F_{oi} на оси oX и oZ соответственно, Н;

$F_{\Pi i}$ – усилия в элементах подвески, Н;

x_i и y_i – плечи действия проекций реакций в пятне контакта на оси oX и oY соответственно, м;

x_{oi} и y_{oi} – плечи действия проекций усилий в ограничителях на оси oX и oY соответственно, м;

В выражении (2.97) и далее: индекс i соответствует порядковому номеру колеса, маховых масс, муфты станда или ограничителя: 1 – передний левый, 2 – передний правый; 3 – задний левый и 4 – задний правый; индекс j соответствует порядковому номеру барабана или редуктора станда: 1 – передний, 2 - задний).

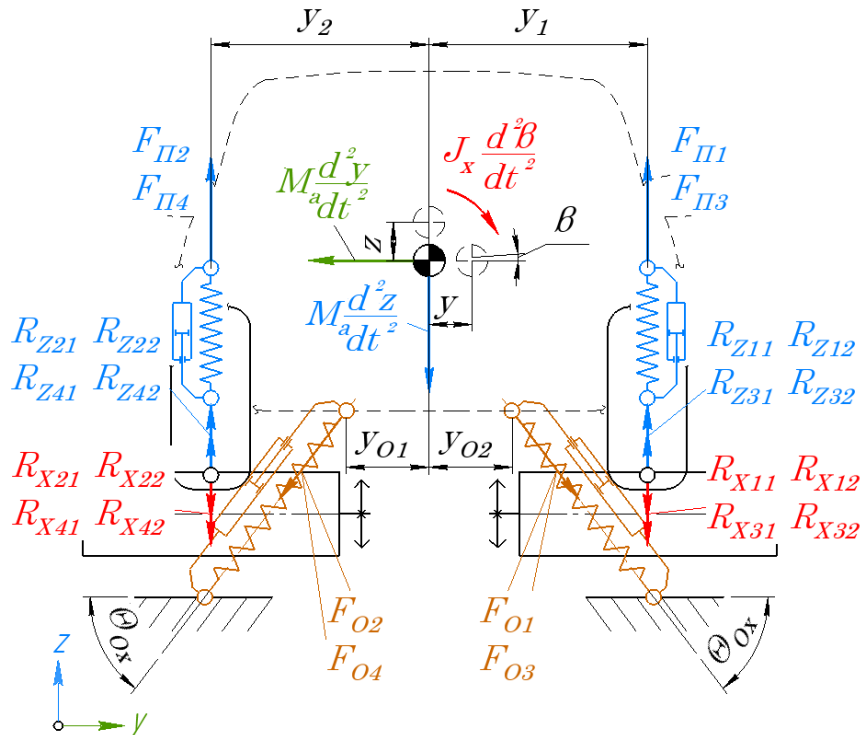


Рисунок 2.23 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на станде в плоскости YOZ

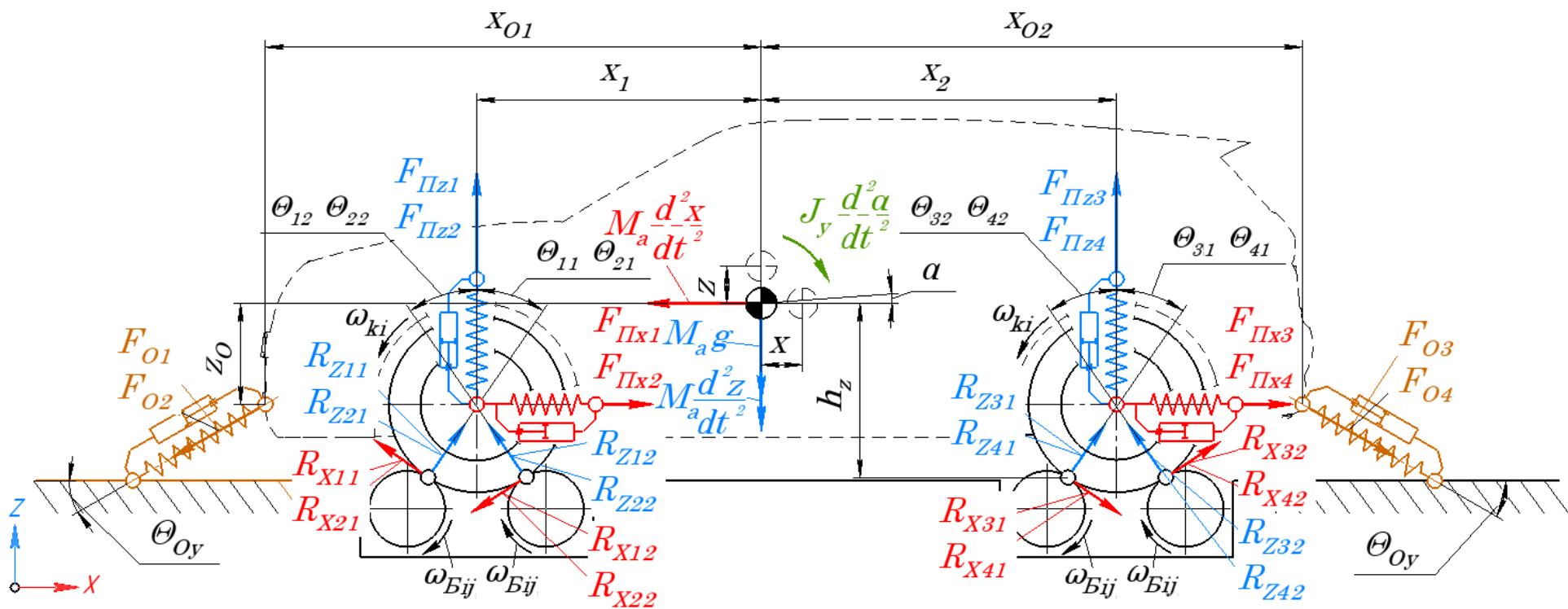


Рисунок 2.24 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами (плоскость XOZ)

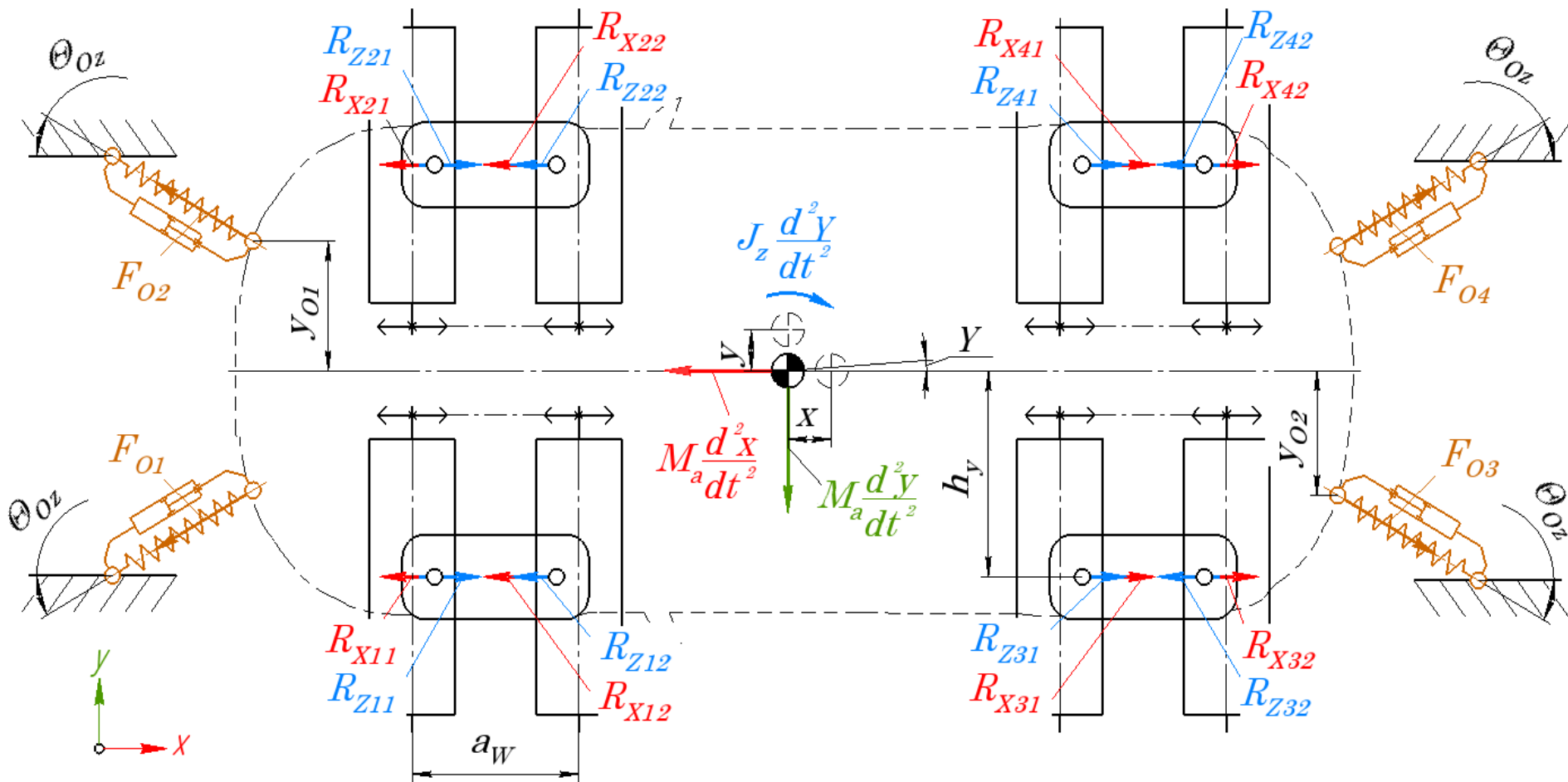


Рисунок 2.25 – Расчётная схема процесса функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами (плоскость XOY)

Дифференциальные уравнения продольных ускорений КТС d^2x/dt^2 , d^2y/dt^2 и d^2z/dt^2 относительно осей oX , oY и oZ , м/с²:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \left(\sum R'_{xij} + \sum R'_{zij} + \sum F'_{oi} \right) / m_a; \quad (2.100)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \left(\sum F''_{oi} \right) / m_a; \quad (2.101)$$

$$\frac{d^2z}{dt^2} = \left(\sum R'''_{xij} + \sum R'''_{zij} + \sum F'''_{oi} + \sum F_{\Pi i} - m_a \cdot g \right) / m_a. \quad (2.102)$$

где m_a – масса КТС, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

F'_{oi} , F''_{oi} и F'''_{oi} – проекции усилий ограничителя F_{oi} на оси oX и oZ соответственно, Н.

Нормальные реакции R_{zij} в пятнах контакта эластичной шины i -го колеса с опорными поверхностями j -х беговых барабанов стенда определяются в виде упруго-диссипативных сил (рисунок 2.26) по выражениям, Н [139, 235]:

$$\begin{cases} R_{zi1} = c_{\text{ши}i} \cdot \Delta_{\text{ши}ij} - d_{\text{ши}ij} \cdot \frac{d\Delta_{\text{ши}ij}}{dt} & \text{если } \Delta_{\text{ши}ij} > 0; \\ R_{zi1} = 0 & \text{если } \Delta_{\text{ши}ij} \leq 0; \end{cases} \quad (2.103)$$

где $c_{\text{ши}i}$ – радиальная жесткость шины, Н/м;

$d_{\text{ши}ij}$ – коэффициент демпфирования шины в радиальном направлении, Н/м/с;

$\Delta_{\text{ши}ij}$ – радиальная деформация шины, м.

Деформация шины $\Delta_{\text{ши}ij}$ при её контакте с беговыми барабанами рассчитывается за счёт определения положения колес автомобиля относительно беговых барабанов по формуле, м:

$$\Delta_{\text{ши}ij} = r_{Ci} + r_{Bi} - l_{ij}; \quad (2.104)$$

где l_{ij} – расстояние между центром оси вращения i -го колеса КТС и центрами осей вращения j -х беговых барабанов стенда, м;

r_{Ci} – свободный радиус колеса, м;

r_{Bi} – радиус бегового барабана, м.

Расстояние l_{ij} определяется в соответствии с уравнением, м:

$$l_{ij} = \sqrt{z_{ki}^2 + x_{kij}^2}; \quad (2.105)$$

где x_{kij} , z_{ki} – координаты центра оси вращения i -го колеса КТС вдоль осей oX и oZ соответственно, м.

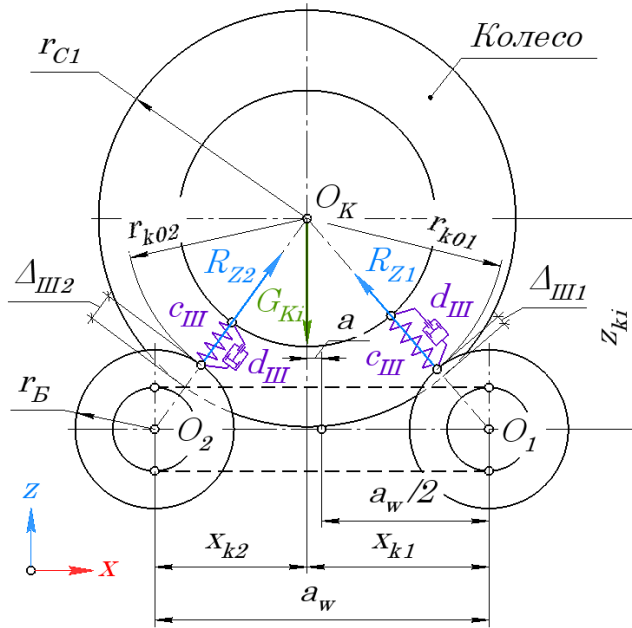


Рисунок 2.26 – Схема деформации шины на беговых барабанах стенда

При деформации упругих элементов подвески КТС вдоль осей oX и oZ в них возникают силы упругости $F_{\Pi i}$, величину которых можно определить, используя формулу, Н:

$$F_{\Pi i} = c_{\Pi i} \cdot \Delta_{\Pi i} - d_{\Pi i} \cdot \frac{d\Delta_{\Pi i}}{dt}; \quad (2.106)$$

где $c_{\Pi i}$ – жесткость упругих элементов подвески КТС, Н/м;

$d_{\Pi i}$ – коэффициент демпфирования упругих элементов подвески КТС, Н/м/с;

$\Delta_{\Pi i}$ – деформация упругих элементов подвески i -го колеса КТС, м.

Продольные перемещения КТС при его функционировании на стенде, ограничиваются за счёт математического описания ограничителей, в которых возникают силы F_0 , определяемые по формуле, Н:

$$F_{0i} = c_{0i} \cdot \Delta_{0i} - d_{0i} \cdot \frac{d\Delta_{0i}}{dt}; \quad (2.107)$$

где c_{0i} – жесткость упругих элементов ограничителя перемещений кузова КТС, Н/м;

d_{0i} – коэффициент демпфирования ограничителя перемещений кузова, Н/м/с;

Δ_{0i} – деформация упругих элементов ограничителя перемещений кузова КТС, м.

2.5 Математическое описание взаимодействия шины с беговыми барабанами стенда

Главную и связующую роль в объединении подсистем «КТС» и «Стенд» выполняет математическое описание процесса взаимодействия эластичной шины с поверхностями беговых барабанов. Шины колёс КТС в пятнах контакта передают и воспринимают касательные R_{Xij} и нормальные R_{Zij} реакции, возникающие при функционировании КТС, обусловленные значением проскальзывания S_{ij} . Поскольку функционирование КТС на стенде может быть как в тяговом, так и в тормозном режимах, то расчёт реакции производится в этих режимах соответственно расчётным схемам (рисунок 2.27).

Дифференциальное уравнение динамики i -го колеса КТС на j -м беговом барабане описывается выражением, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{Ki}}{dt} = \frac{M_i \pm M_{\varphi ij} \pm M_{fij}}{J_{Ki}}; \quad (2.108)$$

где M_i – момент на колесе, который в зависимости от тестового режима может быть крутящим – M_{Ki} , либо тормозным – M_{Ti} , Н·м;

$M_{\varphi ij}$ – момент по сцеплению на колесе, Н·м;

M_{fij} – момент сопротивления качению шины по поверхности бегового барабана, Н·м;

J_{Ki} – момент инерции колеса, кг·м².

Дифференциальное уравнение динамики j -го бегового барабана, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{Бij}}{dt} = \frac{M_{Б\phi ij} \pm M_{FБij}}{J_{ij}}, \quad (2.109)$$

где $M_{Б\phi ij}$ – момент по сцеплению на беговом барабане, Н·м;

$M_{FБij}$ – момент, передаваемый на беговой барабан от трансмиссии станда, Н·м.

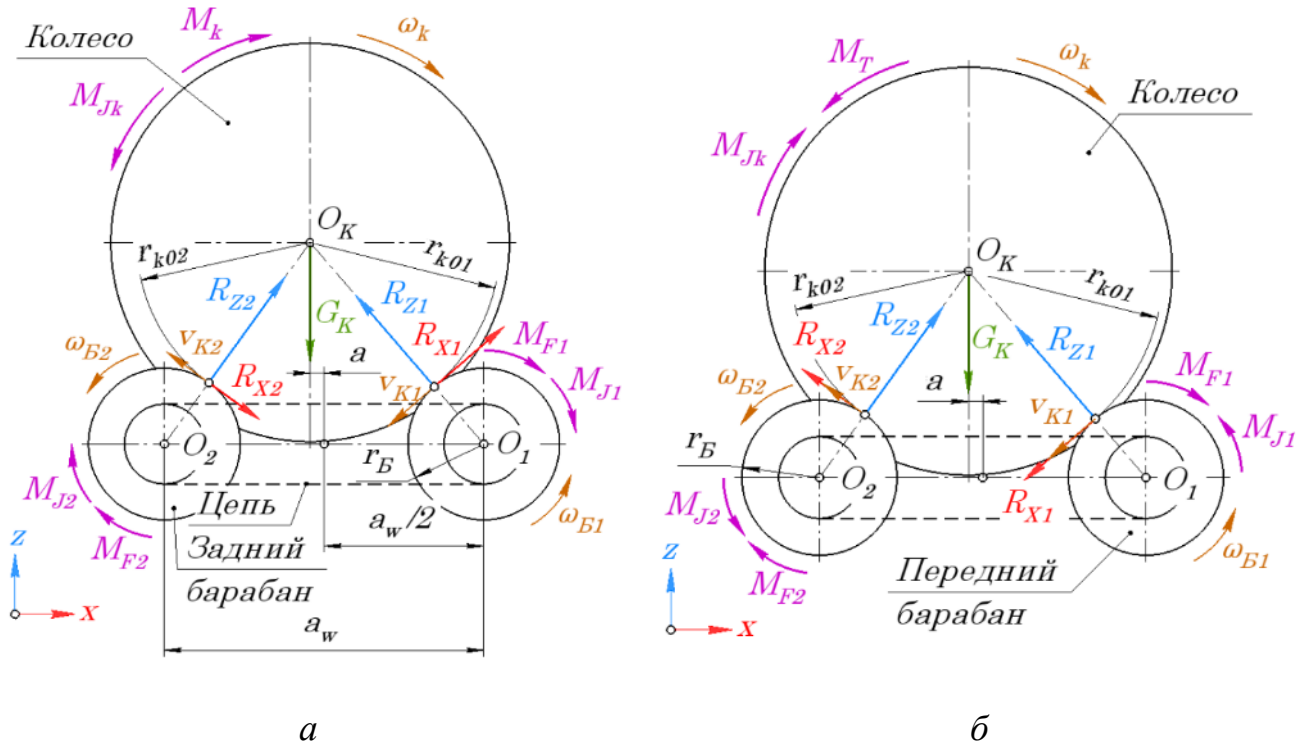


Рисунок 2.27 – Расчётная схема процесса взаимодействия колеса с эластичной шиной с двумя кинематически связанной цепной передачей беговыми барабанами станда:

a – процесс разгона; b – процесс торможения.

Момент сопротивления качению колеса M_{fij} рассчитывается из выражения, Н·м:

$$M_{fij} = R_{zij} \cdot r_{kCij} \cdot f; \quad (2.110)$$

где R_{zij} – нормальная реакция колеса на барабане станда, Н;

r_{kCij} – радиус качения колеса в свободном режиме, м;

f – коэффициент сопротивления качению [230]:

$$f = f_{0ij} \cdot \left(1 + \frac{V_{Bij}^2}{1543} \right). \quad (2.111)$$

Моменты $M_{\varphi ij}$ и $M_{B\varphi ij}$ по сцеплению i -го колеса на j -м беговом барабане определяются в зависимости от продольной реакции R_{Xij} , действующей в пятне контакта и радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kCij} , Н·м:

$$M_{\varphi ij} = R_{Xij} \cdot r_{kCij}; \quad (2.112)$$

$$M_{B\varphi ij} = R_{Xij} \cdot r_{Bij}. \quad (2.113)$$

Изменение радиуса качения колеса r_{kCij} , происходящее из-за перераспределения нагрузки по осям КТС при разгоне или торможении и, соответственно, нормальных реакции R_{Zij} , учитывается выражением, м [234]:

$$r_{kCij} = r_{Ci} - R_{Zij} \cdot c_{2i} - \sqrt{R_{Zij} \cdot c_{1i}}; \quad (2.114)$$

где c_{1i} , c_{2i} – константы.

Силовая связь между беговыми барабанами реализована цепной передачей, которая математически представляет собой упруго-диссипативную силу $F_{Цi}$, определяемую по (2.62), (2.63) и (2.64) и действующую по касательной к делительной окружности звёздочки (рисунок 2.28).

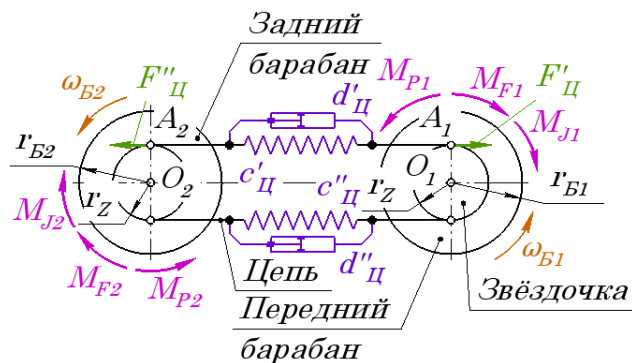


Рисунок 2.28 – Расчётная схема цепной передачи, соединяющей беговые барабаны стенда

В процессе функционирования КТС на стенде неизбежно перемещение его колёс относительно беговых барабанов на некоторую величину a (см. рисунок

2.27), что приведёт к неравенству радиусов качения колеса r_{kCij} в свободном режиме, окружных скоростей V_{Bij} и проскальзывания S_{ij} шины относительно барабанов.

Тогда при одинаковых угловых скоростях вращения беговых барабанов ω_{Bij} реализованный коэффициент сцепления шины φ_{ij} на переднем беговом барабане будет больше, чем на заднем, вследствие чего возникает разность коэффициентов сцепления $\Delta\varphi$, вычисляемая по формуле [240, 296]:

$$\Delta\varphi_{\Pi} = \varphi_{i1} - \varphi_{i2}. \quad (2.115)$$

При образовании разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{\Pi}$ образуется неравенство касательных реакций $\Delta R_{\Pi Xi}$, реализованных на переднем и заднем беговом барабане, которое можно выразить через разность реакций $R_{\Pi Xi}$, Н [240, 296]:

$$\Delta R_{\Pi Xi} = R_{Xi1} - R_{Xi2}; \quad (2.116)$$

Эта разность приводит к возникновению паразитной мощности $N_{\Pi i}$, циркулирующей в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина», Вт [240, 296]:

$$N_{\Pi i} = \Delta R_{\Pi Xi} \cdot \omega_{Bij} \cdot r_{Bij}. \quad (2.117)$$

2.6 Математическая модель шины

Определение продольных R_{Xi} и боковых R_{Yi} реакций шины i -го колеса КТС в пятнах контакта с опорными поверхностями беговых барабанов стенда при моделировании рабочих процессов на стенде или с плоской опорной поверхностью при моделировании процесса функционирования КТС в дорожных условиях для обоснования тестовых режимов, было выполнено по модели шины, разработанной А.Б. Диком [69, 70, 71]. Для этого определяется суммарная касательная реакция R_i в пятне контакта шины с опорной поверхностью (рисунок 2.29), Н:

$$R_i = \varphi_{imax} \cdot R_{Zi} \cdot f(S_i); \quad (2.118)$$

где φ_{imax} – максимальное значение коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью;

R_{Zi} – нормальная реакция, Н;

$f(S_i)$ – нормированная функция от проскальзывания S_i шины.

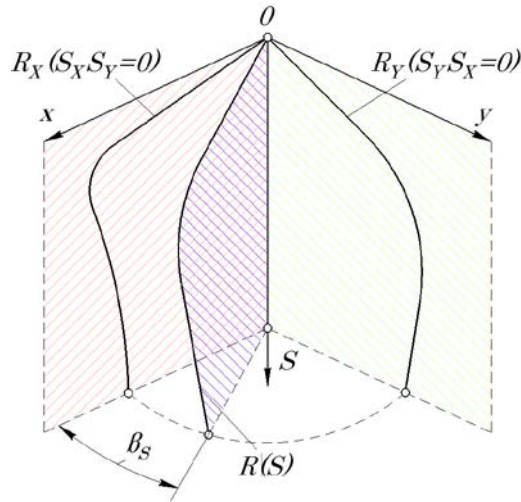


Рисунок 2.29 – Обобщённая характеристика комбинированного проскальзывания [71]

Максимальное значение коэффициента φ_{imax} сцепления шины с опорной поверхностью определяется:

$$\varphi_{max} = \varphi_{xmax} \cdot \varepsilon_{\varphi}. \quad (2.119)$$

Нормированная $f(S)$ -диаграмма (рисунок 2.30) определяется характеристиками шины и рассчитывается по уравнению [69, 71]:

$$f(S_i) = \sin(A \cdot \arctg(B \cdot S_i)); \quad (2.120)$$

где A и B – коэффициенты, определяющие вид функции.

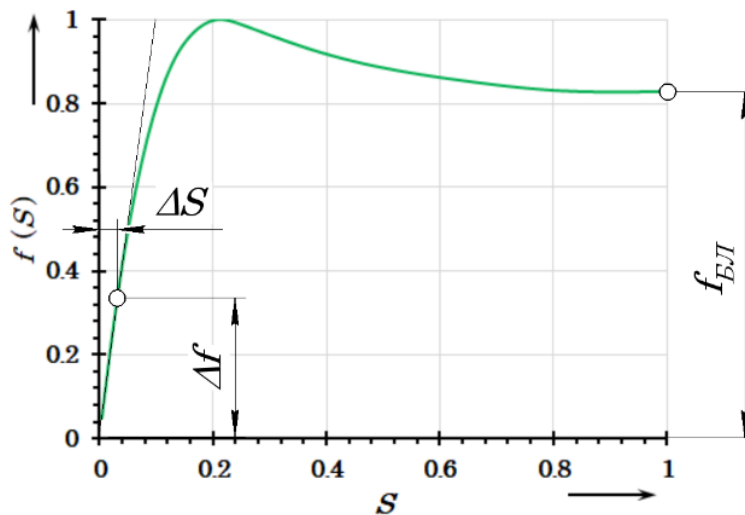


Рисунок 2.30 – Нормированная $f(S)$ -диаграмма

Полное проскальзывание S_i определяется как сумма проскальзываний в продольном S_{Xi} и боковом направлениях S_{Yi} [69, 71]:

$$S_i = \sqrt{S_{Xi}^2 + S_{Yi}^2}. \quad (2.121)$$

В зависимости от режима работы колеса проскальзывание S_{Xi} в продольном направлении определяется исходя из режима работы колеса на беговых барабанах стенда:

$$\begin{cases} S_{Xij} = \cos \delta - \frac{\omega_{Bij} \cdot r_{Bij}}{\omega_{Ki} \cdot r_{kCij}} \text{ при ведущем режиме;} \\ S_{Xij} = -1 \cdot \left(\cos \delta - \frac{\omega_{Ki} \cdot r_{kCij}}{\omega_{Bij} \cdot r_{Bij}} \right) \text{ при тормозном режиме;} \end{cases} \quad (2.122)$$

на плоской опорной поверхности:

$$\begin{cases} S_{Xi} = \cos \delta - \frac{V_{Ki}}{\omega_{Ki} \cdot r_{kCi}} \text{ при ведущем режиме;} \\ S_{Xi} = -1 \cdot \left(\cos \delta - \frac{\omega_{Ki} \cdot r_{kCi}}{V_{Ki}} \right) \text{ при тормозном режиме.} \end{cases} \quad (2.123)$$

где δ – угол увода, рад.

В тормозном режиме работы колеса величина проскальзывания принимается отрицательной, что приводит к изменению направления вектора продольной реакции R_{Xi} .

Боковое проскальзывание S_{Yi} определяется значением угла увод шины δ [69, 71]:

$$S_{Yi} = \sin \delta. \quad (2.124)$$

Угол β_S направления вектора проскальзывания \vec{S}_i (рисунок 2.29) может быть рассчитан по формулам [69, 71]:

$$\sin \beta_S = \frac{S_Y}{S}; \quad (2.125)$$

$$\cos \beta_S = \frac{S_X}{S}. \quad (2.126)$$

Коэффициенты нормированной $f(S)$ -диаграммы A и B определяются по

формулам [69, 71]:

$$A = \frac{\eta_S}{B}; \quad (2.127)$$

$$B = \frac{(1 + b_1^2) \cdot \operatorname{arctg}(b_1) - b_1}{K_Z \cdot (1 + b_1^2) - 1}; \quad (2.128)$$

$$b_1 = \frac{\pi}{2 \cdot K_Z}; \quad (2.129)$$

$$K_Z = \frac{\pi - \arcsin(f_6)}{\eta_S}. \quad (2.130)$$

где η_S – коэффициент «жёсткости» проскальзывания;

f_6 – коэффициент снижения фрикционных свойств.

Эти коэффициенты могут быть определены аналитически, на основе данных реальной шины по $f(S)$ -диаграмме (рисунок 2.30).

Коэффициент «жёсткости» проскальзывания η_S может быть найден по формуле [69, 71]:

$$\eta_S = \frac{C_S}{R_{Zi} \cdot \varphi}; \quad (2.131)$$

где C_S – коэффициент «жёсткости» проскальзывания S_i [69, 71]:

$$C_S = C_{SX} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_\eta. \quad (2.132)$$

Коэффициент снижения фрикционных свойств f_6 рассчитывается по выражению [69, 71]:

$$f_6 = f_{BX} \cdot \varepsilon_f. \quad (2.133)$$

Продольная R_{Xi} и боковая R_{Yi} реакции определяются с учётом параметра несогласования m_β направлений векторов суммарной реакции \vec{R}_i и проскальзывания \vec{S}_i (рисунок 2.29) [69, 71]:

$$R_{Xi} = \frac{R_i \cdot S_{Xi}}{\sqrt{(S_{Xi})^2 + (m_\beta \cdot S_{Yi})^2}}; \quad (2.134)$$

$$R_{Yi} = \frac{m_{\beta} \cdot R_i \cdot S_{Xi}}{\sqrt{(S_{Xi})^2 + (m_{\beta} \cdot S_{Yi})^2}}. \quad (2.135)$$

Параметр рассогласования m_{β} направлений векторов суммарной реакции \vec{R}_i и проскальзывания \vec{S}_i определяется по выражению [69, 71]:

$$m_{\beta} = 1 - \frac{1 - n_c}{1 + \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \cdot \left(\left(\frac{C_{SX} \cdot S_{Xi}}{R_{Zi} \cdot \varphi_X}\right)^2 + \left(\frac{C_{SY} \cdot S_{Yi}}{R_{Zi} \cdot \varphi_Y}\right)^2 \right)}; \quad (2.136)$$

где C_{SX} и C_{SY} – коэффициенты «жесткости» продольного S_{Xi} и бокового S_{Yi} проскальзываний соответствующие тангенсам наклона кривых R_{Xi} и R_{Yi} .

В формулах (2.119), (2.132) и (2.133) используются коэффициенты коррекции ε_{φ} , ε_f и ε_{η} , рассчитываемые по формулам [69, 71]:

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{n_{\varphi}}{\sqrt{(\sin \beta_S)^2 + (n_{\varphi} \cdot \cos \beta_S)^2}}; \quad (2.137)$$

$$\varepsilon_f = \frac{n_{\varphi} \cdot n_f}{\varepsilon_{\varphi} \cdot \sqrt{(\sin \beta_S)^2 + (n_f \cdot n_{\varphi} \cdot \cos \beta_S)^2}}; \quad (2.138)$$

$$\varepsilon_{\eta} = \frac{1}{\varepsilon_{\varphi}} \cdot \sqrt{(\cos \beta_S)^2 + (n_c \cdot \sin \beta_S)^2}. \quad (2.139)$$

Рассогласование направлений векторов суммарной реакции \vec{R}_i и проскальзывания \vec{S}_i , учитываемое параметром m_{β} , образуется вследствие анизотропии упругих свойств шины. В связи с этим в модели шины введены показатели анизотропии упругих свойств шины n_c , анизотропии сцепления n_{φ} и показатель анизотропии трения n_f , расчёт которых производится по выражениям [69, 71]:

$$n_c = \frac{C_{SY} \cdot \varphi_X}{C_{SX} \cdot \varphi_Y}; \quad (2.140)$$

$$n_{\varphi} = \frac{\varphi_Y}{\varphi_X}; \quad (2.141)$$

$$n_f = \frac{f_{BY}}{f_{BX}}; \quad (2.142)$$

где φ_X и φ_Y – коэффициенты сцепления шины с опорной поверхностью в продольном и боковом направлениях соответственно;

f_{BX} и f_{BY} – коэффициент снижения фрикционных свойств шины в продольном и боковом направлениях соответственно.

2.7 Анализ режимов движения КТС в дорожных условиях

Структурная схема исследуемого процесса (см. рисунок 2.1) позволяет обосновывать тестовые режимы эффективных стендовых методов контроля параметров, характеризующих эксплуатационные свойства и КТС с ДВС, с ЭСУ и ГСУ, а также с автоматизированными системами. Можно выделить следующие режимы функционирования КТС:

- 1) разгон КТС без нагрузки;
- 2) движение КТС с постоянной скоростью без нагрузки;
- 3) разгон КТС с нагрузкой
- 4) движение КТС с постоянной скоростью с нагрузкой;
- 5) разгон (*торможение*) на покрытии «МИКСТ»;
- 6) выбег КТС;
- 7) торможение КТС;
- 8) боковой занос КТС.

Очевидно, что для имитации стендовым методом указанных режимов, необходимо соблюдение эквивалентности мощностных, силовых балансов и кинематических процессов на стенде с беговыми барабанами, которые сопровождаются при функционировании КТС в реальных дорожных условиях. Поэтому анализ режимов движения КТС производится с точки зрения как силовых, так и кинематических параметров.

2.7.1 Процесс разгона КТС без нагрузки

В процессе разгона КТС без нагрузки на него действуют (рисунок 2.31) силы, препятствующие разгону: сила аэродинамического сопротивления F_W , сила инерции F_J , силы сопротивления качению F_{fi} . Разгон КТС со скоростью V осуществляется за счёт сил тяги на ведущих колёсах F_{Ki} .

Уравнение мощностного баланса для разгона КТС в общем виде будет выражаться формулой, Вт:

$$\sum N_{Ki} > N_W + \sum N_J + \sum N_{fi}; \quad (2.143)$$

где $\sum N_{Ki}$ – мощность, подведенная к ведущим колесам, Вт;

N_W – мощность, затрачиваемая при разгоне КТС на преодоление аэродинамического сопротивления, Вт;

$\sum N_J$ – мощность, затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС, а также на преодоление инерционных моментов вращающихся частей трансмиссии КТС, силовой установки и колёс, Вт;

$\sum N_{fi}$ – мощность сопротивления качению, Вт.

Для определения состава слагаемых, входящих в уравнение (2.143), проведём анализ и выполним их развёрнутое описание. Поскольку процесс разгона КТС без нагрузки может быть произведён для разных конструкций силовых установок (см. рисунок 2.9), то составляющие уравнения (2.143) определяются отдельно для каждого типа.

Мощность $\sum N_{Ki}$, подводимая к ведущим КТС с силовой установкой с ДВС либо с ЭСУ (схемы *a* и *б*, рисунок 2.9) определяется по формуле N_{KDi} , Вт:

$$\sum N_{Ki} = \sum N_{KDi} = \sum F_{Ki} \cdot V_{Ki} = \sum \frac{M_{Ki}}{r_{k0i}} \cdot V_{Ki}; \quad (2.144)$$

где F_{Ki} – сила тяги на i -м ведущем колесе, Н;

V_{Ki} – линейная скорость i -го ведущего колеса, м/с;

M_{Ki} – крутящий момент на i -м ведущем колесе, Н·м;

r_{k0i} – радиус качения i -го ведущего колеса в ведомом режиме, м.

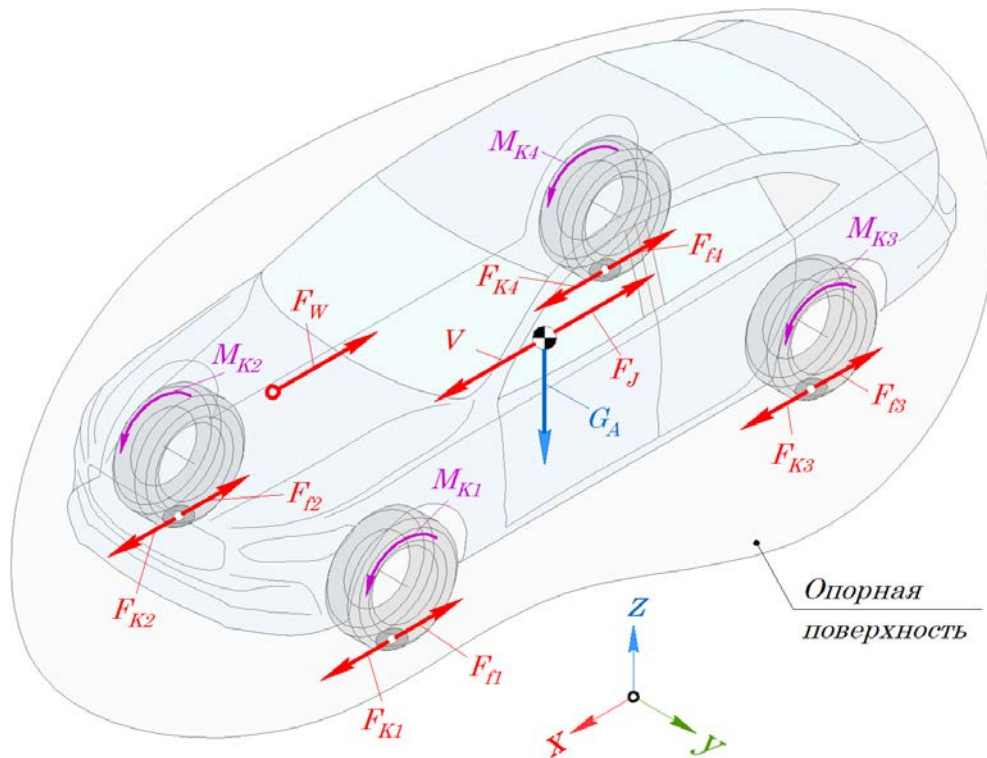


Рисунок 2.31 – Схема сил, действующих на КТС при разгоне без нагрузки

Если сделать допущение о том, что ведущие колёса работают в одинаковых по сцеплению с дорогой условиях при и одинаковых радиусах r_{kCi} , то выражение (2.144) можно записать, решив его относительно крутящего момента электродвигателя или ДВС $M_{EЭД}$ на выходном валу силовой установки, Вт:

$$\sum N_{Kди} = \frac{M_{EЭД} \cdot i_{ТРД} \cdot \eta_{ТРД}}{r_{кС}} \cdot V; \quad (2.145)$$

где $i_{ТРД}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{ТРД}$ – КПД трансмиссии;

V – скорость КТС, м/с.

Мощность $\sum N_{KГi}$, подводимая к ведущим колёсам КТС с ГСУ (схема *в*, рисунок 2.9), в которой может быть задействовано несколько двигателей, будет определяться в зависимости от режима её работы в соответствии с алгоритмом (см. рисунок 2.8):

- 1) разгон на электрической тяге;
- 2) разгон на гибридной тяге.

Мощность $\sum N_{KГi}$, к ведущим колёсам при разгоне на электрической тяге

КТС с ГСУ реализуется за счёт крутящего момента ЭГ-2 и может быть описана выражением (2.145). Если процесс разгона осуществляется на гибридной тяге, с использованием ДВС и ЭГ-1, то мощность $\sum N_{Ki}$ будет определяться по формуле, Вт:

$$\sum N_{Ki} = \sum N_{KGi} = N_E - N_{E1} + N_{E2}; \quad (2.146)$$

где N_E – мощность ДВС, Вт;

N_{E1} – мощность ЭГ-1, Вт;

N_{E2} – мощность ЭГ-2, Вт.

В уравнении (2.146) мощность N_{E1} ЭГ-1 отрицательная, так как в режиме гибридной тяги, ЭГ-1 отбирает часть мощности от ДВС, поддерживая уровень заряда ВВБ. Выражение (2.146), решённое относительно крутящих моментов двигателей на выходном валу силовой установки, будет иметь вид, Вт:

$$\sum N_{KGi} = \left(\frac{M_E \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_{k0}} - \frac{M_{E1} \cdot i_{TP1} \cdot \eta_{TP1}}{r_{k0}} + \frac{M_{E2} \cdot i_{TP2} \cdot \eta_{TP2}}{r_{k0}} \right) \cdot V; \quad (2.147)$$

где M_E , M_{E1} и M_{E2} – крутящие моменты ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 соответственно, Н·м;

i_{TP} , i_{TP1} и i_{TP2} – передаточные числа потоков мощности в трансмиссии для ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 соответственно;

η_{TP} , η_{TP1} и η_{TP2} – КПД трансмиссии для потоков мощности ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 соответственно.

Мощность N_W , затрачиваемая при разгоне КТС на преодоление аэродинамического сопротивления рассчитывается по формуле, Вт:

$$N_W = F_W \cdot V = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot s_W \cdot V^3; \quad (2.148)$$

где F_W – сила аэродинамического сопротивления, Н;

c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздушной среды, кг/м³;

s_W – площадь проекции КТС, по нормали к направлению вектора скорости его движения, м².

Мощность $\sum N_J$, затрачиваемая на преодоление силы инерции

поступательного движения КТС и на преодоление инерционной составляющей вращающихся частей трансмиссии КТС, силовой установки и колёс будет определяться в зависимости от типа силовой установки как сумма мощностей, Вт:

$$\sum N_J = \sum N_{JD} = N_{JA} + N_{JK} + N_{JE}; \quad (2.149)$$

где N_{JA} – мощность, затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС, Вт;

N_{JK} – мощность, затрачиваемая на преодоление инерционной составляющей колёс, Вт;

N_{JE} – мощность, затрачиваемая на преодоление инерционной составляющей вращающихся частей силовой установки, Вт.

Мощность N_{JA} , затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС рассчитывается по формуле, Вт:

$$N_{JA} = F_J \cdot V = m_A \cdot \frac{dV}{dt} \cdot V; \quad (2.150)$$

где F_J – сила инерции поступательного движения КТС, Н;

m_A – масса автомобиля, кг.

Мощность N_{JK} , затрачиваемая на преодоление инерционных моментов колёс, Вт:

$$N_{JK} = \sum J_{Ki} \cdot \frac{d\omega_{Ki}}{dt} \cdot \frac{1}{r_{k0i}} \cdot V_{Ki}; \quad (2.151)$$

где J_{Ki} – момент инерции i -го колеса, кг·м²;

ω_{Ki} – угловая скорость i -го колеса, рад/с.

Мощность N_{JE} , затрачиваемая на преодоление инерционных моментов вращающихся частей силовой установки, выражается через приведение инерционного момента двигателя к мощности, действующей на ведущих колёсах КТС в зависимости от типа силовой установки.

Для силовой установки с ДВС или ЭГ эта мощность будет определяться по выражению, Вт:

$$N_{JE} = N_{JDE} = J_E \cdot \frac{d\omega_{DE}}{dt} \cdot i_{ТРД} \cdot \eta_{ТРД} \cdot \frac{1}{r_{k0}} \cdot V; \quad (2.152)$$

где J_E – момент инерции вращающихся частей двигателя, кг·м²;

ω_{DE} – угловая скорость вращающихся частей двигателя, рад/с.

Для ГСУ с несколькими двигателями мощность N_{JE} будет рассчитываться как мощность, затрачиваемая на преодоление инерционного момента вращающихся частей всех двигателей установки, Вт:

$$N_{JE} = N_{JGE} = \left(\begin{array}{l} J_E \cdot \frac{d\omega_{DE}}{dt} \cdot i_{ТР} \cdot \eta_{ТР} \cdot \frac{1}{r_{k0}} + \\ + J_{E1} \cdot \frac{d\omega_{DE1}}{dt} \cdot i_{ТР1} \cdot \eta_{ТР1} \cdot \frac{1}{r_{k0}} + \\ + J_{E2} \cdot \frac{d\omega_{DE2}}{dt} \cdot i_{ТР2} \cdot \eta_{ТР2} \cdot \frac{1}{r_{k0}} \end{array} \right) \cdot V; \quad (2.153)$$

где J_E, J_{E1} и J_{E2} – моменты инерции вращающихся частей ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 соответственно, Н·м, кг·м²;

$\omega_{DE}, \omega_{DE1}$ и ω_{DE2} – угловые скорости вращающихся частей ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 соответственно, рад/с.

Мощность $\sum N_{fi}$ сопротивления качению описывается формулой, Вт:

$$\sum N_{fi} = \sum F_{fi} \cdot V_{Ki} = \sum G_{Ki} \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{Ki}^2}{1543} \right) \cdot V_{Ki}; \quad (2.154)$$

где F_{fi} – сила сопротивления качению i -го колеса, Н;

G_{Ki} – нагрузка, приходящаяся на i -е колесо, Н;

f_0 – коэффициент сопротивления качению.

Анализ развёрнутых описаний составляющих членов уравнения (2.143) позволяет разделить их на группы по воспроизводимости с применением эквивалентного процесса на стенде с беговыми барабанами:

- 1) воспроизводимые параметры, которые зависят от КТС, но не зависят от условий движения;
- 2) частично воспроизводимые параметры, которые частично зависят от КТС и частично от условий движения;

3) невоспроизводимые параметры, которые зависят от условий движения, но не зависят от КТС.

Таким образом, мощность $\sum N_{Ki}$, подводимая к ведущим колёсам КТС (2.171) и (2.173), обусловлена мощностными характеристиками силовой установки и параметрами трансмиссии КТС, поэтому относится к воспроизводимым параметрам. Оценить мощность $\sum N_{Ki}$ при использовании эквивалентного процесса на стенде можно по силам тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и их скоростям V_{Ki} .

Мощность N_W , затрачиваемая при разгоне КТС на преодоление аэродинамического сопротивления относится к невоспроизводимым параметрам, так как скорость V в процессе функционирования на стенде будет равна нулю (2.154).

Мощность $\sum N_J$ частично воспроизводима (2.149), поскольку состоит из мощности N_{JA} , затрачиваемой на преодоление силы инерции поступательного движения КТС, мощности N_{JK} , затрачиваемой на преодоление инерционных моментов колёс и мощности N_{JE} , затрачиваемой на преодоление инерционных моментов вращающихся частей силовой установки. Из перечисленных составляющих невозможно имитировать мощность N_{JA} , затрачиваемую на преодоление силы инерции поступательного движения КТС, по причине отсутствия поступательного движения ($V = 0$).

Мощность $\sum N_{fi}$ сопротивления качению также частично воспроизводима (2.154), поскольку ввиду различия пятен контакта шин с опорной поверхностью в дорожных условиях и на поверхностях беговых барабанов, коэффициент f_0 , учитывающий покрытие опорной поверхности будет также различаться для этих двух случаев.

2.7.2 Процесс движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки

В процессе движения КТС с постоянной скоростью и без нагрузки на него действуют (рисунок 2.32) силы, препятствующие этому движению: сила аэродинамического сопротивления F_W и силы сопротивления качению F_{fi} .

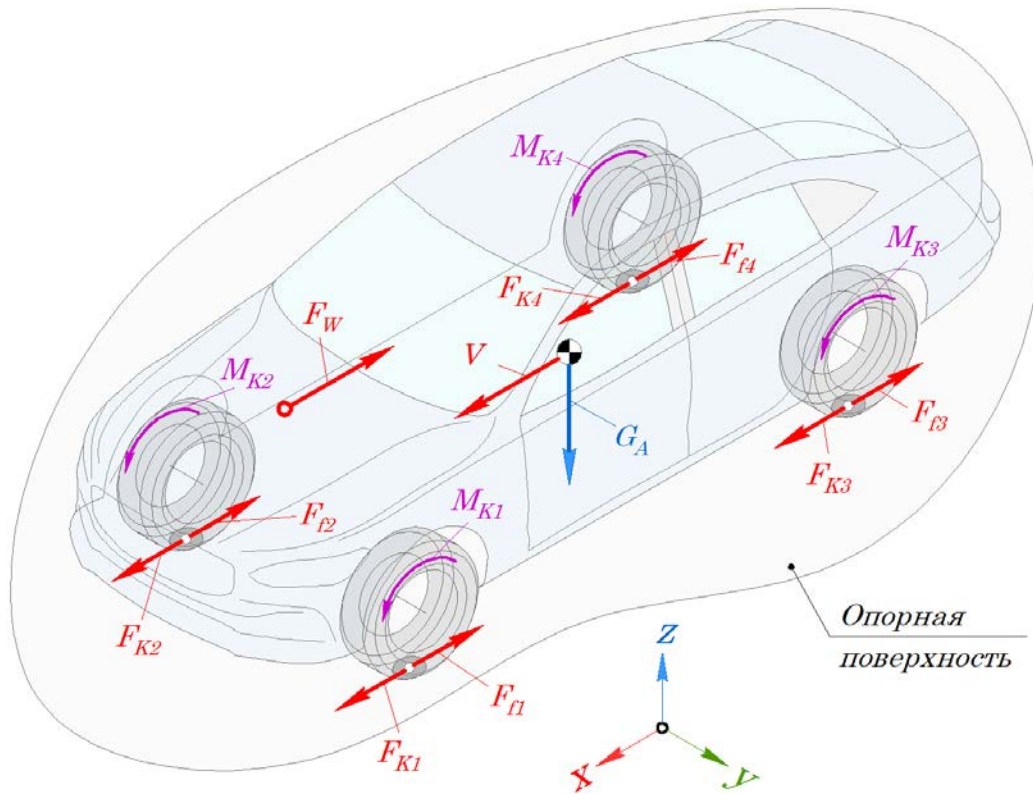


Рисунок 2.32 – Схема сил, действующих на КТС при движении с постоянной скоростью без нагрузки

Движение КТС с заданной скоростью V осуществляется за счёт сил тяги на ведущих колёсах F_{Ki} . Уравнение мощностного баланса для этого режима движения КТС в общем виде будет выражаться формулой, Вт:

$$\sum N_{Ki} + N_W + \sum N_{fi} = 0. \quad (2.155)$$

Слагаемые уравнения (2.155) полностью соответствуют составляющим уравнения (2.143).

2.7.3 Процесс движения КТС с нагрузкой

В процессе разгона КТС с нагрузкой (рисунок 2.33) уравнение мощностного баланса (2.143) дополнится мощностью, которая необходима для преодоления добавочной силы F_α , например, затрачиваемой на преодоление подъёма, Вт:

$$\sum N_{Ki} > \sum N_j + N_W + \sum N_{fi} + N_\alpha; \quad (2.156)$$

где N_α – мощность сопротивления движению КТС на подъём, определяемая, Вт:

$$N_\alpha = F_\alpha \cdot V = m_A \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V; \quad (2.157)$$

где α – угол подъёма дороги, рад.

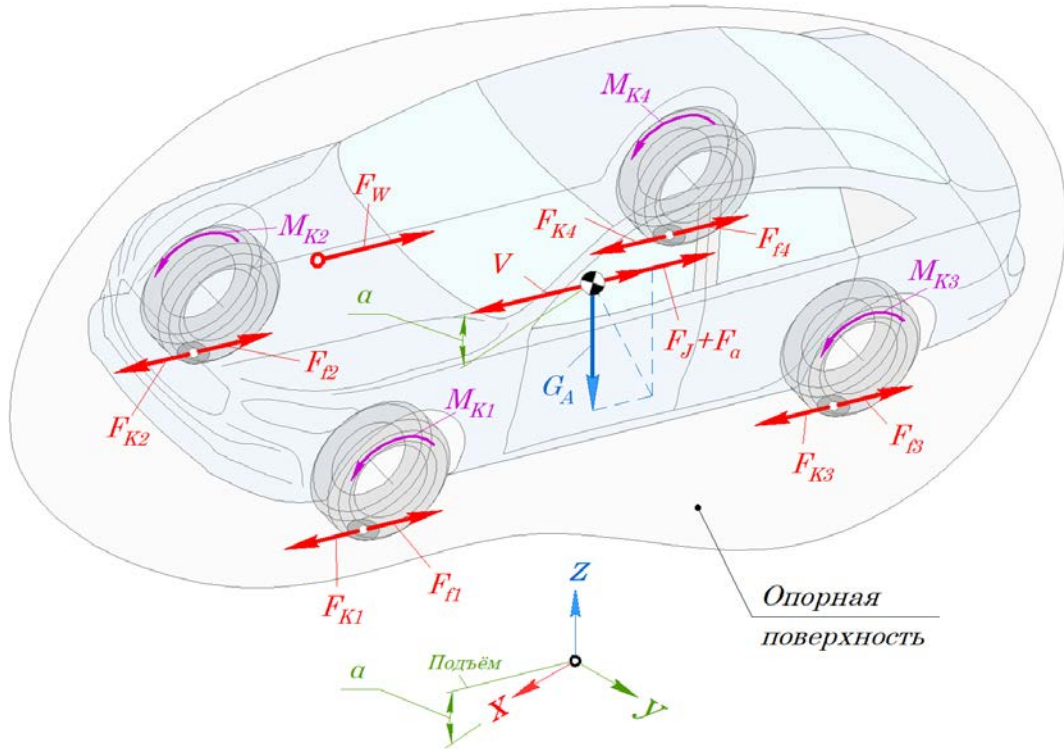


Рисунок 2.33 – Схема сил, действующих на КТС при разгоне с нагрузкой
Мощность N_α , дополнив уравнение мощностного баланса также относится к невоспроизводимому параметру, зависящему от условий движения КТС.

Для процесса движения КТС с нагрузкой без ускорения, уравнение (2.156) мощностного баланса будет иметь вид, Вт:

$$\sum N_{Ki} + N_W + \sum N_{fi} + N_\alpha = 0. \quad (2.158)$$

2.7.4 Процесс разгона КТС на покрытии «МИКСТ»

Для режима движения КТС, при котором происходит буксование одного или нескольких ведущих колёс (рисунок 2.34), мощностной баланс целесообразно записать относительно мощности N_{Ki} , передаваемой от двигателя через трансмиссию к i -м ведущему буксующему колесу.

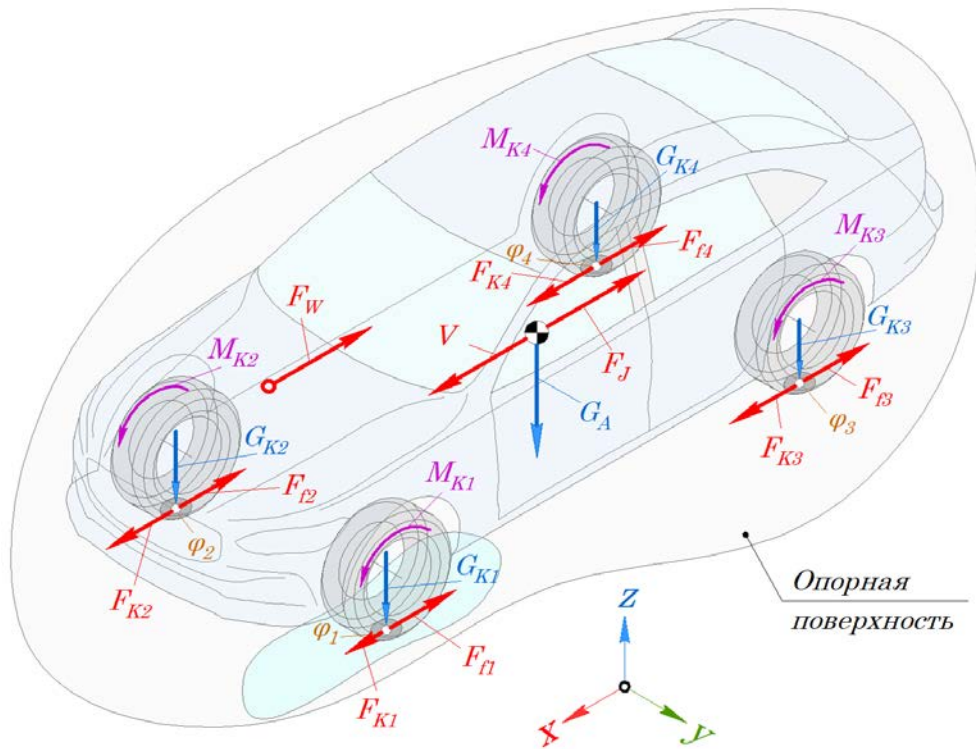


Рисунок 2.34 – Схема сил, действующих на КТС при разгоне на покрытии «МИКСТ»

Обусловлено это тем, что общая мощность на колёсах ведущей оси, ввиду функционирования межколёсного дифференциала будет определяться максимальной силой сцепления F_{Ki} , реализованной на буксующем, т.е. забегающем колесе при низком значении коэффициента сцепления φ_i , Вт:

$$N_{Ki} \leq N_W + \sum N_J + \sum N_{fi}. \quad (2.159)$$

В этом случае целесообразно мощность N_{Ki} определять по параметрам сцепления, Вт:

$$N_{Ki} = F_{Ki} \cdot V_{Ki} = G_{Ki} \cdot \varphi_i \cdot V_{Ki}; \quad (2.160)$$

где G_{Ki} – вес КТС, приходящийся на i -е ведущее колесо, Н.

Мощность N_{Ki} относится к воспроизводимому типу параметров при реализации эквивалентных процессов стендовым методом, поскольку имитация изменения коэффициента сцепления φ_i может быть достигнута изменением состояния кинематической цепи в трансмиссии стенда, либо варьированием её инерционных характеристик.

Процесс буксования колёса при функционировании КТС на стенде будет иметь некоторые отличия от динамики КТС в дорожных условиях, поэтому составляющая параметра мощности N_{JK} является частично воспроизводимой.

2.7.5 Процесс выбега и торможения КТС

Выбег КТС происходит под воздействием инерционной мощности $\sum N_J$, которой противодействуют мощность аэродинамического сопротивления N_W и мощность сопротивления качению $\sum N_{fi}$, Вт:

$$\sum N_J \leq N_W + \sum N_{fi}. \quad (2.161)$$

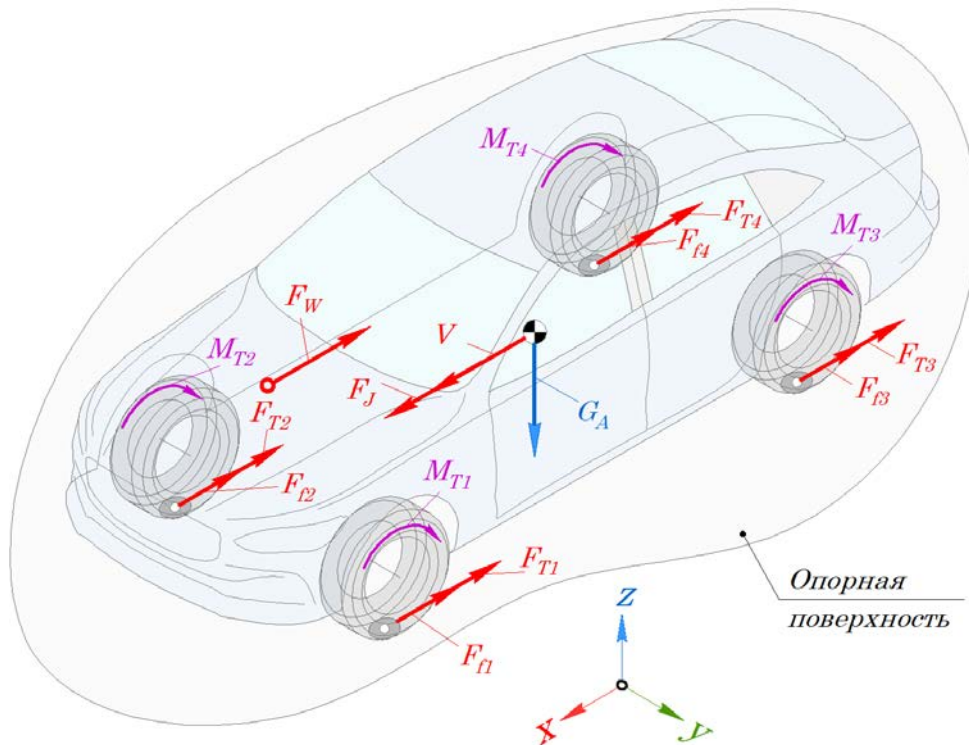


Рисунок 2.35 – Схема сил, действующих на КТС в процессе торможения

Параметры, входящие в выражение (2.161), определяются по формулам (2.148), (2.149) и (2.154). В процессе торможения КТС (рисунок 2.35), если сделать допущение о том, что все тормозящие колёса находятся в оптимальных условиях сцепления с опорной поверхностью, выражение (2.161), определяющее режим движения, будет дополнено мощностью торможения $\sum N_{Ti}$, Вт:

$$\sum N_J \leq N_W + \sum N_{fi} + \sum N_{Ti}. \quad (2.162)$$

Мощность торможения обусловлена тормозными силами F_{Ti} на колёсах КТС, Вт:

$$\sum N_{Ti} = \sum F_{Ti} \cdot V. \quad (2.163)$$

Мощность $\sum N_{Ti}$ воспроизводима на стенде, поскольку тормозные силы, образующие её полностью зависят от КТС.

2.7.6 Процесс торможения КТС на покрытии «МИКСТ»

В процессе торможения КТС в реальных дорожных условиях может возникнуть резкое уменьшение скорости одного или нескольких тормозящих колёс по отношению к другим колёсам (рисунок 2.36), вызванное низкими сцепными свойствами, определяющимися коэффициентом сцепления φ_i .

Реализованная тормозная сила, определяемая сцепными свойствами на таком колесе меньше, чем на остальных, соответственно угловая скорость колеса в этих условиях при значительном тормозном моменте M_{Ti} изменяется с резким уменьшением по отношению к скорости других колёс.

Уравнение мощностного баланса для такого режима будет иметь вид (2.163), однако мощность торможения $\sum N_{Ti}$, определяемая тормозными силами должна зависеть от коэффициентов сцепления φ_i , Вт:

$$\sum N_{Ti} = \sum F_{Ti} \cdot V = \sum G_{Ki} \cdot V_{Ki} \cdot \varphi_i. \quad (2.164)$$

Мощность N_{Ti} относится к воспроизводимому типу параметров при реализации эквивалентных процессов стендовым методом, поскольку имитация изменения коэффициента сцепления φ_i может быть достигнута изменением состояния кинематической цепи в трансмиссии стенда, либо варьированием её инерционных характеристик.

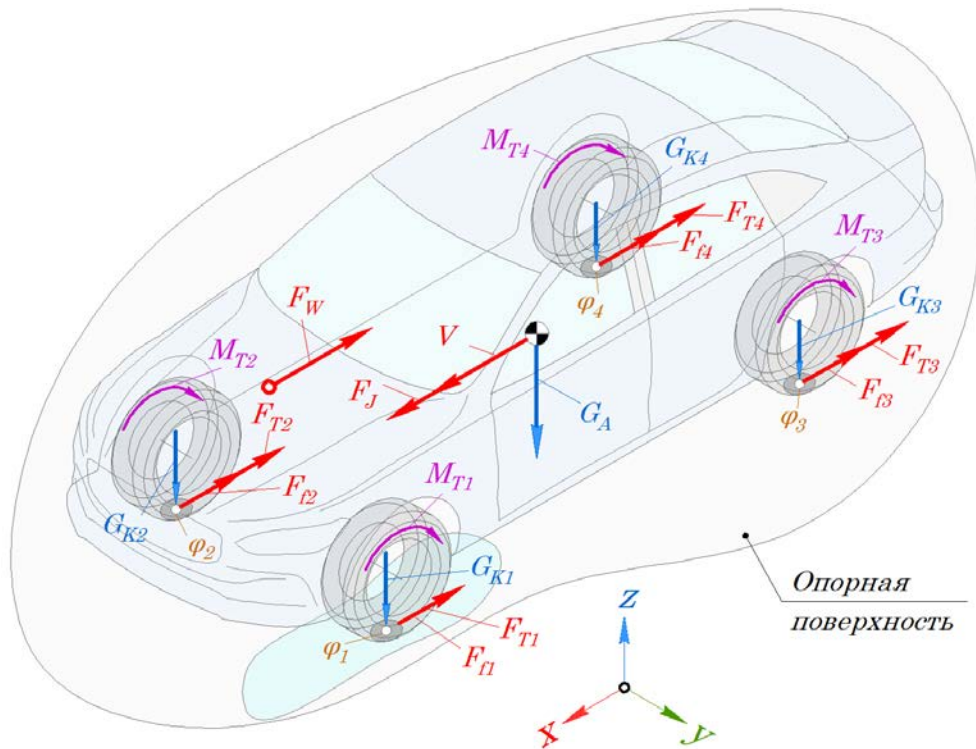


Рисунок 2.36 – Схема сил, действующих на КТС в процессе торможения на покрытии «МИКСТ»

Динамика процесса имитации покрытия «МИКСТ» при функционировании КТС на стенде будет иметь отличия от динамики КТС в дорожных условиях, поэтому составляющая мощности N_j по (2.162) является частично воспроизводимой.

2.7.7 Процесс бокового заноса КТС

При движении КТС в реальных дорожных условиях, вследствие плохого сцепления шин с дорожным покрытием, резким манёвром или по другой причине, может возникнуть боковой занос (рисунок 2.37). Следовательно, помимо движения в продольном направлении, которое может быть описано одним из приведённых ранее режимов по выражениям (2.143), (2.144), (2.155), (2.156), (2.159), (2.162) и (2.164), КТС будет испытывать отклонение от заданной траектории на угол γ_A . Тогда процесс движения КТС с возникшим боковым заносом дополнится уравнением динамики относительно оси oZ , рад/с²:

$$J_{ZA} \cdot \frac{d^2 \gamma_A}{dt^2} = M_{ZA}; \quad (2.165)$$

где M_{ZA} – момент, действующий на КТС при его заносе, обусловленный причиной заноса, Нм.

Стоит учитывать, что с точки зрения управляемости и устойчивости КТС наиболее опасным считается занос задней оси. В случае заноса передней оси, возникающая центробежная сила F_{JY} уменьшает углы увода передних колёс δ_i , таким образом траектория движения стабилизируется, а занос автоматически устраняется.

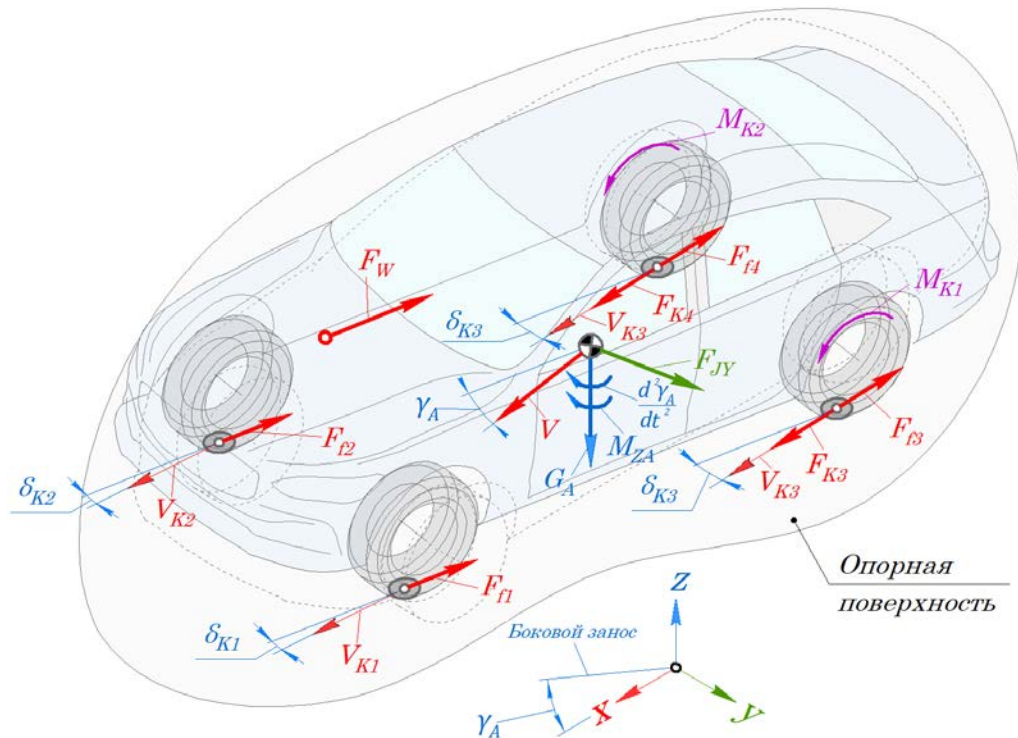


Рисунок 2.37 – Схема сил, действующих на КТС в процессе бокового заноса

При возникновении заноса задней оси, углы увода δ_{K3} и δ_{K4} больше углов увода колёс передней оси δ_{K1} и δ_{K2} , возникает скольжение задних колёс. В этом случае на КТС начинает действовать центробежная сила F_{JY} , которая увеличивает углы увода δ_{K3} и δ_{K4} , что в конечном итоге приводит к интенсификации заноса задней оси, а следовательно и заноса всего КТС.

Поворот КТС будет сопровождаться с угловым ускорением $d^2\gamma_A/dt^2$, которое обеспечено моментом M_{ZA} . Параметры $d^2\gamma_A/dt^2$ и M_{ZA} можно отнести к воспроизводимым, так как их изменение может быть реализовано поворотом либо КТС относительно стенда, либо поворотом КТС со стендом одновременно.

2.8 Формирование процессов, эквивалентных реальным дорожным условиям, при функционировании КТС на стенде и обоснование тестовых режимов

Протекание процессов функционирования КТС на стенде, с точки зрения имитации режимов системы «КТС-Стенд», должно происходить с соблюдением определённых условий функционирования в реальных ситуациях, которые можно сформулировать как:

- 1) условие возможности вращения ведущими колёсами КТС беговых барабанов стенда;
- 2) условие задания установившихся режимов функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами;
- 3) условие задания динамических режимов функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами;
- 4) условие синхронности вращения всех колёс КТС на стенде с беговыми барабанами.

Условие возможности вращения ведущими колёсами КТС беговых барабанов стенда определяется силами взаимодействия между шиной колеса и беговыми барабанами, которое можно выразить через неравенство:

$$F_{fij} \leq F_{Kij} \leq R_{Xij}; \quad (2.166)$$

где F_{fij} – сила сопротивления качению шины i -го колеса КТС на j -м беговом барабане, Н;

F_{Kij} – сила тяги i -го колеса КТС на j -м беговом барабане, Н;

R_{Xij} – продольная реакция шины i -го колеса на j -м беговом барабане, Н.

Задание установившихся режимов функционирования стенда должно соблюдаться с точки зрения мощностных параметров, которые сопровождают установившиеся режимы работы КТС в реальных дорожных условиях. Соответственно, силы, которые действуют на КТС при движении по дороге должны быть симитированы и воспроизведены в стендовых условиях при сопоставимой скорости движения, Н:

$$F_{\text{д}} \cdot V = F_{\text{и}} \cdot V_{\text{и}}; \quad (2.167)$$

где $F_{\text{д}}$ – невоспроизводимые силовые параметры, Н;

$F_{\text{и}}$ – параметры, эквивалентные невоспроизводимым или частично воспроизводимым, имитируемые в стендовых условиях, Н;

$V_{\text{и}}$ – скорость КТС, имитируемая на стенде, м/с.

Это условие достижимо с применением силового метода контроля технического состояния КТС на стенде с использованием силовых устройств, позволяющих устанавливать заданное значение имитируемой силы $F_{\text{и}}$ для определённого тестового режима со скоростью его имитации $V_{\text{и}}$.

Динамические режимы функционирования КТС на стенде должны соответствовать режимам функционирования КТС в дорожных условиях на переходных, неустановившихся режимах. Это соответствие можно выразить сопоставимостью кинетической энергии $E_{\text{д}}$ ускоряющегося или замедляющегося КТС, движущегося по дороге, с суммарной кинетической энергией вращения $\sum E_{\text{и}}$ разгона или замедления нагрузочных устройств стенда при имитации выбранного режима, Дж:

$$E_{\text{д}} = \sum E_{\text{и}}. \quad (2.168)$$

Переходными процессами будет сопровождаться буксование или резкое замедление одного или нескольких колёс КТС на стенде, которое можно охарактеризовать угловой скоростью $d\alpha_{\text{д}}/dt$. В стендовых условиях этот процесс в результате имитирования режима движения КТС должен соответствовать угловой скорости колеса $d\alpha_{\text{и}}/dt$, рад/с:

$$\frac{d\alpha_{\text{д}i}}{dt} = \frac{d\alpha_{\text{и}i}}{dt}. \quad (2.169)$$

Угловая скорость колеса $d\alpha_{\text{д}i}/dt$ КТС, функционирующего в реальных дорожных условиях, определяется моментом инерции $J_{\text{К}i}$, крутящим $M_{\text{К}i}$ или тормозным моментами $M_{\text{Т}i}$, а также коэффициентом сцепления φ_i .

Угловая скорость колеса $d\alpha_{\text{и}i}/dt$ КТС, функционирующего в стендовых условиях обусловлена как моментом инерции $J_{\text{К}i}$ самого колеса, так и моментами

инерции беговых барабанов J_{ij} , крутящим M_{Ki} или тормозным моментами M_{Ti} , коэффициентом сцепления φ_{ij} шины с поверхностями барабанов и фрикционным моментом управляющих устройств – муфт M_{Ci} , благодаря которому осуществляется связь беговых барабанов с трансмиссией стенда.

Для соответствия условия, приведённого по выражению (2.169), перечисленные параметры должны быть определены и в процессе имитации определённого режима функционирования КТС на стенде установлены в заданных значениях. Это условие достижимо с применением динамического, инерционного метода контроля технического состояния КТС на стенде с использованием инерционных и фрикционных устройств, позволяющих задавать соответствующее значение необходимых параметров тестовому режиму.

Условие синхронности вращения всех колёс КТС достигается за счёт кинематически соединённого контура трансмиссии стенда, при котором должно достигаться условие равенства угловой скорости вращения всех беговых барабанов, рад/с:

$$\omega_{11} = \omega_{12} = \omega_{21} = \omega_{22} = \omega_{31} = \omega_{32} = \omega_{41} = \omega_{42}. \quad (2.170)$$

2.8.1 Тестовый режим разгона КТС без нагрузки

В процессе разгона КТС на стенде с беговыми барабанами (рисунок 2.38), его ведущие колёса за счёт сил тяги F_{Ki} приводят во вращение беговые барабаны и трансмиссию стенда, включающую в себя муфты сцепления, маховые массы и ротор электродинамического тормоза. Поток мощности распространяется по трансмиссии стенда (см. рисунок 2.22) от беговых барабанов через цепные передачи и фрикционные муфты на маховые массы, редукторы и замыкается на электродинамическом тормозе. Поскольку трансмиссия стенда кинематически замкнута, а фрикционные муфты передают весь поступающий момент, то при вращении одного из элементов, происходит передача вращения ко всем остальным элементам. В случае разгона ведущих колёс КТС, колёса ведомой оси вращаются, приводимые от беговых барабанов. Если КТС с полным приводом, то вращение всех беговых

барабанов осуществляется от всех ведущих колёс.

Разгон ведущих колёс КТС на стенде сопровождается действием следующих силовых и инерционных параметров. Вращение j -х беговых барабанов стенда обеспечивается силами тяги F_{Kij} на i -х колёсах ведущих осей КТС. В пятнах контакта i -х колёс с цилиндрическими поверхностями j -х беговых барабанов действуют противоположно направленные силам тяги F_{Kij} силы $F_{Иij}$, представляющие собой имитируемые стендом частично либо невозпроизводимые силовые параметры выбранного режима функционирования КТС, а также силовые и инерционные параметры, характерные исключительно для процесса функционирования стенда.

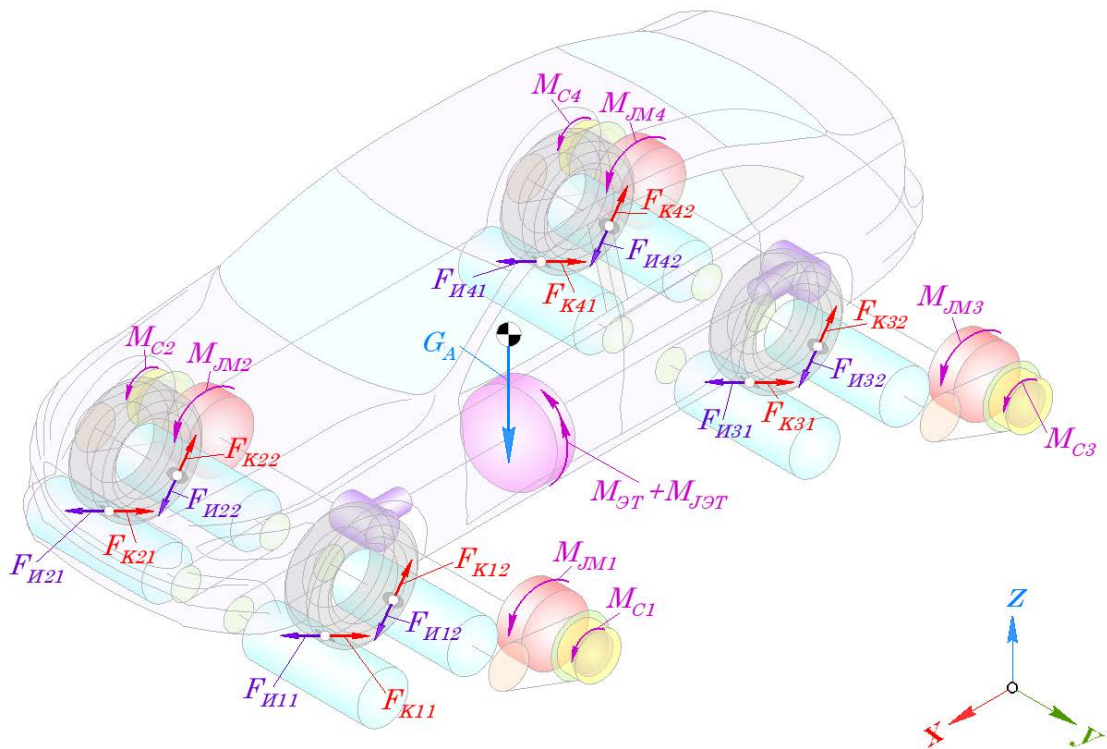


Рисунок 2.38 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса разгона без нагрузки на стенде с беговыми барабанами

Если при имитации режима разгона КТС на стенде, принять окружную скорость разгона беговых барабанов $V_{Бij}$ за скорость разгона V , то уравнение мощностного баланса для этого режима можно в упрощённом виде записать, Вт:

$$\sum N_{Ki} > \sum N_{Иij} + N_{JK} + N_{JE}, \quad (2.171)$$

или, Н:

$$\sum F_{Ki} \cdot V_{Bij} > \sum F_{Iij} \cdot V_{Bij} + N_{JK} + N_{JE}. \quad (2.172)$$

Силы имитации $\sum F_{Iij}$ зависят от:

- 1) силовых составляющих – сил сопротивления F_{fij} качению шины i -го колеса на j -беговом барабане; сил $F_{ТПn}$, образованных моментами трения в подшипниковых опорах стенда, муфтах и передачах, учёт которых можно осуществить коэффициентами диссипации $d_{П}$; сил сопротивления $F_{ЭTij}$, образованных тормозным моментом $M_{ЭT}$ электродинамического тормоза;
- 2) инерционных составляющих – инерционных моментов, обусловленных моментами инерции J_{Mi} нагружающих устройств – маховых масс, моментом инерции ротора электродинамического тормоза $J_{ЭT}$ и моментами инерции самих беговых барабанов J_{Bij} стенда.

С точки зрения приведения всех этих параметров к силам имитации F_{Iij} , то они, для отдельной взятой пары беговых барабанов могут быть ограничены фрикционными муфтами за счёт изменения момента трения – M_{Ci} . При этом рассеивание потока мощности на потери преодоления сил трения $F_{ТПn}$ учитывается за счёт КПД передач.

При формировании процесса разгона КТС на стенде с беговыми барабанами обратимся к уравнению мощностного баланса (2.143), записав его в развёрнутой форме с учётом входящих в него параметров, Вт:

$$\sum N_{Ki} > N_W + N_{JA} + N_{JK} + N_{JE} + \sum N_{fi}. \quad (2.173)$$

Анализ составляющих развёрнутого уравнения (2.173) показывает, что невоспроизводимыми параметрами, которые необходимо имитировать в стендовых условиях являются: мощность аэродинамического сопротивления N_W , мощность N_{JA} , затрачиваемая на преодоление силы инерции поступательного движения КТС и мощность $\sum N_{fi}$ сопротивления качению. Тогда, в процессе задания тестового режима, мощность $\sum N_{Iij}$, имитируемая на стенде невоспроизводимые и частично воспроизводимые параметры, должна соответствовать этим параметрам, Вт:

$$\sum N_{Иij} = N_W + N_{JA} + \sum N_{fi}. \quad (2.174)$$

Для имитации этих параметров заменим каждый из них на имитируемый с соответствующим обозначением, Вт:

$$\sum N_{Иij} = N_{WИ} + N_{JAИ} + \sum N_{fИi}. \quad (2.175)$$

Имитация мощности $N_{WИ}$, затрачиваемой на преодоление аэродинамического сопротивления реализуется электродинамическим тормозом, Вт:

$$N_{WИ} = \sum F_{WИij} \cdot V_{Bij}. \quad (2.176)$$

Тормозной момент $M_{WЭТ}$ в этом случае должен быть приведён через трансмиссию стенда к силе $\sum F_{WИij}$:

$$M_{WЭТ} = \frac{\sum F_{WИij} \cdot r_B}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot \eta_{ЦCi}}; \quad (2.177)$$

где $M_{WЭТ}$ – составляющая тормозного момента электродинамического тормоза при имитации мощности $N_{WИ}$, Н·м;

i_{Pi}, η_{Pi} – передаточное число и КПД редуктора стенда (см. рисунок 2.22);

$i_{ЦCi}, \eta_{ЦCi}$ – передаточное число и КПД цепной передачи привода беговых барабанов (см. рисунок 2.22);

r_B – радиус бегового барабана, м.

Так как, в соответствии с условием (2.176) задания установившихся режимов функционирования КТС на стенде, имитируемая сила $\sum F_{WИij}$ должна соответствовать силе аэродинамического сопротивления F_W для тестового режима, то момент $M_{WЭТ}$ с учётом выражения (2.177) можно рассчитать по формуле, Нм:

$$M_{WЭТ} = \frac{0,5 \cdot c_X \cdot \rho \cdot s_W \cdot V_{Bij}^2 \cdot r_B}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot \eta_{ЦCi}}. \quad (2.178)$$

Поскольку имитация мощности $N_{WИ}$ будет осуществляться на всех тестовых режимах, и ввиду того, что при некоторых из них, окружные скорости беговых барабанов могут отличаться между собой, то значение окружной скорости V_{Bij}

беговых барабанов следует привести к частоте вращения ротора $\omega_{ЭТ}$ тормоза по выражению, рад/с:

$$\omega_{ЭТ} = \frac{\omega_{Бij}}{i_{Pi} \cdot i_{ЦCi}} = \frac{V_{Бij}}{i_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot r_{Б}}, \quad (2.179)$$

тогда выражение (2.178) будет иметь вид, Н·м:

$$M_{WЭТ} = \frac{0,5 \cdot c_X \cdot \rho \cdot s_W \cdot \omega_{ЭТ}^2 \cdot i_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot r_{Б}^3}{\eta_{Pi} \cdot \eta_{ЦCi}}. \quad (2.180)$$

Используя рассчитанное значение составляющей момента $M_{WЭТ}$ по формуле (2.179), в выражении (2.176) можно задать имитируемую силу $\sum F_{Wij}$ аэродинамического сопротивления в соответствии с параметрами КТС, входящими в уравнение (2.148).

Процесс имитации мощности N_{JAI} , затрачиваемой на преодоление силы инерции поступательного движения КТС должен осуществляться в соответствии с условием задания динамических режимов функционирования КТС на стенде (2.175). Тогда выражение (2.168) равенства кинетической энергии $E_{д}$ ускоряющегося КТС, движущегося в дорожных условиях, и кинетической энергией $\sum E_{и}$ разгона нагрузочных устройств стенда при имитации режима разгона будет иметь вид, Дж:

$$E_{д} = \sum E_{и} = \frac{m_A \cdot V^2}{2} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}, \quad (2.181)$$

где J – момент инерции маховой массы при разгоне КТС, кг·м²;

ω – угловая скорость маховой массы, рад/с.

Очевидно, что момент инерции J маховой массы будет выступать мерой инерции поступательного движения КТС, то есть имитировать массу m_A КТС в тестовом режиме. Аналогично, поступательная скорость V разгона КТС может быть заменена угловой скоростью ω маховой массы. Поскольку в качестве маховых масс в стенде могут выступать массивные вращающиеся элементы его трансмиссии, то кинетическая энергия $\sum E_{и}$ будет складываться как сумма кинетических энергий отдельно взятых элементов. Уравнение (2.181) преобразуется к виду, Дж:

$$E_d = \sum E_{и} = \frac{m_A \cdot V^2}{2} = \sum \frac{J_{ij} \cdot \omega_{Бij}^2}{2} + \sum \frac{J_{Mi} \cdot \omega_{Mi}^2}{2} + \frac{J_{ЭТ} \cdot \omega_{ЭТ}^2}{2}, \quad (2.182)$$

где J_{ij} – момент инерции бегового барабана и приводных валов с муфтами привода (см. рисунок 2.22), кг·м²;

J_{Mi} – момент инерции маховых масс с вращающимися элементами фрикционных муфт, кг·м²;

$J_{ЭТ}$ – момент инерции ротора электродинамического тормоза с вращающимися элементами редукторов кг·м²;

$\omega_{Бij}$ – угловая скорость бегового барабана, рад/с;

ω_{Mi} – угловая скорость маховой массы, рад/с;

$\omega_{ЭТ}$ – угловая скорость ротора электродинамического тормоза, рад/с.

Поскольку приведение инерционных составляющих вращающихся элементов трансмиссии стенда относительно беговых барабанов зависит от передаточного числа передач, то процесс имитации мощности $N_{JAИ}$, затрачиваемой на преодоление силы инерции поступательного движения КТС, может быть сформирован из следующих составляющих, Вт:

$$N_{JA} = N_{JAИ} = N_{Jij} + N_{JMi} + N_{JЭТ}, \quad (2.183)$$

где N_{Jij} , N_{JMi} , $N_{JЭТ}$ – мощности, затрачиваемые на разгон беговых барабанов, маховых масс и ротора электродинамического тормоза соответственно, Вт.

Составляющие мощности $N_{JAИ}$ в выражении (2.183) можно записать в развёрнутом виде по силовым параметрам, действующим относительно беговых барабанов, Вт:

$$N_{JAИ} = \sum F_{Jij} \cdot V_{Бij} + \sum F_{JMi} \cdot V_{Бij} + F_{JЭТ} \cdot V_{Бij}, \quad (2.184)$$

где $\sum F_{Jij}$ – сила инерции при разгоне беговых барабанов, Н;

$\sum F_{JMi}$ – приведённая к беговым барабанам сила инерции при разгоне маховых масс, Н;

$F_{JЭТ}$ – приведённая к беговым барабанам сила инерции при разгоне ротора электродинамического тормоза, Н.

Сила инерции разгона беговых барабанов $\sum F_{Jij}$ определяется по выражению, Н:

$$\sum F_{Jij} = \sum J_{ij} \cdot \frac{d\omega_{Bij}}{dt} \cdot \frac{1}{r_B}. \quad (2.185)$$

Сила инерции разгона маховых масс $\sum F_{JMi}$, приведённая к беговому барабану, определяется по выражению, Н:

$$\sum F_{JMi} = \sum J_{Mi} \cdot \frac{d\omega_{Bij}}{dt} \cdot \frac{i_{\text{ЦCi}} \cdot \eta_{\text{ЦCi}}}{r_B}. \quad (2.186)$$

Сила инерции разгона ротора электродинамического тормоза $F_{JЭТ}$, приведённая к беговому барабану, определяется по формуле, Н:

$$F_{JЭТ} = J_{ЭТ} \cdot \frac{d\omega_{Bij}}{dt} \cdot \frac{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{\text{ЦCi}} \cdot \eta_{\text{ЦCi}}}{r_B}. \quad (2.187)$$

Совместное решение уравнений (2.184), (2.185) и (2.186) позволяет определить моменты инерции J_{Mi} маховых масс и беговых барабанов J_{ij} для КТС с определённой массой. Момент инерции ротора электродинамического тормоза $J_{ЭТ}$ в выражениях (2.182) и (2.187), по причине его определённого изготовителем значения, не вычисляется, а принимается. Задание инерционной составляющей имитируемой мощности $N_{J\text{АИ}}$ также может производиться за счёт передаточного числа $i_{\text{ЦCi}}$ цепной передачи привода маховых масс.

Мощность $\sum N_{f\text{Иi}}$, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления качению шин колёс КТС, при имитации на стенде с беговыми барабанами складывается из следующих составляющих, Вт:

$$\sum N_{f\text{Иi}} = \sum F_{fij} \cdot V_{Bij} + \sum F_{f\text{Иij}} \cdot V_{Bij}; \quad (2.188)$$

где $\sum F_{fij}$ – сила сопротивления качению шины по поверхности бегового барабана, Н;

$\sum F_{f\text{Иij}}$ – добавочная сила, имитирующая сопротивление качению за счёт тормозного момента электродинамического тормоза, приведённая к беговым барабанам, Н.

Сила $\sum F_{fij}$ сопротивления качению шины по поверхности бегового барабана ввиду меньшего радиуса кривизны и наличия двух пятен контакта шины с беговыми барабанами может быть больше, чем сила сопротивления качению шины колеса КТС в дорожных условиях $\sum F_{fi}$. Сила $\sum F_{fij}$ может быть определена по экспериментальным зависимостям, как функция вида, Н:

$$\sum F_{fij} = f(G_{Ki}, V_{ij}, P_{\text{Ш}i}); \quad (2.189)$$

где $P_{\text{Ш}i}$ – давление воздуха в шине i -го колеса, Па.

Входящие в зависимость (2.189) нормальная нагрузка G_{Ki} , приходящаяся на колесо и окружная скорость V_{Bij} беговых барабанов являются известными параметрами, которые характеризуют тестовый режим. Тогда за счёт корректировки давления воздуха в шине $P_{\text{Ш}i}$, силу $\sum F_{fij}$ можно уменьшить, приблизив её значение к силе $\sum F_{fi}$, Н:

$$\sum F_{\text{И}fij} = \sum F_{fi} - \sum F_{fij}. \quad (2.190)$$

Если сила $\sum F_{fij}$ будет меньше или больше той силы, которая имитируется в тестовом режиме $\sum F_{fi}$, тогда полученная разница в силовом эквиваленте восполняется за счёт составляющей тормозного момента $M_{f\text{ЭТ}}$ электродинамического тормоза, которую, преобразовав уравнение (2.190) относительно сил, можно рассчитать по выражению, Н·м:

$$M_{f\text{ЭТ}} = \frac{\sum F_{\text{И}fij} \cdot r_{\text{Б}}}{i_{\text{Pi}} \cdot \eta_{\text{Pi}} \cdot i_{\text{ЦCi}} \cdot \eta_{\text{ЦCi}}}. \quad (2.191)$$

В более развёрнутом виде выражение (2.191) с учётом формулы (2.154), если принять за окружную скорость колеса V_{Ki} скорость бегового барабана V_{Bij} составляющая тормозного момента определится как, Н·м:

$$M_{f\text{ЭТ}} = \frac{\left(\sum G_{Ki} \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{Bij}^2}{1543} \right) - \sum F_{fij} \right) \cdot r_{\text{Б}}}{i_{\text{Pi}} \cdot \eta_{\text{Pi}} \cdot i_{\text{ЦCi}} \cdot \eta_{\text{ЦCi}}}; \quad (2.192)$$

или, если привести расчёт к угловой скорости ротора электродинамического

тормоза, Н·м:

$$M_{fЭТ} = \frac{\left(\sum G_{Ki} \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{(\omega_{ЭТ} \cdot i_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot r_B)^2}{1543} \right) - \sum F_{fij} \right) \cdot r_B}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot \eta_{ЦCi}}. \quad (2.193)$$

Общий тормозной момент $M_{ЭТ}$, развиваемый ротором электродинамического тормоза для тестового режима определяется с учётом выражений (2.180) и (2.193) как сумма его составляющих, Н·м:

$$M_{ЭТ} = M_{WЭТ} + M_{fЭТ}. \quad (2.194)$$

Использование электродинамического тормоза может быть осуществлено также в случае, если сила $\sum F_{fij}$ будет выше силы $\sum F_{fi}$. Тогда разность, полученная по формуле (2.190), будет отрицательна, соответственно, составляющая тормозного момента $M_{fЭТ}$ будет также отрицательная. В этом случае, электродинамический тормоз не будет развивать полный момент $M_{ЭТ}$, ослабляя составляющую $M_{WЭТ}$.

Таким образом, решение общего уравнения (2.173) баланса мощностей с использованием параметров, характеризующих тестовый режим процесса функционирования КТС, движущегося с разгоном по горизонтальной дороге, можно имитировать в стендовых условиях.

2.8.2 Тестовый режим движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки

По достижении определённой, заданной скорости разгона беговых барабанов ведущими колёсами КТС на стенде реализуется тестовый режим движения КТС с постоянной скоростью без нагрузки (рисунок 2.39).

В процессе функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами, при имитации движения с постоянной скоростью ($V_{Bij} = const$), его ведущие колёса за счёт сил тяги F_{Ki} приводят во вращение барабаны и трансмиссию стенда, включающую в себя муфты сцепления, маховые массы и ротор электродинамического тормоза. В отличие от предыдущего тестового режима, инерционная составляющая в

имитируемой силе $\sum F_{Иij}$ и мощности, затрачиваемые на разгон вращающихся деталей трансмиссии и колёс КТС N_{JK} и N_{JE} будут отсутствовать. Поэтому, уравнение мощностного баланса будет иметь вид, Вт:

$$\sum N_{Ki} = \sum N_{Иij}, \quad (2.195)$$

или, Н:

$$\sum F_{Ki} \cdot V_{Бij} > \sum F_{Иij} \cdot V_{Бij}. \quad (2.196)$$

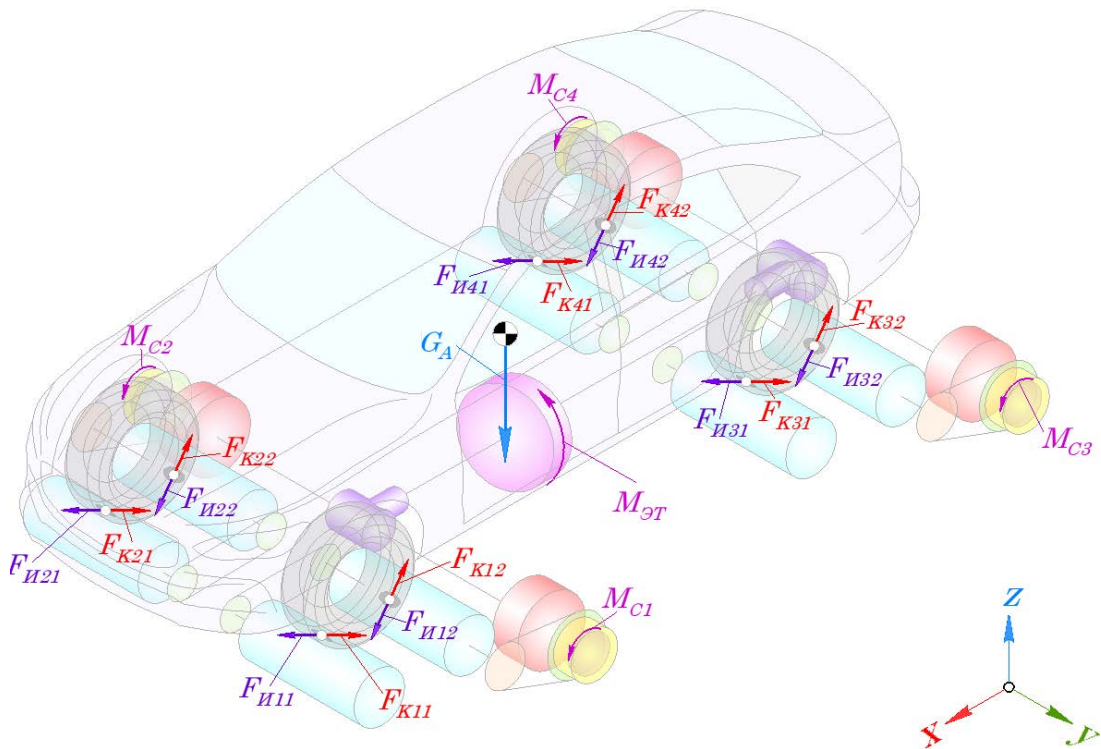


Рисунок 2.39 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса движения с постоянной скоростью без нагрузки на стенде с беговыми барабанами

Составляющая $\sum N_{Иij}$ будет определяться имитируемой мощностью аэродинамического сопротивления $N_{Wи}$ и мощностью $\sum N_{fиi}$ сопротивления качению, Вт:

$$\sum N_{Иij} = N_{Wи} + \sum N_{fиi}. \quad (2.197)$$

Параметры, составляющие уравнение (2.197) определяются по (2.176) и (2.188).

2.8.3 Тестовый режим движения КТС с нагрузкой

При разгоне ведущих колёс КТС на стенде с беговыми барабанами (рисунок 2.40) с имитацией нагрузки, поток мощности распространяется по трансмиссии стенда аналогично предыдущим тестовым режимам. Силы тяги F_{Ki} колёс ведущей оси КТС приводят во вращение барабаны и трансмиссию стенда, которая, за счёт функционирования электродинамического тормоза догружается дополнительно составляющей тормозного момента. В этом случае используется общее уравнение (2.197) баланса мощностей, описывающих тестовый режим и рассматриваемый процесс. Имитируемая мощность $\sum N_{Иij}$ будет дополнена составляющей нагрузки, Вт:

$$\sum N_{Иij} = N_{WИ} + N_{JАИ} + \sum N_{fИi} + N_{\alphaИ}. \quad (2.198)$$

где $N_{\alphaИ}$ – мощность, имитируемая нагрузку, Вт.

Мощность $N_{\alphaИ}$ может быть определена по выражению, Вт:

$$N_{\alphaИ} = F_{\alphaИ} \cdot V_{Бij} = F_{\text{доп}} \cdot V_{Бij}; \quad (2.199)$$

где $F_{\alphaИ}$ – сила, имитируемая дополнительную нагрузку, Н.

В выражении (2.199) сила $F_{\alphaИ}$ может быть заменена другой силой дополнительного нагружения $F_{\text{доп}}$.

Составляющая тормозного момента $M_{WЭТ}$ электродинамического тормоза, которая будет определять силу $F_{\alphaИ}$ рассчитывается по формуле, Н·м:

$$M_{\alphaЭТ} = \frac{F_{\alphaИ} \cdot r_{Б}}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot \eta_{ЦCi}} = M_{ЭТ\text{доп}}. \quad (2.200)$$

Или в развёрнутом виде, Н·м:

$$M_{\alphaЭТ} = \frac{m_A \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot r_{Б}}{i_{Pi} \cdot \eta_{Pi} \cdot i_{ЦCi} \cdot \eta_{ЦCi}}. \quad (2.201)$$

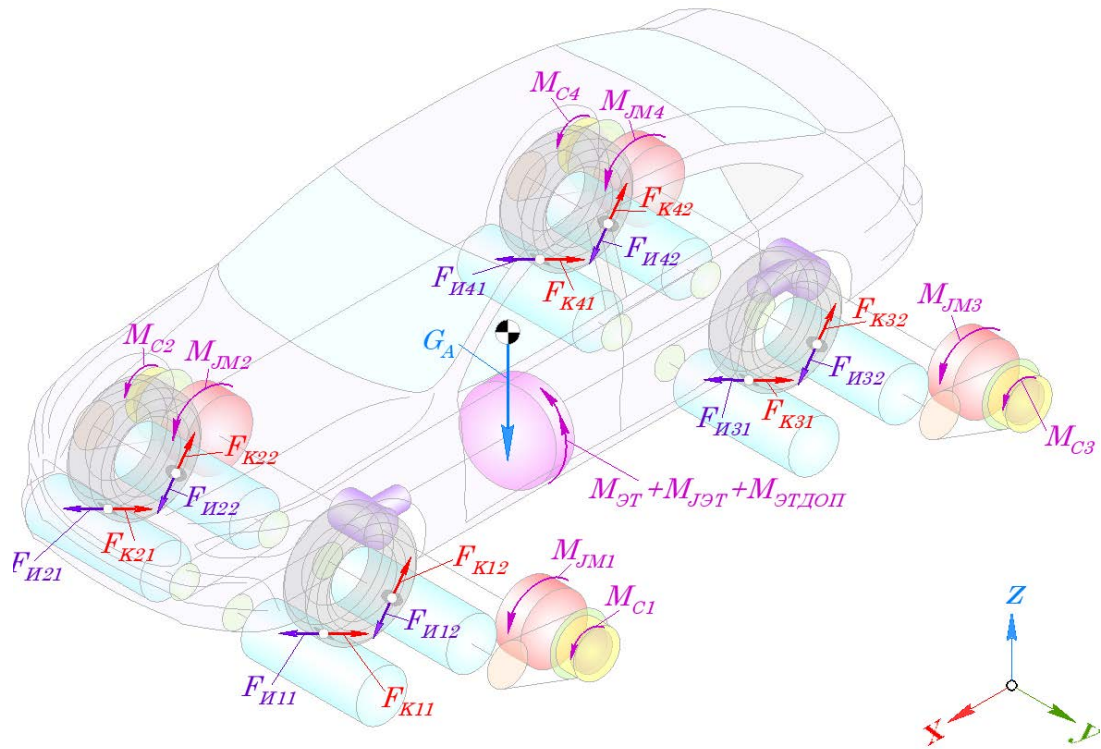


Рисунок 2.40 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса разгона с нагрузкой на стенде с беговыми барабанами

Общий тормозной момент $M_{ЭТ}$, развиваемый ротором электродинамического тормоза для тестового режима функционирования КТС с нагрузкой будет, в отличие от выражения (2.194), рассчитываться по формуле, Н·м:

$$M_{ЭТ} = M_{WЭТ} + M_{fЭТ} + M_{\alphaЭТ}. \quad (2.202)$$

В случае имитации движения КТС без ускорения, но с нагрузкой, использующееся общее уравнение (2.198) баланса мощностей, описывающее тестовый режим, будет лишено инерционных составляющих. Тогда имитируемая мощность $\sum N_{Иij}$ будет определяться по выражению, Вт:

$$\sum N_{Иij} = N_{WИ} + \sum N_{fИi} + N_{\alphaИ}. \quad (2.203)$$

2.8.4 Тестовый режим разгона КТС на покрытии «МИКСТ»

Для имитации в стендовых условиях режима движения КТС, с буксованием одного или нескольких ведущих колёс (рисунок 2.41), как это происходит при движении КТС на покрытии «МИКСТ» ($\varphi_{Л} \neq \varphi_{П}$), мощностной баланс целесообразно

записать относительно мощности N_{Ki} , передаваемой от двигателя через трансмиссию на i -м ведущем забегающем колесе, Вт:

$$\sum N_{Ki} \geq \sum N_{Иij} + N_{JK} + N_{JE}, \quad (2.204)$$

или, Н:

$$\sum F_{Ki} \cdot V_{Bij} \geq \sum F_{Иij} \cdot V_{Bij} + N_{JK} + N_{JE}. \quad (2.205)$$

Выражения (2.204) и (2.205) показывают отсутствие разгона ведущими колёсами КТС трансмиссии стенда по причине низкой мощности, подводимой к ведущим колёсам $\sum N_{Ki}$. Уменьшение мощности $\sum N_{Ki}$ обусловлено буксованием одного или нескольких колёс при низком значении коэффициента сцепления φ_i в дорожных условиях. При задании снижения тяговой мощности $\sum N_{Ki}$ на стенде с беговыми барабанами, невозможно максимально точно повторить описанный процесс, но приблизиться к этому условию вполне возможно.

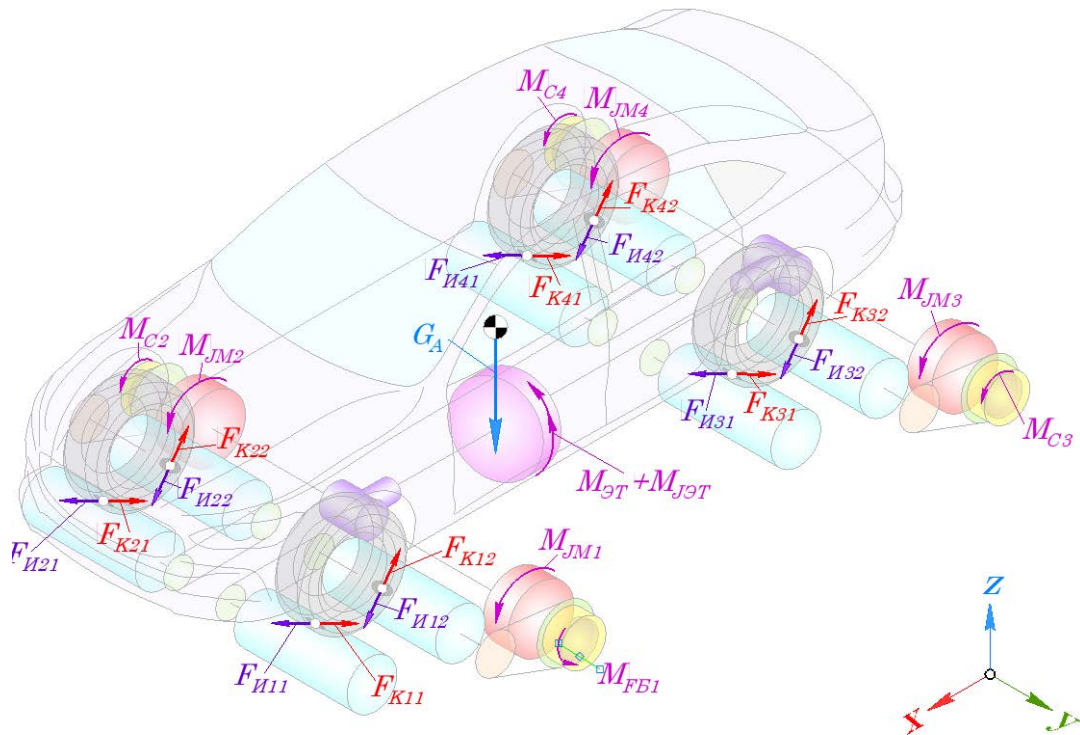


Рисунок 2.41 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса разгона КТС на покрытии «МИКСТ»

Мощность, которая будет реализовываться забегающим колесом КТС при разгоне беговых барабанов стенда можно сопоставить с мощностью, Вт:

$$N_{Ki} = F_{Ki} \cdot V_{Ki} = G_{Ki} \cdot \varphi_i \cdot V_{Ki} \cong \sum F_{\text{И}ij} \cdot V_{\text{Б}ij}. \quad (2.206)$$

Тогда динамика процесса разгона забегающего колеса в дорожных условиях должна быть сопоставима с динамикой разгона колесом беговых барабанов стенда.

Выразить это условие можно через соответствие угловых ускорений колеса, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{Ki}}{dt} = \frac{M_{Ki} - M_{fi} - M_{\varphi i}}{J_{ki}} \cong \frac{d\omega_{\text{И}Ki}}{dt} = \frac{M_{Ki} - \sum M_{fij} - \sum M_{\text{Б}\varphi ij}}{J_{ki}}; \quad (2.207)$$

где M_{fi} – момент сопротивления качению i -го колеса в дорожных условиях, Н·м;

$M_{\varphi i}$ – момент сцепления шины i -го колеса в дорожных условиях, Н·м;

$\sum M_{fij}$ – момент сопротивления качению i -го колеса на беговых барабанах стенда, Н·м;

$\sum M_{\text{Б}\varphi ij}$ – момент сцепления шины i -го колеса на беговых барабанах стенда, Н·м.

Момент M_{fi} сопротивления качению i -го колеса в дорожных условиях определяется по выражению, Н·м:

$$M_{fi} = F_{fi} \cdot r_{kCi}. \quad (2.208)$$

Момент $M_{\varphi i}$ сцепления шины i -го колеса в дорожных условиях рассчитывается по формуле, Н·м:

$$M_{\varphi i} = F_{Ki} \cdot r_{kCi} = R_{Xi} \cdot r_{kCi}. \quad (2.209)$$

Момент сопротивления качению i -го колеса на беговых барабанах стенда рассчитывается по уравнению, Н·м:

$$\sum M_{fij} = \sum F_{fij} \cdot r_{kCi}. \quad (2.210)$$

Момент сцепления шины i -го колеса на беговых барабанах стенда определяется по формуле, Н·м:

$$\sum M_{\text{Б}\varphi ij} = \sum F_{Kij} \cdot r_{kCi} = \sum R_{Xij} \cdot r_{kCi}. \quad (2.211)$$

Поскольку момент сцепления $\sum M_{B\varphi ij}$ является функцией продольных реакций $\sum R_{Xij}$, которые зависят от проскальзывания S_{ij} шины в пятне контакта с беговыми барабанами стенда, то их значение будет определяться динамикой вращения беговых барабанов. Тогда при близких значениях моментов M_{fi} и $\sum M_{fij}$ имитация буксования колеса КТС в стендовых условиях будет напрямую зависеть от динамики вращения беговых барабанов, которую можно определить по дифференциальному уравнению, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{ij}}{dt} = \frac{\sum M_{B\varphi ij} - M_{FBij}}{\sum J_{ij}}; \quad (2.212)$$

где $M_{B\varphi ij}$ – момент по сцеплению на беговом барабане, Н·м.

Реализовать имитацию этого процесса можно за счёт рассоединения беговых барабанов от трансмиссии стенда, исключив тем самым инерционный момент разгона маховых масс. Момент M_{FBij} , указанный в (2.212), передаваемый на беговой барабан необходимо обеспечить при отключении беговых барабанов от трансмиссии стенда. Для имитации разницы коэффициентов сцепления φ на забегающем колесе КТС, необходимо поддерживать меньший инерционный момент, подводимый к его беговым барабанам, который можно обеспечить за счёт момента инерции дополнительного маховика, соединённого с фрикционной муфтой, Н·м.

$$M_{FBij} = J_{M6i} \cdot \frac{d\omega_{Ci}}{dt}. \quad (2.213)$$

где J_{M6i} – момент инерции маховика, соединённого с фрикционной муфтой забегающего колеса, кг·м²;

$d\omega_{Ci}/dt$ – угловое ускорение маховика, соединённого с фрикционной муфтой, рад/с².

Таким образом, при полностью включенных муфтах, на все пары беговых барабанов стенда передаётся имитируемый момент, который будет реализован в ранее представленных тестовых режимах. Если происходит отключение фрикционной муфты до полного разъединения пары беговых барабанов от трансмиссии стенда, то процесс разгона забегающего колеса будет определяться только

моментами $\sum M_{fij}$ сопротивления качению, моментами инерции J_{ij} беговых барабанов и добавочным моментом инерции маховика, соединённого с фрикционной муфтой J_{M6i} . В этом случае можно имитировать процесс разгона или торможения на покрытии «МИКСТ». На рисунке 2.41 фрикционный момент муфты не показан, т.е. $M_{Ci} = 0$, что иллюстрирует буксование переднего левого колеса КТС. Инерционный момент M_{Fbij} будет оказывать меньшее сопротивление разгону на буксующем, забегающем, колесе КТС, по сравнению с отстающим колесом, таким образом обеспечив имитацию разности коэффициентов сцепления ведущих колёс на стенде ($\varphi_L \neq \varphi_P$, т.е. имитация покрытия «МИКСТ»). Чтобы указанные эквивалентные процессы были максимально приближены к реальным дорожным, необходимо выполнение следующих условий:

$$\begin{cases} M_{fi} \rightarrow \sum M_{fij}; \\ J_{M6i} \rightarrow \text{optim}; \\ \sum J_{ij} \rightarrow \text{min}. \end{cases} \quad (2.214)$$

2.8.5 Тестовый режим выбега и торможения КТС

Тестовый режим выбега и торможения КТС на стенде с беговыми барабанами будет отличаться от предыдущих по направлению потока мощности. Накопленная кинетическая энергия $\sum E_{и}$ поступает ко всем беговым барабанам от энергоаккумуляторов, представляющих собой маховые массы стенда, через карданные и цепные передачи, редукторы и фрикционные муфты за счёт кинематической замкнутости трансмиссии стенда (см. рисунок 2.22). Для тестового режима выбега КТС, с точки зрения мощностей, описывающих этот процесс, будет справедливо выражение, Вт:

$$N_{JAI} + N_{JK} + N_{JE} \leq N_{WI} + \sum N_{fii}. \quad (2.215)$$

Тестовый режим торможения (рисунок 2.42) будет сопровождаться мощностью $\sum N_{Tij}$, определённой тормозными силами $\sum F_{Tij}$.

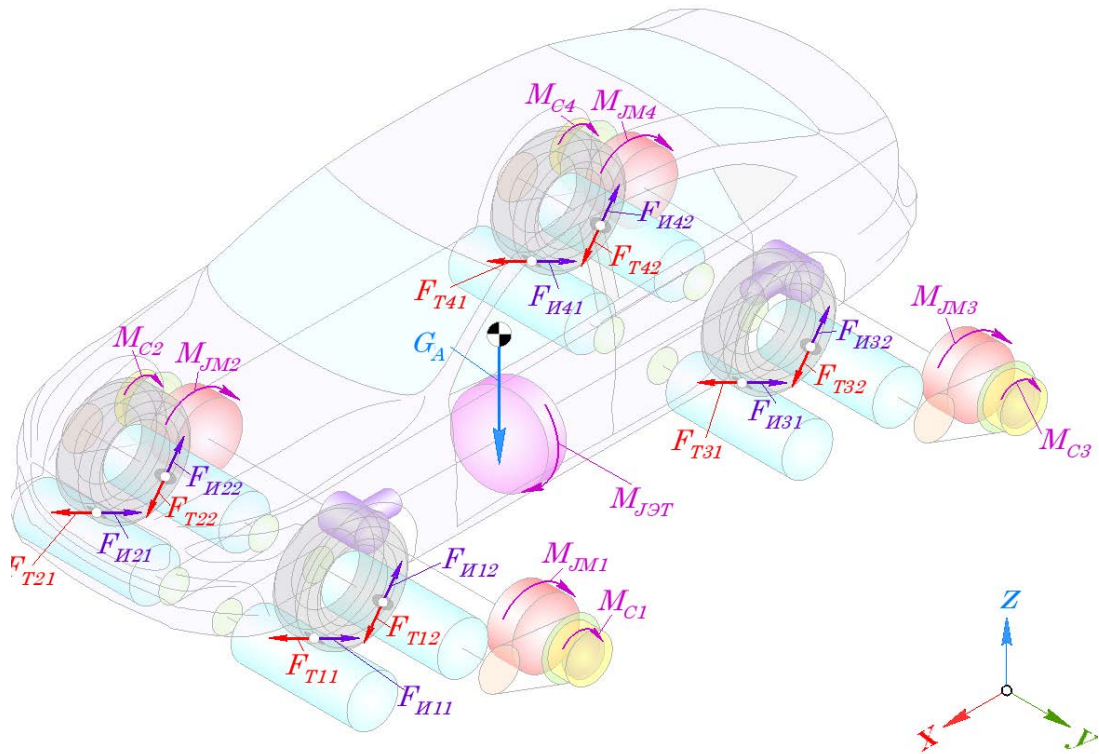


Рисунок 2.42 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса торможения

Тогда уравнение (2.215) преобразуется к виду, с учётом тормозных сил $\sum F_{Tij}$, Вт:

$$N_{JAI} + N_{JK} + N_{JE} \leq N_{WИ} + \sum N_{fИi} + \sum N_{Tij}; \quad (2.216)$$

или, Вт:

$$N_{JAI} + N_{JK} + N_{JE} \leq N_{WИ} + \sum N_{fИi} + \sum F_{Tij} \cdot V_{Bij}. \quad (2.217)$$

Составляющие имитируемых мощностей N_{JAI} , $N_{WИ}$ и $\sum N_{fИi}$ для тестового режима выбега и торможения рассчитываются аналогично предыдущим тестовым режимам по выражениям (2.176), (2.184) и (2.188) для определённого КТС.

2.8.6 Тестовый режим торможения КТС на покрытии «МИКСТ»

В процессе торможения одного или нескольких колёс КТС с имитацией покрытия «МИКСТ», уравнение мощностей, отражающих этот процесс будет определяться аналогично тестовому режиму разгона КТС на покрытии «МИКСТ».

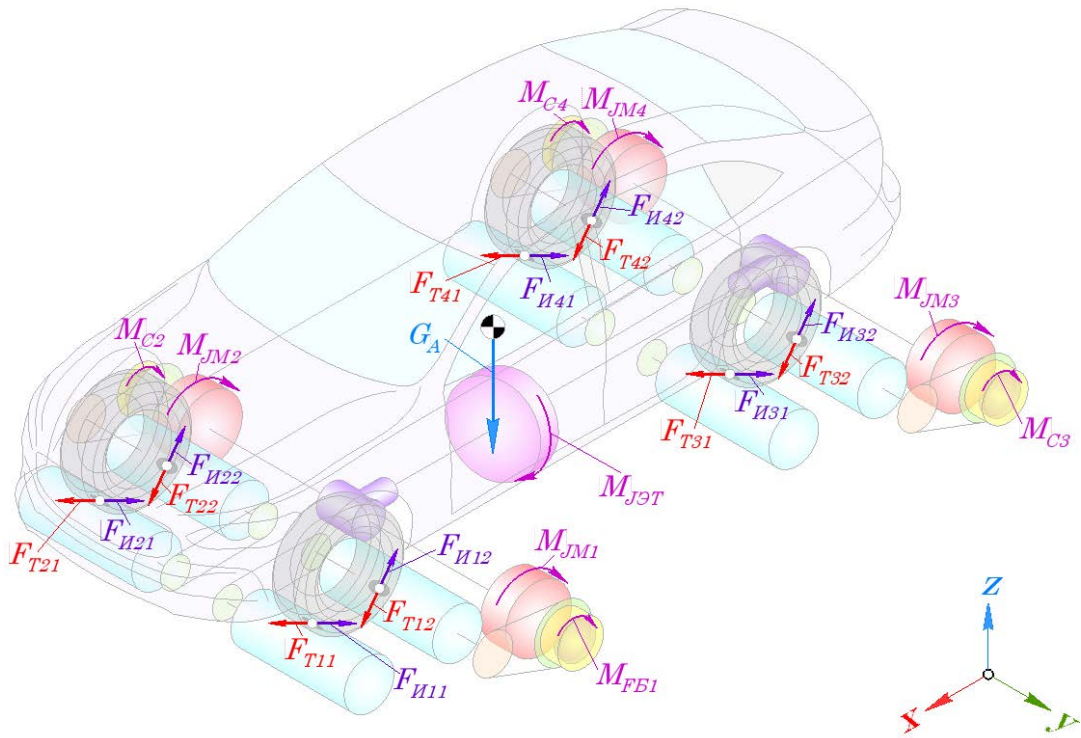


Рисунок 2.43 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса торможения КТС на покрытии «МИКСТ»

Принцип имитации покрытия «МИКСТ» (рисунок 2.43) основан на эквивалентности динамики замедляющегося колеса КТС при торможении в дорожных условиях на опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления и динамики замедления колеса КТС в стендовых условиях, рад/с²:

$$\frac{d\omega_{ki}}{dt} = \frac{M_{\varphi i} - M_{Ti} - M_{fi}}{J_{ki}} \cong \frac{d\omega_{икi}}{dt} = \frac{\sum M_{Б\varphi ij} - M_{Ki} - \sum M_{fij}}{J_{ki}}. \quad (2.218)$$

где M_{Ti} – тормозной момент i -го колеса, Н·м.

Момент M_{fi} сопротивления качению i -го колеса в дорожных условиях, момент $M_{\varphi i}$ сцепления шины i -го колеса в дорожных условиях, момент $\sum M_{fij}$ сопротивления качению i -го колеса на беговых барабанах стенда и момент $\sum M_{Б\varphi ij}$ сцепления шины i -го колеса на беговых барабанах стенда определяется по уравнениям (2.208), (2.209), (2.210) и (2.211).

2.8.7 Тестовый режим бокового заноса КТС

Возникновение бокового заноса задней оси КТС, происходящего при движении в дорожных условиях, сопровождается поворотом КТС на угол γ_A . В стендовых условиях угловое ускорение поворота КТС должно быть равно боковому ускорению КТС и стенда (рисунок 2.44). Тестовый режим бокового заноса можно описать дифференциальным уравнением, рад/с²:

$$\frac{d^2\gamma_A}{dt^2} = \frac{d^2\gamma_C}{dt^2} = \frac{d^2\gamma_{ИА}}{dt^2}; \quad (2.219)$$

где γ_C – угол поворота стенда, рад; $\gamma_{ИА}$ – угол поворота КТС при тестовом режиме бокового заноса, рад.

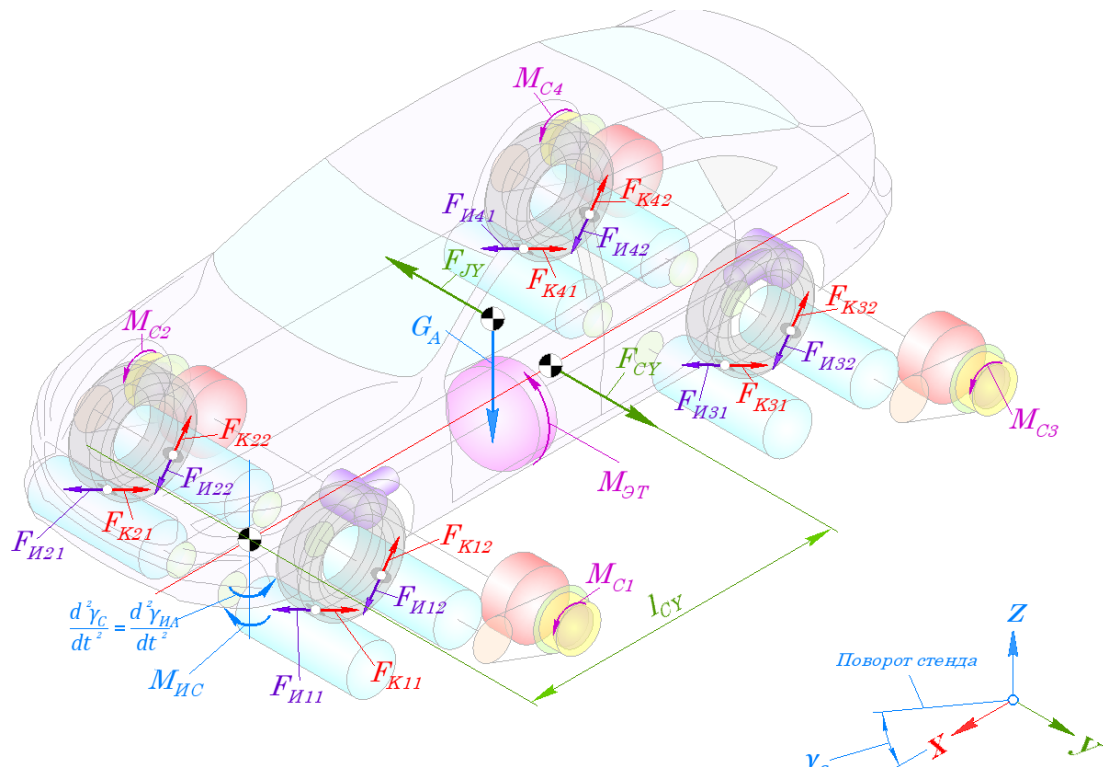


Рисунок 2.44 – Схема сил, действующих на КТС при имитации процесса бокового заноса КТС

Боковое ускорение при реализации тестового режима должно определяться моментом $M_{ИС}$, приложенным к оси вращения стенда. Поскольку наиболее опасным считается занос задней оси КТС, то ось, относительно которой прикладывается момент $M_{ИС}$, расположена с пересечением центра передней оси КТС. Тогда уравнение динамики поворота стенда вместе с КТС будет иметь вид, рад/с²:

$$\frac{d^2\gamma_C}{dt^2} = \frac{d^2\gamma_{ИА}}{dt^2} = \frac{M_{ИС}}{\sum J_{СА}}; \quad (2.220)$$

где $\sum J_{СА}$ – момент инерции системы «КСТ-Стенд», кг·м².

Угловое ускорение системы «КТС-Стенд» определяется моментом $M_{ИС}$, который определяется по формуле, Н·м:

$$M_{ИС} = \frac{F_{СУ} \cdot l_{СУ}}{\eta_{СУ}}; \quad (2.221)$$

где $F_{СУ}$ – сила, прикладываемая к корпусу стенда для задания тестового режима, Н;

$l_{СУ}$ – плечо приложения силы $F_{СУ}$, м;

$\eta_{СУ}$ – КПД привода.

Поворот стенда должен обеспечиваться с заданной угловой скоростью $d\gamma_C/dt$, поэтому стенд должен обладать приводом, мощность которого можно определить по выражению, Вт:

$$N_{ЗС} = M_{ИС} \cdot \frac{d\gamma_C}{dt}. \quad (2.222)$$

Таким образом, при задании и регулировании силы $F_{СУ}$ можно добиться заданного значения углового ускорения системы «КТС-Стенд», при котором возможно исследование КТС с ДСКС.

2.9 Комплекс моделей в ПК «Универсальный механизм»

Разработка комплекса математических моделей, описание которых приведено в предыдущих разделах, а также проведение расчётов для проверки теоретических основ по обоснованию тестовых режимов производилось в программном комплексе «Универсальный механизм-9», версия 9.1.3.5 64 bit [193, 194, 195, 196, 197, 198].

Разработка математических моделей стенда и КТС в виде трёхмерных тел, выполненных графическими объектами с заданными массами m и моментами инерции J , описанием элементов силового и кинематического взаимодействия

между телами, синтез уравнений движения, а также задание параметров, характеризующих свойства элементов моделей производилось в программе ввода данных «UM Input». Внешний вид окна программы ввода данных с моделью станда показан на рис. 2.45.

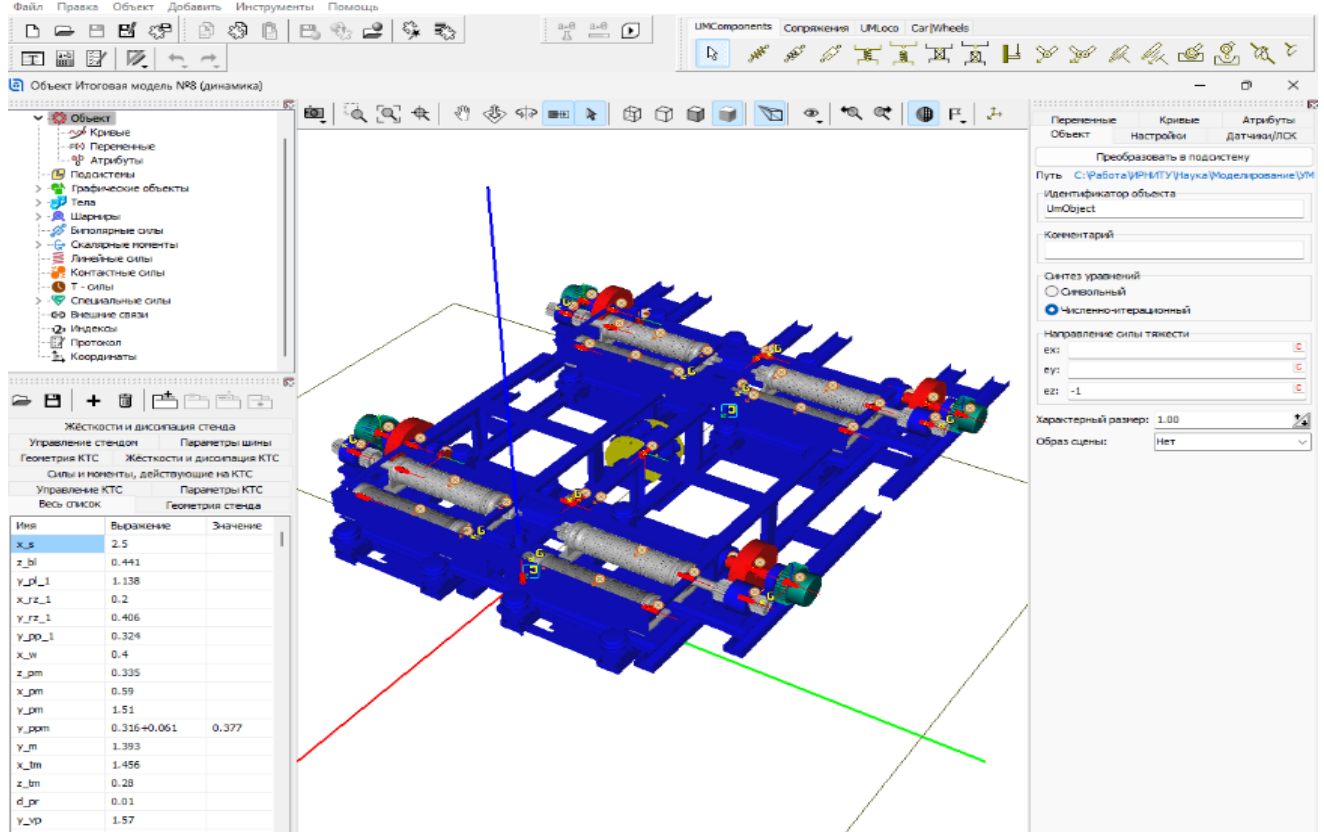


Рис. 2.45 – Внешний вид окна программы «UM Input» с моделью станда [196]

Тела, которые содержатся в комплексе моделей созданы на основе графических объектов типа «ASC», импортированных из среды «Компас-3D V19» с сохранением инерционных характеристик. Тела, у которых варьировались инерционные параметры, были скорректированы инструментами ПК «Универсальный механизм». Взаимное положение тел в моделях задавалось шарнирными связями, типа «Обобщённый шарнир», в свойствах которых указывались параметры: коэффициенты диссипации, жёсткости и внешние силы и моменты. Настройка шарниров осуществлялась с использованием идентификаторов моделей и переменных в программе ввода данных. Силовое взаимодействие между шинами колёс КТС и опорными поверхностями, задание моментов выходных элементов силовых установок и пр. осуществлялось инструментами «Т-силы» и «Скалярные моменты» при

помощи идентификаторов, значения которых определялись по описанным в разделах главы уравнениями. Механические передачи, а также зубчатые и цепные передачи моделировались с использованием инструмента моделирования трансмиссий «*UM Driveline*».

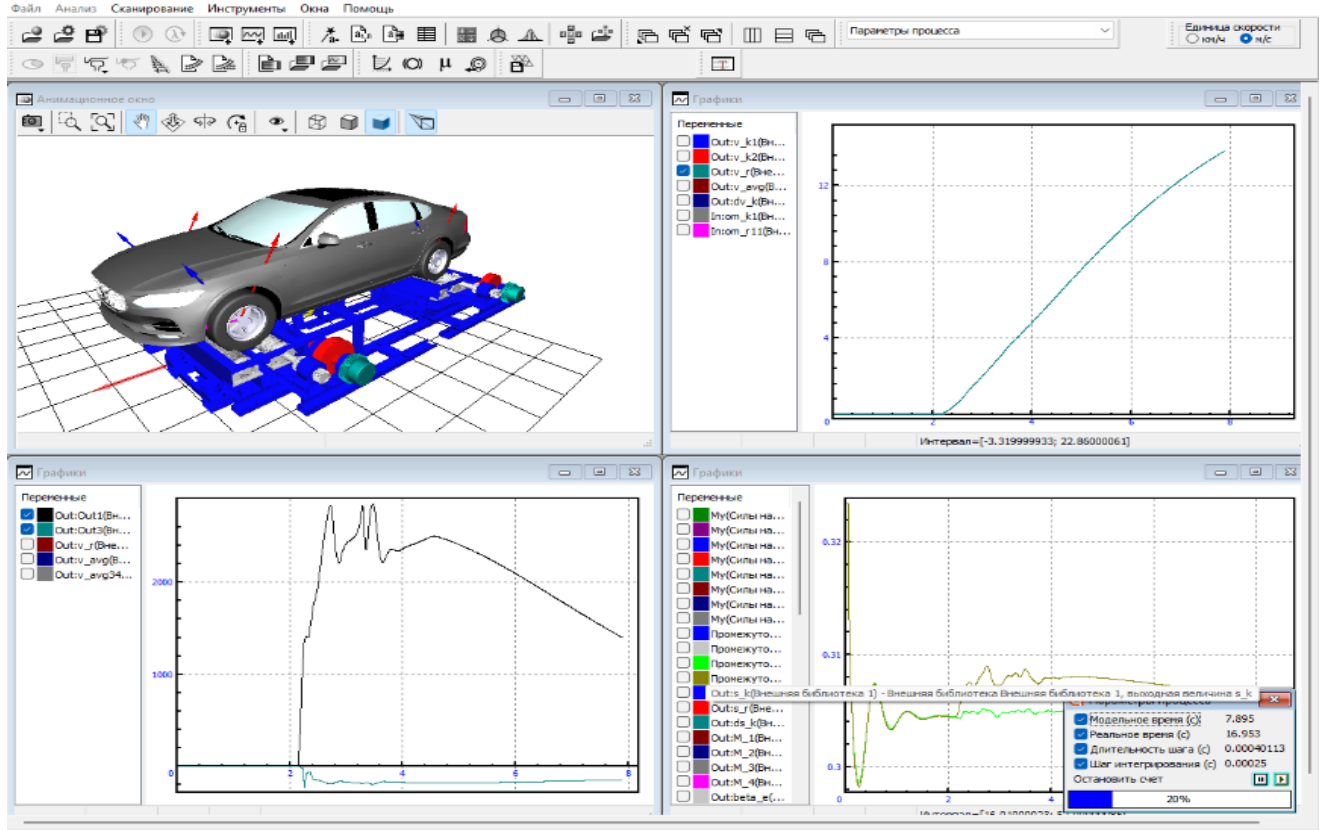


Рисунок 2.46 – Внешний вид окна программы «*UM Simulation*» с текущим расчётом комплекса моделей системы «*KTC-Стенд*» при определении параметров тестового режима разгона на стенде [197]

Запуск расчёта по синтезированным уравнениям движения осуществлялся в программе моделирования «*UM Simulation*». На рисунках 2.46 и 2.47 показаны внешние виды окон программы «*UM Simulation*» с текущим расчётом комплекса моделей системы «*KTC-Стенд*» при определении параметров тестового режима разгона на стенде и с текущим расчётом модели подсистемы «*KTC*» при определении параметров режима разгона в дорожных условиях. В программе «*UM Simulation*» производились процедуры отладки моделей, их настройка, вывод итоговых данных, а также сохранение результатов аналитического исследования.

Сканирование пространства выходных параметров в зависимости от

влияющих на них факторов и условий функционирования комплекса моделей осуществлялось при помощи инструмента многовариантных расчётов «*UM Experiments*».

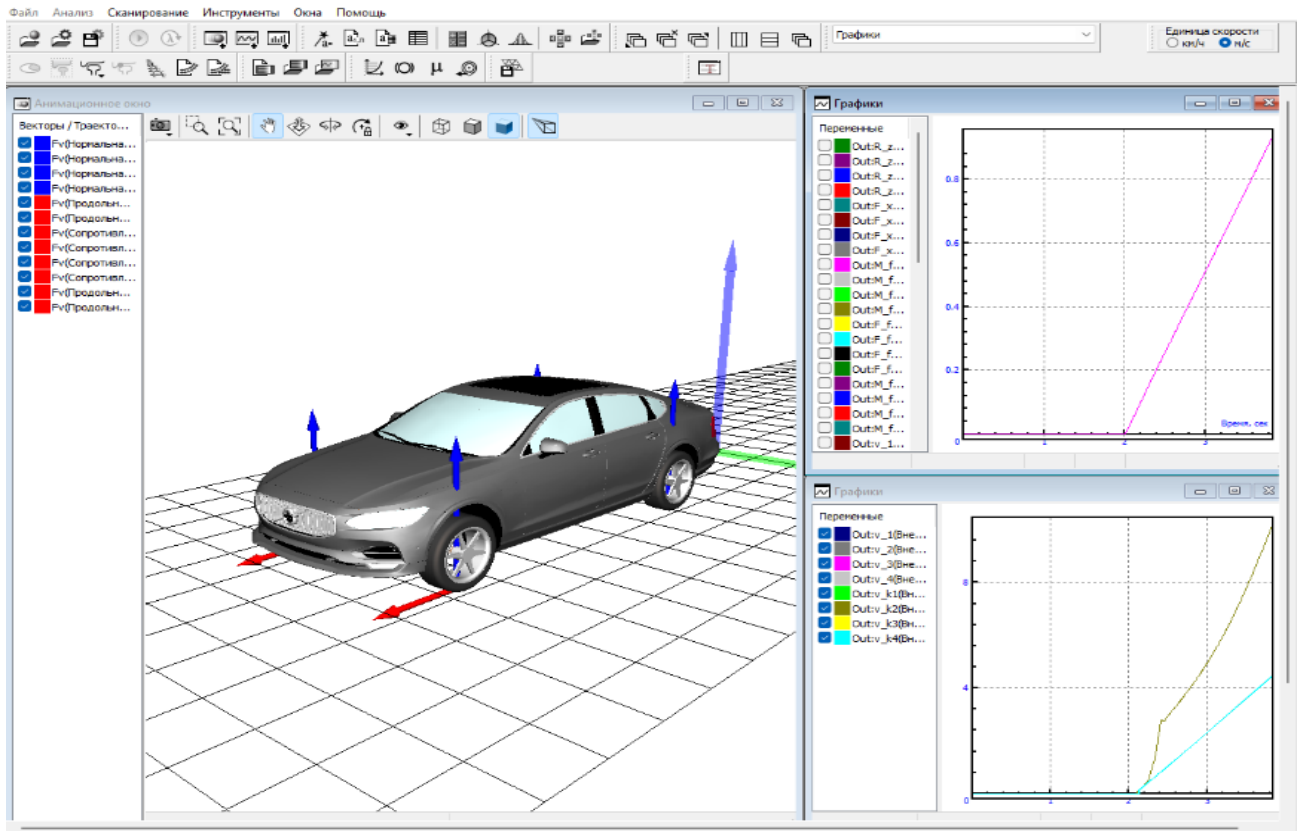


Рисунок 2.47 – Внешний вид окна программы «*UM Simulation*» с текущим расчётом модели подсистемы «*КТС*» при определении параметров режима разгона в дорожных условиях [197]

Модель шины А.Б. Дика, математические описания автоматизированных систем, их алгоритмов функционирования, уравнения динамики гидравлических и электрических устройств, описание ЭГ, ДВС, ВВБ, логики управления подсистемами «*КТС*» и «*Стенд*», а также логики задания параметров тестовых режимов и режимов функционирования подсистемы «*КТС*» в дорожных условиях производилось инструментами редактора структурных схем «*UM Block Editor*» из модуля «*UM Control*» (рисунок 2.48).

Структурные схемы, описанные в редакторе «*UM Block Editor*», подключаются к идентификаторам моделей ПК «*Универсальный механизм*» с помощью инструмента «*Мастер связи с внешними библиотеками*» в программе «*UM*

Simulation».

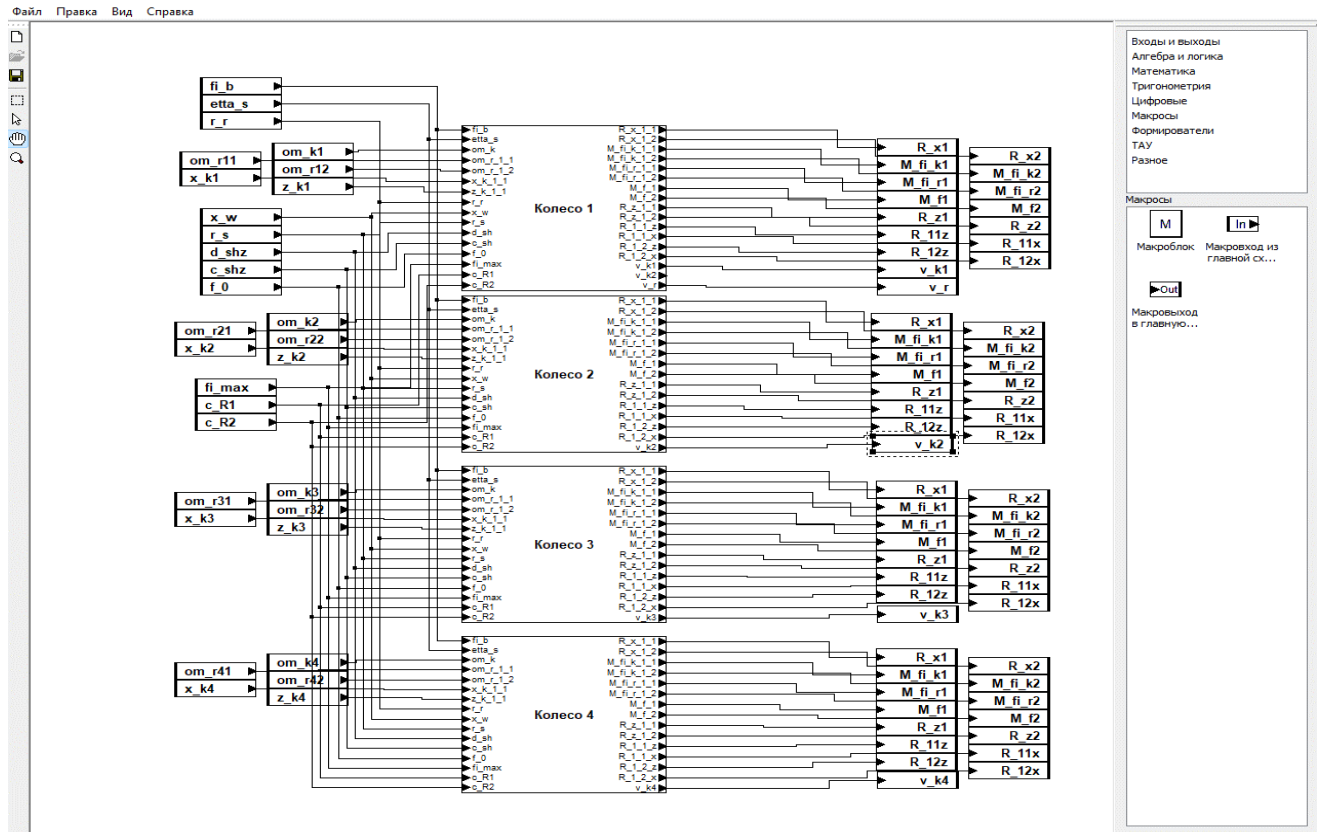


Рисунок 2.48 – Внешний вид окна редактора структурных схем «UM Block Editor» с блоками математического описания модели шины А.Б. Дика [198]

2.10 Выводы по главе

1. Разработанная структурная схема исследуемого процесса в виде системы «КТС-Стенд» позволяет выполнять анализ взаимосвязей между входящими в её состав компонентами, обеспечивает возможность проведения аналитических исследований процесса функционирования КТС на стендах с беговыми барабанами, выявления функциональных связей между её элементами.

2. Разработан комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд», учитывающих конструктивные и функциональные особенности, входящих в неё элементов: динамические свойства масс КТС учитывающие жесткости систем поддрессоривания, фрикционные и динамические характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и функциональные свойства традиционных, ЭСУ и ГСУ, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные,

диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами.

3. Разработанные теоретические основы аналитических исследований КТС на стендах, включающие комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд» позволяют в реальном масштабе времени выполнять имитационное моделирование процессов функционирования КТС на стендах с беговыми барабанами (*с их традиционными, ЭСУ и ГСУ, с автоматизированными системами АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и их агрегатами*), оптимизировать тестовые режимы функционирования КТС на стендах; выявлять функциональные связи между измеряемыми на стенде параметрами КТС и параметрами рабочих процессов их компонентов, а также конструктивными параметрами стенда; выполнять оптимизацию конструкции стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4. Теоретические основы позволяют разрабатывать методику обоснования тестовых режимов, позволяющих выполнять исследования, испытания, экспертизу и диагностику КТС и их компонентов в стендовых условиях; методику получения функциональных зависимостей измеряемых на стендах параметров КТС от исследуемых параметров и конструктивных параметров стендов; методику оптимизации конструкции и силового расчета стендов, а также методику подготовки КТС к исследованиям на стендах с беговыми барабанами, обеспечивающую максимально возможное приближение результатов стендовых исследований КТС к результатам дорожных исследований. Всё это является основой единой методологии проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения.

ГЛАВА 3 МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПРОВЕРКИ АДЕКВАТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Ключевым фактором для реализации разработанных теоретических основ является оптимальное сочетание аналитических и экспериментальных исследований. Такой результат возможен при грамотном планировании экспериментального исследования и оценки адекватности математической модели исследуемого процесса.

Необходимым условием для осуществления экспериментальных исследований является разработка и апробация методик экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, а также комплекса методик экспериментального исследования процессов функционирования КТС с ЭСУ, ГСУ и автоматизированными системами на стендах с беговыми барабанами. Реализация методик осуществлялась подбором и разработкой оборудования и систем регистрации и записи исследуемых параметров.

Были использованы методики планирования экспериментальных исследований, аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований, а также оценки адекватности комплекса математических моделей.

3.1 Методики экспериментальных исследований характеристик шин

Важнейшим элементом в процессе функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами является процесс взаимодействия эластичной шины с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов. Целями разработанных методик является проведение экспериментального исследования для определения параметров процесса взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью. Результаты этих исследований позволят уточнить математическую модель шины, используемую для обоснования тестовых режимов.

3.1.1 Методики исследования характеристик шин на шинном тестере с беговым барабаном ИРННТУ

Для определения динамических фрикционных характеристик в режиме бокового увода и продольного сцепления были разработаны соответствующие методики экспериментальных исследований на шинном тестере ИРННТУ.

3.1.1.1 Методика экспериментальных исследований характеристик шин в тормозном режиме

Экспериментальные исследования характеристик шин в тормозном режиме выполняли с целью получения основных параметров и функциональных зависимостей, характеризующих фрикционные свойства шин при торможении [6, 15, 115, 160]. К ним относятся:

- 1) зависимость коэффициента продольного сцепления шины φ_x от проскальзывания S_x ;
- 2) максимальный коэффициент продольного сцепления шины φ_{xmax} ;
- 3) коэффициент критического продольного проскальзывания $S_{xкр}$;
- 4) коэффициент продольного сцепления $\varphi_{xБЛ}$ в блоке;
- 5) коэффициент жесткости проскальзывания η_S ;
- 6) коэффициент снижения фрикционных свойств $f_{БХ}$ шины в блоке и др.

Все эти параметры и зависимости определяются при заданном давлении воздуха в шине $P_{ш}$, заданных нагрузках G_K и скорости V_B . Алгоритм выполнения этапов методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины в продольном и боковом направлении на шинном тестере ИРННТУ общий и показан на рисунке 3.1.

Этап №1. Подготовительные операции

Подготовительные операции, проводимые с шиной, заключаются в выполнении следующих работ.

1. Подготовка колеса с шиной к испытаниям, заключающийся в монтаже шины на обод жесткого колеса, контроле и устранении дисбаланса колеса с испытуемой шиной; контроле и доведении до нормативной величины давления воздуха

P_{III} в испытуемой шине.

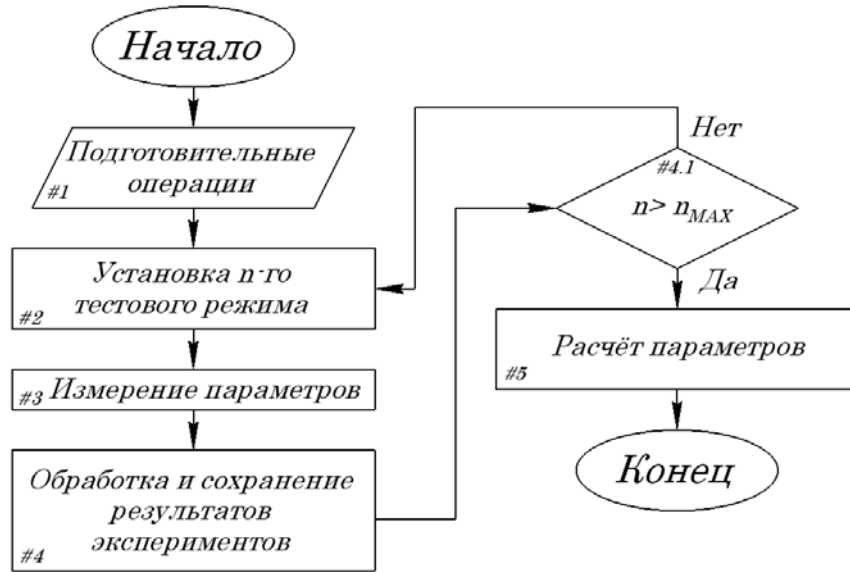


Рисунок 3.1 – Алгоритм выполнения экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины на шинном тестере ИРННТУ

2. Установка колеса с испытуемой шиной на стенд с контролем параметров его позиционирования относительно опорной поверхности бегового барабана стенда. В процессе позиционирования следует обеспечить:

- перпендикулярность плоскости вращения колеса относительно опорной поверхности бегового барабана стенда;
- нахождение центра пятна контакта шины на прямой, соединяющей ось бегового барабана с точкой приложения нормальной нагрузки G_K на колесо с испытуемой шиной;
- контроль легкости вращения колеса с испытуемой шиной при свободном выбеге без нагрузки.

Подготовка шинного тестера заключается в выполнении следующих работ.

1. Внешний осмотр шинного тестера с проверкой исправности механизмов привода.

2. Проверка исправности механизмов и приводов, обеспечивающих тестовые режимы (нагружение шины нормальной нагрузкой и тормозным моментом), убедиться в герметичности пневматических баллонов, цилиндров и рукавов гидро- и пневмосистем, исправность цепных и карданных передач, направляющих

устройств.

3. Контроль поверхности бегового барабана шинного тестера и состояние его полимерного фрикционного покрытия.

4. Контроль систем шинного тестера, обеспечивающих безопасность испытаний (заземления электрических приборов, исправность защитных ограждений, системы аварийного отключения электропитания привода бегового барабана, систем аварийного отключения систем, обеспечивающих тестовые режимы).

Подготовительные операции, проводимые с измерительными системами тестера, заключаются в выполнении следующих работ.

1. Включение электропитания измерительных систем и ПК, запуск программного обеспечения и прогрев их в течение 10 минут.

2. Проверка работоспособности электронных систем шинного тестера, обеспечивающих измерение силовых и кинематических параметров.

3. Проверка наличия нулевых сигналов систем измерения нормальной F_Z , продольной F_X и боковой сил F_Y .

4. Запуск привода бегового барабана стенда и подвод к опорной поверхности исследуемой шины до касания.

5. Для сигналов каждого измеряемого кинематического и силового параметра отметить масштабные коэффициенты (результаты сохранить в памяти ПК).

Перед проведением экспериментальных исследований динамических характеристик шин их необходимо прогреть до рабочих температур посредством нагружения колеса нормальной нагрузкой и обкатки шины по поверхности бегового барабана шинного тестера. Прогрев шин выполняют в следующей последовательности.

1. Установить заданную скорость вращения бегового барабана шинного тестера согласно таблице 3.1.

2. Нагрузить шину нормальной нагрузкой G_K по контролю нормальной силы F_Z согласно плану экспериментального исследования и зафиксировать её.

3. Прогреть шину посредством её обкатки по поверхности бегового барабана в течение 15 мин. со скоростью V_B , равной скорости тестового режима

предстоящего цикла исследования.

Таблица 3.1 – Скорость V_B и нагрузка G_K на колесо при испытаниях шин

Номер цикла испытаний	Нормальная нагрузка на колесо $G_K, Н$	Окружная скорость бегового барабана $V_B, км/ч$
1	9202	14, 25, 45
2	6573	14, 25, 45 и 70
3	4601	14, 25, 45, 70 и 100
4	3286	14, 25, 45, 70 и 100
5	1972	14, 25, 45, 70 и 100

Этап №2. Задание тестовых режимов на объект исследования

Экспериментальные исследования стационарных фрикционных характеристик шин выполняют циклами (таблица 3.1). Результаты экспериментальных исследований стационарных характеристик шин в значительной степени определяются корректностью и стабильностью режимов тестовых воздействий.

Задание тестовых режимов в каждом цикле испытаний включает следующие процедуры.

1. Дискретно устанавливать и фиксировать одно из заданных значений нормальной нагрузки $G_K \in [1972 Н, 3286 Н, 4601 Н, 6573 Н и 9202 Н]$.
2. Дискретно устанавливать одно из значений скорости колеса V_K , согласно таблице 3.1.
3. Перед каждым новым испытанием визировать нулевое значение реализованной продольной реакции $F_X = 0$. В случае отклонения от нуля следует выполнить балансировку системы измерения F_X .
4. После каждого цикла испытаний с заданной нагрузкой на шину изменить скорость вращения бегового барабана и повторить цикл испытаний с измерением исследуемых параметров (таблица 3.1).

Этап №3. Измерение исследуемых параметров

В процессе испытаний шин измерить их силовые и кинематические параметры:

- 1) нормальную нагрузку на шину F_Z ;

- 2) реализованную продольную силу F_X ;
- 3) угловую скорость вращения колеса ω_K ;
- 4) угловую скорость вращения бегового барабана стенда ω_B .

Измерительные системы стенда обеспечивают измерение контролируемых параметров исследуемых процессов в виде аналоговых сигналов, а затем передают их на вход АЦП. АЦП преобразует аналоговые сигналы измеренных параметров в цифровые коды и передает их в ПК, где они хранятся в виде массивов данных.

Программное обеспечение ПК обеспечивает преобразование измеренных цифровых кодов в числовые значения измеренных силовых и кинематических параметров исследуемых процессов. Это позволяет их представлять, как в табличном (числовом), так и в графическом виде.

Сразу же после проведения каждого цикла испытаний необходимо провести следующие работы:

- 1) отключить привод бегового барабана стенда и системы, обеспечивающие тестовые режимы испытаний шин;
- 2) отметить и сохранить в памяти ПК масштабные коэффициенты сигналов каждого измеряемого параметра и их нулевые отметки.
- 3) контролировать износ беговой дорожки шины, её температуру;
- 4) осмотреть состояние опорной поверхности бегового барабана на предмет повреждений полимербетонного покрытия (в случае обнаружения повреждений их необходимо устранить).
- 5) измерить давление воздуха в нагретой шине.

Этап №4. Обработка результатов измерений

Результаты исследований обрабатывали путём построения и первичного анализа осциллограмм параметров исследуемых процессов, с целью выделения на них участков, отличающихся наибольшей информативностью. Обработку результатов измерений и построение осциллограмм исследуемых процессов выполняли в среде «*Microsoft Excel*».

На основе полученных средних значений каждого i -ого параметра, в среде «*Microsoft Excel*» построить «усредненные» (для каждого фиксированного

значения продольного проскальзывания S_X колеса по формулам (2.121), (2.122), (2.123) и (2.124) графики динамических характеристик шины как функции: $R_X = f(S_X)$; $\varphi_X = f(S_X)$; $\varphi_{Xmax} = f(F_Z)$; $S_{Xкр} = f(F_Z)$; $S_{Xкр} = f(v_K)$; $\varphi_{ХБЛ} = f(F_Z)$ и $\varphi_{ХБЛ} = f(F_Z)$.

Этап №5. Расчёт параметров фрикционных свойств шины

Основными параметрами, наиболее информативно характеризующими фрикционные свойства шин, являются:

- 1) график зависимости коэффициента продольного сцепления φ_X от продольного проскальзывания S_X ;
- 2) максимальный коэффициент продольного сцепления шины φ_{Xmax} ;
- 3) коэффициент продольного сцепления $\varphi_{ХБЛ}$ в блоке;
- 4) коэффициент жесткости проскальзывания η_S ;
- 5) коэффициент снижения фрикционных свойств $f_{БХ}$ в блоке;
- 6) коэффициент критического продольного проскальзывания $S_{Xкр}$.

В качестве примера $\varphi(S)$ -диаграммы на рисунке 3.2. показан график такой зависимости коэффициента продольного сцепления φ_X от продольного проскальзывания S_X .

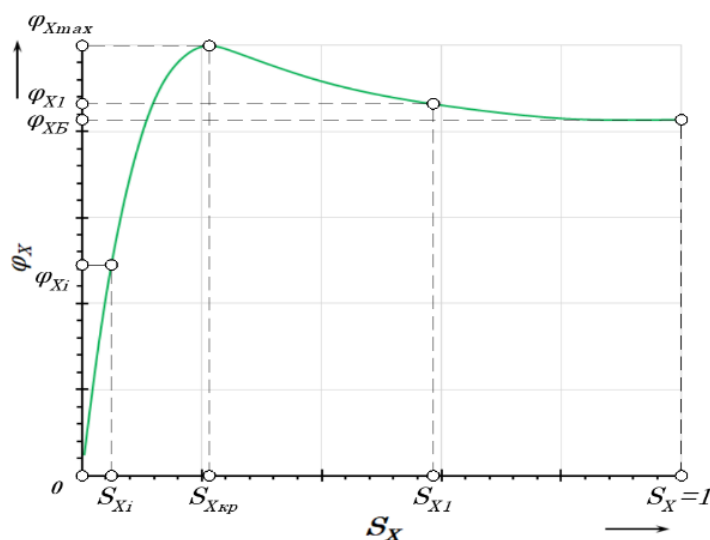


Рисунок 3.2 – График зависимости коэффициента продольного сцепления φ_X от продольного проскальзывания S_X

Параметры получают в процессе анализа графических и численных результатов испытаний шин, поэтому на заключительном этапе исследования

необходимо определить количественные значения вышеперечисленных параметров. Для этого были построены $\varphi(S)$ -диаграммы – графики зависимости коэффициента продольного сцепления φ_X от продольного проскальзывания S_X используя формулу [40, 62]:

$$\varphi_X = \frac{F_X}{F_Z}, 1,0 \geq S_X \geq 0. \quad (3.1)$$

Коэффициент максимального продольного сцепления φ_{Xmax} определяли на основе зависимости продольной силы F_X от продольного проскальзывания S_X при условии [40, 62]:

$$\varphi_{Xmax} = \frac{F_X}{F_Z}, F_X \rightarrow max. \quad (3.2)$$

Коэффициент продольного сцепления $\varphi_{ХБЛ}$ в блоке определяли на основе продольной силы $F_{ХБ}$ при известном значении нормальной нагрузки на колесо, определённого по нормальной силе F_Z , при условии [40, 62]:

$$\varphi_{ХБЛ} = \frac{F_{ХБЛ}}{F_Z}, \omega_K = 0. \quad (3.3)$$

Коэффициент жесткости проскальзывания η_{SX} рассчитывали на основе графика нормированного коэффициента сцепления от продольного проскальзывания S_X испытуемой шины по формуле [40, 62]:

$$\eta_{SX} = \frac{\partial f(S)}{\partial S_X}, S_X \rightarrow 0; \quad (3.4)$$

где $f(S)$ – нормированная функция зависимости коэффициента продольного сцепления шины от проскальзывания S_X :

$$f(S_i) = \frac{\varphi_i}{\varphi_{iMAX}}. \quad (3.5)$$

Значение критического продольного проскальзывания $S_{ХКР}$ можно определить на основе графика, показанного на рисунке 3.2 [15, 40] при $\varphi_X \rightarrow max$.

Коэффициент снижения фрикционных свойств $f_{ХБЛ}$ испытуемой шины в блоке рассчитывают по формуле [15, 40]:

$$f_{ХБЛ} = \frac{F_X}{F_Z}, S_X = 0. \quad (3.6)$$

3.1.1.2 Методики экспериментальных исследований фрикционных характеристик шин при движении с уводом

Экспериментальные исследования фрикционных характеристик шин при движении с уводом выполняли для получения основных функциональных зависимостей коэффициентов от действующей на колесо нормальной нагрузки F_Z и окружной скорости v_x движения колеса по беговому барабану:

- 1) сопротивления боковому уводу K_δ ;
- 2) бокового сцепления $\varphi_{\gamma max}$;
- 3) сопротивления боковому проскальзыванию C_{SY} ;
- 4) снижения фрикционных свойств f_{By} шины.

Алгоритм выполнения методики представлен на рисунке 3.1.

Этап №1. Подготовительные операции

Подготовительные операции перед проведением методики экспериментальных исследований фрикционных характеристик шин при движении с уводом, проводимые с шиной, шинным тестером и его измерительными и управляющими системами полностью аналогичны подготовительным операциям, при проведении исследований характеристик шин в тормозном режиме (см. п.3.1.1.1).

Этап №2. Задание тестовых режимов на объект исследования

Экспериментальные исследования фрикционных характеристик бокового увода шин выполняют циклами. Результаты экспериментальных исследований характеристик в значительной степени определяются корректностью и стабильностью режимов тестовых воздействий. Задание тестовых режимов в каждом цикле испытаний включает следующие процедуры.

1. Дискретно устанавливать и фиксировать одно из заданных значений нормальной нагрузки $G_K \in [1972 \text{ Н}, 3286 \text{ Н}, 4601 \text{ Н}, 6573 \text{ Н} \text{ и } 9202 \text{ Н}]$.
2. Дискретно устанавливать одно из значений скорости колеса V_K , согласно таблице 3.1.
3. Перед каждым новым испытанием визировать нулевое значение угла увода δ в положении, когда плоскость вращения колеса с шиной параллельна

плоскости вращения бегового барабана, а боковая сила $F_Y = 0$.

4. При каждом очередном цикле испытания угол увода δ шины изменить в диапазоне $\pm 20^\circ$ (от $-0,35$ рад до $+0,35$ рад) с дискретностью 2° ($0,035$ рад).

5. После каждого цикла испытаний с заданной нагрузкой на шину изменить скорость вращения бегового барабана (таблица 3.1) и повторить цикл испытаний с изменением углов увода шины и измерением исследуемых параметров.

Этап №3. Измерение исследуемых параметров

В процессе испытаний шин измерить их силовые и кинематические параметры:

- 1) нормальную силу F_Z ;
- 2) реализованную боковую силу F_Y ;
- 3) угловую скорость вращения колеса ω_K ;
- 4) угловую скорость вращения бегового барабана стенда ω_B ;
- 5) угол увода шины δ .

Измерительные системы стенда обеспечивают измерение контролируемых параметров исследуемых процессов в виде аналоговых сигналов, а затем передают их на вход АЦП. АЦП преобразует аналоговые сигналы измеренных параметров в цифровые коды и передает их в ПК, где они хранятся в виде массивов данных.

Программное обеспечение ПК обеспечивает преобразование измеренных цифровых кодов в числовые значения измеренных силовых и кинематических параметров исследуемых процессов, что позволяет их представлять, как в табличном (числовом), так и в графическом виде. Таким образом результатом измерений являются осциллограммы параметров исследуемых процессов и их табличные (числовые) значения.

Сразу же после проведения каждого цикла испытаний необходимо выполнить следующие процедуры:

- 1) отключить привод бегового барабана стенда и системы, обеспечивающие тестовые режимы испытаний шин;
- 2) отметить и сохранить в памяти ПК масштабные коэффициенты сигналов каждого измеряемого параметра и их нулевые отметки;

- 3) контролировать износ беговой дорожки шины, её температуру;
- 4) осмотреть состояние опорной поверхности бегового барабана на предмет повреждений полимербетонного покрытия (в случае обнаружения повреждений их необходимо устранить);
- 5) измерить давление воздуха в нагретой шине.

Этап №4. Обработка результатов измерений

Результаты исследований обрабатывали путём построения осциллограмм исследуемых процессов выполняли в среде «*Microsoft Excel*». Обработку результатов проведенных испытаний следует начинать с построения и первичного анализа осциллограмм параметров исследуемых процессов, с целью выделения на них участков, отличающихся наибольшей информативностью.

На основе полученных средних значений каждого i -ого параметра, в среде «*Microsoft Excel*» построить «усредненные» (для каждого фиксированного значения угла увода δ колеса) графики характеристик шины как функции $\varphi_Y = f(\delta)$; $\varphi_Y = f(F_Z)$; $K_\delta = f(F_Z)$ и $K_\delta = f(V_B)$.

Этап №5. Расчёт параметров фрикционных свойств шины

Основными параметрами, наиболее информативно характеризующими фрикционные свойства шин, являются:

- 1) коэффициент сопротивления боковому уводу K_δ , Н/рад;
- 2) коэффициент сопротивления боковому проскальзыванию C_{SY} ;
- 4) коэффициент снижения фрикционных свойств f_{BY} .

Эти параметры обычно получают в процессе анализа графических и численных результатов испытаний шин. Поэтому на заключительном этапе исследования необходимо определить количественные значения вышеперечисленных параметров (рисунок 3.3).

Величину коэффициента сопротивления боковому уводу K_δ вычисляют на основе графика зависимости боковой силы F_Y от угла увода δ испытуемой шины по формуле [40, 62]:

$$K_\delta = \frac{\partial F_Y}{\partial F_Z}, \delta \rightarrow 0. \quad (3.7)$$

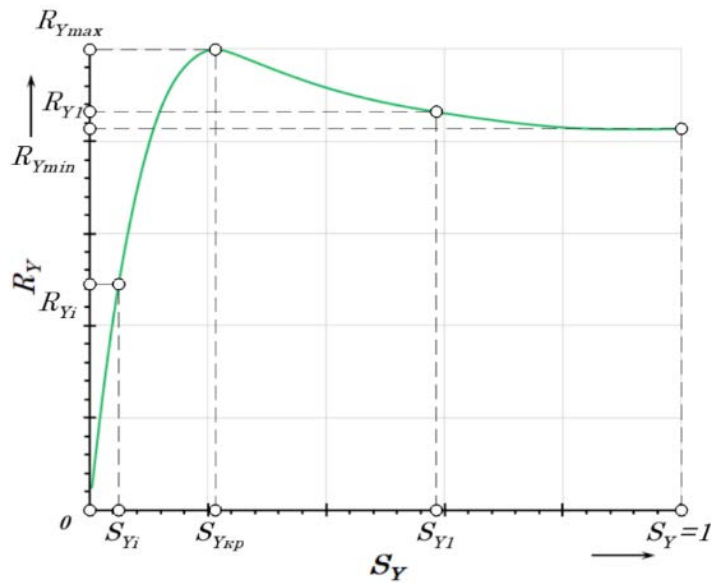


Рисунок 3.3 – График зависимости боковой силы F_Y , от бокового проскальзывания S_Y

Величину коэффициента сопротивления боковому проскальзыванию C_{SY} определяют на основе графика зависимости боковой силы F_Y от угла увода δ и бокового проскальзывания S_Y по формуле [15, 40]:

$$C_{SY} = \frac{\partial F_Y}{\partial S_Y}, S_Y \rightarrow 0. \quad (3.8)$$

Величину коэффициента снижения фрикционных свойств f_{BY} испытуемой шины при движении с уводом рассчитывают по формуле [15, 40]:

$$f_{BY} = \frac{F_{Ymin}}{F_Z}; \quad (3.9)$$

где F_{Ymin} – минимальное значение боковой силы F_Y при угле увода $\delta = \pi/2$.

Целесообразность использования формулы (3.8) продиктована тем, что она позволяет в процессе экспериментальных исследований не доводить величину угла увода шины до значения $\delta = \pi/2$, а использовать минимальное значение боковой силы F_Y в зоне закритических углов увода $\delta \gg \delta_{кр}$.

Максимальное значение стабилизирующего момента шины M_{Zmax} следует определять на осциллограммах зависимостей стабилизирующего момента шины M_Z от углов увода δ при варьировании нормальной нагрузки на колесо, а также скорости v_K . Это позволяет получить функциональные зависимости максимальных

значений стабилизирующего момента шины M_{Zmax} от вышеназванных параметров.

3.1.2 Оборудование для стендовых испытаний эластичных шин на динамических режимах

От корректности и стабильности задания тестовых режимов при испытаниях шин зависит достоверность и качество их результатов. Как известно, именно стендовые испытания обеспечивают возможность устранения влияния на результаты испытаний шин внешних факторов, вариации коэффициентов продольного и поперечного сцепления шин с опорной поверхностью дороги, флуктуации нормальной нагрузки на колесо и т.п.

3.1.2.1 Требования к шинному тестеру ИРННТУ

Для того чтобы в лаборатории можно было воссоздать условия, аналогичные работе колеса с эластичной шиной на реальной дороге, шинный тестер должен иметь беговой барабан с большим радиусом. Это основной элемент, который обеспечивает преимущества стендовых испытаний – *«принцип обратимости движения»*. Чтобы результаты испытаний не искажались из-за кривизны пятна контакта шины, диаметр бегового барабана должен быть не менее 1,6 метра. При соблюдении этого условия длина и площадь контакта шин не будут значительно отличаться от их контакта с плоской опорной поверхностью дороги [19, 49].

Покрытие беговой дорожки барабана должно обеспечивать минимальный износ шины и обеспечивать самоочищение от смолянистых выделений на её поверхности. Рабочая поверхность бегового барабана тестера должна иметь фрикционные свойства эквивалентные опорной поверхности дороги. Это обеспечивает специальное полимерное, самоочищающееся покрытие, которое наносят на рабочую поверхность бегового барабана тестера [17, 33].

Привод бегового барабана должен обеспечивать стабильное его вращение с заданными значениями окружной скорости вращения. Стабильность скорости вращения бегового барабана не должна нарушаться даже при действии на шину предельных по сцеплению сил.

Конструкция шинного тестера должна предусматривать наличие устройства,

обеспечивающего стабильное нагружение шины нормальной нагрузкой G_K , а также механизм, обеспечивающий как установку заданных дискретных значений, так и непрерывного изменения угла увода шины в диапазоне не менее $\pm 15^\circ$ ($\pm 0,262$ рад).

Для обеспечения возможности проведения испытаний шин по разработанным методикам, измерительный комплекс шинного тестера должен иметь следующие системы измерения регистрируемых параметров:

- 1) нормальной силы F_Z на колесе, H ;
- 2) реализованной продольной силы F_X , H ;
- 3) реализованной боковой силы F_Y , H .
- 4) угловую скорость вращения колеса ω_K , $рад/с$;
- 5) угловую скорость вращения бегового барабана стенда ω_B , $рад/с$;
- 6) угол увода шины δ , $рад$.

Измерительный комплекс шинного тестера должен быть оснащен ПК для обработки и хранения результатов испытаний с соответствующим программным обеспечением. Системы измерения силовых и кинематических параметров шин, должны обеспечивать следующие требования:

- 1) измерение продольной силы F_X в тормозном режиме в диапазоне $0...10$ $кН$, с приведенной погрешностью измерения: $\delta_{F_X} = \pm 3\%$;
- 2) измерение боковой силы F_Y при повороте колеса на углы ± 15 $град$, с приведенной погрешностью измерения: $\delta_{F_Y} = \pm 3\%$;
- 3) измерение нормальной нагрузки F_Z на колесо в диапазоне $0...10$ $кН$, с приведенной погрешностью измерения: $\delta_{F_Z} = \pm 3\%$;
- 4) измерение угловой скорости колеса ω_K в диапазоне $0...90$ $рад^{-1}$, с приведенной погрешностью измерения: $\delta_{\omega_K} = \pm 5\%$;
- 5) измерение угловой скорости бегового барабана стенда ω_B в диапазоне $0...32$ $рад^{-1}$, с приведенной погрешностью измерения: $\delta_{\omega_B} = \pm 5\%$;
- 6) измерение угла увода δ колеса с эластичной шиной в диапазоне $0...20^\circ$ или ($0...0,262$ $рад$), с приведенной погрешностью измерения: $\delta_\delta = \pm 2\%$.



a



б

Рисунок 3.4 – Шинный тестер ИРНТУ: *a* – вид спереди; *б* – вид сзади;

- 1 – гидроцилиндр системы нагружения нормальной нагрузкой; 2 – рычаг; 3 – амортизатор; 4 – пневмоподушка;
 5 – задний опорный рычаг; 6 – балка; 7 – пневмокамера; 8 – передний опорный рычаг; 9 – измерительный модуль;
 10 – колесо с испытуемой шиной; 11 – беговой барабан; 12 – кожух цепной передачи с успокоителями;
 13 – гидростанция; 14 – остов станда; 15 – опорная пластина; 16 – гидроцилиндр системы установки угла увода.

3.1.2.2 Конструкция шинного тестера ИРНИТУ

Тестер обеспечивает возможность выполнять испытания автомобильных шин с получением их стационарных и нестационарных характеристик в процессе качения колеса с углами увода. Внешний вид шинного тестера показан на рисунке 3.4. Метрологические характеристики тестера приведены в приложении А.

Условно тестер разделён на шесть взаимосвязанных систем: система привода – трансмиссия; несущая система; опорная система измерительного модуля; система нагружения; система управления; измерительная система.

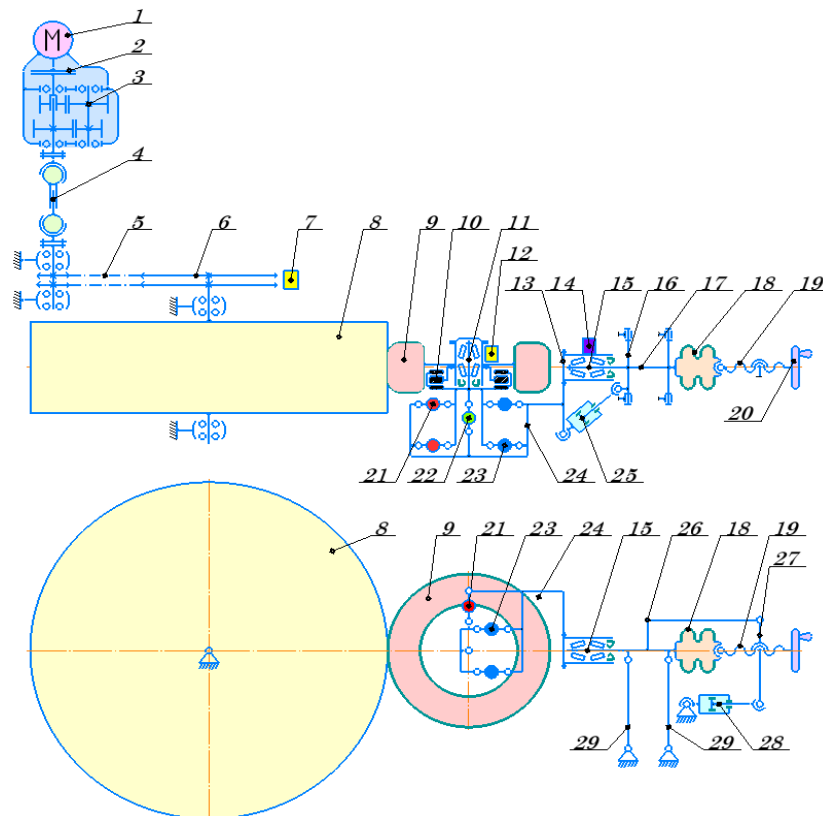


Рисунок 3.5 – Кинематическая схема шинного тестера ИРНИТУ

1 – асинхронный электродвигатель; 2 – фрикционное сцепление; 3 – КПП;
 4 – карданная передача; 5 – цепная передача; 6 – звёздочка бегового барабана; 7 – датчик скорости бегового барабана; 8 – беговой барабан стенда;
 9 – испытуемое колесо; 10 – тормозной механизм; 11 – ступица; 12 – датчик скорости колеса; 13 – опорная рама; 14 – датчик угла увода; 15 – цапфа;
 16 – опорные подшипники балки; 17 – балка; 18 – пневмокамера; 19 – винт тонкой настройки нормальной нагрузки; 20 – рукоятка; 21 – тензодатчики продольной реакции (D_x); 22 – тензодатчик боковой реакции (D_y); 23 – тензодатчики

нормальной нагрузки (D_z); 24 – измерительный модуль; 25 – гидроцилиндр системы установки угла увода; 26 – кронштейн; 27 – рычаг; 28 – гидроцилиндр системы нагружения нормальной нагрузкой; 29 – передний и задний опорные рычаги

Беговой барабан 8 стенда (рисунок 3.5) приводит во вращение электромеханический привод с асинхронным электродвигателем 1, имеющим мощность $N_{ЭД} = 55 \text{ кВт}$, фрикционным дисковым сцеплением 2, пятиступенчатой КПП 3, карданной 4 и цепной передачами 5.

Беговой барабан 8 шинного тестера ИРННТУ, имеет наружный диаметр 1,8 м, и ширину 0,6 м. Характеристика трансмиссии стенда в виде зависимости реализуемой силы F_x на беговом барабане от окружной скорости v бегового барабана показана на рисунке 3.6.

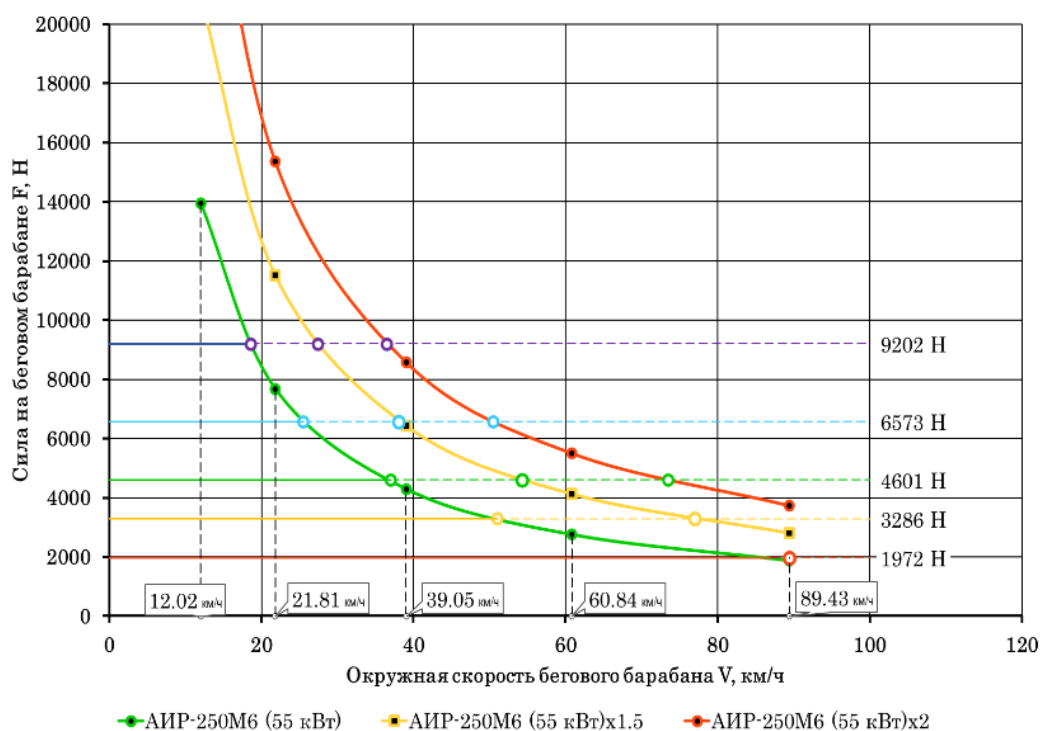


Рисунок 3.6 – Зависимость реализуемой силы F_x на беговом барабане от окружной скорости v_B бегового барабана

Несущая система стенда предстает собой массивный остов 15 (рисунок 3.4), установленный и закреплённый на на бетонном основании. Остов стенда является основной несущей конструкцией, крепящий на себе элементы и

механизмы других систем.

Основной элемент системы измерения – измерительный модуль, позволяющий регистрировать нормальную нагрузку F_Z , продольную F_X и боковую F_Y силы, стабилизирующий момент M_Z и угловую скорость колеса ω_K . Измерительный модуль состоит из стального бруса 8 (рисунок 3.7), на котором крепится ступица 1 с испытуемым колесом и тормозным механизмом (на рисунке 3.7 не показаны).

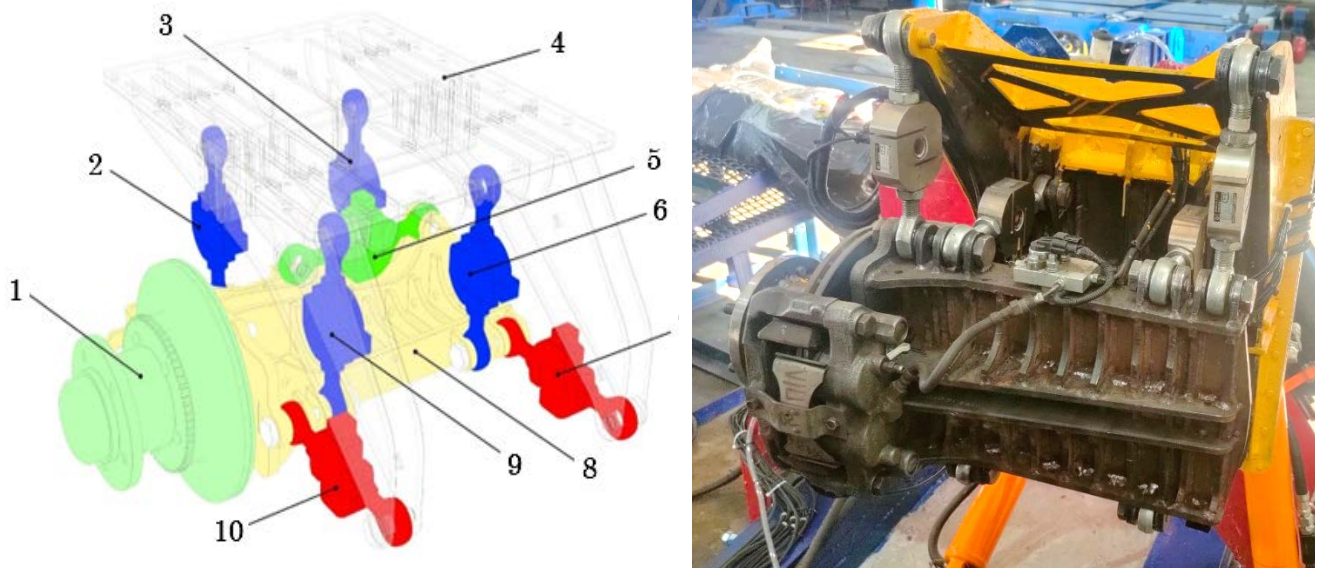


Рис. 3.7 – Модель и внешний вид измерительного модуля шинного тестера

1 – ступица; 2 – датчик нормальной нагрузки (D_{Z4}); 3 – датчик нормальной нагрузки (D_{Z3}); 4 – рама модуля; 5 – датчик боковой реакции (D_Y); 6 – датчик нормальной нагрузки (D_{Z1}); 7 – датчик продольной реакции и стабилизирующего момента (D_{X1}); 8 – брус; 9 – датчик нормальной нагрузки (D_{Z2}); 10 – датчик продольной реакции и стабилизирующего момента (D_{X2})

Вторая часть измерительного модуля – массивная сварная рама 4. Брус 8 соединён с рамой 4 тензотягами, состоящими из шаровых петель и тензодатчиков.

Петли с тензодатчиками расположены вдоль осей X , Y и Z :

- 1) вдоль оси X закреплено два датчика: 7 и 10;
- 2) вдоль оси Y закреплён один датчик: 5;
- 3) вдоль оси Z закреплено четыре датчика: 2, 3, 6 и 9.

Измерительный модуль размещён рамой 13 на цапфе 15 (см. рисунок 3.5) при

помощи радиально-упорных роликовых подшипников, что даёт возможность вращения измерительного модуля относительно оси симметрии бегового барабана. Цапфа 15 является частью балки 17 опорного устройства. Балка 17 соединена с опорными рычагами 29 за счёт использования опорных подшипников 16.

Опорные рычаги 5 и 7 (см. рисунок 3.4) соединяются с остовом стенда 15 при помощи опорной пластины 16. Опорная пластина имеет шесть групп резьбовых отверстий для крепления опорных подшипников рычагов 5 и 7. Каждая группа отверстий выполнена с целью перемещения опорных рычагов 5 и 7 (соответственно и всей опорной и нагружающей систем) с шагом 25,4 мм. Это даёт возможность перемещения опорной и нагружающей систем вдоль остова стенда 15 для установки испытуемых шин с посадочным диаметром 13, 14, 15, 16, 17 и 18 дюймов.

Управление стендом осуществляется с изменением следующих параметров процесса испытания шин:

- 1) скорости бегового барабана V ;
- 2) угла увода δ ;
- 3) нормальной нагрузки F_Z ;
- 4) тормозного момента M_T .

Управление скоростью бегового барабана V осуществляется изменением передаточного числа в трансмиссии стенда за счёт выбора соответствующей передачи КПП 3 (см. рисунок 3.5). Выбор передач осуществляется в соответствии с режимом работы тестера и в соответствии с реализуемой методикой испытаний.

Изменение угла увода δ осуществляется при помощи двухходового гидроцилиндра 25 (см. рисунок 3.5), который поворачивает опорную раму испытательного модуля 13 относительно цапфы 15. Конструкция тестера обеспечивает возможность поворота измерительного модуля 24 и колеса с испытуемой шиной 9 в направлении и против часовой стрелки на угол $\pm 25^\circ$ ($\pm 0,436 \text{ рад}$).

Нагружение колеса 9 нормальной нагрузкой F_Z обеспечивается нагружающим механизмом, состоящим из двухходового гидроцилиндра 28, который перемещает рычаг 27, кронштейн 26, балку 17 и модуль 24 на качающихся опорных рычагах 29. Пневматическая камера 18 служит элементом, сглаживающим пульсации

нормальной нагрузки F_Z . Винт 19 используется для точной настройки величины нормальной нагрузки F_Z при проведении испытаний, а также в процессе калибровки системы измерения. Диапазон изменения нормальной нагрузки F_Z , действующей на колесо составляет от 0 до 10 кН.

Схема гидравлической системы задания угла увода δ и нормальной нагрузки G_K приведена на рисунке 3.8.

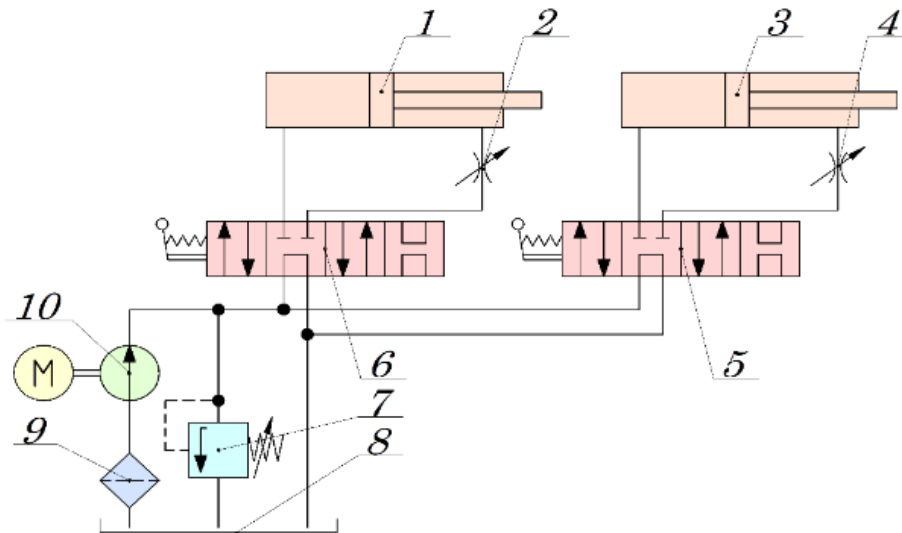


Рисунок 3.8 –Схема гидравлической системы установки угла увода δ и нормальной нагрузки G_K

- 1 – двухходовой гидроцилиндр установки нормальной нагрузки G_K ;
- 2, 4 – дроссель; 3 – двухходовой гидроцилиндр установки угла увода δ ;
- 5, 6 – 4/3-гидрораспределитель; 7 – предохранительный клапан; 8 – бак;
- 9 – фильтр; 10 – гидронасос

Система состоит из двух исполнительных устройств – гидроцилиндров установки нормальной нагрузки 1 и угла увода 2. Для изменения скорости изменения угла увода δ , а также регулировки интенсивности нагружения нормальной нагрузкой F_Z используются регулируемые дроссели 2 и 4. Управление системой осуществляется 4/3-гидрораспределителями 5 и 6 с ручным управлением. В качестве гидронасоса используется насос НШ-32 с трёхфазным электродвигателем АИР132 S4, мощностью 2,5 кВт.

Управление тормозным моментом M_T осуществляется

пневмогидравлическим приводом, схема которого показана на рисунке 3.9.

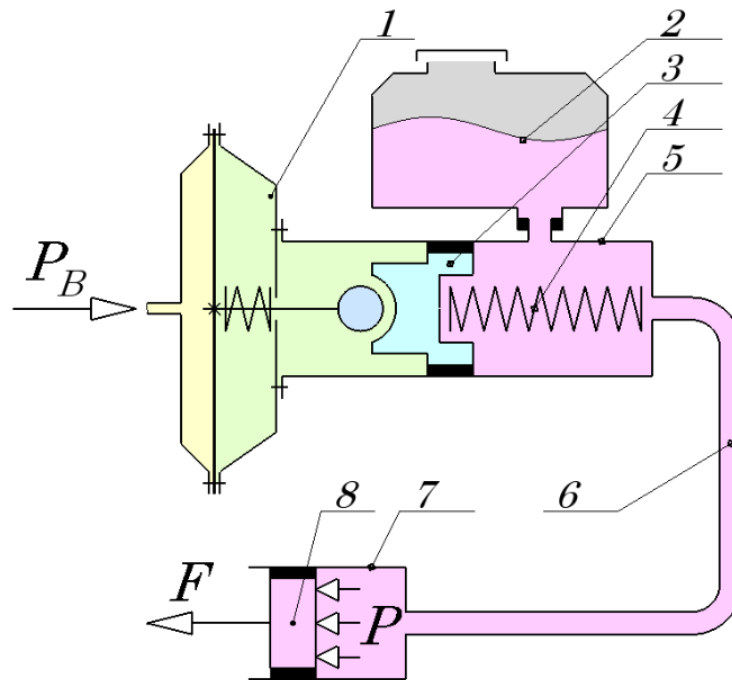


Рисунок 3.9 – Функциональная схема системы управления тормозным моментом M_T

- 1 – пневмокамера; 2 – бачок для тормозной жидкости;
 3 – поршень главного тормозного цилиндра; 4 – возвратная пружина;
 5 – главный тормозной цилиндр; 6 – гидравлическая магистраль;
 7 – рабочий тормозной цилиндр; 8 – поршень рабочего тормозного цилиндра.

Управление тормозным моментом M_T включает в себя пневмокамеру 1 (рисунок 3.9), бачок с рабочей жидкостью 2, поршень главного тормозного цилиндра 3, возвратную пружину 4, главный тормозной цилиндр 5, гидравлическую магистраль 6, рабочий тормозной цилиндр 7, поршень рабочего тормозного цилиндра 8 и датчик давления P в системе. Для запуска процесса торможения в камеру 1 подаётся сжатый воздух, который приводит в движение поршень главного тормозного цилиндра 3. В гидравлической системе создаётся давление P , которое контролируется благодаря датчику давления. Тормозная жидкость перемещается по гидравлической магистрали 6 и давит на поршень рабочего тормозного цилиндра 8. Рабочий тормозной цилиндр 7 создаёт силу прижатия тормозной накладке к тормозному диску. Внешний вид тормозного

привода показан на рисунке 3.10.

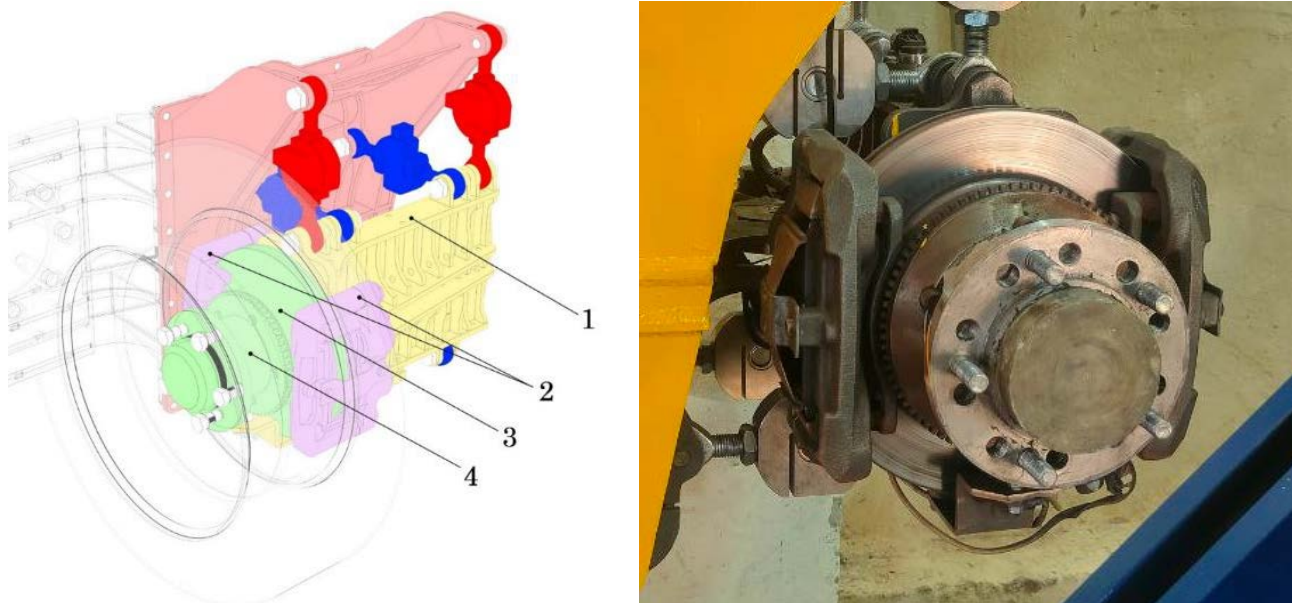


Рисунок 3.10 – Тормозной механизм шинного тестера

1 – брус; 2 – тормозные суппорты; 3 – тормозной диск; 4 - ступица

Тормозной механизм выполнен в виде двух тормозных суппортов 2 (рисунок 3.10), закреплённых на фланце бруса 1 измерительного модуля. Тормозной диск 3 и суппорты 2 использованы от автомобиля *UAZ Patriot*. Максимальный тормозной момент M_T , развиваемый системой составляет $M_T = 2250$ Нм.

Электронные системы измерения на шинном тестере ИРННТУ позволяют получать данные о текущих значениях силовых и кинематических параметров при взаимодействии эластичных шин с поверхностью бегового барабана. Для этого тестер оснащён системами измерения и регистрации как силовых, так и кинематических параметров:

- 1) нормальной нагрузки F_Z от нагрузки колеса, H ;
- 2) реализованной продольной силы F_X , H ;
- 3) реализованной боковой силы F_Y , H .
- 4) угловой скорости вращения колеса ω_K , rad/c ;
- 5) угловой скорости вращения бегового барабана стенда ω_B , rad/c ;
- 6) углов увода δ , rad .

Структурная схема системы измерения представлена на рисунке 3.11.

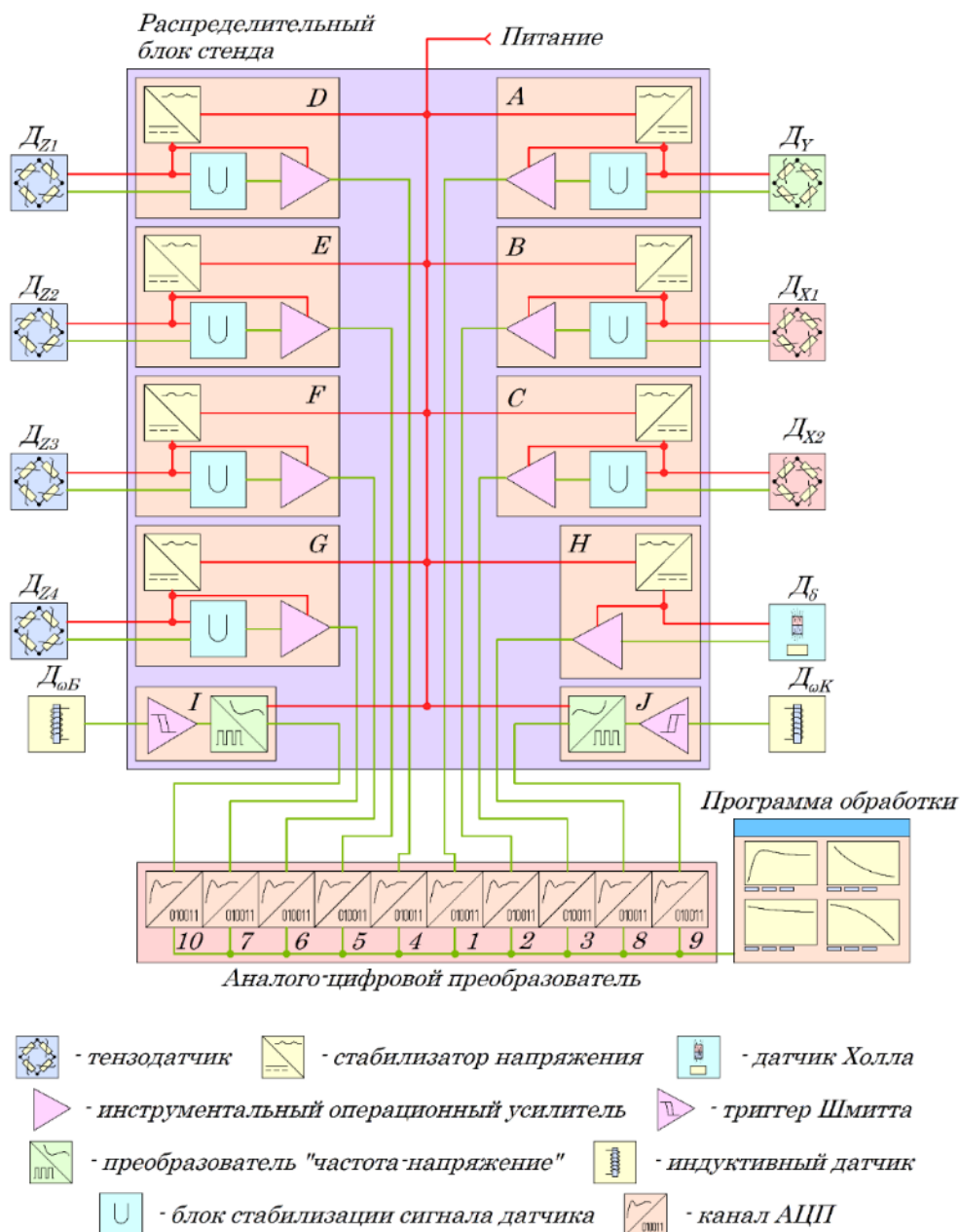


Рисунок 3.11 – Структурная схема системы измерения

$D_{Z1} - D_{Z4}$ – датчики нормальной нагрузки; D_Y – датчик боковой реакции;

D_{X1}, D_{X2} – датчик продольной реакции и стабилизирующего момента;

D_{δ} – датчик угла увода; $D_{\omega K}$ – датчик угловой скорости колеса;

$D_{\omega B}$ – датчик угловой скорости бегового барабана

Сигналы датчиков поступают для дальнейшего усиления и преобразования на соответствующие элементы. Все сигналы систем измерения шинного тестера поступают на вход АЦП, а затем, в виде цифровых кодов передаются в ПК для

последующей обработки.

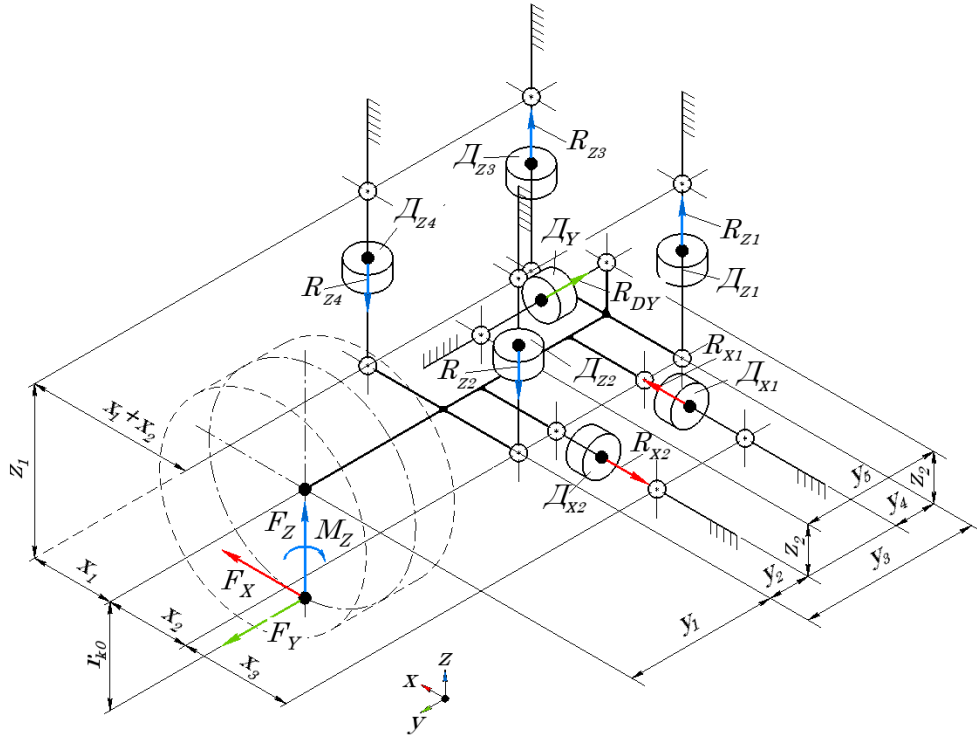


Рисунок 3.12 – Кинематическая схема измерительного модуля

D_{X1} , D_{X2} – датчик продольной реакции и стабилизирующего момента;
 D_Y – датчик боковой реакции; D_{Z1} – D_{Z4} – датчики нормальной нагрузки; R_{X1} , R_{X2} – реакции, регистрируемые датчиками продольной реакции и стабилизирующего момента; R_Y – реакция, регистрируемая датчиком боковой реакции;
 R_{Z1} – R_{Z4} – реакции, регистрируемые датчиками нормальной нагрузки;
 M_Z – стабилизирующий момент.

Система измерения силовых параметров полностью сосредоточена в измерительном модуле и состоит из рамы и бруса, которые связывают семь тяг, состоящих из тензодатчиков (рисунок 3.12):

- 1) два датчика, измеряющие реакции, направленные вдоль оси X – D_X ;
- 2) датчик, измеряющий реакцию, направленную вдоль оси Y – D_Y ;
- 3) четыре датчика, измеряющие реакции, направленные вдоль оси Z – D_Z .

Колесо с испытуемой шиной закреплено на бруске, который, как указано выше, крепится к раме во всех точках при помощи датчиков D_{Xi} , D_Y и D_{Zi} . Поэтому

при воздействии на колесо одной или одновременно нескольких сил F_X , F_Y и F_Z или момента M_Z , датчики D_{Xi} , D_Y и D_{Zi} измеряют соответствующую реакцию в точке крепления бруса. Силы F_X , F_Y и F_Z , действующие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, оказывают влияние на реакции R_{Xi} , R_Y и R_{Zi} , независимо от комбинации нагружения, и всегда равны суммам этих реакций на датчиках для соответствующей оси.

Для всех подсистем измерения используется тензодатчик *S-типа* (рисунок 3.16). Датчики такого типа воспринимают нагрузку как на растяжение, так и на сжатие, обладают высокой точностью измерения, высокой стабильностью выходного сигнала. Датчики D_{X1} и D_{X2} , а также $D_{Z1} - D_{Z4}$ имеют диапазон измерения 0...50 кН. Датчик D_Y имеет диапазон измерения 0...20 кН.

Параметры датчиков:

- 1) чувствительность – $1,0...3,0$ мВ/В;
- 2) нелинейность – $\pm 0,03\%$;
- 3) гистерезис – $\pm 0,03\%$;
- 4) дрейф нуля – $\pm 0,05\%$;
- 5) диапазон рабочих температур – $-20^\circ\text{C}...80^\circ\text{C}$;
- 6) входное сопротивление – 350 ± 20 Ом;
- 7) выходное сопротивление – 350 ± 20 Ом;
- 8) напряжение питания – $10...15$ В.



Рисунок 3.16 – Внешний вид тензодатчика *CALT DYLY-102*

Усиление сигналов тензодатчиков осуществляется инструментальным дифференциальным усилителем *DY510* (рисунок 3.17). Усилитель *DY510* обладает высокой чувствительностью, стабильностью и точностью в использовании, оснащён дифференциальным инструментальным операционным усилителем выходного сигнала тензодатчика, блоком компенсации напряжения питания тензомоста, блоком линейной, температурной компенсации.

Характеристики усилителя *DY510*:

- 1) диапазон выходного сигнала по напряжению – $\pm 5 \dots 10 \text{ В}$;
- 2) диапазон выходного сигнала по току – $4 \dots 20 \text{ мА}$;
- 3) возможность подключения к интерфейсу автоматического устройства управления *ПЛК*;
- 4) возможность регулировки выходного сигнала по усилению и по смещению;
- 5) защита от перегрузки по напряжению на входе;
- 6) защита от короткого замыкания на выходе;
- 7) погрешность усиления – 0.05% ;
- 8) напряжение питания – $15 \dots 30 \text{ В}$ постоянного тока.



Рисунок 3.17 – Внешний вид усилителя *DY510*

Предварительно, перед установкой на измерительный модуль, каждая пара «тензодатчик-усилитель» были откалиброваны и прошли процедуру балансировки, после чего были собраны в единый комплект (рисунок 3.18).

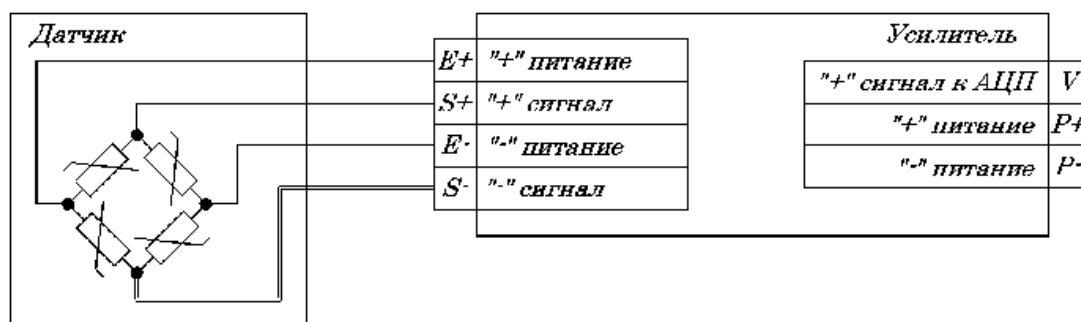


Рисунок 3.18 – Схема соединения датчика с усилителем

Системы измерения и регистрации угловой скорости ω_B вращения бегового барабана и колеса с испытуемой шиной ω_K используется для установки, контроля скоростных режимов испытания шин, а также для измерения проскальзывания S шины в режиме её торможения. Обе эти системы построены по единому принципу и полностью идентичны.

Системы измерения скорости выполнены на основе преобразователя «частота-напряжение», триггера Шмитта, а также индуктивных датчиков.

Преобразователь «частота-напряжение» выполнен в единой плате преобразователя с триггером Шмитта.

В обеих системах измерения используются индуктивные датчики, которые показаны на рисунках 3.19 и 3.20.

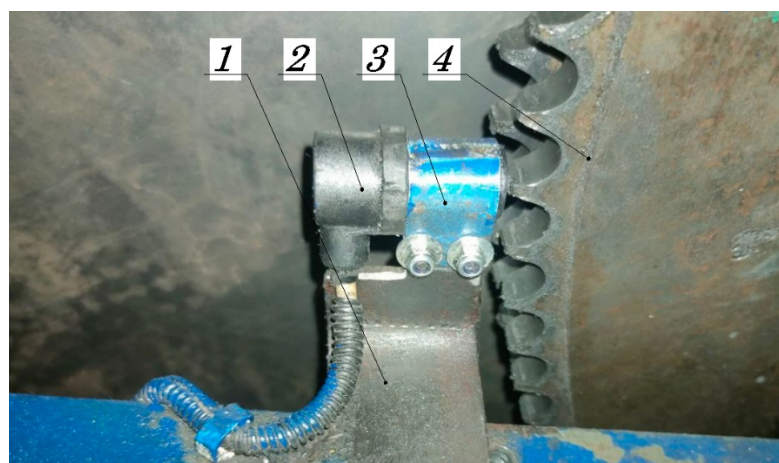


Рисунок 3.19 – Расположение датчика скорости вращения бегового барабана

1 – кронштейн; 2 – датчик; 3 – крепёжные элементы; 4 – приводная звёздочка бегового барабана.

При вращении приводной звёздочки 4 бегового барабана на выходе датчика

формируется сигнал синусоидальной формы, период следования которого обратно пропорционален частоте вращения барабана (рисунок 3.19).

Датчики 2 и 4 системы измерения скорости колеса установлен в кронштейне 3 на торце бруса измерительного модуля (рисунок 3.20). При вращении ступицы с зубчатым венцом 1 на выходе датчика присутствует периодический сигнал, период следования которого обратно пропорционален частоте вращения колеса. В системе используется два датчика 2 и 4 для увеличения точности измерения скорости колеса.

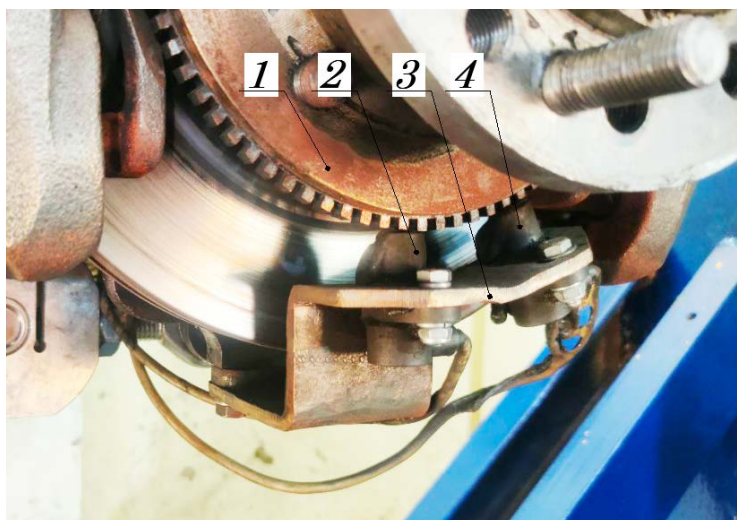


Рисунок 3.20 – Расположение датчиков скорости вращения колеса

1 – ступица с зубчатым венцом; 2 – датчик основной; 3 – кронштейн;
4 – датчик дополнительный.

Сигналы датчиков, поступающие на вход преобразователя «частота-напряжение», должны быть импульсами прямоугольной формы. С этой целью, а также для повышения помехоустойчивости используется *триггер Шмитта* (рисунок 3.21).

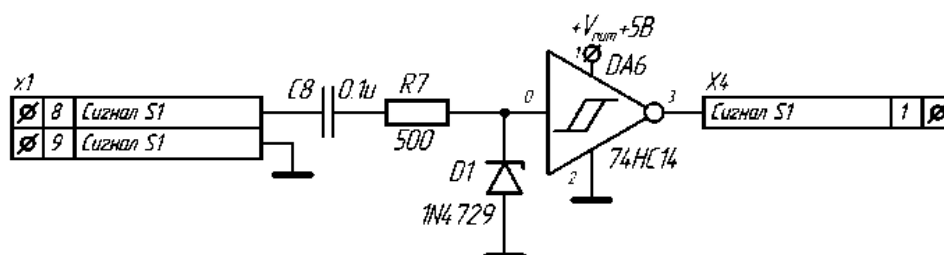


Рисунок 3.21 – Схема триггера Шмитта

Триггер Шмитта построен на базе микросхемы 74НС14, которая преобразует сигнал синусоидальной формы в сигнал прямоугольной формы, а также позволяет получить четкий выходной сигнал при сравнительно медленном фронте импульса на входе, что обеспечивает помехоустойчивость части системы измерения скорости по входу.

Преобразователь «частота-напряжение» выполняет преобразование частоты прямоугольных сигналов в напряжение $U_{\text{ВЫХ}}$ на его выходе. На рисунке 3.22 показана схема преобразователя, основой которой является интегральная микросхема LM331. Преобразование сигналов может производиться в диапазоне $10...5000$ Гц.

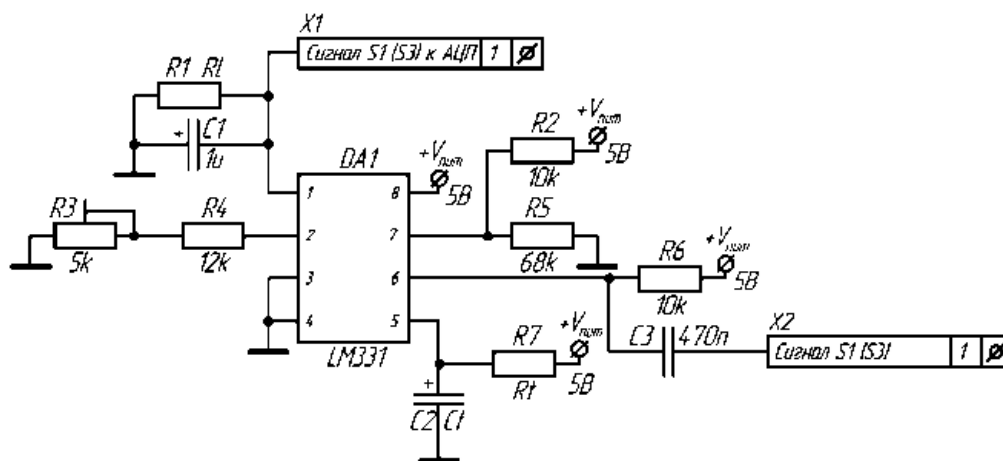


Рисунок 3.22 – Схема преобразователя «частота-напряжение»

Выходное напряжение на выходе преобразователя определяется по формуле, В:

$$U_{\text{ВЫХ}} = \nu_{\text{ВХ}} \cdot 2,09 \cdot \frac{R_L}{R_4 + R_5} \cdot R_t \cdot C_t \quad (3.10)$$

где $\nu_{\text{ВХ}}$ – частота следования прямоугольных импульсов на входе в преобразователь, Гц.

При помощи резистора R_3 обеспечивается подстройка напряжения $U_{\text{ВЫХ}}$ на выходе ПЧН в диапазоне частот $10...5000$ Гц.

Напряжение на выходе преобразователя, эквивалентное скорости вращения вала бегового барабана, поступает на входы в АЦП (каналы №9 и №10, см. рисунок 3.11), а затем, уже в виде цифровых кодов – в ПК для последующей обработки.

Измерение и регистрация углов увода δ необходимы для обеспечения

углового позиционирования колеса с испытуемой шиной относительно плоскости вращения бегового барабана шинного тестера.

Первичным преобразователем угла увода δ в электрическую величину является бесконтактный датчик приближения 2 (рисунок 3.23), который расположен на петле 4 фланца опорной балки 1. Торец датчика направлен на боковую поверхность измерительного кольца 5. Кольцо 5 жёстко закреплено на ступице испытательного модуля 6. Боковая поверхность кольца 5 имеет спиральную форму. При вращении испытательного модуля со ступицей 6 и кольцом 5 зазор между боковой поверхностью кольца 5 и торцом датчика 2 изменяется. Зависимость между изменением зазора и углом поворота испытательного модуля носит линейный характер. Изменение зазора приводит к изменению состояния магнитной системы датчика 2, которое регистрируется элементом Холла, что в свою очередь влияет на уровень выходного сигнала.

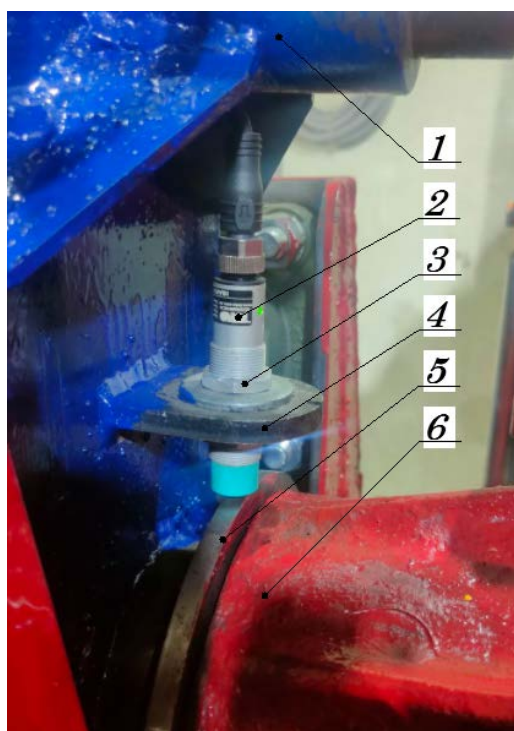


Рисунок 3.23– Расположение датчика угла увода

1 – балка; 2 – датчик; 3 – крепежные элементы; 4 – петля; 5 – измерительное кольцо; 6 – ступица испытательного модуля

Сигнал датчика угла увода поступает на вход усилителя (рисунок 3.24), выполненного на базе микросхемы *LM234*. Схема представляет собой

дифференциальный усилитель с возможностью преобразования сигнала из диапазона $0 \dots 5 \text{ В}$ в диапазон $\pm 5 \text{ В}$ с целью увеличения чувствительности системы измерения.

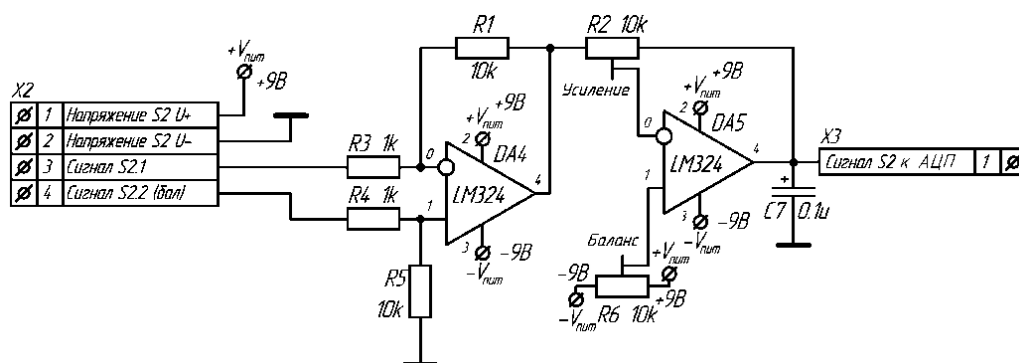


Рисунок 3.24 – Схема усилителя сигнала датчика угла увода

Во всех устройствах систем измерения используется стабилизированное питание постоянным током. Схема источника напряжения питания показана на рисунок 3.25.

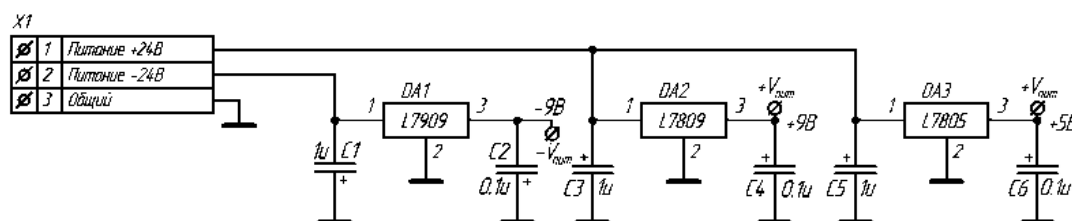


Рисунок 3.25 – Схема стабилизатора напряжения

Схема источника питания содержит стабилизаторы:

- 1) стабилизатор *L7805* – для питания датчиков, напряжением 5 В прямой полярности;
- 2) стабилизатор *L7809* – для питания усилителей, напряжением 9 В прямой полярности;
- 3) стабилизатор *L7909* – для питания усилителя в системе измерения угла увода, напряжением 9 В обратной полярности.

Напряжение, поступающее на вход схемы составляет $\pm 24 \text{ В}$ относительно общего провода. Максимальный ток стабилизации для стабилизатора *L7805* составляет 1 А , для стабилизаторов *L7809* и *L7909* – $1,5 \text{ А}$.

Для записи, обработки, сохранения и просмотра результатов испытаний используется внешний модуль АЦП-ЦАП ZET 210 (рисунок 3.26). Модуль содержит

группу цифровых и аналоговых выходов и входов, которые могут использоваться для измерения сигналов систем измерения и управления различными цепями в исполнительных механизмах и устройствах [199].



Рисунок 3.26 – Внешний вид АЦП-ЦАП «L-Card E-14-140» [199]

Все регистрируемые параметры поступают АЦП-ЦАП «L-Card E-14-140». Основные технические характеристики АЦП-ЦАП «L-Card E-14-140»:

- 1) количество каналов – 16 дифференциальных (32 с «общей землей»);
- 2) разрядность АЦП – 14 бит;
- 3) максимальная частота преобразования – 200 кГц;
- 4) входное сопротивление в одноканальном режиме – не менее 10 МОм;
- 5) диапазон входного сигнала – ± 10 В; $\pm 2,5$ В; $\pm 0,6$ В; $\pm 0,15$ В;
- 6) защита входов по напряжению – ± 10 В.

АЦП преобразует входные аналоговые сигналы, такие как напряжение, в цифровые коды с заданной точностью и дискретизацией, которая задаётся в программе – самописце. АЦП подключается к ПК через интерфейс USB. Подключение систем измерения осуществлялось по дифференциальной схеме.

3.2. Методики исследования характеристик шин на стенде с двумя кинематически связанными беговыми барабанами

В разделе описаны методики проведения экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя беговыми барабанами, которые связаны между собой цепной передачей: определения циркулирующей мощности; свободного радиуса качения колеса; силовых и

скоростных потерь при качении шины по двум беговым барабанам стенда.

3.2.1. Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя кинематически связанными цепной передачей беговыми барабанами стенда

Алгоритм проведения этапов экспериментального исследования характеристик сцепления эластичной шины колеса автомобиля с беговыми барабанами представлен на рисунке. 3.27 [141, 236, 255].

Задачами экспериментального исследования является определение параметров процесса взаимодействия эластичной шины с беговыми барабанами стенда, а именно: нормальных R_{Zi} и касательных реакций R_{Xi} , на основе которых определяются характеристики сцепных свойств шины. Методика экспериментальных исследований состоит из 8-ми этапов.

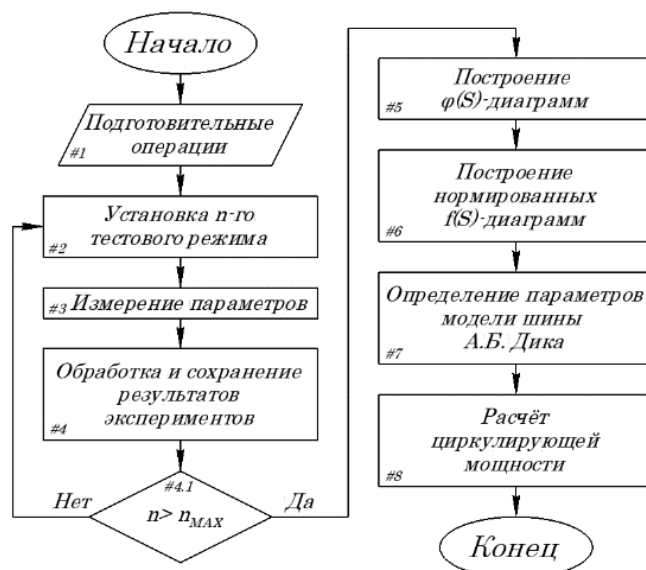


Рисунок 3.27 – Алгоритм выполнения экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя беговыми барабанами стенда

Этап №1. Подготовительные операции

Перед тем как приступить к экспериментальным исследованиям, необходимо выполнить ряд подготовительных операций. Во-первых, следует подготовить объект исследования – шину, и во-вторых, необходимо подготовить экспериментальное оборудование.

Подготовительные операции с шиной включают в себя следующие действия.

1. Проверка колеса с эластичной шиной на наличие дефектов.
2. Установка колеса на механизм привода и нагружения стенда.
3. Постепенное увеличение нормальной нагрузки на колесо до необходимого для экспериментального исследования значения в соответствии с техническими возможностями узла нагружения стенда.
4. Проверка и установка давления воздуха в шине $P_{Ш}$ на необходимом для данной марки и модели шины уровне.

Подготовка экспериментального оборудования включает в себя следующие этапы.

1. Проверка безопасности оборудования: аварийного отключения питания приводов барабанов и колеса, а также проверку систем аварийного отключения питания электронной аппаратуры измерительной системы стенда. Также необходимо убедиться в работоспособности механизма, обеспечивающего качение колеса в ведомом режиме.
2. Прогрев шины за счёт её обкатки по цилиндрическим поверхностям барабанов в течение 10 минут при нормальной нагрузке, которая составляет $G_K = 3,75 \text{ кН}$.
3. Проверка электронных систем стенда, которые отвечают за измерение контролируемых параметров в процессе исследования.
4. Проверка работоспособности электрических силовых систем стенда.
5. Прогрев и проверка приводов беговых барабанов и испытуемого колеса с эластичной шиной.

Этап №2. Установка тестовых режимов на объект исследования

Тестовые режимы устанавливаются в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования. Установка параметров тестовых режимов изменяется после этапа обработки и сохранения результатов исследования, после чего этапы 3 и 4 снова повторяются.

Тестовые воздействия устанавливаются в соответствии со следующим порядком задания параметров (см. рисунок 3.27):

- 1) задание необходимого значения нормальной нагрузки G_K , которая приходится на колесо;
- 2) установка значения смещения колеса a относительно оси симметрии беговых барабанов;
- 3) установка значения проскальзывания S .

В начале экспериментального исследования задаётся нормальная нагрузка G_K на колесо, которая постепенно увеличивается с шагом $0,5 \text{ кН}$ в диапазоне $G_K \in [2,75 \text{ кН} \dots 4,25 \text{ кН}]$ в зависимости от испытываемой шины.

Из-за разности радиусов качения колеса на переднем r_{K01} и на заднем r_{K02} барабанах, проскальзывания S_1 и S_2 будут определяться для каждого бегового барабана отдельно. Значение проскальзываний S_i шины в пятнах контакта с беговыми барабанами задаётся при варьировании угловых скоростей колеса ω_K с испытываемой шиной или беговых барабанов ω_p в соответствии с выбранным режимом работы шины – ведущим или тормозным.

Для задания ведущего режима работы шины исследование проводится в условиях одинаковой угловой скорости колеса ($\omega_K = const$), а проскальзывания S_i задаются за счёт изменения угловой скорости ω_p вращения беговых барабанов. При проведении экспериментального исследования процесса взаимодействия эластичной шины с поверхностями беговых барабанов в тормозном режиме проскальзывания S_i задаются при постоянной угловой скорости вращения беговых барабанов ($\omega_p = const$), но с изменяемой угловой скоростью колеса ω_K .

Тогда, в соответствии с выражением (2.122) и (2.123) для задания проскальзываний S_i необходимо устанавливать угловые скорости колеса или беговых барабанов. Значение угловых скоростей ω_B и ω_K определяется по формуле, рад/с:

$$\begin{cases} \omega_B = \frac{(1 - S_i) \cdot \omega_K \cdot r_{kCi}}{r_B} & \text{при ведущем режиме;} \\ \omega_K = \frac{(1 - S_i) \cdot \omega_B \cdot r_B}{r_{kCi}} & \text{при тормозном режиме.} \end{cases} \quad (3.11)$$

При значениях проскальзывания S_i , равного $S_i = 1$ или $S_i = 0$ задействуется механизм блокировки или свободного вращения колеса или беговых барабанов.

Изменение угловых скоростей беговых барабанов ω_B и колеса ω_K достигается путём изменения частоты напряжения питания $f_{\text{ЭДБ}}$ электродвигателя привода беговых барабанов или колеса $f_{\text{ЭДК}}$.

Установка проскальзывания S_i и угловой скорости барабанов ω_B или колеса ω_K производилась за счёт задания угловой скорости электродвигателей привода, рад/с:

$$\begin{cases} \omega_{\text{ЭДБ}} = \frac{\omega_B}{u_{\text{ПБ}}}; \\ \omega_{\text{ЭДК}} = \frac{\omega_K}{u_{\text{ПК}}}; \end{cases} \quad (3.12)$$

где: $u_{\text{ПБ}}$ и $u_{\text{ПК}}$ – передаточные числа привода беговых барабанов и колеса соответственно.

Частота вращения роторов электродвигателей привода беговых барабанов $n_{\text{ЭДБ}}$ и колеса $n_{\text{ЭДК}}$ определяется как об/с:

$$\begin{cases} n_{\text{ЭДБ}} = \frac{\omega_{\text{ЭДБ}}}{2 \cdot \pi}; \\ n_{\text{ЭДК}} = \frac{\omega_{\text{ЭДК}}}{2 \cdot \pi}. \end{cases} \quad (3.13)$$

Частота напряжения питания электродвигателей привода беговых барабанов $f_{\text{ЭДБ}}$ и колеса $f_{\text{ЭДК}}$ определяется как, Гц:

$$\begin{cases} f_{\text{ЭДБ}} = \frac{p_{\text{ЭДБ}} \cdot n_{\text{ЭДБ}}}{s_{\text{ЭДБ}}}; \\ f_{\text{ЭДК}} = \frac{p_{\text{ЭДК}} \cdot n_{\text{ЭДК}}}{s_{\text{ЭДК}}}; \end{cases} \quad (3.14)$$

где: $p_{\text{ЭДБ}}$ и $p_{\text{ЭДК}}$ – количество пар полюсов электродвигателей привода беговых барабанов и колеса соответственно;

$s_{\text{ЭДБ}}$ и $s_{\text{ЭДК}}$ – скольжение электродвигателей привода беговых барабанов и колеса соответственно.

В ходе эксперимента величина проскальзываний S_i устанавливалась дискретно с уменьшенным шагом в начальной области режима устойчивого торможения или ведущего режима (при $S_i \rightarrow 0$) с последующим увеличением шага к точке (при $S_i \rightarrow 1$ или $S_i \rightarrow -1$) в следующих по модулю значениях 0; 0,025; 0,05; 0,075; 0,1; 0,125; 0,15; 0,175; 0,2; 0,225; 0,25; 0,275; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9;

1,00.

Для определения значения циркулирующей мощности $N_{ц}$, расчёт которой выполняется по выражениям (2.115), (2.116) и (2.117), в процессе экспериментального исследования устанавливалась величина смещения a оси вращения колеса относительно оси симметрии беговых барабанов. Значение смещения a устанавливается дискретно, в соответствии со следующими значениями:

- 1) $a = 0$ мм, что соответствует нейтральному положению колеса;
- 2) $a \in [5 \text{ мм} \dots 25 \text{ мм}]$ со смещением колеса в сторону переднего барабана с шагом 5 мм;
- 3) $a \in [-5 \text{ мм} \dots -25 \text{ мм}]$ со смещением колеса в сторону заднего барабана с шагом 5 мм.

Установка параметров проскальзывания S_i задаётся по наименьшему значению из проскальзываний шины относительно переднего бегового барабана S_1 или заднего S_2 . Параметры проскальзываний S_i и смещения колеса a устанавливаются во всём диапазоне для одного значения нормальной нагрузки G_K .

Этап №3. Измерение исследуемых параметров

В ходе экспериментальных исследований измеряются силовые и кинематические параметры. Если колесо неподвижно, а беговые барабаны стенда зафиксированы, то при заданной нормальной нагрузке G_K необходимо измерить длину пятен контакта шины с поверхностью переднего $l_{Д1}$ и заднего $l_{Д2}$ беговых барабанов. Для этого снимаются отпечатки беговой дорожки шины на поверхностях беговых барабанов (рисунок 3.28).

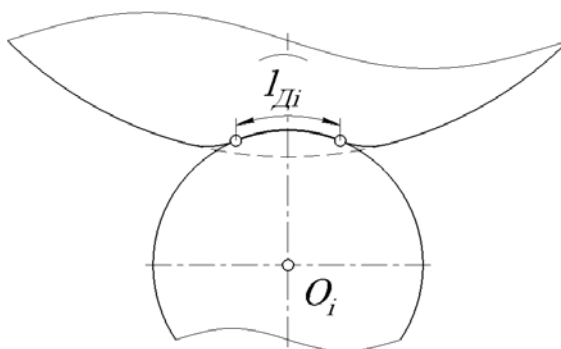


Рисунок 3.28 – Схема определения длины $l_{Дi}$ пятна контакта шины на беговом барабане

В ходе эксперимента с помощью системы измерения кинематических параметров определяется угловая скорость вращения колеса ω_K и угловые скорости вращения беговых барабанов ω_B . Также система измерения силовых параметров позволяет определить элементарные нормальные реакции ΔR_{Z1} и ΔR_{Z2} и элементарные касательные реакции ΔR_{X1} и ΔR_{X2} на переднем и заднем барабанах соответственно.

Этап №4. Обработка результатов измерений

Результаты измерений обрабатываются следующим образом: аналоговые сигналы ω_K , ω_B , ΔR_{X1} , ΔR_{Z1} , ΔR_{Z2} и ΔR_{X2} преобразуются в цифровой код, который затем представляется в виде графических зависимостей измеренных значений. Это делается специальной программой на ПК. Полученные данные сохраняются в памяти устройства в виде табличных значений. Далее рассчитываются значения проскальзываний S_i по формулам (2.121), (2.122), (2.123) и (2.124). Построение эпюр распределения нормальных реакций $\Delta R_{Z1} = f(l_{D1})$ и $\Delta R_{Z2} = f(l_{D2})$, а также продольных касательных реакций $\Delta R_{X1} = f(l_{D1})$ и $\Delta R_{X2} = f(l_{D2})$ осуществляется на основе скорректированных значений длин пятен контакта шины с поверхностями беговых барабанов l_{D1} и l_{D2} (рисунок 3.29).

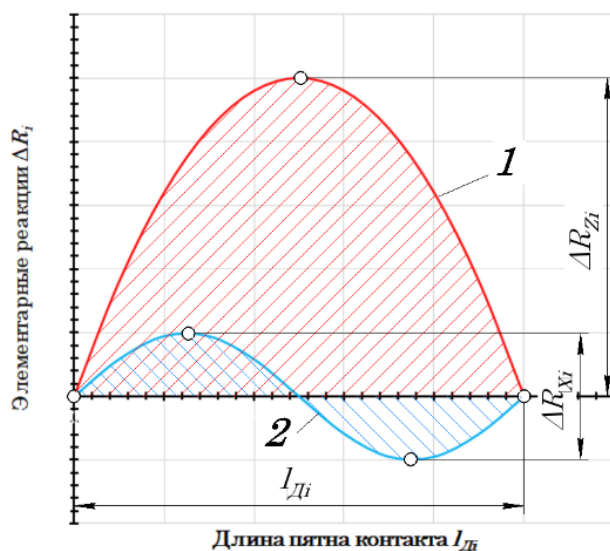


Рисунок 3.29. Зависимость распределения элементарных реакций по длине пятна контакта l_{Di} :

1 – нормальная реакция ΔR_{Zi} ; 2 – касательная реакция ΔR_{Xi}

Этапы со 2-го по 4-й выполняются в количестве n , определённым методикой планирования экспериментов.

Этап №5. Построение $\varphi(S)$ -диаграмм, характеризующих сцепление шины с поверхностями опорных беговых барабанов

Для построения $\varphi(S)$ -диаграмм использовались эпюры распределения элементарных нормальных $\Delta R_{Z1} = f(l_{D1})$, $\Delta R_{Z2} = f(l_{D2})$ и касательных $\Delta R_{X1} = f(l_{D1})$, $\Delta R_{X2} = f(l_{D2})$ реакций и соответствующие им значения проскальзывания S_1 и S_2 [129, 255].

Значения нормальных реакций R_{Z1} и R_{Z2} и касательных реакций R_{X1} и R_{X2} определяются путём интегрирования по выражению, Н [129, 255]:

$$R_{Zi} = \frac{1}{l_{Di}} \int_0^{l_{Di}} \Delta R_{Zi} \cdot dl_{Di}; \quad (3.15)$$

$$R_{Xi} = \frac{1}{l_{Di}} \int_0^{l_{Di}} \Delta R_{Xi} \cdot dl_{Di}. \quad (3.16)$$

Значение реализованных коэффициентов сцепления φ_i шины с беговыми барабанами рассчитывается по формуле [69, 71]:

$$\varphi_i = \frac{R_{Xi}}{R_{Zi}}. \quad (3.17)$$

На основе вычисленных значений коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2 , а также известных значений величин проскальзывания S_1 и S_2 осуществляется построение зависимости вида $\varphi_1 = f(S_1)$ и $\varphi_2 = f(S_2)$ [129, 255].

Этап №6. Построение нормированных $f(S)$ -диаграмм с поверхностями беговых барабанов стенда

Построение нормированных $f(S)$ -диаграмм, которые являются основой для математической модели шины А.Б. Дика, осуществляется при определении наибольшего из полученных экспериментальным путём значений коэффициента сцепления φ_{iMAX} для обоих беговых барабанов для всех результатов исследования. Построение нормированной $f(S)$ -диаграммы производится по формуле (3.5) для каждого значения проскальзываний S_i [129, 255].

Этап №7. Определение параметров математической модели шины А.Б. Дика

Математическая модель шины, разработанная А.Б. Диком описывается формулой (2.118), которая представлена во второй главе. Для практического применения этой формулы необходимо рассчитать эмпирические коэффициенты a и b по формулам (2.127) и (2.128). Эти коэффициенты определяются с помощью нормированной $f(S)$ -диаграммы. Определение коэффициентов φ_X , φ_{Xmax} , $\varphi_{ХБЛ}$ и η_{SX} производится по формулам (3.1), (3.2), (3.3) и (3.4) [69, 71].

Этап №8. Расчёт значений циркулирующей паразитной мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина»

Поскольку в процессе функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами неизбежно перемещение его колёс относительно беговых барабанов на некоторую величину a (см. рисунок 2.27), то в этом случае возникает поток циркулирующей паразитной мощности $N_{Ц}$ в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина». Этот поток обусловлен неравенством радиусов качения колеса r_{koi} , а, соответственно и окружных скоростей v_i и проскальзывания S_i шины относительно барабанов. В экспериментальном исследовании такое рассогласование задаётся смещением a оси вращения колеса относительно оси симметрии беговых барабанов. Мощность $N_{Ц}$ рассчитывается по формулам (2.115), (2.116) и (2.117) в зависимости от смещения a .

3.2.2 Методика определения радиуса качения колеса с эластичной шиной в свободном режиме на двух беговых барабанах

Анализ зависимости динамического радиуса r_D и радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kC} шины от нормальной нагрузки G_K , представленных на рисунке 3.30 показывает, что с увеличением нагрузки G_K на колесо, график зависимости динамического радиуса $r_D = f(G_K)$ имеет явно выраженный линейный характер.

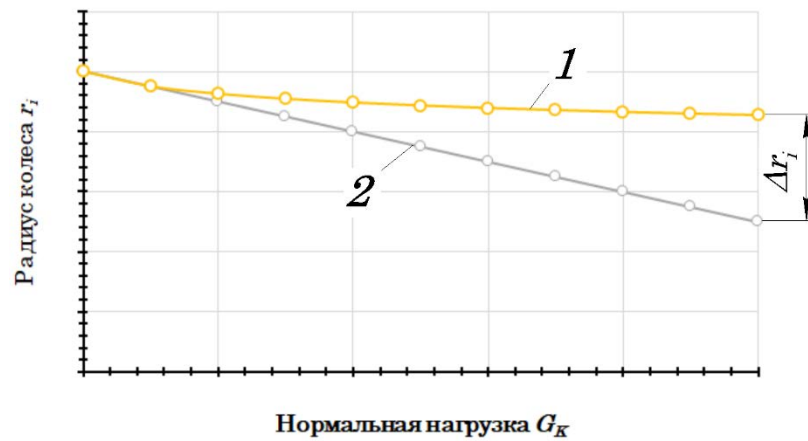


Рисунок 3.30 – График зависимости динамического радиуса r_d и радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kC} от нормальной нагрузки G_K :

1 – радиус r_{kC} качения колеса в свободном режиме; 2 – динамический радиус r_d колеса.

При этом график зависимости радиуса качения колеса в свободном режиме $r_{kC} = f(G_K)$ имеет нелинейный характер, причем с ростом нормальной нагрузки G_K разность радиусов Δr_i значительно увеличивается.

При сравнении $\varphi(S)$ -диаграмм, полученных на основе радиусов r_d и r_{kC} выявлено, что диаграмма, полученная с использованием динамического радиуса r_d имеет значительное смещение по оси проскальзывания S . Причем, чем больше величина нагрузки на колесо G_K , тем больше смещение графиков. Это обстоятельство не позволяет использовать полученные результаты для целей моделирования и расчета характеристик продольного сцепления шин с опорной поверхностью, а следовательно, и использование динамического радиуса r_d для расчета проскальзывания.

В работе [238, 252, 256] было показано, что силовым радиусом колеса с эластичной шиной является радиус качения колеса в свободном режиме r_{kC} , когда к колесу подведен крутящий момент M_K , по величине равный моменту M_f сопротивления качению. Таким образом, оптимально использовать в качестве силового радиуса – радиус r_{kC} качения в свободном режиме.

Для выявления функциональной зависимости силового радиуса колеса r_{kC} на беговом барабане от величины воздействующей на эластичную шину нормальной нагрузки G_K была разработана методика [370], которая подразумевает выполнение

следующих этапов (рисунок 3.31).

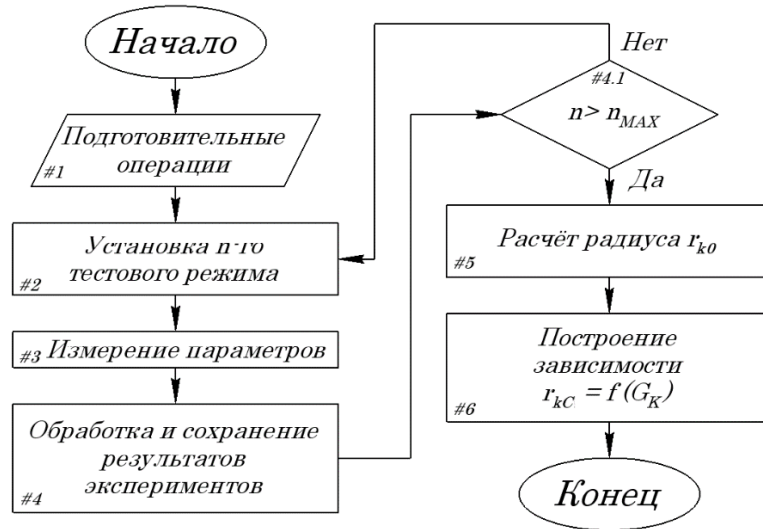


Рисунок 3.31 – Алгоритм определения радиуса качения колеса r_{kc} в свободном режиме на двух беговых барабанах

Этап №1. Подготовительные операции

Перед проведением экспериментального исследования выполняется ряд подготовительных операций, которые направлены на подготовку испытуемой шины и оборудования, аналогичных приведённым в предыдущей методике (см. раздел 3.2.1).

Этап №2. Установка тестовых режимов

Тестовые режимы задаются в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования в соответствии со следующим порядком:

- 1) установка необходимого значения нормальной нагрузки G_K , приходящейся на колесо;
- 2) установка окружной скорости бегового барабана V_B ;
- 3) установка давления воздуха в шине $P_{Ш}$.

Поскольку радиусы качения колеса относительно двух беговых барабанов имеют одинаковые значения, то экспериментальное определение радиуса осуществляется при постановке колеса на один беговой барабан. В начале экспериментального исследования устанавливается нормальная нагрузка G_K на колесо. Эта нагрузка постепенно увеличивается $G_K \in [0 \text{ Н}, 1600 \text{ Н}, 2400 \text{ Н}, 2800 \text{ Н}, 3200 \text{ Н} \text{ и}$

3600 Н] в зависимости от испытываемой шины.

Давление воздуха в испытываемой шине P_{III} задаётся дискретно $P_{III} \in [0,04 \text{ МПа}, 0,1 \text{ МПа}, 0,15 \text{ МПа}, 0,19 \text{ МПа}, 0,22 \text{ МПа} \text{ и } 0,24 \text{ МПа}]$.

Установка параметров тестовых режимов задаётся во всем диапазоне давлений P_{III} и изменяется после этапа обработки и сохранения результатов исследования, после чего этапы 3 и 4 снова повторяются.

Этап №3. Измерение параметров

В ходе экспериментального исследования, посредством системы измерения кинематических параметров, по истечению времени, затраченного на разгон колеса и беговых барабанов ($t_p = 30 \text{ с}$), осуществляется замер углового положения колеса, выражающееся в количестве импульсов системы измерения n_K и углового положения бегового барабана n_1 . Количество измеренных импульсов n_K и n_1 пропорционально пути, пройденному колесом на беговых барабанах. Измерение импульсов производится в течении времени $t_{из} = 60 \text{ с}$.

Этап №4. Обработка и сохранение результатов

Обработка результатов измерений производится путём подсчёта измеренных импульсов n_K и n_1 после преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой на ПК и записывается в память устройства в виде табличных.

Этап №5. Расчёт радиуса $r_{кС}$ качения колеса в свободном режиме

Расчёт радиуса качения колеса $r_{кС}$ беговом барабане производится по формуле, м:

$$r_{кС} = \frac{r_p \cdot n_1}{n_K}; \quad (3.18)$$

где r_p – радиус бегового барабана, м;

n_1 – количество импульсов с датчика частоты вращения бегового барабана;

n_K – количество импульсов с датчика частоты вращения колеса.

Этап №6. Построение зависимости $r_{кС} = f(G_K)$ радиуса качения колеса в свободном режиме от нормальной нагрузки

Разработанная методика позволяет исследовать, как силовой радиус колеса

$r_{кС}$ на беговом барабане зависит от величины нормальной нагрузки G_K , приложенной к колесу при варьировании давления P_{III} воздуха в шине. Итоговая зависимость $r_{кС} = f(G_K, P_{III})$ аппроксимируется и используется для уточнения математической модели исследуемого процесса вместо формулы (2.114).

3.2.3. Методика определения силовых и скоростных потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стенда

КПД шины определяет процесс функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами в процессе задания тестовых режимов, а также используется при отладке и настройке комплекса математических моделей [104, 105, 106, 162, 187].

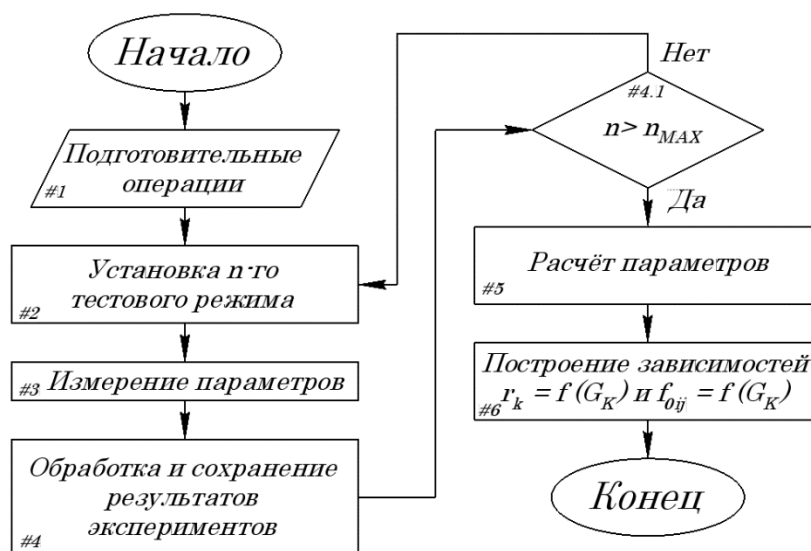


Рисунок 3.32 – Алгоритм выполнения экспериментальных исследований по определению скоростных и силовых потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стенда

Алгоритм выполнения методики определения силовых и скоростных потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стенда показан на рисунке 3.32. Методика экспериментальных исследований состоит из 6-и этапов.

Этап №1. Подготовительные операции

Перед проведением экспериментального исследования выполняется ряд подготовительных операций, которые направлены на подготовку испытуемой шины и оборудования. Подготовительные операции аналогичны приведённым в разделе

3.2.1.

Этап №2. Установка тестовых режимов

Тестовые режимы задаются в количестве n в соответствии с методикой планирования экспериментального исследования. Порядок действий следующий:

1. Установка необходимого значения нормальной нагрузки G_K , которая приходится на колесо.
2. Установка окружной скорости колесом бегового барабана V_B .
3. Установка давления воздуха в шине P_{III} .

Поскольку исследуемые параметры при экспериментальном исследовании на двух беговых барабанах имеют одинаковые значения, то радиус можно определить, поставив колесо на один беговой барабан. В начале эксперимента устанавливается нормальная нагрузка G_K на колесо. Эта нагрузка постепенно увеличивается в соответствии с шагом: $G_K \in [1200 \text{ Н}, 1500 \text{ Н}, 1900 \text{ Н}, 2350 \text{ Н} \text{ и } 2700 \text{ Н}]$ в зависимости от испытываемой шины.

Давление воздуха в испытываемой шине P_{III} задаётся дискретно в диапазоне $P_{III} \in [0,05 \text{ МПа} \dots 0,35 \text{ МПа}]$ с шагом $0,05 \text{ МПа}$.

Для определения кинематического радиуса колеса скорость беговых барабанов задавалась дискретно в диапазоне $V_B \in [1 \text{ м/с}, 4 \text{ м/с}, 6 \text{ м/с} \text{ и } 8 \text{ м/с}]$.

Установка параметров тестовых режимов задаётся во всем диапазоне давлений P_{III} и изменяется после этапа обработки и сохранения результатов исследования, после чего этапы 3 и 4 снова повторяются.

Этап №3. Измерение исследуемых параметров

В ходе экспериментальных исследований, по истечению времени, затраченного на разгон колеса и беговых барабанов ($t_p = 30 \text{ с}$), осуществляется измерение: угловых скоростей колеса ω_K и бегового барабана ω_B , нормальной R_Z и касательной реакции R_X в пятне контакта шины с поверхностью бегового барабана. Измерение параметров производится в течении времени $t_{из} = 60 \text{ с}$.

Этап №4. Обработка и сохранение результатов экспериментов

Обработка результатов измерений производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется

числовыми данными специальной программой в зависимости вида $\omega_K = f(t)$, $\omega_B = f(t)$, $R_Z = f(t)$ и $R_X = f(t)$ на ПК и записывается в его память устройства в виде табличных данных.

Этап №5. Расчёт параметров

Скоростной КПД шины характеризуется кинематическим радиусом колеса r_K [104, 105, 106]. Для его определения используются значения угловой скорости колеса ω_K , и бегового барабана ω_B по выражению, м:

$$r_K = \frac{\omega_B \cdot r_B}{\omega_K}. \quad (3.19)$$

Силовой КПД шины будет зависеть от момента сопротивления качению M_f , расчёт которого производится по уравнению, Н·м:

$$M_f = F_f \cdot r_{KC} = R_Z \cdot f_{0ij} \cdot r_{KC}. \quad (3.20)$$

Определить коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам f_{0ij} в ходе экспериментального исследования при условии работы колеса в ведомом режиме, можно на основе нормальной R_X и касательной R_Z реакций по формуле [104, 105, 106]:

$$f_{0ij} = \frac{R_X}{R_Z}. \quad (3.21)$$

Этап №6. Построение зависимостей скоростного и силового КПД шины

Разработанная методика позволяет произвести исследование функциональной зависимости составляющих КПД шины $r_K = f(G_K, P_{Ш}, V_B)$ и $f_{0ij} = f(G_K, P_{Ш})$. Полученные зависимости выполняются в табличном и графическом виде, после чего аппроксимируются и используются в дальнейшем для уточнения математической модели исследуемого процесса и при формировании тестовых режимов в экспериментальном исследовании процесса функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами.

3.2.4. Обоснование требований к оборудованию и системам измерения параметров исследуемых процессов

К оборудованию для экспериментальных исследований предъявляются следующие требования:

1. Возможность имитировать работу автомобильного колеса с эластичной шиной в тормозном, тяговом и ведомом режимах на двух беговых барабанах.
2. Стабильное вращение беговых барабанов и колеса с испытуемой шиной с заданной скоростью с допустимым отклонением в $\pm 1\%$.
3. Возможность точно устанавливать скорости беговых барабанов и колеса с испытуемой шиной.
4. Возможность дискретной установки, а также изменения проскальзывания S в диапазоне $S \in [-1...1]$, в следующих по модулю значениях $0; 0,025; 0,05; 0,075; 0,1; 0,125; 0,15; 0,175; 0,2; 0,225; 0,25; 0,275; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,00$.
5. Приложение к колесу нормальной нагрузки G_K с шагом $\Delta G_K = 0,5 \text{ кН}$, в диапазоне $G_K \in [1 \text{ кН}...4,25 \text{ кН}]$, с абсолютной погрешностью $\pm 10 \text{ Н}$.
6. Возможность установки колеса как на один беговой барабан, так и на два барабана, с возможностью плавного регулирования смещения a .
7. Измерение параметров исследуемого процесса [255]:
 - 7.1) элементарной нормальной реакции ΔR_Z в пятне контакта шины с цилиндрической поверхностью беговых барабанов в пределах $\Delta R_Z \in [0 \text{ Н}...1000 \text{ Н}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3,0\%$;
 - 7.2) элементарной касательной реакции ΔR_X в пятне контакта шины с цилиндрической поверхностью беговых барабанов в пределах $\Delta R_X \in [-1000 \text{ Н}...1000 \text{ Н}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3,0\%$;
 - 7.3) крутящего момента M_K , подведённого к колесу в пределах $M_K \in [0 \text{ Н}\cdot\text{м}...400 \text{ Н}\cdot\text{м}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3,0\%$;
 - 7.4) угловой скорости вращения колеса ω_K с возможностью её плавного изменения в пределах $\omega_K \in [0 \text{ рад/с}...11,2 \text{ рад/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3,0\%$;
 - 7.5) угловой скорости вращения беговых барабанов ω_p с возможностью её плавного изменения в пределах $\omega_K \in [0 \text{ рад/с}...33,4 \text{ рад/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3,0\%$;
 - 7.6) углового положения колеса, выражающегося в импульсах n_K сигнала

системы измерения, приходящихся на один оборот колеса в значении 180 импульсов;

7.7) углового положения беговых барабанов, выражающегося в импульсах n_1 и n_2 сигналов системы измерения, приходящихся на один оборот барабана в значении 180 импульсов.

8. Возможность преобразования аналогового сигнала в цифровой для последующей обработки измеренных данных.

9. Высокая надёжность и долговечность.

10. Низкое энергопотребление.

11. Безопасность при проведении исследований.

3.2.5. Оборудование для задания тестовых режимов

Разработанные методики экспериментальных исследований и комплекс требований, предъявленных к оборудованию для экспериментальных исследований и его системам измерения силовых и кинематических параметров исследуемых процессов позволили составить структурную схему испытательного комплекса [28, 119, 148, 220].

Структурная схема стенда представлена на рисунке 3.33 и включает в себя следующие компоненты:

1) блок беговых барабанов, состоящий из электродвигателя, редуктора, механизма управления режимом работы, цепной передачи, беговых барабанов с датчиками, которые регистрируют их угловое положение, а также силоизмерительных датчиков, измеряющих реакции в пятнах контакта, что позволяет определить параметры взаимодействия шины с барабанами.

2) механизм привода и нагружения колеса с испытуемой шиной состоит из электродвигателя, редуктора и механизма управления режимом работы, в состав которого входят датчики углового положения колеса и крутящего момента, который подводится к колесу;

3) силовой блок, представляющий собой программно-управляемый преобразователь частоты напряжения питания электродвигателей силовых установок

с устройством распределения мощности отдельно на один из двигателей;

- 4) пятна контакта испытуемой шины с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов;
- 4) система усиления и преобразования сигналов датчиков;
- 5) блок цифровой и графической обработки сигнала, включающий в себя АЦП и ПК.

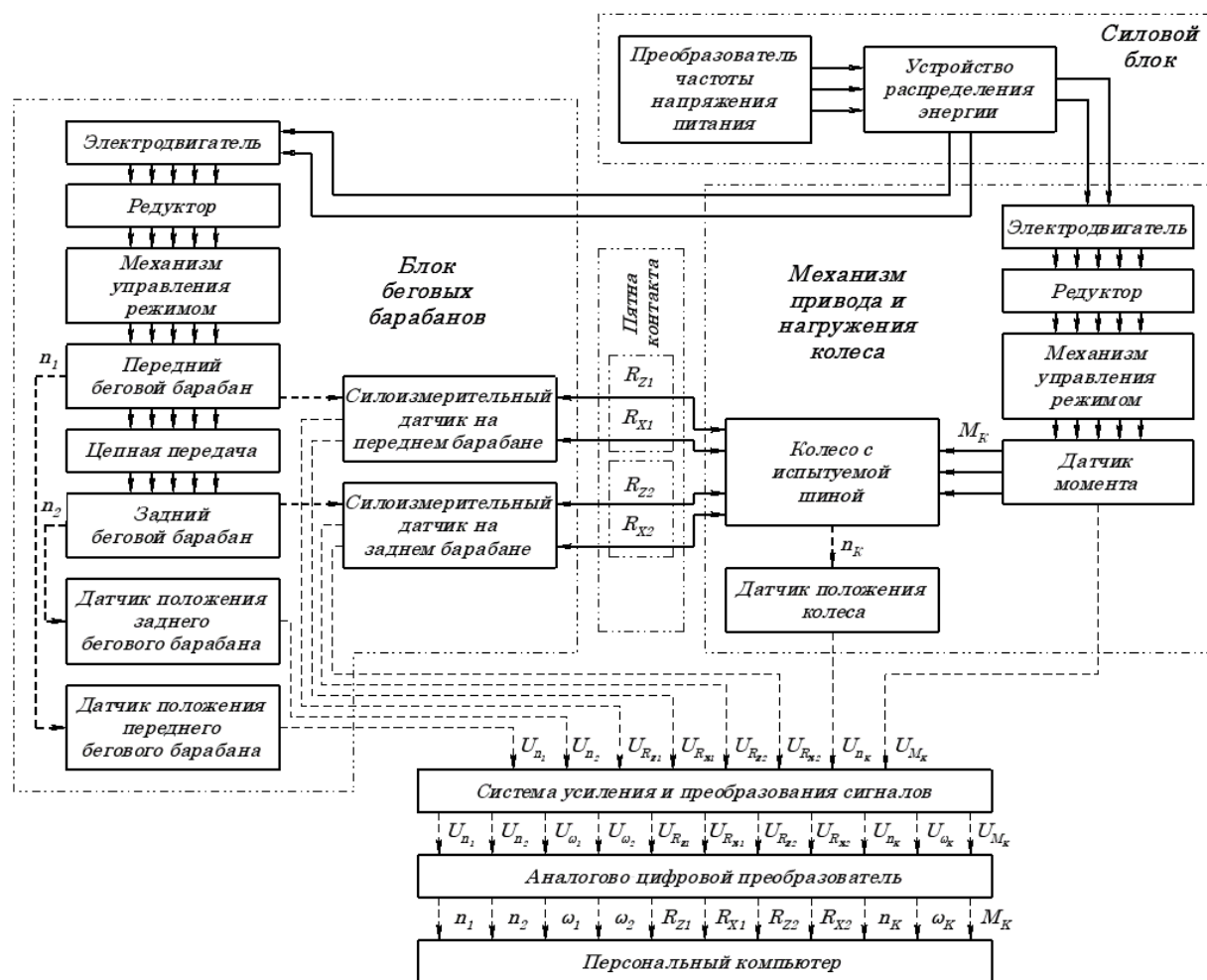


Рисунок 3.33 – Структурная схема комплекса для экспериментального исследования процессов взаимодействия эластичной шины в пятнах контакта с двумя беговыми барабанами стенда

В процессе экспериментального исследования происходит измерение силовых ΔR_{Zi} , ΔR_{Xi} и M_K и кинематических параметров n_1 , n_2 и n_K измерительными системами комплекса. Выходные аналоговые сигналы систем измерения: углового положения барабанов и колеса: U_{n_1} , U_{n_2} , U_{n_K} ; элементарных реакций, распределённых по длине пятна контакта: $U_{R_{Z1}}$, $U_{R_{Z2}}$, $U_{R_{X1}}$, $U_{R_{X2}}$ и

крутящего момента, подведённого к колесу U_{M_K} усиливаются, преобразуются и посылаются на вход АЦП. Причём, сигналы U_{n_1} , U_{n_2} и U_{n_K} дополнительно преобразуются в сигналы угловой скорости U_{ω_1} , U_{ω_2} и U_{ω_K} . Аналоговые сигналы в последующем преобразуются в цифровой код и выводятся на мониторе ПК в виде осциллограмм зависимостей $\Delta R_{X1} = f(t)$, $\Delta R_{X2} = f(t)$, $\Delta R_{Z1} = f(t)$, $\Delta R_{Z2} = f(t)$, $M_K = f(t)$, $\omega_1 = f(t)$, $\omega_2 = f(t)$ и $\omega_K = f(t)$.



Рисунок 3.34 – Внешний вид комплекса для экспериментального исследования процессов взаимодействия эластичной шины в пятнах контакта с двумя беговыми барабанами стенда

В соответствии со структурной схемой, конструкция исследовательского комплекса (рисунок 3.34) состоит из четырёх систем.

Несущая система испытательного комплекса выполнена в виде совокупности жёстких конструкций крепления механизмов привода 1, 2, 3, 4 и 7 колеса, самого колеса 11, беговых барабанов 8 и 18 и их привода 1, 2, 21 и 22 (рисунок 3.35). Основным элементом системы является рама 20 с размещёнными на ней: беговыми барабанами 8 и 18; силовыми установками, состоящими из электродвигателей 1 и 3 привода беговых барабанов 8 и 18 и колеса 11, редукторов 2 и 22, а также соединительных муфт, механизмов установки режима работы 7 и 21 и карданной передачи 4; колёсной рамой 9, служащей держателем колеса 11 с испытуемой шиной, с устанавливаемой на ней грузами 12, а также амортизаторов, гасящих вынужденные

колебания, возникающие в процессе экспериментального исследования. Колёсная рама 9 крепится шарнирно к стойке, с возможностью горизонтального и вертикального перемещения с последующей фиксацией. Эти перемещения позволяют устанавливать колёса 11 с посадочными диаметрами дисков от 13 до 16 дюймов, а также перемещать колесо относительно беговых барабанов 8 и 18 таким образом, чтобы настраивать величину смещения a или позиционировать колесо на одном барабане. Механизм крепления испытуемого колеса 11 состоит из приводного вала, консольно закреплённого на колёсной раме 9 при помощи радиальных подшипников.

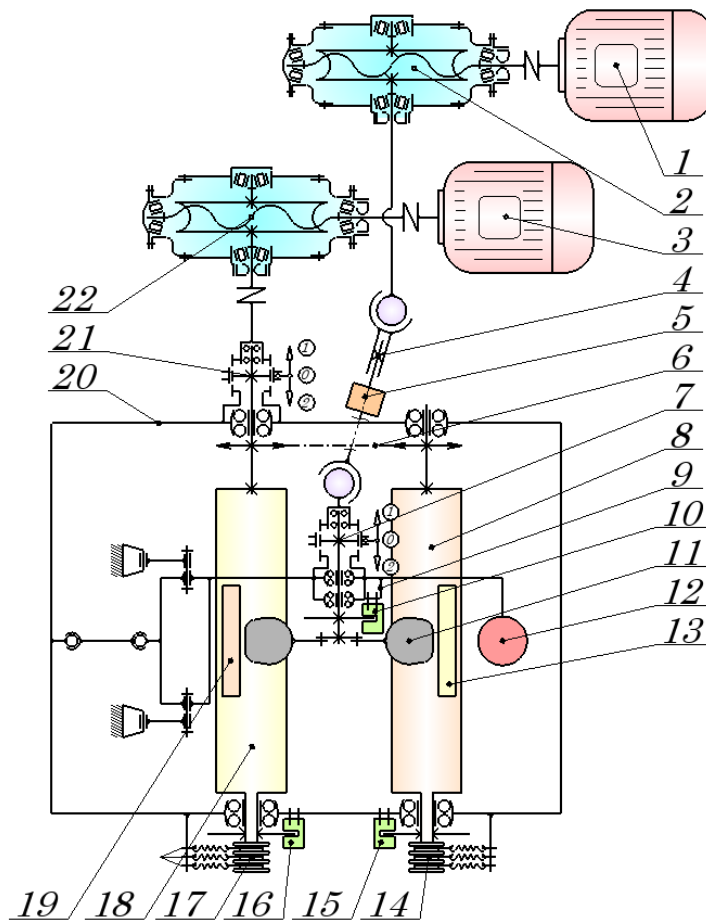


Рисунок 3.35 – Функциональная схема комплекса для экспериментального исследования процессов взаимодействия эластичной шины в пятнах контакта с двумя беговыми барабанами стенда:

- 1 – электродвигатель привода колеса; 2 – редуктор привода колеса;
 3 – электродвигатель привода беговых барабанов; 4 – карданный вал; 5 – датчик крутящего момента M_K ; 6 – цепная передача; 7 – механизм задания режима работы колеса; 8 – задний беговой барабан; 9 – колёсная рама; 10 – датчик

положения колеса; 11 – колесо с испытуемой шиной; 12 – груз; 13 – тензодатчик-балка для измерения элементарных нормальных ΔR_{Z2} и продольных ΔR_{X2} реакций в пятне контакта шины с задним барабаном; 14 – токосъёмный модуль заднего барабана; 15 – датчик положения заднего барабана; 16 – датчик положения переднего барабана; 17 – токосъёмный модуль переднего барабана; 18 – передний беговой барабан; 19 – тензодатчик-балка для измерения элементарных нормальных ΔR_{Z1} и продольных ΔR_{X1} реакций в пятне контакта шины с передним барабаном; 20 – рама стенда; 21 – механизм задания режима работы беговых барабанов; 22 – редуктор привода беговых барабанов.

Механизм, отвечающий за задание режима качения испытуемого колеса 11, состоит из нескольких зубчатых венцов. Один из них соединён с колёсной рамой 9, другой находится на приводном валу колеса, а третий выполнен как одно целое с вилкой шарнира карданного вала 4. Чтобы изменить режим качения испытуемого колеса, нужно переместить рычаг переключения в одну из трёх позиций: «0», «1» или «2». При этом муфта будет перемещаться по поверхности зубчатого венца на приводном валу колеса. Когда рычаг находится в положении «2», муфта входит в зацепление с венцом, соединённым с колёсной рамой. Это приводит к тому, что приводной вал колеса блокируется, а испытуемое колесо 11 работает в режиме блока. Если же переместить рычаг в положение «0», муфта выйдет из зацепления с венцом на раме, и вал колеса будет свободно вращаться, что соответствует режиму ведомого качения испытуемого колеса. Включение тормозного или ведущего режима испытуемого колеса соответствует перемещению рычага в положение «1». В этом случае муфта входит в зацепление с венцом карданного вала, и угловая скорость вращения колеса задаётся дискретно, чтобы установить величину проскальзывания S_{ij} . Механизм задания режима функционирования беговых барабанов 21 устроен и работает аналогично.

Силовая система, приводящая во вращения беговые барабаны 8 и 18, а также приводящая во вращение колесо 11 с испытуемой шиной с возможностью изменения его частоты вращения. Силовая система стенда состоит из двух подсистем:

силовая система привода беговых барабанов 8 и 18 (содержит в своём составе электродвигатель 3, механизм задания режима работы барабанов 21 и редуктор 22) и силовая система привода колеса 11 (включает в себя электродвигатель 1, редуктор 2, карданный вал 4 и механизм задания режима работы барабанов 7).

Конструкция силовой установки привода колеса, состоит из: трёхфазного асинхронного электродвигателя 1, мощностью $N = 12 \text{ кВт}$, червячного редуктора 2, типа *1Ч-160*, с передаточным числом $U_p = 12$, упругой втулочно-пальцевой муфты, соединяющей ротор электродвигателя с ведущим валом червячного редуктора и карданной передачи 4 передающей крутящий момент от редуктора 2 к колесу 11. Между карданным валом 4 и колесом 11 установлен механизм задания режима работы 7, который позволяет задать ведущий, ведомый режим работы колеса или полное его блокирование. Конструкция силовой установки привода беговых барабанов аналогична.

Управление электродвигателями 1 и 3 осуществляется напрямую с пульта управления комплексом. Преобразователь частоты напряжения «ЧП» – это устройство, которое регулирует частоту напряжения электрического тока, подаваемого на электродвигатели, что позволяет контролировать уровень проскальзывания S для точного построения диаграммы $f(S)$. Частотный преобразователь может управлять электродвигателем привода колеса или электродвигателем привода беговых барабанов. Выбор осуществляется с помощью устройства распределения энергии 7.

Пульт управления состоит из следующих элементов (рисунок 3.36).

1. Блок управления силовой установкой и измерительной системой. В него входят выключатели электродвигателей силовых установок 5 и 6, выключатель блока питания микросхем 3, а также преобразователь частоты переменного напряжения 7, который питает электродвигатели привода колеса и беговых барабанов.

2. Блок питания микросхем усилителей и преобразователей сигналов датчиков, а также блока приёма сигналов датчиков.

3. Блок приёма сигналов датчиков, который обрабатывает, усиливает и преобразует их. Затем он передаёт сигнал в единый канал через разъём 2 на АЦП.

Это нужно для последующей обработки данных экспериментальных исследований на ПК.

4. Источник тока (220 В) для питания ПК и дополнительного оборудования стенда.



Рисунок 3.36 – Пульт управления комплекса:

- 1 – розетка для подключения дополнительного оборудования; 2 – разъем для подключения АЦП-ЦАП; 3 – тумблер включения систем измерения; 4 – тумблер запуска частотного преобразователя; 5 – тумблер запуска силовой установки колеса; 6 – тумблер запуска силовой установки беговых барабанов; 7 – частотный преобразователь.

Измерительная система испытательного комплекса (рисунок 3.37) позволяет регистрировать силовые и кинематические параметры исследуемого процесса. Метрологические характеристики системы приведены в приложении А.

Измерительная система состоит из двух подсистем:

- системы измерения силовых параметров;
- системы измерения кинематических параметров.

Система измерения силовых параметров включает в себя датчики 1, 2, 4, которые регистрируют силовые величины, и электронные устройства «У», усиливающие сигнал. Система измерения кинематических параметров состоит из датчиков 3, 5 и 6, которые регистрируют кинематические величины, и электронных устройств «П», преобразующих сигнал.

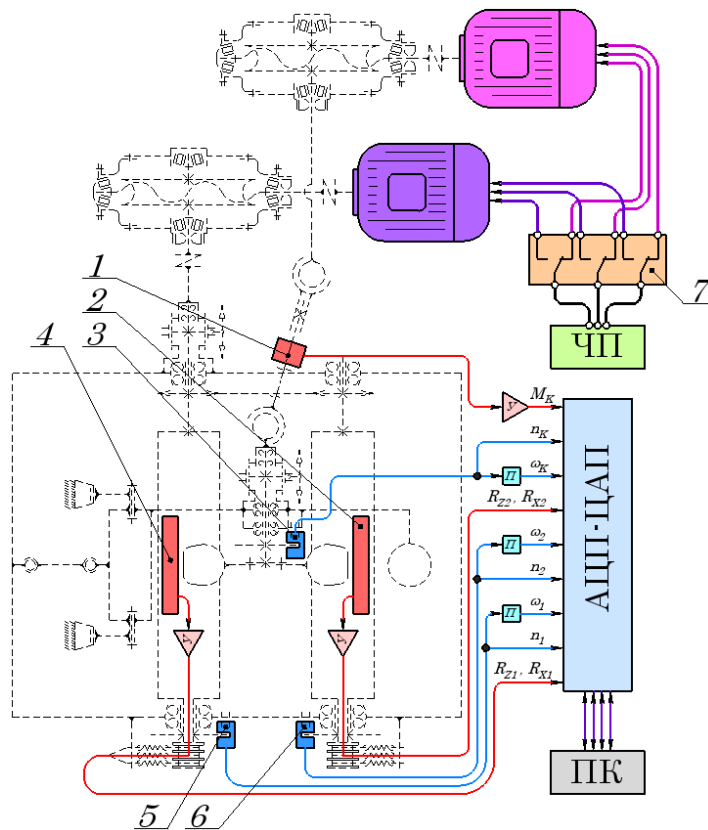


Рисунок 3.37 – Функциональная схема управляющей и измерительной систем комплекса для экспериментального исследования процессов взаимодействия эластичной шины в пятнах контакта с двумя беговыми барабанами стенда:

1 – датчик измерения крутящего момента M_K ; 2 – тензодатчик-балка для измерения элементарных нормальных ΔR_{Z2} и продольных ΔR_{X2} реакций в пятне контакта шины с задним барабаном; 3 – датчик положения колеса; 4 – тензодатчик-балка для измерения элементарных нормальных ΔR_{Z1} и продольных ΔR_{X1} реакций в пятне контакта шины с передним барабаном; 5 – датчик положения переднего барабана; 6 – датчик положения заднего барабана; 7 – устройство распределения энергии к электродвигателям; «У» – усилитель сигнала; «П» – преобразователь сигнала.

Измерение кинематических параметров заключается в определении углового положения колеса и беговых барабанов, с подсчётом импульсов датчиков положения n_1 , n_2 и n_K . Датчики положения колеса с испытуемой шиной и беговых барабанов представляют собой оптопару 1 (рисунок 3.38) и диск с прорезями 2, установленный на вращающемся валу.

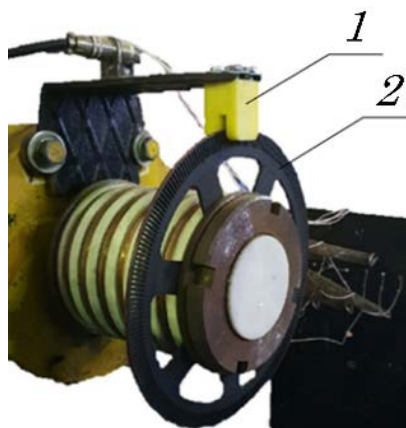


Рисунок 3.38 – Узел измерения частоты вращения бегового барабана:

1 – датчик положения; 2 – диск с прорезями.

При вращении диска 2, прорези, выполненные по его периметру, перекрывают канал светопропускания датчика 1, что приводит к импульсному сигналу на выходе датчика, соотношение которого составляет 180 импульсов на один оборот диска.

Формирование сигнала прямоугольной формы и сигнала, пропорционального угловой скорости, происходит за счёт обработки сигнала оптического датчика. Эта обработка осуществляется специальным устройством – преобразователем, принципиальная электрическая схема которого показана на рисунке 3.39.

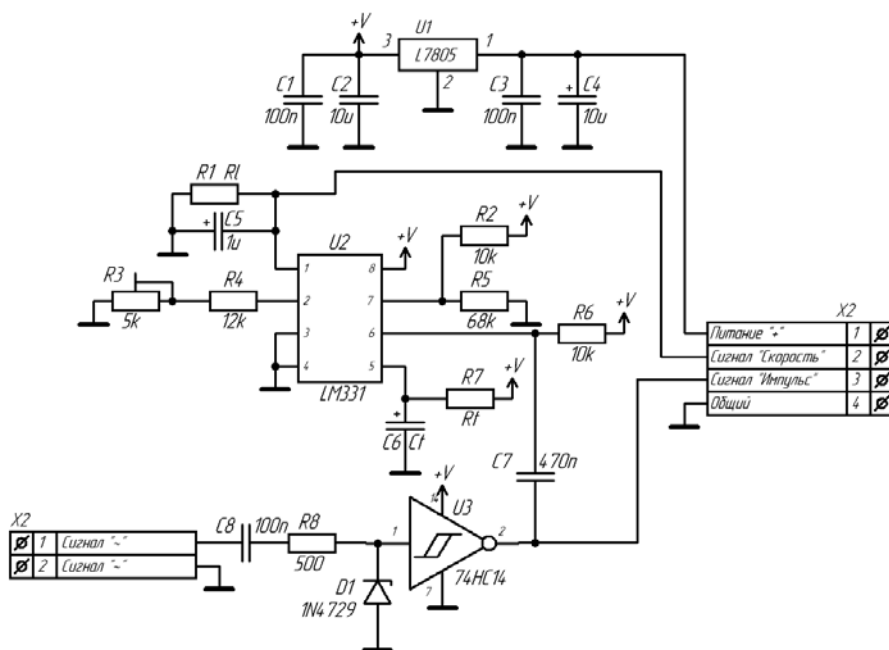


Рисунок 3.39 – Принципиальная электрическая схема преобразователя сигнала датчика частоты вращения

Преобразователь выполнен на основе двух каскадов обработки импульсного сигнала: триггера Шмитта, подавляющего помехи в сигнале датчика-оптопары и формирующего прямоугольный сигнал и преобразователя частота-напряжение. Каскад триггера Шмитта построен на базе микросхемы-триггера 74НС14 с инвертирующим выходом. Преобразователь частота-напряжение выполнен на базе микросхемы LM331. Питание преобразователя организовано от микросхемы-стабилизатора L7805. Резистор R3 необходим для настройки коэффициента преобразования частоты следования импульсов с датчика положения в сигнал угловой скорости. Выходные сигналы в системе измерения имеют форму аналогового сигнала угловой скорости в виде зависимостей $U_{\omega i} = f(t)$ и в виде цифрового сигнала следования импульсов U_{ni} . Схемы систем измерения угловой скорости колеса и беговых барабанов идентичны.

Определение радиусов качения колеса r_{kC1} на переднем беговом барабане и радиуса качения колеса r_{kC2} на заднем беговом барабане (3.18) производится на основе подсчёта импульсов сигнала U_{ni} . Преобразованные прямоугольные импульсы поступают на цифровые входы АЦП-ЦАП, с последующей обработкой на программном уровне. Отображение результатов подсчёта производится на мониторе ПК в интерфейсе модуля АЦП-ЦАП с последующим сохранением в виде табличных данных.

Измерение нормальной R_Z и касательной R_X реакции производится одновременно при помощи специального датчика, состоящего из тензометрической балки, и вмонтированного в поверхности беговых барабанов стенда (рисунок 3.40) [129, 255]. Корпус датчика представляет собой жёсткий суппорт 1 в виде сегмента цилиндрической поверхности. В центре корпуса 1 установлена измерительная тензометрическая балка 2, которая удерживается с двух сторон при помощи конусных винтов. Для предотвращения проворачивания тензобалки 2 от действия касательной реакции R_{Xi} , она фиксируется в центре при помощи шпильки.

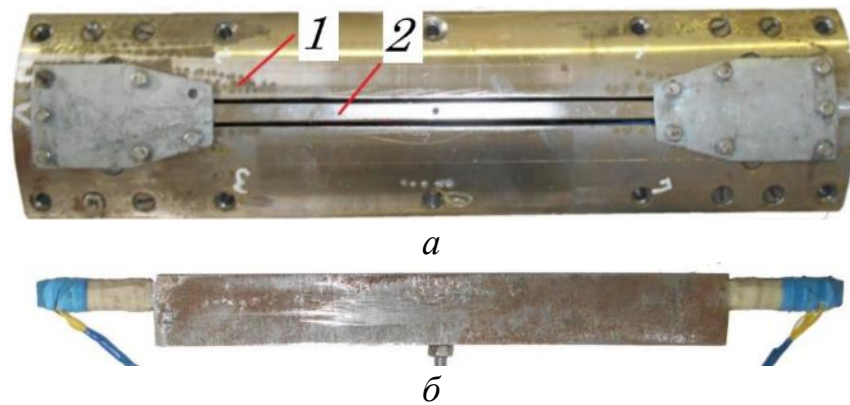


Рисунок 3.40 – Внешний вид тензодатчика, встроенного в беговой барабан:

a – внешний вид датчика; *б* – внешний вид тензометрической балки;

1 – корпус датчика; 2 – тензометрическая балка

На обеих боковых сторонах измерительной тензобалки (см. рисунок 3.41) расположены тензорезисторы, которые регистрируют нормальную и касательную нагрузку, действующую на балку. Эти тензорезисторы соединены по схеме моста Уитстона, который позволяет измерять изменение сопротивления тензодатчиков с высокой точностью.

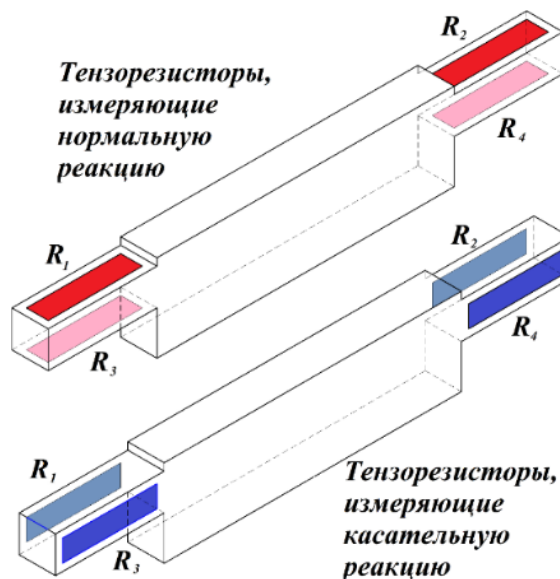


Рисунок 3.41 – Схема расположения тензорезисторов на балке

Замер удельных реакций происходит следующим образом. Когда эластичная шина автомобильного колеса соприкасается с поверхностью тензометрической балки, происходит её упругая деформация, пропорциональная соответствующей реакции, действующей в пятне контакта.

Поскольку изменение сопротивления тензорезисторов очень незначительно, для получения оптимального значения напряжения U_{Ri} сигнала требуется плата усилителя. Схема этого усилителя представлена на рисунке 3.42. Усилитель выполнен на базе микросхемы инструментального дифференциального операционного усилителя AD620. Резистор R3 позволяет регулировать коэффициент усиления. Для настройки уровня сигнала используется двоярный операционный усилитель LM358. При этом один усилитель работает в качестве повторителя для подготовки уровня напряжения смещения сигнала усилителя AD620, а второй усилитель – в качестве буфера. Настройка смещения сигнала U_{Ri} достигается подстроечным резистором R7. Поскольку сигнал измеренной продольной реакции ΔR_{Xi} имеет знакопеременное значение, то питание микросхем-усилителей организовано двухполярное, с применением микросхемы-преобразователя полярности питания 7660, которая обеспечивает отрицательное стабилизированное напряжение питания. Положительное напряжение питания как всей схемы усилителя, так и микросхемы 7660 осуществляется от микросхемы-стабилизатора L7812.

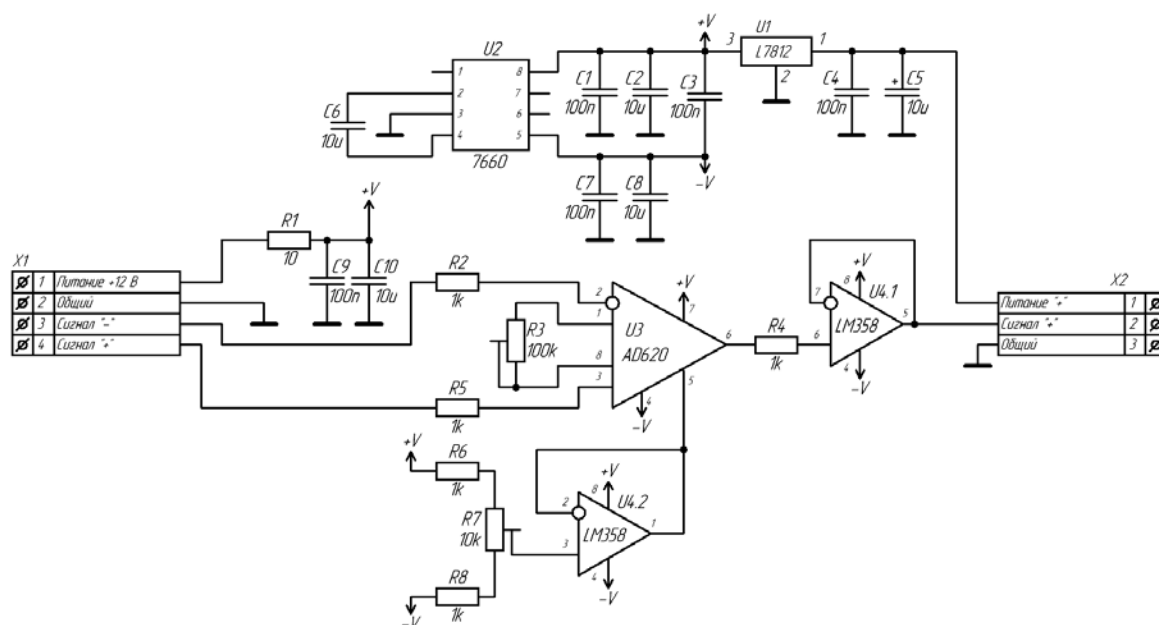


Рисунок 3.42 – Принципиальная электрическая схема усилителя сигнала тензометрического датчика

Усиление электрического сигнала, поступающего от датчиков нормальной R_{Zi} и касательной R_{Xi} реакций, происходит с помощью отдельных усилителей. Эти

усилители размещены на одной плате, которая находится внутри корпуса бегового барабана, что позволяет снизить воздействие помех от работы частотного преобразователя. Поскольку датчики реакций ΔR_{xi} и ΔR_{zi} , а также усилители их сигналов находятся внутри вращающихся беговых барабанов, в конструкции стенда предусмотрены токосъёмные коллекторы, которые расположены на концах пустотелых валов.

Измерение крутящего момента M_K выполняется датчиком, размещённым на карданном валу привода колеса (рисунок 3.43). Используемый датчик – тензометрического типа, выполненный с усилителем сигнала в одном корпусе. Чувствительными элементами датчика являются тензорезисторы, наклеенные на участок вала карданной передачи и соединённые в четырёхжды-активную мостовую схему. Электрическое соединение датчика и усилителя организовано при помощи токосъёмного коллектора. Усилитель, применяемый в системе измерения момента M_K полностью аналогичен усилителю, показанному на рисунке 3.44.

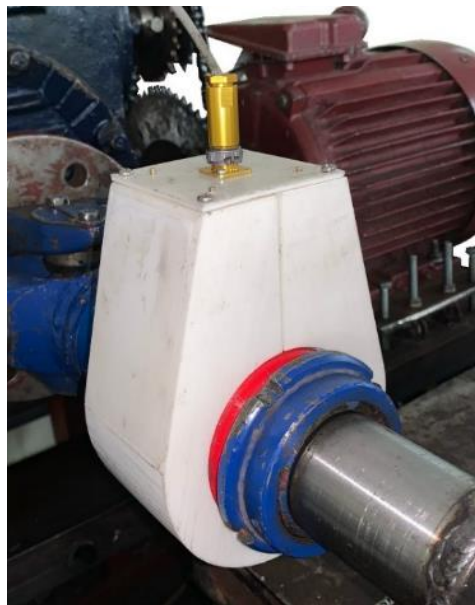


Рисунок 3.43 – Внешний вид датчика измерения крутящего момента, закреплённого на валу карданной передачи

Обработку полученных экспериментальным путём данных производили при помощи системы аналогово-цифрового преобразования. Данная система состоит из блока объединения и фильтрации сигналов вмонтированного в пульт управления стендом, АЦП-ЦАП и ПК.

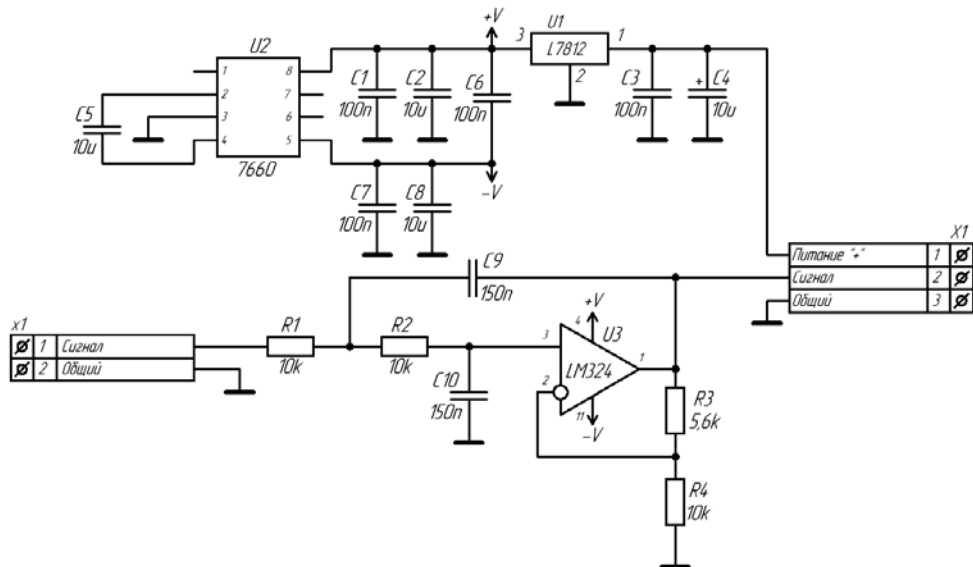


Рисунок 3.44 – Принципиальная электрическая схема активного фильтра

Блок объединения и фильтрации выполнен на основе совокупности схем дифференциального подключения каналов измерительной системы в аналоговом и цифровым входам АЦП-ЦАП, а также схем фильтрации сигналов. Для подавления помех используется схема активного фильтра второго порядка, построенного на базе микросхемы – операционного усилителя LM324. На рисунке 3.44 показан один каскад активного фильтра.

Выходными сигналами схемы являются все аналоговые сигналы системы измерения. Выходной сигнал схемы в дальнейшем поступает на аналоговый вход АЦП-ЦАП, описание которого приведено в разделе 3.1.1.2.

3.3. Методики экспериментальных исследований рабочих процессов КТС на стендах с беговыми барабанами

Разработанные методики для экспериментального исследования рабочих процессов КТС – это комплекс последовательных и связанных между собой этапов, которые включают в себя определённые операции. Чтобы успешно провести экспериментальные исследования, разработанные методики должны соответствовать следующим требованиям:

- 1) тестовые воздействия на объект эксперимента должны соответствовать режимам работы КТС в реальных условиях;

- 2) измерительные системы оборудования для экспериментального исследования должны контролировать силовые, кинематические и энергетические параметры, которые характеризуют исследуемый процесс в соответствии с определённой методикой исследования;
- 3) управляющие системы оборудования для экспериментального исследования должны обеспечить заданные тестовые режимы;
- 4) программное обеспечение, используемое при реализации методик, должно обрабатывать регистрируемые параметры, а затем выводить и сохранять результаты.

3.3.1. Методика экспериментальных исследований процессов функционирования КТС с электрическим и гибридным силовым приводом на стендах с беговыми барабанами

Методика выполнения экспериментального исследования процесса функционирования КТС с ЭСУ на стенде с беговыми барабанами состоит из 6-ти этапов, показанных в виде алгоритма выполнения на рисунке 3.45 [239].

Этап № 1. Подготовительные операции

Подготовительные работы производятся для КТС и стенда по отдельности.

Работы, проводимые с транспортным средством, заключаются в проведении следующих операций:

- 1) проверка наличия неисправностей в электронных блоках управления автоматизированными системами транспортного средства;
- 2) в случае выявления неисправностей, приступить к их устранению, проведение экспериментального исследования при этом не производится;
- 3) контроль соответствия размерности, типа, уровня износа шин, установленных на КТС, требованиям завода-изготовителя;
- 4) контроль давления воздуха в шинах и, при необходимости установка его до требуемого уровня;
- 5) контроль уровня заряда ВВБ U_{BAT} .

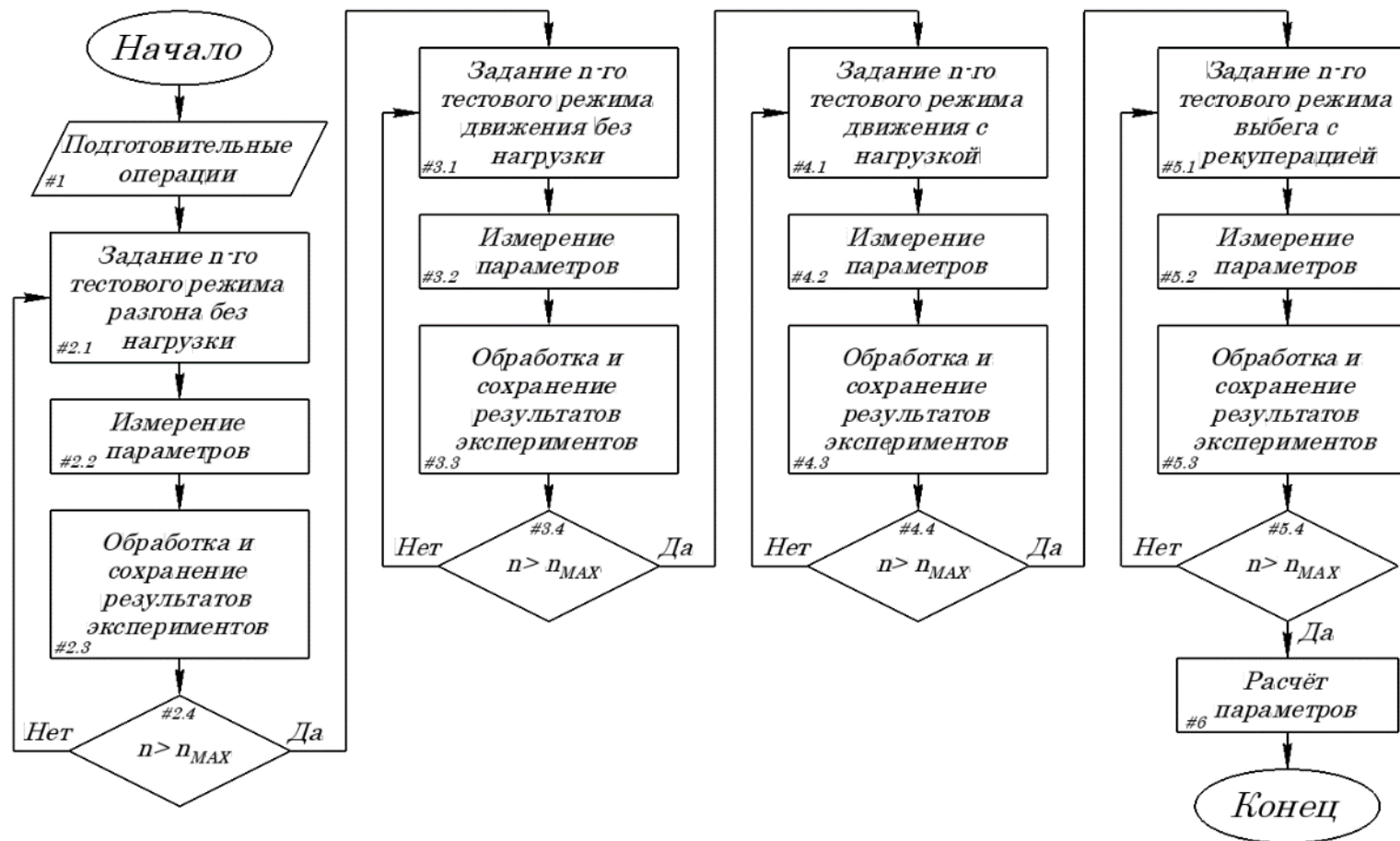


Рисунок 3.45 – Алгоритм проведения экспериментальных исследований процессов функционирования КТС с ЭСУ и ГСУ на стендах с беговыми барабанами

Операции по подготовке стенда и установке на него КТС, выполняются в следующем порядке:

- 1) запуск и прогрев (не менее *10 мин*) аппаратуры управляющей и измерительных систем стенда;
- 2) установка давления сжатого воздуха в пневмосистеме стенда на уровне *0,6 МПа*;
- 3) настройка расстояния между блоками беговых барабанов стенда, которое соответствует колёсной базе КТС;
- 4) установка КТС всеми колесами на беговые барабаны стенда;
- 5) контроль соосности продольных осей стенда и кузова КТС;
- 6) выравнивание продольной оси КТС относительно продольной оси стенда за счёт привода беговых барабанов ведущими колёсами (скорость не более *5 км/ч*);
- 7) фиксация КТС на стенде от продольных, поперечных и угловых перемещений при помощи стяжных ремней в соответствии с рисунком 3.46;

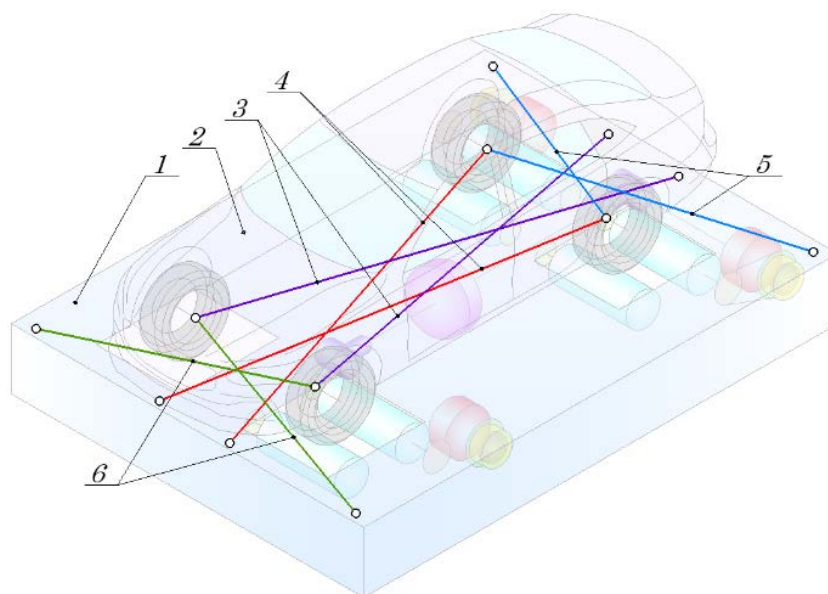


Рисунок 3.46 – Схема крепления КТС на стенде:

- 1 – стенд; 2 – КТС; 3 – передние продольные ремни;
 4 – задние продольные ремни; 5 – задние поперечные ремни; 6 – передние поперечные ремни.

- 8) подключение системы измерения электрических параметров силовой

установки к высоковольтным проводам, соединяющим ВВБ с инвертором и инвертор с ЭГ (или двигателями для ГСУ);

8.1) подключение системы измерения частоты вращения роторов ЭГ и ДВС для КТС с ГСУ;

8.2) подключение датчика контроля времени нажатия на ОУ силовой установкой;

9) прогрев шин, трансмиссии, силовой установки и высоковольтной системы КТС, а также трансмиссии стенда, методом плавного разгона и удержания скорости $25...30$ км/ч в течение 60 секунд;

10) запуск программы-самописца с записью и сохранением контролируемых параметров.

Параметры, характеризующие тестовые режимы, определяются по выражениям, приведённым в разделе 2.8 второй главы, в частности:

1) кинетическая энергия $\sum E_{и}$ разгона или замедления нагрузочных устройств стенда, характеризуемая моментами инерции маховых масс стенда J_{Mi} ;

2) имитируемая мощность на стенде $\sum N_{иij}$, определяемая тормозным моментом электродинамического тормоза $M_{ЭТ}$.

Этап №2. Задание тестового режима разгона без нагрузки

Данный этап задания тестового режима, также, как и последующие, состоит из следующих пунктов:

- 1) задание тестового режима;
- 2) измерение параметров;
- 3) обработка и сохранение результатов.

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования для всех этапов данной методики.

Параметры инерционного $\sum J_{Mi}$ и силового $M_{ЭТ}$ нагружения задаются для определённой модели КТС в соответствии с его характеристиками и используются при реализации всех этапов данной методики.

Задание n -го тестового режима разгона без нагрузки (***пункт #2.1***)

выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «D»;
- 2) разгон ведущих колёс КТС до скорости $V_i = 30 \text{ км/ч}$ путем плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой (длительность активации ОУ должна составлять $t_p = 1,5 \dots 2 \text{ с}$);
- 3) удержание заданной скорости в течении $t_y = 5 \text{ с}$, путём изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 4) остановка ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда за счёт их выбега путём прекращения воздействия на ОУ силовой установки;
- 5) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «P»;

На протяжении всех операций с 1-й по 5-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (**пункт #2.2**):

- 1) силы F_i на беговых барабанах;
- 2) тормозной момент $M_{ЭТ}$ электродинамического тормоза;
- 3) фазные токи силовой установки I_A , I_B и I_C (для ГСУ фазные токи измеряются на каждом ЭГ);
- 4) ток, поступающий от ВВБ к инвертору $I_{ВАТ}$;
- 5) скорости беговых барабанов V_{Bi} ;
- 6) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 7) угловые скорости роторов ЭГ ω_{E1} и ω_{E2} и коленчатого вала ω_E ДВС для КТС с ГСУ.

Обработка результатов измерений (**пункт #2.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой в зависимостях вида $F_i = f(t)$, $M_{ЭТ} = f(t)$, $I_A = f(t)$, $I_B = f(t)$, $I_C = f(t)$, $I_{ВАТ} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$, $\omega_{E1} = f(t)$, $\omega_{E2} = f(t)$ и $\omega_E = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных.

Пункты этапа #2.1, #2.2 и #2.3 повторяются с изменением максимальной скорости разгона $V_i = 60 \text{ км/ч}$ и $V_i = 90 \text{ км/ч}$. В общем количестве **этап №2** повторяется до $n_{МАХ}$ количества раз.

Этап №3. Задание тестового режима движения с постоянной скоростью без нагрузки

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования. Задание n -го тестового режима разгона без нагрузки (**пункт #3.1**) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «D»;
- 2) разгон ведущих колёс КТС до скорости $V_i = 30$ км/ч путем плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой (длительность воздействия ОУ должна составлять $t_p = 1,5 \dots 2$ с);
- 3) удержание заданной скорости в течении $t_y = 30$ с, путём изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 4) остановка ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда за счёт их выбега путём прекращения воздействия на ОУ силовой установки;
- 5) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «P»;

На протяжении всех операций с 1-й по 5-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (**пункт #3.2**):

- 1) силы F_i на беговых барабанах;
- 2) тормозной момент $M_{ЭТ}$ электродинамического тормоза;
- 3) фазные токи силовой установки I_A , I_B и I_C (для ГСУ фазные токи измеряются на каждом ЭГ);
- 4) ток, поступающий от ВВБ к инвертору $I_{ВАТ}$;
- 5) скорости беговых барабанов V_{Bi} ;
- 6) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 7) угловые скорости роторов ЭГ ω_{E1} и ω_{E2} и коленчатого вала ω_E ДВС для КТС с ГСУ.

Обработка результатов измерений (**пункт #2.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой в зависимостях вида

$F_i = f(t)$, $M_{ЭТ} = f(t)$, $I_A = f(t)$, $I_B = f(t)$, $I_C = f(t)$, $I_{ВАТ} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$, $\omega_{E1} = f(t)$, $\omega_{E2} = f(t)$ и $\omega_E = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных.

Пункты этапа #3.1, #3.2 и #3.3 повторяются с изменением максимальной скорости разгона $V_i = 60 \text{ км/ч}$ и $V_i = 90 \text{ км/ч}$. В общем количестве *этап №3* повторяется до $n_{МАХ}$ количества раз, аналогично предыдущему тестовому режиму.

Этап №4. Задание тестового режима движения с постоянной скоростью с нагрузкой

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования. Реализация n -го тестового режима (*пункт #4.1*) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «D»;
- 2) установка дополнительной составляющей $M_{\alphaЭТ}$ момента сопротивления электродинамического тормоза стенда соответствующей имитируемому углу подъёма $\alpha = 5^\circ$.
- 3) разгон ведущих колёс КТС до скорости $V_i = 30 \text{ км/ч}$ путем плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой (длительность воздействия на ОУ должна составлять $t_p = 1,5 \dots 2 \text{ с}$);
- 4) удержание заданной скорости в течении $t_y = 10 \text{ с}$, путём изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 5) остановка ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда за счёт их выбега путём прекращения воздействия на ОУ силовой установки;
- 6) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «P»;

На протяжении всех операций с 1-й по 6-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (*пункт #4.2*):

- 1) силы F_i на беговых барабанах;
- 2) тормозной момент $M_{ЭТ}$ электродинамического тормоза;
- 3) фазные токи силовой установки I_A , I_B и I_C (для ГСУ фазные токи измеряются на каждом ЭГ);

- 4) ток, поступающий от ВВБ к инвертору I_{BAT} ;
- 5) скорости беговых барабанов V_i ;
- 6) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 7) угловые скорости роторов ЭГ ω_{E1} и ω_{E2} и коленчатого вала ω_E ДВС для КТС с ГСУ.

Обработка результатов измерений (**пункт #4.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой в зависимостях вида $F_i = f(t)$, $M_{ЭГ} = f(t)$, $I_A = f(t)$, $I_B = f(t)$, $I_C = f(t)$, $I_{BAT} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$, $\omega_{E1} = f(t)$, $\omega_{E2} = f(t)$ и $\omega_E = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных.

Пункты этапа #4.1, #4.2 и #4.3 повторяются с изменением имитируемого угла подъёма α дискретно в диапазоне $\alpha \in [5^\circ \dots 20^\circ]$ с шагом $\Delta P_{III} = 5^\circ$ для скоростей разгона $V_i = 60 \text{ км/ч}$ и $V_i = 90 \text{ км/ч}$. В общем количестве **этап №4** повторяется до n_{MAX} количества раз.

Этап №5. Задание тестового режима выбега с рекуперацией энергии

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования. Реализация n -го тестового режима (**пункт #5.1**) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «В»;
- 2) разгон ведущих колёс КТС до скорости $V_i = 60 \text{ км/ч}$ путем плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 3) удержание заданной скорости в течении $t_y = 5 \text{ с}$, путём изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 4) остановка ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда за счёт рекуперативного торможения силовой установкой путём прекращения воздействия на ОУ силовой установки;
- 5) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «Р»;

На протяжении всех операций с 1-й по 5-ю осуществляется непрерывное

измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (*пункт #5.2*):

- 1) силы F_i на беговых барабанах;
- 2) тормозной момент $M_{ЭТ}$ электродинамического тормоза;
- 3) фазные токи силовой установки I_A , I_B и I_C (для ГСУ фазные токи измеряются на каждом ЭГ);
- 4) ток, поступающий от ВВБ к инвертору $I_{ВАТ}$;
- 5) скорости беговых барабанов V_i ;
- 6) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 7) угловые скорости роторов ЭГ ω_{E1} и ω_{E2} и коленчатого вала ω_E ДВС для КТС с ГСУ.

Обработка результатов измерений (*пункт #5.3*) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой в зависимостях вида $F_i = f(t)$, $M_{ЭТ} = f(t)$, $I_A = f(t)$, $I_B = f(t)$, $I_C = f(t)$, $I_{ВАТ} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$, $\omega_{E1} = f(t)$, $\omega_{E2} = f(t)$ и $\omega_E = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных.

Пункты этапа #5.1, #5.2 и #5.3 повторяются в общем количестве до $n_{МАХ}$ раз.

Этап №6. Расчёт параметров

По полученным результатам экспериментальных исследований выполняется расчёт итоговых параметров:

- 1) силы тяги на ведущих колёсах КТС в режиме разгона и режиме движения с постоянной скоростью F_{Ki} ;
- 2) сила на колёсах КТС в режиме рекуперативного торможения F_{Ti} ;
- 3) мощность на колёсах КТС в режимах разгона, движения с постоянной скоростью и в режиме рекуперативного торможения N_{Ki} ;
- 4) время разгона t_p ;
- 5) время рекуперативного торможения t_T .

Окончание экспериментального исследования осуществляется в порядке, обратном ходу проведения подготовительных работ.

3.3.2. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей антиблокировочной системой

Методика выполнения экспериментального исследования рабочих процессов КТС с функционирующей АБС на стенде с беговыми барабанами состоит из перечня этапов, показанных в виде обобщённого алгоритма выполнения (рисунок 3.47). Все последующие методики будут выполняться в соответствии с представленным алгоритмом.



Рисунок 3.47 – Алгоритм проведения экспериментальных исследований функционирования КТС с АБС на стенде с беговыми барабанами

Этап № 1. Подготовительные операции

Работы, направленные на подготовку КТС, заключаются в проведении следующих операций:

- 1) проверка наличия неисправностей в электронных блоках управления автоматизированными системами КТС;
- 2) в случае выявления неисправностей, приступить к их устранению, проведение экспериментального исследования при этом не производится;
- 3) контроль соответствия размерности, типа, уровня износа шин, установленных на КТС, требованиям завода-изготовителя;
- 4) контроль давления воздуха в шинах и, при необходимости установка его до требуемого уровня.

Операции по подготовке стенда и установке на него КТС, выполняются в следующем порядке:

- 1) запуск и прогрев (не менее *10 мин*) аппаратуры управляющей и измерительных систем стенда;
- 2) установка давления сжатого воздуха в пневмосистеме стенда на уровне *0,6 МПа*;
- 3) настройка расстояния между блоками беговых барабанов стенда, которое соответствует колёсной базе КТС;
- 4) установка КТС всеми колесами на беговые барабаны стенда;
- 5) контроль соосности продольных осей стенда и кузова КТС;
- 6) выравнивание продольной оси КТС относительно продольной оси стенда за счёт привода беговых барабанов ведущими колёсами (скорость не более *5 км/ч*);
- 7) фиксация КТС на стенде от продольных, поперечных и угловых перемещений при помощи стяжных ремней в соответствии с рисунком 3.46;
- 8) подключение датчика контроля нажимного усилия и времени активации ОУ тормозной системой;
- 9) прогрев шин, трансмиссии и силовой установки КТС, а также трансмиссии стенда, методом плавного разгона и удержания скорости *25...30 км/ч* в течение *60 секунд*;
- 10) запустить программу-самописец с записью и сохранением контролируемых параметров.

Параметры, характеризующие тестовые режимы, определяются по выражениям, приведённым в разделе 2.8 второй главы, в частности:

- 1) кинетическая энергия $\sum E_{и}$ разгона или замедления нагрузочных устройств стенда, характеризуемая моментами инерции маховых масс стенда J_{Mi} ;
- 2) имитируемая мощность на стенде $\sum N_{иij}$, определяемая тормозным моментом электродинамического тормоза $M_{ЭТ}$.

Этап №2. Задание тестового режима

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по

методике планирования экспериментального исследования.

Параметры инерционного $\sum J_{Mi}$ и силового $M_{ЭТ}$ нагружения задаются для определённой модели КТС в соответствии с его характеристиками и используются при реализации всех этапов данной методики. Задание n -го тестового режима (*пункт #2.1*) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) разгон ведущих колёс КТС до скорости $V_i = 40$ км/ч путем плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 2) замедление колёс КТС и беговых барабанов стенда экстренным торможением за счёт резкого воздействия на ОУ тормозной системой;
- 3) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «Р».

На протяжении всех операций с 1-й по 3-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (*пункт #2.2*):

- 1) тормозные силы F_{Ti} на беговых барабанах;
- 2) скорости беговых барабанов V_i ;
- 3) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 4) усилие нажатия на ОУ тормозной системой $F_{П}$;
- 5) время торможения t_T ;
- 6) вес G_{Ai} , приходящийся на ось КТС.

Обработка результатов измерений (*пункт #2.3*) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными специальной программой в зависимостях вида $F_{Ti} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$, $F_{П} = f(t)$, $t_T = f(t)$ и $G_{Ai} = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных.

В общем количестве *этап №2* повторяется до $n_{МАХ}$ количества раз. Окончание экспериментального исследования осуществляется в порядке, обратном ходу проведения подготовительных работ.

3.3.3. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей противобуксовочной системой

Методика выполнения экспериментального исследования рабочих процессов

КТС с функционирующей ПБС на стенде с беговыми барабанами состоит из перечня этапов, показанных в виде алгоритма выполнения, аналогичному предыдущей методике (рисунок 3.47).

Этап № 1. Подготовительные операции

Подготовительные работы производятся для КТС и стенда по отдельности.

Работы, направленные на подготовку транспортного средства, заключаются в проведении следующих операций:

- 1) проверка наличия неисправностей в электронных блоках управления автоматизированными системами КТС;
- 2) в случае выявления неисправностей, приступить к их устранению, проведение экспериментального исследования при этом не производится;
- 3) контроль соответствия размерности, типа, уровня износа шин, установленных на КТС, требованиям завода-изготовителя;
- 4) контроль давления воздуха в шинах и, при необходимости установка его до требуемого уровня.

Операции по подготовке стенда и установке на него КТС, выполняются в следующем порядке:

- 1) запуск и прогрев (не менее *10 мин*) аппаратуры управляющей и измерительных систем стенда;
- 2) установка давления сжатого воздуха в пневмосистеме стенда на уровне *0,6 МПа*;
- 3) настройка расстояния между блоками беговых барабанов стенда, которое соответствует колёсной базе транспортного средства;
- 4) установка КТС всеми колесами на беговые барабаны стенда;
- 5) контроль соосности продольных осей стенда и кузова КТС;
- 6) выравнивание продольной оси транспортного средства относительно продольной оси стенда за счёт привода беговых барабанов ведущими колёсами (скорость не более *5 км/ч*);
- 7) фиксация КТС на стенде от продольных, поперечных и угловых перемещений при помощи стяжных ремней в соответствии с рисунком 3.20;

8) подключение датчика контроля частоты вращения коленчатого вала ДВС или ротора ЭГ, в зависимости от типа силовой установки;

9) прогрев шин, трансмиссии и силовой установки КТС, а также трансмиссии стенда, методом плавного разгона и удержания скорости $25...30$ км/ч в течение 60 секунд;

10) запуск программы-самописца с записью и сохранением контролируемых параметров.

Параметры, характеризующие тестовые режимы, определяются по выражениям, приведённым в разделе 2.8 второй главы, в частности:

1) кинетическая энергия $\sum E_{и}$ разгона или замедления нагрузочных устройств стенда, характеризуемая моментами инерции маховых масс стенда J_{Mi} ;

2) имитируемая мощность на стенде $\sum N_{иij}$, определяемая тормозным моментом электродинамического тормоза $M_{ЭТ}$.

Этап №2. Задание тестового режима имитации покрытия «МИКСТ»

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования.

Параметры инерционного $\sum J_{Mi}$ и силового $M_{ЭТ}$ нагружения задаются для определённой модели КТС в соответствии с его характеристиками и используются при реализации всех этапов данной методики. Задание n -го тестового режима (**пункт #2.1**) выполняется в соответствии со следующим порядком:

1) имитация низкого значения коэффициента сцепления φ_i на одном из ведущих колёс оси КТС по отношению к другому колесу этой же оси за счёт кинематического рассоединения фрикционной муфтой пары беговых барабанов от трансмиссии стенда и задания дополнительного момента инерции J_{M6} для буксующего колеса, который значительно ниже моментов инерции маховых масс для отстающих колёс J_{Mo} ;

2) разгон ведущих колёс КТС путем резкого увеличения уровня активации ОУ силовой установкой в течении $t_p = 30...35$ с;

3) замедление ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда выбегом за счёт прекращения воздействия на ОУ силовой установкой;

- 4) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «Р».

На протяжении всех операций с 1-й по 4-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (**пункт #2.2**):

- 1) силы тяги F_{Ki} на беговых барабанах;
- 2) скорости беговых барабанов V_i ;
- 3) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 4) частоты вращения n_E коленчатого вала или ротора ЭГ.

Обработка результатов измерений (**пункт #2.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными программой-самописцем в зависимостях вида $F_{Ki} = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$ и $n_E = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных. Пункты **этапа №2** повторяются отдельно с имитацией покрытия «МИКСТ». В общем количестве **этап №2** повторяется до n_{MAX} количества раз.

Окончание экспериментального исследования осуществляется в порядке, обратном ходу проведения подготовительных работ.

3.3.4. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей динамической системой курсовой стабилизации

Методика выполнения экспериментального исследования рабочих процессов КТС с функционирующей ДСКС на стенде с беговыми барабанами состоит из перечня этапов, показанных в виде алгоритма выполнения, аналогичному методике экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей АБС (раздел 3.3.2).

Этап № 1. Подготовительные операции

Подготовительные работы производятся для КТС и стенда по отдельности полностью аналогично методике экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей АБС (раздел 3.3.2).

Этап №2. Задание тестового режима бокового заноса КТС

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по

методике планирования экспериментального исследования.

Параметры инерционного $\sum J_{Mi}$ и силового $M_{ЭТ}$ нагружения задаются для определённой модели КТС в соответствии с его характеристиками и используются при реализации всех этапов данной методики. Момент $M_{ИС}$, необходимый для поворота стенда, определяется в соответствии с заданными тестовым режимом значениями угловой скорости поворота стенда $d\gamma_C/dt$, а также угла поворота стенда γ_C .

Задание n -го тестового режима (**пункт #2.1**) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) поворот стенда в крайнее положение;
- 2) разгон ведущих колёс КТС путём плавного изменения уровня активации ОУ силовой установкой в течении $t_p = 2...3$ с до скорости $V_i = 60$ км/ч;
- 3) удержание заданной скорости в течении всего времени тестового режима, путём изменения уровня активации ОУ силовой установкой;
- 4) запуск системы имитации бокового заноса посредством циклического поворота стенда с функционирующим КТС с угловой скоростью $d\gamma_C/dt = 0,035$ рад/с ($d\gamma_C/dt = 2$ градус/с) в диапазоне углов поворота $\gamma_C \in [-0,4 \text{ рад}...+0,4 \text{ рад}]$, с количеством циклов, равным $k_\gamma = 5$.
- 5) остановка ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда за счёт их выбега путём прекращения воздействия на ОУ силовой установки;
- 6) остановка системы имитации бокового заноса, размещение стенда под углом $\gamma_C = 0$ рад.

На протяжении всех операций с 1-й по 6-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (**пункт #2.2**):

- 1) сил F_i на беговых барабанах;
- 2) скорости беговых барабанов V_i ;
- 3) скорости колёс КТС V_{Ki} ;
- 4) угла поворота стенда γ_C .

Обработка результатов измерений (**пункт #2.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными программой-самописцем в зависимостях вида

$F_i = f(t)$, $V_i = f(t)$, $V_{Ki} = f(t)$ и $\gamma_C = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных. Пункты *этан №2* повторяются отдельно с изменением угловой скорости поворота стенда $d\gamma_C/dt = 0,07 \text{ рад/с}$ и $d\gamma_C/dt = 0,105 \text{ рад/с}$ ($d\gamma_C/dt = 4 \text{ градус/с}$ и $d\gamma_C/dt = 8,5 \text{ градус/с}$). В общем количестве *этан №2* повторяется до $n_{МАХ}$ количества раз.

По полученным результатам экспериментальных исследований выполняется расчёт итоговых параметров:

- 1) угловая скорость поворота стенда $d\gamma_C/dt$;
- 2) угловое ускорение поворота стенда $d^2\gamma_C/dt^2$;
- 3) тормозные силы F_{Ti} .

Окончание экспериментального исследования осуществляется в порядке, обратном ходу проведения подготовительных работ.

3.3.5. Методика экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей системой управления подключаемым полным приводом

Методика выполнения экспериментального исследования рабочих процессов КТС с функционирующей системой управления ТПП на стенде с беговыми барабанами состоит из перечня этапов, показанных в виде алгоритма выполнения, аналогичному методике экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей АБС.

Этан № 1. Подготовительные операции

Подготовительные работы производятся для КТС и стенда по отдельности полностью аналогично методике экспериментальных исследований рабочих процессов КТС с функционирующей ПБС (раздел 3.3.3).

Этан №2. Задание тестового режима буксования ведущих колёс всей оси КТС

Задание тестовых режимов реализуется в количестве n , определённым по методике планирования экспериментального исследования.

Параметры инерционного $\sum J_{Mi}$ и силового $M_{ЭТ}$ нагружения задаются для

определённой модели КТС в соответствии с его характеристиками и используются при реализации всех этапов данной методики.

Задание n -го тестового режима (**пункт #2.1**) выполняется в соответствии со следующим порядком:

- 1) имитация покрытия «МИКСТ» за счёт низкого значения коэффициента сцепления φ_i ведущих колёсах задней оси КТС по отношению к передней оси путём кинематического рассоединения фрикционных муфт блока беговых барабанов от трансмиссии стенда и задания дополнительного момента инерции J_{M6} для колёс буксующей оси, который значительно ниже моментов инерции маховых масс для отстающих колёс J_{M0} ;
- 2) разгон ведущих колёс КТС путем резкого увеличения уровня активации ОУ силовой установкой в течении $t_p = 30...35$ с;
- 3) замедление ведущих колёс КТС и беговых барабанов стенда выбегом за счёт прекращения воздействия на ОУ силовой установкой;
- 4) перевод селектора управления трансмиссией КТС в позицию «Р».

На протяжении всех операций с 1-й по 4-ю осуществляется непрерывное измерение параметров процесса функционирования КТС на стенде (**пункт #2.2**):

- 1) силы тяги F_{Ki} на беговых барабанах;
- 2) скорости беговых барабанов V_i ;
- 3) скорости колёс КТС V_{Ki} .

Обработка результатов измерений (**пункт #2.3**) производится путём преобразования аналоговых сигналов в цифровой код, который впоследствии представляется числовыми данными программой-самописцем в зависимостях вида $F_{Ki} = f(t)$, $V_i = f(t)$ и $V_{Ki} = f(t)$ на ПК и записывается в память устройства в виде табличных данных. Пункты **этан №2** повторяются отдельно с имитацией низкого значения коэффициента сцепления передней оси КТС относительно задней оси. В общем количестве **этан №2** повторяется до n_{MAX} количества раз.

Окончание экспериментального исследования осуществляется в порядке, обратном ходу проведения подготовительных работ.

3.3.6. Обоснование требований к экспериментальному оборудованию и системам измерения параметров исследуемых процессов

Для успешного выполнения экспериментального исследования рабочих процессов функционирования КТС и их компонентов по разработанным методикам, оборудование должно соответствовать ряду требований.

1. Трансмиссия стенда должна быть выполнена в виде единой, кинематически связанной системы, функционирование которой обеспечивает условие синхронности вращения каждого колеса, как это происходит при функционировании КТС в реальных дорожных условиях. При этом, для реализации тестовых режимов с имитацией покрытия «МИКСТ» в системе управления стендом должна быть заложена возможность кратковременного отключения одной или нескольких пар беговых барабанов от трансмиссии. Такое условие позволяет наиболее оптимальным образом исследовать функционирование автоматизированных систем, таких как системы управления полным приводом или ПБС.

2. Несущая конструкция и трансмиссия стенда должны быть выполнены с достаточной жёсткостью составляющих её элементов, с целью исключения возникновения динамических колебательных явлений, негативно влияющих на реализацию тестовых режимов и измерение контролируемых параметров.

3. При проведении экспериментальных исследований должна осуществляться компенсация циркулирующей мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина» для обеспечения возможности полной реализации сцепных свойств каждого колеса КТС.

4. Конструкция стенда должна обеспечивать возможность комбинации и совмещения динамических и установившихся тестовых режимов.

Требования, предъявляемые к системам управления во многом определяют способность экспериментального оборудования воспроизводить необходимые тестовые режимы.

1. Нагрузочные устройства стенда должны обеспечивать реализацию силовых, установившихся режимов функционирования КТС при проведении экспериментальных исследований. В конструкции экспериментального оборудования

таким устройством является электродинамический тормоз, позволяющий имитировать силы, невозпроизводимые в стендовых условиях, а также задавать дополнительную нагрузку.

2. Момент электродинамического тормоза $M_{ЭТ}$, определяемый по отдельным составляющим, в соответствии с тестовым воздействием, должен регулироваться непрерывно в автоматическом режиме, с обратной связью по системам измерения силовых и кинематических параметров процесса. Максимальное значение крутящего момента должно быть не менее $M_{ЭТ} = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4. Нагрузочные устройства стенда должны обеспечивать реализацию динамических режимов разгона и выбега при проведении экспериментальных исследований рабочих процессов КТС. В конструкции экспериментального оборудования такими основными устройствами являются маховые массы, момент инерции J_{Mi} которых используется для имитации указанных режимов. Суммарное значение моментов инерции $\sum J_{Mi}$ должно быть эквивалентно массе m_A (2.181) КТС категории М1, за вычетом дополнительных моментов инерции, которыми характеризуются беговые барабаны и ротор электродинамического тормоза.

5. Значения моментов инерции J_{ij} беговых барабанов необходимо задавать на минимально возможном уровне. Обусловлено это тем, что при больших моментах инерции J_{ij} беговых барабанов могут возникать силовые потери, затрачиваемые на разгон барабанов при неустановившихся тестовых режимах.

6. Конструкция стенда должна иметь возможность имитации процесса бокового заноса КТС вместе со стендом для экспериментальных исследований функционирования ДСКС, за счёт поворота относительно вертикальной оси стенда с установленным на него КТС.

7. Возможность реализации процесса имитации бокового заноса КТС одновременно с одним или несколькими другими тестовыми режимами, независимо от скоростных и силовых параметров процесса. Максимальная скорость имитации бокового заноса должна составлять $d\gamma_C/dt = 0,035 \text{ рад/с}$, с диапазоном углов поворота $\gamma_C \in [-0,45 \text{ рад} \dots +0,45 \text{ рад}]$.

Системы измерения должны обеспечивать:

- 1) непрерывное измерение кинематических параметров во всех режимах:
 - 1.1) линейной скорости V_{Ki} колёс КТС в пределах $V_{Ki} \in [0 \text{ м/с} \dots 35 \text{ м/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 2\%$;
 - 1.2) угловой скорости ω_{ij} каждого бегового барабана стенда в пределах $\omega_{ij} \in [0 \text{ рад/с} \dots 350 \text{ рад/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 2\%$;
 - 1.3) угловой скорости $\omega_{ЭТ}$ ротора электродинамического тормоза стенда в пределах $\omega_{ЭТ} \in [0 \text{ рад/с} \dots 600 \text{ рад/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 2\%$;
 - 1.4) угловой скорости ω_E коленчатого вала ДВС в пределах $\omega_{ЭТ} \in [0 \text{ рад/с} \dots 1500 \text{ рад/с}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 2\%$;
 - 1.5) угла γ_C поворота стенда в пределах $\gamma_C \in [-0,24 \text{ рад} \dots +0,24 \text{ рад}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
- 2) непрерывное измерение кинематических параметров во всех режимах:
 - 2.1) разнонаправленные силы F_i на беговых барабанах стенда в пределах $F_i \in [-5 \text{ кН} \dots +5 \text{ кН}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
 - 2.2) тормозной момент $M_{ЭТ}$ электродинамического тормоза в пределах $M_{ЭТ} \in [0 \text{ Н}\cdot\text{м} \dots 500 \text{ Н}\cdot\text{м}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
 - 2.3) вес G_{Ai} или массу m_{Ai} , приходящуюся на ось КТС в пределах $m_{Ai} \in [0 \text{ кг} \dots 4000 \text{ кг}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
 - 2.4) усилие $F_{П}$ нажатия на ОУ тормозной системой (или момент нажатия на ОУ силовой установкой) в пределах $F_{П} \in [0 \text{ Н} \dots 1000 \text{ Н}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
- 3) непрерывное измерение энергетических параметров:
 - 3.1) силу тока I_n , протекающего в фазных обмотках ЭГ КТС в пределах $I_n \in [-200 \text{ А} \dots +200 \text{ А}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$;
 - 3.2) силу тока $I_{ВАТ}$, протекающего в цепи между ВВБ и инвертором КТС в пределах $I_{ВАТ} \in [-200 \text{ А} \dots +200 \text{ А}]$ с приведённой погрешностью, не более $\pm 3\%$.
- 4) возможность преобразования аналогового сигнала в цифровой для последующей обработки измеренных данных.

Общие требования к экспериментальному оборудованию:

- 1) высокая надёжность и долговечность;
- 2) низкое энергопотребление;
- 3) безопасность при проведении исследований;
- 4) дополнительные требования при проведении экспериментального исследования для оборудования группы УХЛ 4.2 по ГОСТ 15150-69.

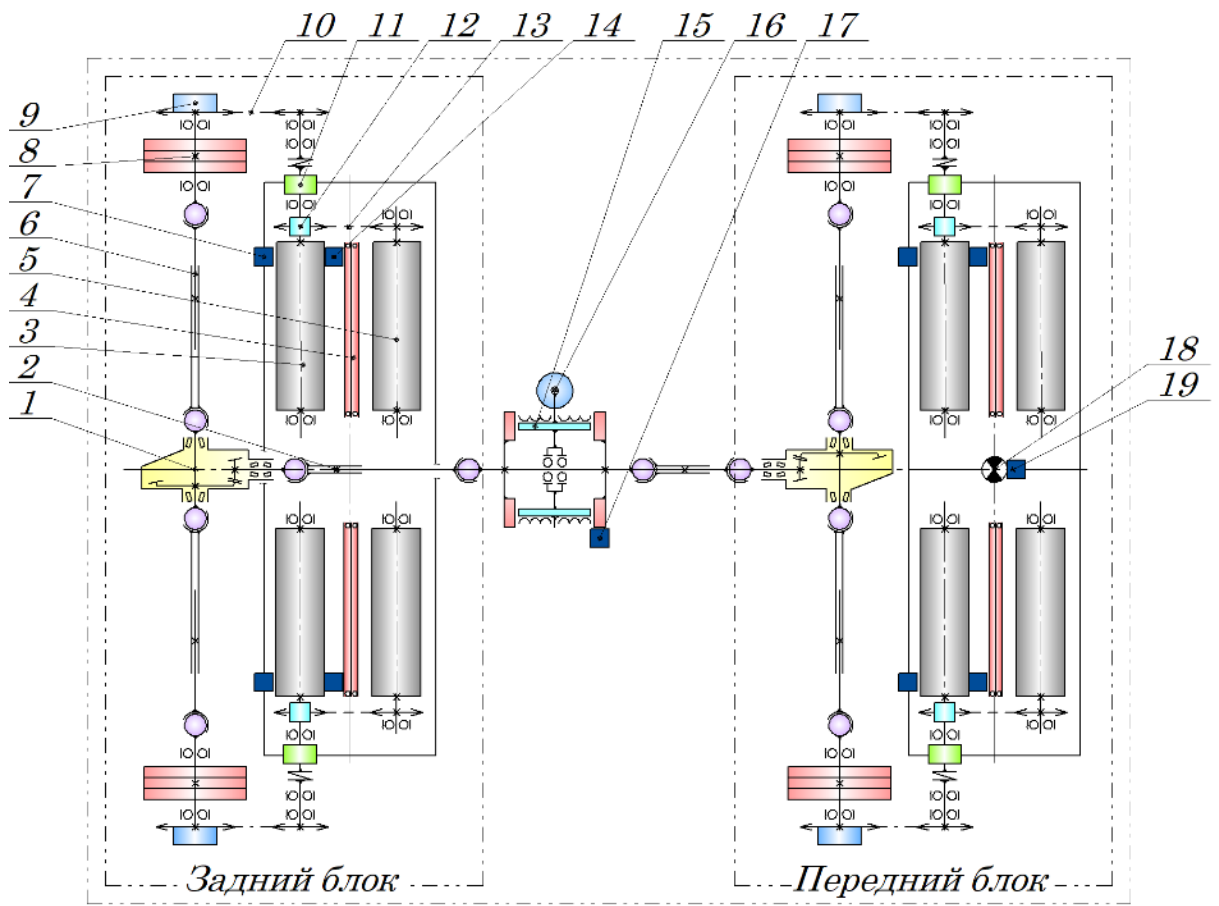
3.3.7. Оборудование для задания тестовых режимов

Экспериментальное оборудование, разработанное и изготовленное для проведения исследований соответствует вышеперечисленным требованиям (рисунок 3.48) [257, 258, 297].

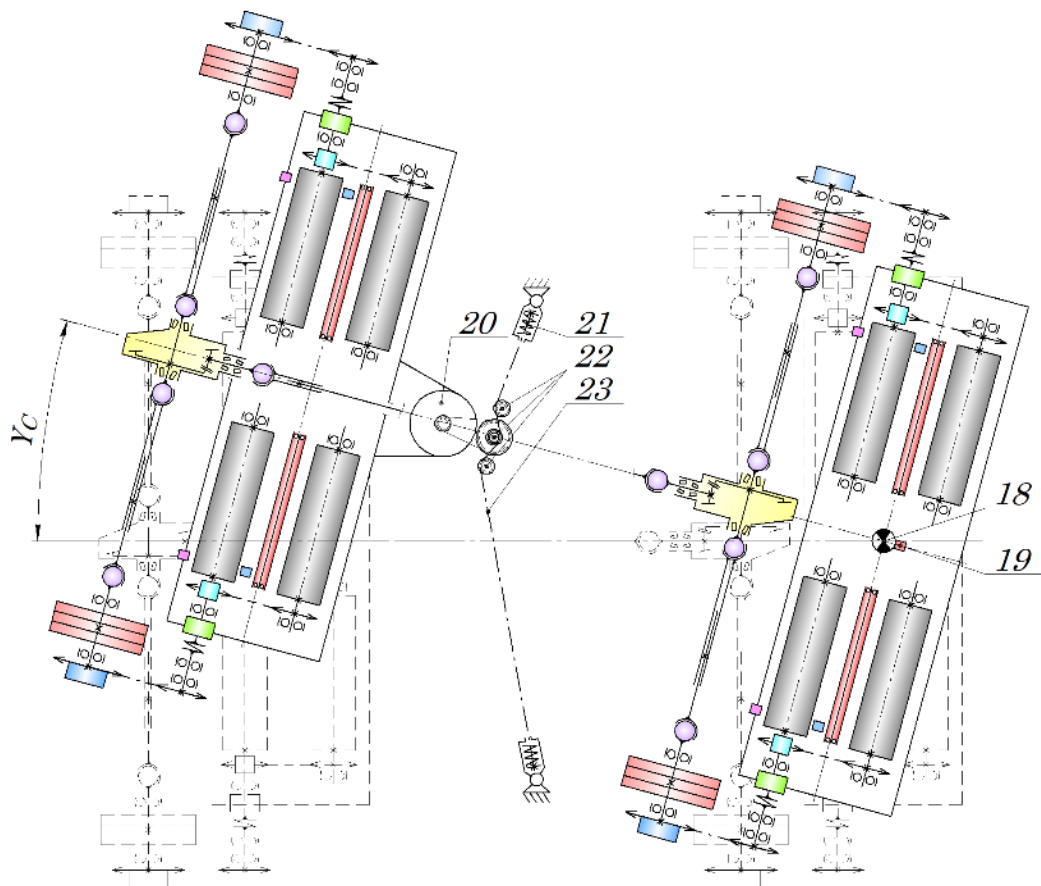


Рисунок 3.48 – Внешний вид исследовательского стендового комплекса ИРНТУ с установленным автомобилем *Toyota Prius XW20*

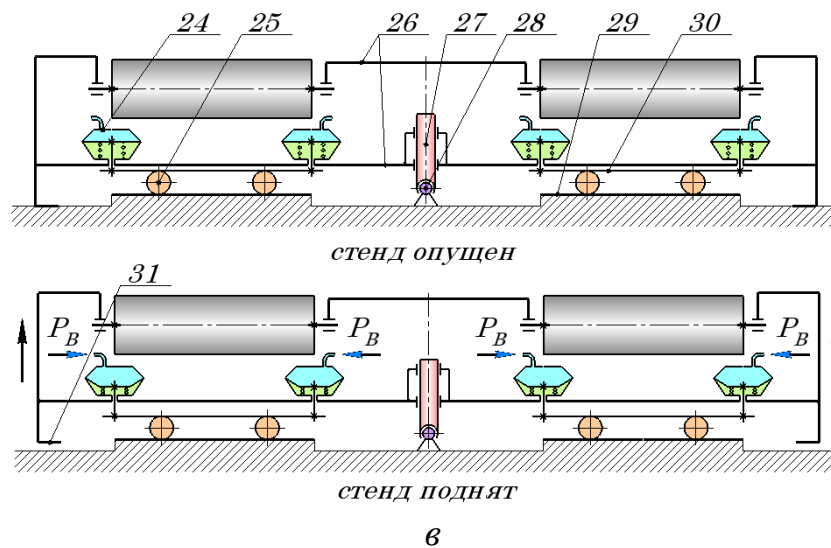
Структурная схема стенда представлена на рисунке 3.49. Стенд состоит из двух блоков беговых барабанов: переднего и заднего. Передний блок выполнен как единое целое с рамой стенда, которая расположена по всей длине стенда. Задний блок стенда установлен на полозьях рамы и имеет возможность перемещения вдоль этих полозьев, что позволяет изменять расстояние между блоками беговых барабанов, настраивая стенд для колёсной базы испытуемого КТС.



а



б



6

Рисунок 3.49 – Структурная схема исследовательского стендового комплекса ИРНТУ:

a – вид сверху, трансмиссия стенда; *б* – вид сверху, механизм поворота стенда;

в – вид сбоку, механизм подъёма стенда;

- 1 – редуктор блока беговых барабанов; 2 – карданная передача электродинамического тормоза; 3 – задний беговой барабан; 4 – ролик следящей системы; 5 – передний беговой барабан; 6 – карданная передача привода пары беговых барабанов; 7 – датчик скорости беговых барабанов; 8 – маховая масса; 9 – фрикционная муфта; 10 – цепная передача привода маховых масс; 11 – датчик силы; 12 – симметричный дифференциал; 13 – цепная передача привода переднего бегового барабана; 14 – датчик скорости ролика следящей системы; 15 – электродинамический тормоз; 16 – датчик силы торможения электродинамического тормоза; 17 – датчик скорости ротора электродинамического тормоза; 18 – ось поворота стенда; 19 – датчик угла поворота стенда; 20 – электродвигатель привода механизма поворота стенда; 21 – упругие шарниры цепной передачи механизма привода поворота стенда; 22 – звёздочки механизма привода поворота стенда; 23 – цепная передача механизма привода поворота стенда; 24 – пневмокамера механизма подъёма стенда; 25 – подшипники механизма подъёма стенда; 26 – рама стенда; 27 – поступательный шарнир оси поворота стенда; 28 – шарнир Гука оси поворота стенда; 29 – опорная плита подшипников механизма поворота стенда; 30 – опорная плита пневмокамер; 31 – лонжерон рамы стенда.

Конструктивно оба блока беговых барабанов идентичны полностью. Каждый блок состоит из двух пар беговых барабанов: задних 3 и передних 5. Скорости беговых барабанов измеряются датчиком 7. Оба беговых барабана 3 и 5 кинематически соединены между собой цепной передачей 13 и симметричным дифференциалом 12 или обгонной муфтой, которые предназначены для компенсации паразитной циркулирующей мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина» [206]. Между беговыми барабанами 3 и 5 размещён ролик следящей системы 4, который соприкасается с беговой дорожкой шины. Скорость ролика следящей системы определяется датчиком 14. На выходном валу беговых барабанов размещён датчик силы 11.

Чтобы уменьшить влияние радиальных сил на работу датчика 11, выходной вал, идущий от беговых барабанов 3 и 5, соединяется с промежуточным валом через отдельный подшипниковый корпус. Промежуточный вал, в свою очередь, связан с трансмиссией стенда с помощью цепной передачи 10. Поток мощности, который передаётся от беговых барабанов к трансмиссии стенда или наоборот, проходит через фрикционную муфту 9. Если её выключить, то пара беговых барабанов будет механически отключена от всей трансмиссии стенда.

Конструктивно муфта 9 объединена со звёздочкой привода маховой массы 8, которые работают как аккумуляторы энергии, которая поступает от ведущих колёс КТС во время имитации режима разгона. А при задании режима выбега эта энергия возвращается обратно к колёсам КТС. Каждая пара беговых барабанов на стенде механически устроена аналогично.

Механическое соединение пары беговых барабанов в каждом блоке стенда осуществляется при помощи карданных передач 6 и редукторов 1. Механическое соединение редукторов блоков беговых барабанов реализовано карданной передачей 2. При этом поток мощности передаётся между блоками стенда через электродинамический тормоз 15. Тормоз 15 выполняет функции нагружающего силового устройства, обеспечивающего проведение исследований с дополнительной нагрузкой в установившихся режимах. Для контроля процесса функционирования тормоза 15, используются датчик силы торможения 16 и датчик частоты вращения

ротора 17. Таким образом, механическое соединение всех беговых барабанов позволяет автомобилю на стенде функционировать также, как в реальных дорожных условиях.

Имитация бокового заноса КТС осуществляется поворотом всего стенда вместе с функционирующим КТС. За поворот отвечает подъёмно-поворотная система, состоящая из механизмов поворота и подъёма стенда. Механизм поворота состоит из электродвигателя 20 с редуктором, набора звёздочек 22, тяговой цепи 23 и упругих шарниров 21. Тяговая цепь 23 проложена под рамой стенда, причём её концы закреплены в упругих шарнирах 21. Цепь 23 зацеплена с тремя тяговыми звёздочками 22, центральная из которых соединена с электродвигателем 20. Электродвигатель 20 жёстко закреплён к раме стенда. Таким образом, при запуске электродвигателя 20, звёздочки 22, входящие в зацепление с цепью 23 начинают по ней перемещаться, приводя во вращение относительно оси 18 весь стенд. Цепь 23, соединённая в шарнирах 21 и звёздочках 22 образует треугольник, стороны которого будут изменяться по мере поворота стенда на определённый угол γ_C . Из-за этого происходит чрезмерный натяг или провисание цепи 23. Чтобы этого избежать, шарниры 21 выполнены с пружиной сжатия, которая с одной стороны компенсирует излишний натяг или провисание цепи, и с другой стороны уменьшает ударные нагрузки на весь механизм поворота. Для того, чтобы повернуть стенд на заданный угол или совершать периодические колебания стенда относительно оси OZ в процессе выполнения тестового режима бокового заноса, необходимо, чтобы рама 26 стенда была установлена на подшипниковой опоре. Это условие достигается за счёт применения механизма подъёма, который состоит из пневмокамер 24, подшипников качения 25, опоры 29 и плиты пневмокамер 30. В исходном состоянии стенд установлен на лонжероны рамы 31. В таком состоянии между опорными плитами 30 пневмокамер 24 и шарами подшипников 25 есть зазор. Подшипники 25 набраны в сепараторы и всегда располагаются на опоре 29. Пневмокамеры 24 жёстко закреплены на раме стенда 26. Для подъёма стенда в пневмокамеры 24 подаётся воздух под давлением P_B , что приводит к перемещению штоков пневмокамер 24, которые соединены с плитой 30. Плита 30 опирается на шары подшипников 25,

которые теперь являются опорами для всего стенда. При повороте стенд перекачивается на шарах 25 относительно оси 18. Ось 18 состоит из двух шарниров – поступательного 27 и шарнира Гука 28. Шарнир 27 служит для обеспечения вертикальной степени свободы рамы стенда. Шарнир 28 компенсирует перекося, неизбежный при подъёме всего стенда. Ось 18 установлена только под передним блоком барабана. Механизмы подъёма установлены под обоими блоками. При необходимости измерения массы, приходящейся на ось КТС, между плитами 29 и 30 размещаются по 4 весоизмерительных модуля с датчиками типа ДСТ-9035 в опущенном положении стенда. Для измерения массы стенд поднимается и упирается на чувствительные элементы модулей (на рисунке 3.49 не показаны).

3.3.7.1 Измерительная система стенда

Измерительная система стенда представлена в виде совокупности нескольких систем:

- 1) система измерения силовых параметров;
- 2) система измерения кинематических параметров;
- 3) система измерения энергетических параметров;
- 4) система измерения дополнительных параметров;
- 5) система обработки, регистрации и сохранения данных.

В общем виде все системы взаимосвязаны между собой и функционируют одновременно и независимо друг от друга. Структурная схема измерительной системы представлена на рисунке 3.50. Метрологические характеристики стенда приведены в приложении А.

Система измерения силовых параметров состоит из подсистем измерения сил и реакций на беговых барабанах R_{Xi} , силы $F_{ЭТ}$ или момента $M_{ЭТ}$ торможения электродинамического тормоза и веса, приходящегося на ось КТС G_{Ai} .

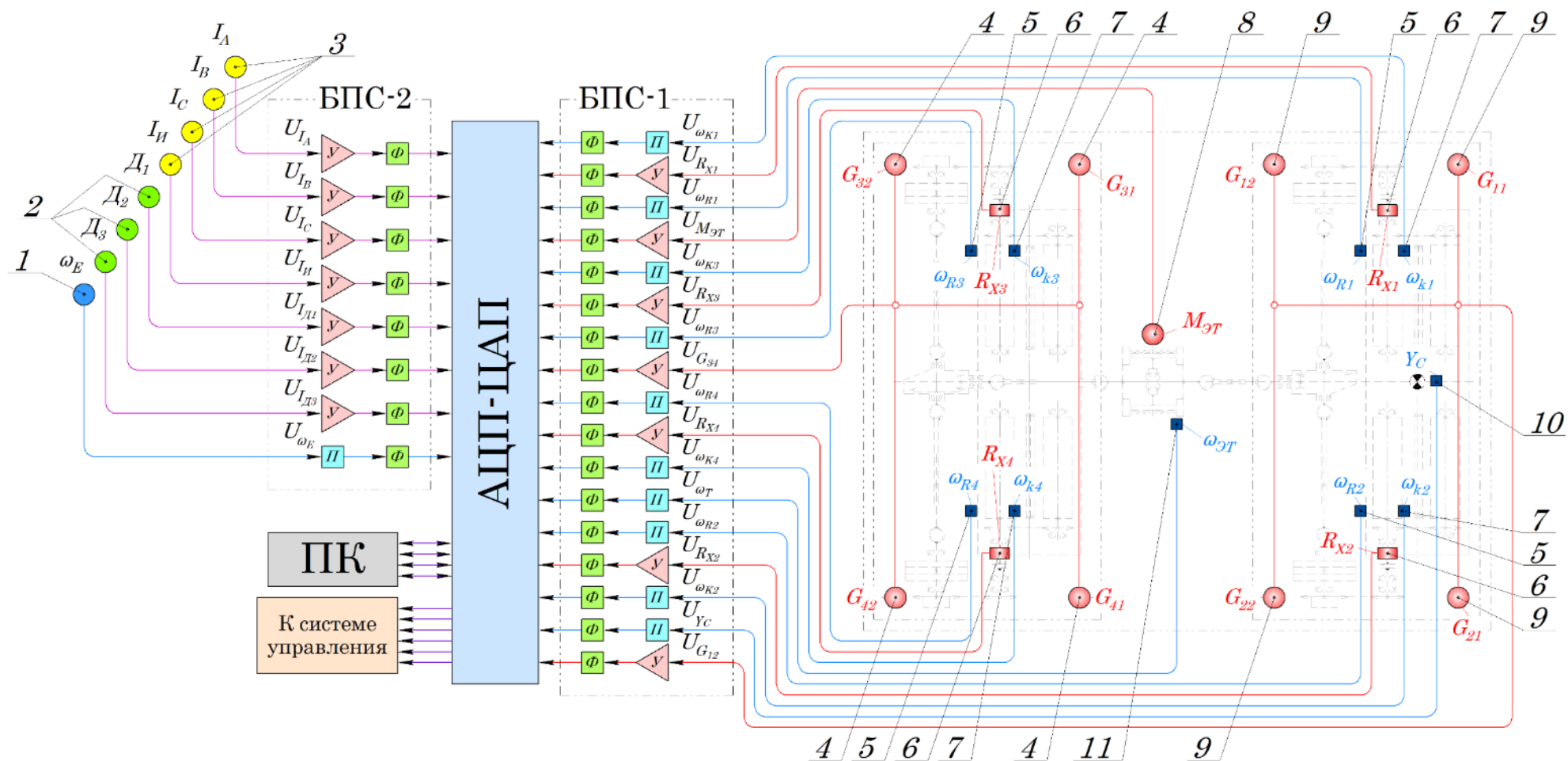


Рисунок 3.50 – Структурная схема системы измерения:

ПК – персональный компьютер; АЦП-ЦАП – аналого-цифровой/цифро-аналоговый преобразователь; БПС-1 – блок подготовки сигналов процессов, регистрируемых на стенде; БПС-2 – блок подготовки сигналов процессов, регистрируемых вне стенда; У – усилитель; П – преобразователь; Ф – активный фильтр.

Описание рисунка 3.50:

1 – датчик системы измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС;
 2 – дополнительные датчики измерения силы тока для ЭСУ и ГСУ, а также датчик усилия и момента времени нажатия на ОУ; 3 – датчики измерения силы тока для ЭСУ и ГСУ; 4 – весоизмерительные модули заднего блока беговых барабанов; 5 – датчики системы измерения скорости беговых барабанов; 6 – датчики системы измерения силы на беговых барабанах; 7 – датчики системы измерения скорости роликов следящей системы; 8 – датчик системы измерения силы торможения электродинамического тормоза; 9 – весоизмерительные модули переднего блока беговых барабанов; 10 – датчик системы измерения угла поворота стенда; 11 – датчик системы измерения частоты вращения ротора электродинамического тормоза.

Подсистема измерения сил, действующих на беговые барабаны, состоит из четырёх бесконтактных магнитоупругих датчиков 6 (см. рисунок 3.50). Датчики установлены на приводных валах задних беговых барабанов стенда. Сигналы с датчиков поступают на БПС-1, где обрабатываются усилителями «У» и активными фильтрами «Ф».

Датчик силы, действующей на беговых барабанах, представляет собой цилиндрический корпус 5 с концентрично размещёнными внутри катушками 3 и 4, соединение которых образует две измерительные обмотки и одну обмотку возбуждения (рисунок 3.51). Между валом 2 и сердечниками катушек 3 и 4 присутствует постоянный зазор. Корпус 5 датчика установлен на подшипниках 6. Вместе с корпусом 5 и валом 2 сердечники 3 и 4 обмоток образуют магнитную систему, проницаемость которой зависит от механических напряжений в чувствительном элементе датчика – вала 2. Поскольку на беговой барабан 1 могут действовать разнонаправленные реакции R_{Xi} , то вал 2 будет нагружен разнонаправленным моментом M_{Ri} , и, соответственно, испытывать разнонаправленные механические напряжения. Момент M_{Ri} связан с реакциями R_{Xi} соотношением, Н·м [250, 261, 293]:

$$M_{Ri} = R_{Xi} \cdot r_R. \quad (3.23)$$

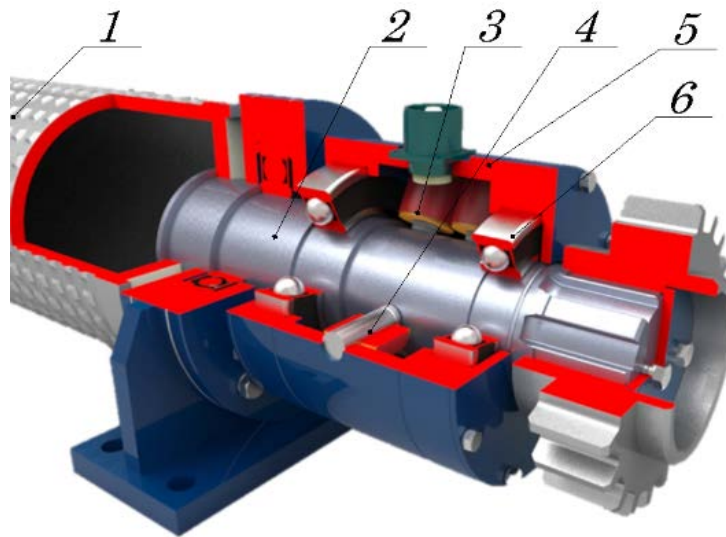


Рисунок 3.51 – Конструкция бесконтактного магнитоупругого датчика силы на беговом барабане:

- 1 – беговой барабан; 2 – приводной вал; 3 – катушка измерительной обмотки;
4 – катушка обмотки возбуждения; 5 – корпус; 6 – подшипники.

Схема датчика показана на рисунке 3.52.

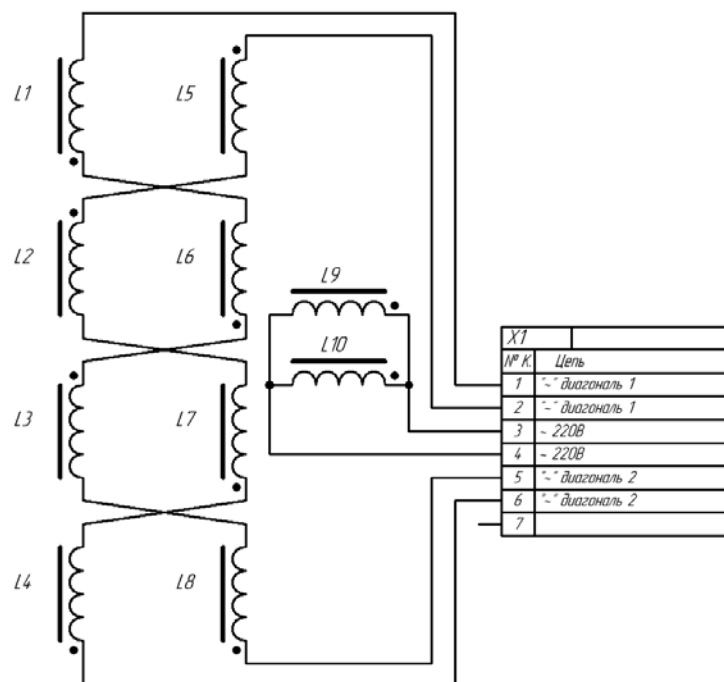


Рисунок 3.52 – Электрическая принципиальная схема бесконтактного магнитоупругого датчика:

- $L1, L6, L3, L8$ – измерительные катушки первой диагонали;
 $L5, L2, L7, L4$ – измерительные катушки второй диагонали;
 $L9, L10$ – намагничивающие катушки

Обмотка возбуждения, состоящая из катушек $L9$ и $L10$ (рисунок 3.52) подключена к источнику переменного тока, поэтому в магнитной системе датчика создаётся переменный магнитный поток с частотой, равной частоте питающего тока. В измерительных обмотках $L1, L6, L3, L8$ и $L5, L2, L7, L4$ индуцируется ЭДС, поэтому напряжение, снимаемое с этих обмоток (*диагоналей*) датчика, является сигнальным.

Когда на приводной вал не передаётся момент, амплитуды сигнала с измерительных обмоток одинаковы. Если на вал действует положительный момент, то магнитные сопротивления изменяются вдоль главных линий напряжений вала [166, 250, 261]. Тогда равенство амплитуд сигналов измерительных обмоток нарушается, причём амплитуда сигнала в обмотке $L1, L6, L3, L8$ будет выше, чем в $L5, L2, L7, L4$. При действии момента в противоположном направлении, соотношение амплитуд сигналов в измерительных обмотках будет противоположное.

Полезный сигнал, который в последующем усиливается и обрабатывается, поступает на вход усилителя, схема которого показана на рисунке 3.53.

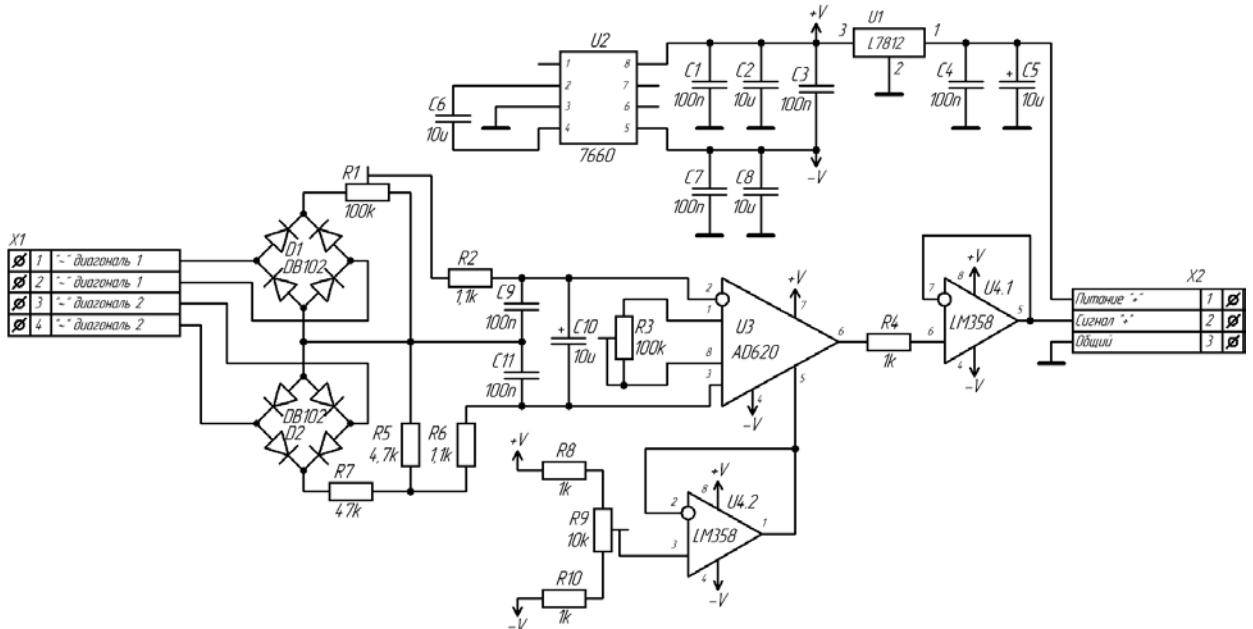


Рисунок 3.53 – Принципиальная электрическая схема усилителя сигнала датчика силы на беговом барабане

Поскольку полезный сигнал есть разность между сигналами двух измерительных обмоток, то перед усилением эти сигналы выпрямляются и

обрабатываются при помощи дифференциальной измерительной схемы, построенной на диодных мостах $D1$ и $D2$ и резисторах $R1$, $R2$, $R5$, $R6$ и $R7$. Конденсаторы $C9...C11$ сглаживают пульсации полученного сигнала. Остальная часть схемы выполнена на базе операционного инструментального усилителя $AD620$ и операционного усилителя $LM358$. Питание схемы двухполярное, поскольку момент, измеряемый системой разнонаправлен, и может быть как положительным, так и отрицательным. Обеспечение питанием усилителя выполнено за счёт микросхем $L7812$ и 7660 .

Подсистема измерения силы торможения $F_{ЭТ}$ выполнена в виде тензодатчика 8 (рисунок 3.50), закреплённого на лонжероне рамы и воспринимающего, реактивное усилие корпуса электродинамического тормоза, установленного балансирно, а также усилителей «У» и активных фильтров «Ф» усиленного сигнала. Усилители и фильтры сигналов расположены в блоке БПС-1, в котором расположены устройства стабилизации напряжения питания системы. Схема активного фильтра полностью идентична схеме, показанной на рисунке 3.44.

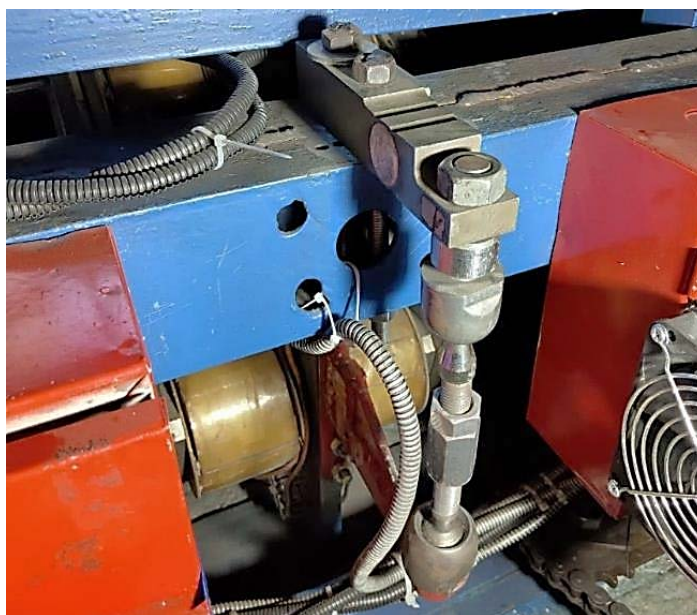


Рисунок 3.54 – Внешний вид датчика подсистемы измерения силы торможения $F_{ЭТ}$ электродинамического тормоза

Датчик подсистемы измерения силы торможения $F_{ЭТ}$ представляет собой тензодатчик общепромышленного исполнения балочного типа ДСТ-4184 (рисунок 3.54). Датчик соединён с рычагом корпуса электродинамического тормоза тягой с

шаровыми шарнирами. Схемы усилителя и активного фильтра полностью идентичны схемам, показанным на рисунках 3.42 и 3.44. Момент $M_{ЭТ}$ связан с силой $F_{ЭТ}$ соотношением, Н·м:

$$M_{ЭТ} = F_{ЭТ} \cdot r_{ЭТ}; \quad (3.24)$$

где $r_{ЭТ}$ – длина плеча приложения силы $F_{ЭТ}$.

Подсистема измерения веса G_{Ai} , приходящегося на ось КТС выполнена в виде восьми модулей с тензодатчиками 9 (см. рисунок 3.50), устанавливаемых в подъёмный механизм стенда и воспринимающих вес стенда вместе с весом КТС. В подсистему также входят усилители «У» и активные фильтры «Ф», расположенные в блоке БПС-1, в котором также установлены устройства стабилизации напряжения питания системы. Подсистема разделена на две части – одна из которых осуществляет измерение веса КТС, приходящегося на заднюю ось, а другая – на переднюю. Схемы усилителей и активных фильтров полностью идентичны схемам, показанным на рисунках 3.42 и 3.44.

Модули подсистем измерения веса G_{Ai} , приходящегося на ось КТС представляют собой тензодатчики общепромышленного исполнения колонного типа ДСТ-9035 (рисунок 3.55), установленные между опорной плитой и плитой пневмокамер.



Рисунок 3.55 – Внешний вид модуля подсистемы измерения веса G_{Ai} , приходящегося на ось КТС

Система измерения кинематических параметров состоит из подсистем

измерения угловых скоростей вращения беговых барабанов ω_i , скоростей колёс V_{Ki} , угловой скорости вращения ротора электродинамического тормоза $\omega_{ЭТ}$ и угла поворота стенда γ_C .

Каждая из подсистем измерения угловых скоростей вращения беговых барабанов ω_i , скоростей колёс V_{Ki} и угловой скорости вращения ротора электродинамического тормоза $\omega_{ЭТ}$ состоит из первичных преобразователей – датчиков скорости 5, 7 и 11 (см. рисунок 3.40) и преобразователей «П». Датчики 5 подсистемы измерения угловых скоростей ω_i вращения беговых барабанов установлены на каждом заднем беговом барабане стенда (рисунок 3.56, а). Датчики подсистемы измерения скоростей колёс V_i установлены на каждом ролике следящей системы (рисунок 3.56, б). Датчик подсистемы измерения угловой скорости вращения ротора электродинамического тормоза $\omega_{ЭТ}$ установлен на роторе тормоза (рисунок 3.56, в).

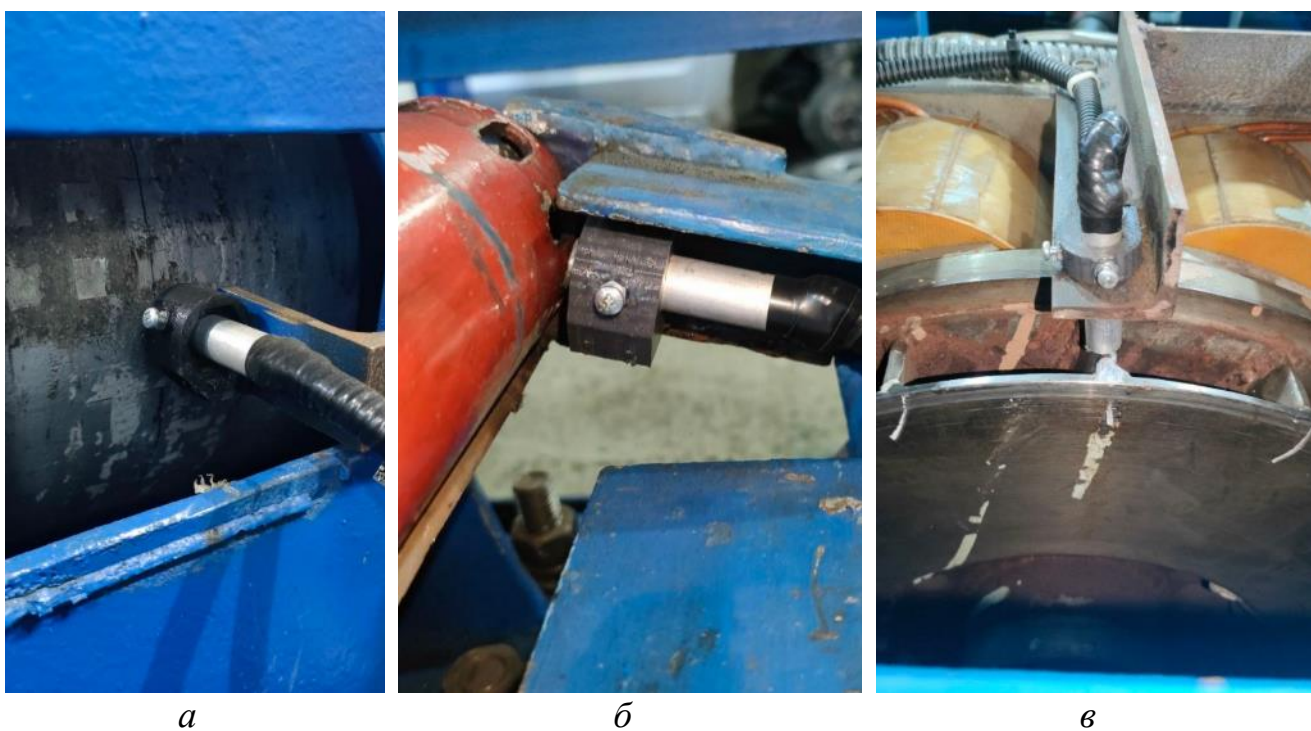


Рисунок 3.56 – Внешний вид датчиков подсистем измерения кинематических параметров:

а – измерения угловой скорости беговых барабанов ω_i ; *б* – измерения скоростей колёс V_{Ki} ; *в* – измерения угловой скорости вращения ротора электродинамического тормоза $\omega_{ЭТ}$

Все датчики идентичны, изготовлены самостоятельно, принцип их работы основан на эффекте Холла. При вращении беговых барабанов, роликов следящей системы или ротора электродинамического тормоза, датчики вырабатывают периодический сигнал прямоугольной формы, который преобразуется в сигнал частоты вращения n_i и обрабатывается модулем АЦП-ЦАП.

Угловые скорости бегового барабана ω_{Bi} , роликов следящей системы ω_{Pci} и ротора электродинамического тормоза $\omega_{ЭТ}$ определяется по выражениям, рад/с:

$$\omega_{Bi} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Bi}; \quad (3.25)$$

$$\omega_{Pci} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Pci}; \quad (3.26)$$

$$\omega_{ЭТ} = 2 \cdot \pi \cdot n_{ЭТ}; \quad (3.27)$$

где n_{Bi} , n_{Pci} и $n_{ЭТ}$ – измеренные частоты вращения i -х беговых барабанов, i -х роликов следящей системы и ротора тормоза соответственно, с⁻¹.

Линейные скорости V_{Bi} беговых барабанов, как скорость «дороги» под каждым колесом КТС определяется по выражению, м/с:

$$V_{Bi} = \omega_{Bi} \cdot r_B. \quad (3.28)$$

Линейные скорости V_{Ki} колёс КТС определяются исходя из угловой скорости ω_{Pci} роликов следящей системы, м/с:

$$V_{Ki} = \omega_{Pci} \cdot r_{PC}. \quad (3.29)$$

Общая скорость V_D имитируемой стендовым методом «дороги» рассчитывается по измеренному значению угловой скорости $\omega_{ЭТ}$ ротора электродинамического тормоза, приведённой к беговым барабанам, м/с:

$$V_D = \frac{\omega_{ЭТ} \cdot r_R \cdot i_{ЦС}}{i_P}. \quad (3.30)$$

Подсистема измерения угла поворота стенда γ_C состоит из датчика угла поворота 10 (рисунок 3.50) и преобразователя «П», размещённого в БПС-1. Датчик угла изготовлен самостоятельно, установлен на оси поворота стенда (рисунок 3.57) и представляет собой потенциометр, ползунок которого соединён с осью поворота стенда.

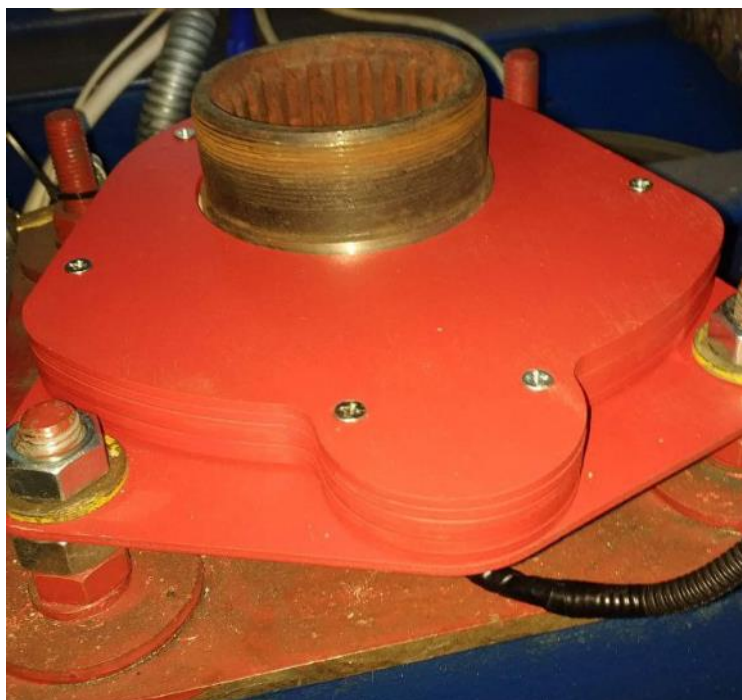


Рисунок 3.57 – Внешний вид датчика угла поворота станда

При вращении станда, изменяется напряжение сигнала датчика, который подвергается дополнительному усилению и преобразованию таким образом, чтобы поворот станда вправо соответствовал положительному напряжению сигнала системы, а влево – отрицательному. Схема преобразователя сигнала подсистемы измерения угла поворота станда $У_C$ показана на рисунке 3.58.

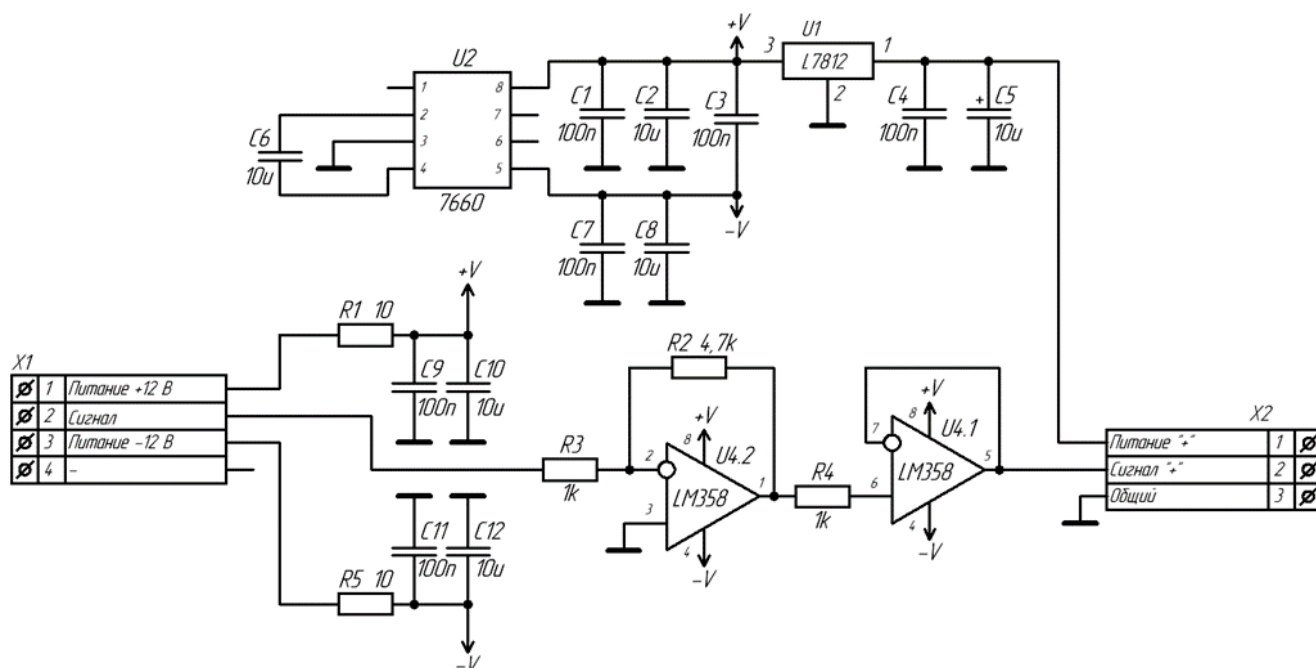


Рисунок 3.58 – Схема преобразователя сигнала подсистемы измерения угла поворота станда

Преобразователь сигнала построен на базе микросхемы – операционного усилителя LM358, выступающего в качестве инвертирующего усилителя с буфером. Питание схемы двухполярное, стабилизированное.

Система измерения энергетических параметров состоит из подсистем измерения силы токов I_n , протекающих в фазных обмотках ЭГ КТС и силы тока I_{BAT} , протекающего в цепи между ВВБ и инвертором КТС. Все подсистемы идентичны и состоят из датчиков тока 3 и усилителей «У» и активных фильтров «Ф» (см. рисунок 3.50). Датчики тока изготовлены самостоятельно и представляют собой токовые клещи, принцип работы которых основан на эффекте Холла. Датчики тока крепятся на соответствующие высоковольтные провода силовой установки КТС (рисунок 3.59). Усилители и фильтры сигналов расположены в блоке БПС-2 и полностью соответствуют схемам, показанным на рисунках 3.40 и 3.44.



Рисунок 3.59 – Внешний вид датчика тока, закреплённого на высоковольтном проводе

Система измерения дополнительных параметров образована подсистемами измерения угловой скорости ω_E коленчатого вала ДВС, усилия F_{Π} нажатия на ОУ тормозной системой (или момента нажатия на ОУ силовой установкой), а также дополнительными подсистемами измерения силы токов I_n , протекающих в фазных обмотках ЭГ КТС (для КТС с ГСУ).

Подсистема измерения угловой скорости ω_E коленчатого вала ДВС состоит из датчика 1 (см. рисунок 3.50), разработанного и изготовленного самостоятельно, принцип работы которого основан на эффекте Холла, а также преобразователя

сигнала «П» и активного фильтра «Ф». Датчик частоты вращения коленчатого вала устанавливается на катушку зажигания 1-го цилиндра ДВС, поэтому вырабатываемый им сигнал соответствует моменту искрообразования, а угловая скорость коленчатого вала ω_E рассчитывается по выражению на основе измеренной частоты n_{EI} , c^{-1} :

$$\omega_E = 4 \cdot \pi \cdot n_{EI}. \quad (3.31)$$

При необходимости к подсистеме измерения угловой скорости ω_E коленчатого вала ДВС можно подключить ёмкостный или индуктивный датчик от мотор-тестера для подключения к высоковольтному проводу системы зажигания.

Подсистема измерения усилия F_{II} активации ОУ тормозной системой дополняется функцией определения времени активации ОУ. Составными частями подсистемы являются датчик усилия F_{II} , усилитель «У» и активный фильтр «Ф». Датчик усилия представляет собой спроектированный и изготовленный самостоятельно датчик (рисунок 3.60), монтируемый на ОУ, чувствительным элементом которого является тензобалка.



Рисунок 3.60 – Внешний вид датчика усилия уровня активации ОУ

Датчик подключается к системе измерения в разъём дополнительных датчиков 1 (см. рисунок 3.24). Усилители и фильтры этих сигнальных каналов аналогичны схемам, показанным на рисунках 3.16 и 3.18.

Система обработки, регистрации и сохранения данных образована совместной работой ПК и модулей АЦП-ЦАП «L-Card E-140», основные характеристики которых приведены в предыдущих разделах. Ввиду большого количества

обрабатываемых входных и выходных каналов и их дифференциального подключения, используется два модуля АЦП-ЦАП.

3.3.7.2 Управляющая система стенда

Система управления стенда, с точки зрения осуществления ранее описанных методик, подразделяется на (рисунок 3.61):

- 1) подсистемы, управляющие параметрами тестовых воздействий;
- 2) подсистемы, обеспечивающие возможность проведения исследований.

Подсистемами, которые управляют параметрами тестовых воздействий, являются подсистемы: задания установившихся тестовых режимов; имитации бокового заноса и имитации снижения фрикционных свойств.

Подсистема задания установившихся режимов включает в себя электродинамический тормоз 7 и регулятор «Р» (рисунок 3.61). Эта подсистема используется для создания режимов с постоянной скоростью, имитирующих движение КТС при постоянной скорости, а также для дополнительной нагрузки на силовую установку при разгоне. Элементом, который имитирует нагрузку, является электродинамический тормоз (рисунок 3.62).



Рисунок 3.62 – Внешний вид электродинамического тормоза

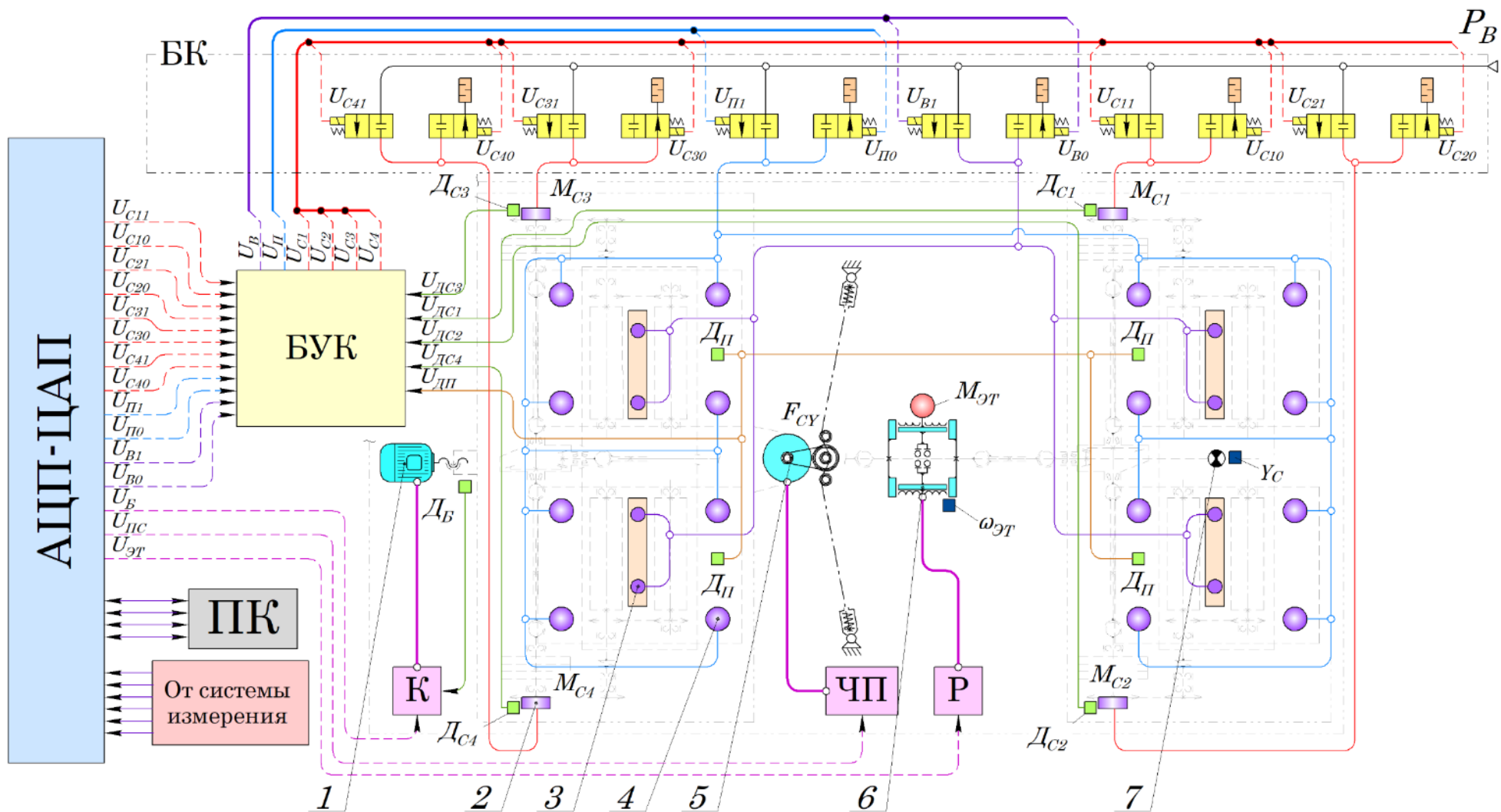


Рисунок 3.61 – Структурная схема системы управления:

Описание рисунка 3.61:

ПК – персональный компьютер; АЦП-ЦАП – аналого-цифровой/цифро-аналоговый преобразователь; БУК – блок управления пневмоклапанами; К – контактор; ЧП – частотный преобразователь; Р – регулятор; Дп – датчик подъема станда; Дб – датчик расстояния между блоками станда; Дс – датчики срабатывания фрикционных муфт; БК – блок клапанов; 1 – электродвигатель регулировки расстояния между блоками станда; 2 – фрикционная муфта; 3 – пневмокамеры подъема выталкивателей; 4 – пневмокамеры подъема станда; 5 – электродвигатель привода поворота станда; 6 – электродинамический тормоз; 7 – ось поворота станда.

Тормоз может создавать максимальный тормозной момент $M_{ЭТМАХ} = 800$ Н·м. Для задания степени воздействия тормоза на исследуемый процесс используется разработанная плата регулятора, принципиальная схема которого показана на рисунке 3.63.

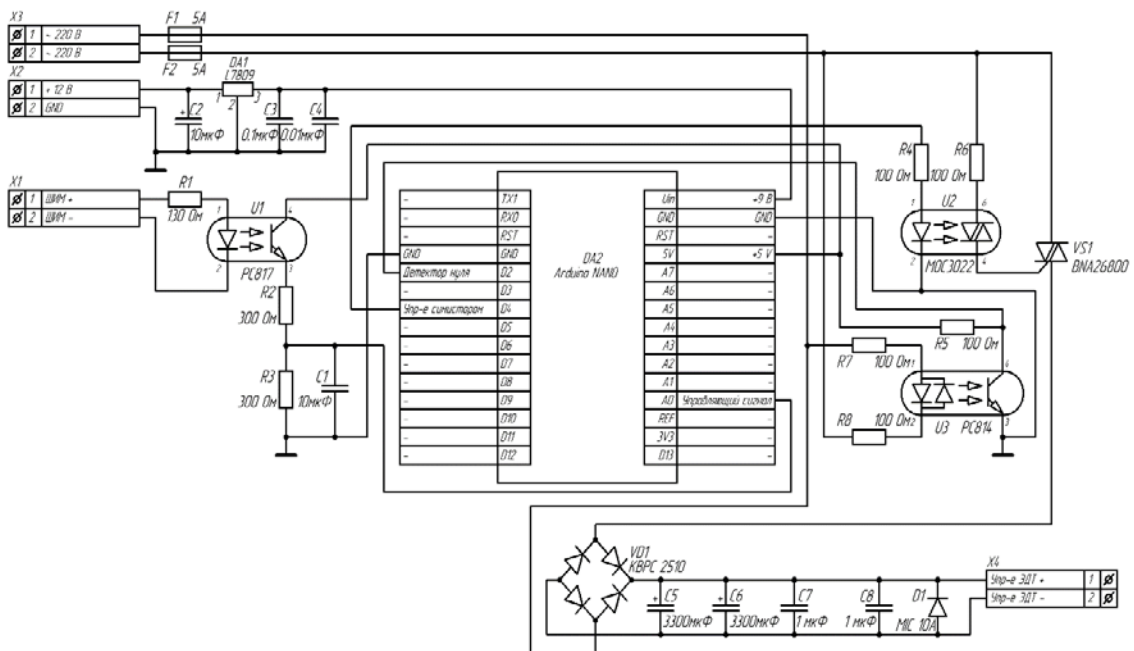


Рисунок 3.63 – Принципиальная схема регулятора электродинамического тормоза

Регулятор выполнен на базе платы микроконтроллера *Arduino NANO*, который управляется сигналом через модуль АЦП-ЦАП, подключенный к ПК. Управление электродинамическим тормозом осуществляется с помощью симистора

МОС3022 с фазовым управлением. Микроконтроллер обрабатывает полученный сигнал и через оптопару U_2 управляет симистором VS_1 . Управление электродинамическим тормозом осуществляется с обратной связью по силе его торможения $F_{ЭТ}$.

Подсистема имитации бокового заноса состоит из электродвигателя механизма поворота стенда 5 и частотного преобразователя «ЧП» (рисунок 3.63). В механизме поворота стенда используется асинхронный трёхфазный электродвигатель АИР 100, мощностью $N_{дп} = 5,5$ кВт, частотой вращения ротора $n_{дп} = 1500$ мин⁻¹. Для плавного пуска электродвигателя, а также изменения скорости поворота стенда применяется частотный преобразователь «Веспер-ЕЗ-8100-010Н». Электродвигатель механизма поворота и частотный преобразователь установлены на лонжеронах рамы стенда (рисунок 3.64).



Рисунок 3.64 – Внешний вид электродвигателя механизма поворота стенда и частотного преобразователя

Сигналы на запуск преобразователя частоты напряжения питания электродвигателя осуществляется по цифровому каналу связи с модулем АЦП-ЦАП: 8 бит для установки частоты напряжения питания и отдельно два сигнальных канала на запуск электродвигателя и реверса вращения ротора. Общее управление

подсистемой имитации бокового заноса осуществляется методом обратной связи по сигналу системы измерения угла γ_C поворота стенда, который задаётся программно в виде функции $\gamma_C = f(t)$.

Для поворота стенда необходимо произвести его установку на подшипники 25 (см. рисунок 3.65), для чего используются пневмокамеры 4 (рисунок 3.61) по восемь штук на блок стенда. Пневмокамеры управляются с БК двумя клапанами: на подъём и на опускание стенда.



Рисунок 3.65 – Внешний вид механизма подъёма стенда с пневмокамерами

Сигналы управления клапанами $U_{П1}$ и $U_{П0}$, предназначенные для подъёма и опускания стенда поступают на блок пневмоклапанов (БК) через блок управления клапанами (БУК) от цифровых каналов модуля АЦП-ЦАП. БУК при управлении БК дополнительно опрашивает датчики $D_{П}$ – индуктивные концевые выключатели, определяющие положение опорной плиты стенда, во избежание перекоса рамы стенда при подъёме и предотвращающие дальнейший поворот стенда. Конструктивно на каждую опорную плиту установлено по одному датчику и четыре пневмокамеры (рисунок 3.40).

Подсистема задания имитации снижения фрикционных свойств (покрытия «МИКСТ») для состоит из фрикционных муфт 2 (см. рисунок 3.61), пневмолинии с БК и БУК, а также датчиков, определяющих срабатывание муфт – D_C . Конструктивно муфты выполнены единым узлом со звёздочкой привода маховика (рисунок 3.66).



Рисунок 3.66 – Внешний вид фрикционной муфты со снятой крышкой

Кинематическая схема фрикционной муфты показана на рисунке 3.68. На приводном валу 11 маховика 1 установлена звёздочка 5 привода маховика, которая имеет возможность свободного вращения. Звёздочка 5 является несущим элементом, на котором крепятся направляющие с набранными ведущими дисками 8. Ведомые диски установлены за счёт шлицевого соединения на вал привода маховика 10. Пакет ведущих и ведомых дисков сжат пружинами 9. В муфтах используется пакет с ведущими и ведомыми дисками, общим количеством по три единицы каждого типа. С обратной стороны звёздочки 5 шарнирно закреплены рычаги 3, на свободных концах которых имеются подшипники качения. Подшипники рычагов во включенном состоянии муфты обкатываются по поверхности шайбы 4. Между шайбой 4 и неподвижным корпусом подшипника расположена пневмокамера 2 выключения муфты. Максимальный момент, передаваемый муфтой, составляет $M_{СМАХ} = 1500$ Н·м. Каждая фрикционная муфта управляется пневмолинией с двумя клапанами в БК: один клапан увеличивает давление воздуха в полости муфты, другой снижает. На корпусе муфты устанавливается дополнительный маховик 10. Сигналы U_{Ci1} и U_{Ci0} , управляющие увеличением и снижением давления в камерах муфт поступают на клапаны от БУК (см. рисунок. 3.67).

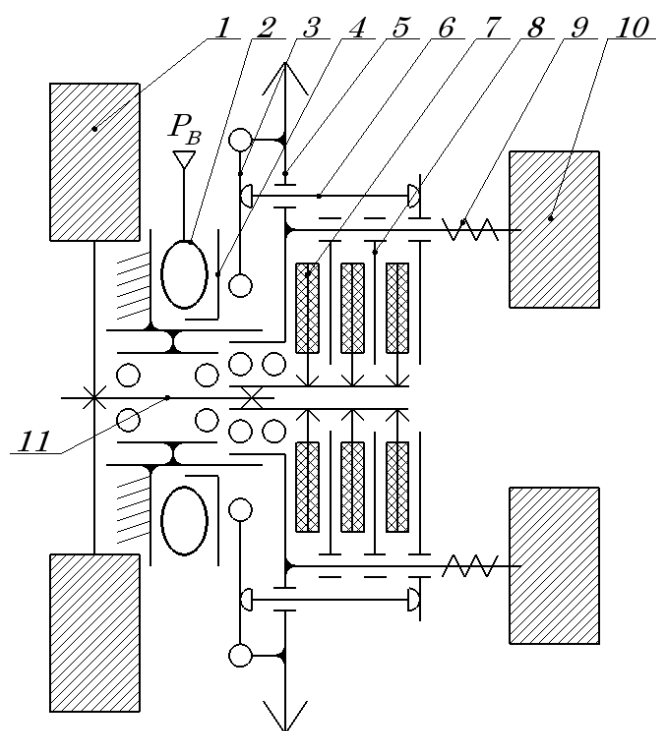


Рисунок 3.67 – Кинематическая схема фрикционной муфты:

1 – маховик стенда; 2 – пневмокамера управления муфтой; 3 – рычаг;
 4 – шайба; 5 – звёздочка привода маховика; 6 – толкатель; 7 – ведомый диск;
 8 – ведущий диск; 9 – пружина; 10 – маховик, обеспечивающий инерционный
 момент для буксующего колеса; 11 – вал привода маховика.

Работает подсистема следующим образом. При задании тестового режима имитации покрытия «МИКСТ» при разгоне ведущих колёс КТС, необходимо обеспечить рассоединение механической связи звёздочки 5 и вала привода маховика 10 (см рисунок 3.67). Для этого, на БУК с модуля АЦП-ЦАП в заданный момент времени подаётся управляющий сигнал U_{Ci1} , равный логической единице. БУК запускает нагнетающий пневмоклапан, что приводит к повышению давления в пневмокамере 2 муфты. Пневмокамера 2 давит на шайбу 4, которая передаёт усилие на рычаги 3. Рычаги 3 воздействуют на толкатели 6, которые, в свою очередь, перемещают нажимной ведущий диск 8, снижая тем самым сжимающее пакет дисков 7 и 8 усилие. Таким образом, диски 8 пробуксовывают относительно дисков 7, что приводит к увеличению угловых скоростей ω_{Ri} и ω_{Ki} беговых барабанов и ведущего колеса КТС соответственно. Момент выключения и включения муфт регулируется

датчиками D_c (на схеме не показаны), представляющими концевые выключатели, срабатывающими в зависимости от положения шайбы 4. Для имитации разницы коэффициентов сцепления φ на забегавшем колесе КТС, поддерживается меньший инерционный момент J_{Mb} , за счёт маховика 10, подводимый к беговым барабанам буксующего колеса.

Подсистемы, обеспечивающие возможность проведения исследований (рисунок 3.61), используются для проведения вспомогательных работ при:

- 1) настройке расстояния между блоками барабанов под колёсную базу КТС путём изменения положения заднего блока беговых барабанов мотор-редуктором 1, управление которым осуществляется от контактора «К» со схемой управления с обратной связью по датчику базы стенда Дб;
- 2) подъёма колёс КТС над беговыми барабанами для въезда и выезда КТС со стенда за счёт дополнительных пневмокамер 3 с выталкивателями, расположенными между беговыми барабанами, управление которых осуществляется аналогично вышеописанным системам;
- 3) обдува силовой установки КТС и пр.

3.4. Методика планирования экспериментального исследования

В процессе экспериментальных исследований часто возникают процессы, имеющие случайный характер которые могут исказить полученные результаты. К таким процессам можно отнести нарушение параллельности продольной оси КТС относительно оси стенда; перекатывание колёс КТС по беговым барабанам стенда; несовершенство задания параметров тестовых режимов, особенно тех, которые задаются оператором (например, уровень активации ОУ силовой установкой); наводки и помехи в приборах измерительной системы стенда и пр. Всё это приводит к снижению повторяемости результатов исследования, уменьшению однородности полученных экспериментальных данных.

Решение этой проблемы очевидно – увеличение количества наблюдений при выполнении исследований. Но, чрезмерное увеличение количества экспериментальных исследований приводит к повышению стоимости этих исследований, что

является не всегда оправданным решением.

В этом случае количество $n_{МАХ}$ необходимых экспериментов, достаточных для обеспечения заданного уровня точности, определяется по известным зависимостям [26, 32, 37, 61, 68, 149]. Для определения количества $n_{МАХ}$ экспериментальных исследований использовали метод проверки статистических гипотез [32, 37, 61, 68, 149].

В соответствии с выбранным методом для обеспечения требуемого уровня точности δ_m перед проведением испытаний необходимо определить минимальное число испытаний $n_{МАХ}$. Для этого необходимо сравнивать величину среднеквадратичного отклонения ε с заданным уровнем точности, % [32, 37, 61, 68, 149]:

$$\delta_m \geq \varepsilon; \quad (3.32)$$

Уровень заданной точности определяется по выражению, % [32, 37, 61, 68, 149]:

$$\delta_m = \beta \cdot \bar{x}; \quad (3.33)$$

где β – коэффициент, учитывающий долю погрешности относительного среднего значения измеряемого параметра \bar{x} .

Математическое ожидание исследуемого параметра рассчитывается в соответствии с формулой [32, 37, 61, 68, 149]:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (3.34)$$

где x_i – значение интересующего нас параметра при i -м измерении;

n – количество измерений.

Дисперсия измеренных параметров рассчитывается по следующей формуле [32, 37, 61, 68, 149]:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_i^n (\bar{x} - x_i)^2. \quad (3.35)$$

Среднеквадратическое отклонение ε измеренных параметров рассчитывается по следующей зависимости [32, 37, 61, 68, 149]:

$$\varepsilon = \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{n}}; \quad (3.36)$$

где γ – доверительная вероятность;

t – коэффициент, определяемый по таблицам распределения Стьюдента при заданном значении γ и при количестве измерений $n - 1$.

Методика определения числа испытаний состоит из следующих этапов:

Этап №1. Произвести n экспериментальных исследований.

Этап №2. Расчёт статистических параметров δ_m , \bar{x} , ε , σ по выражениям (3.32)...(3.36).

Этап №3. Проверка выполнения условия (3.21).

Этап №4. Дополнительные испытания повторяются последовательно, пока не произойдет выполнение неравенства (3.21).

3.5. Методика аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований

Выполнения аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований, например, в процессе проведения калибровки исследовательского оборудования, для получения функциональных зависимостей между определяемой физической величиной y_i и уровнем сигнала системы измерения x_i , реализуется с использованием двух методов: метода наименьших квадратов для зависимостей, имеющих выраженный линейный характер и метода аппроксимации полиномами второй и третьей степени для остальных зависимостей.

Для использования метода наименьших квадратов необходимо привести функцию $y_{РАСЧ} = f(x_i)$, аппроксимирующую исходные данные к линейной зависимости парной регрессии вида [37, 58, 149, 181]:

$$y_{РАСЧi} = a_0 + a_1 \cdot x_i; \quad (3.37)$$

где a_0 – коэффициент, определяющий положение итоговой функции;

a_1 – коэффициент, определяющий наклон итоговой функции;

x_i – аргумент функции.

При этом сумма квадратов отклонений между заданными значениями y_i и

расчётными $y_{\text{РАСЧ}i}$ должна быть минимальна [37, 149, 181]:

$$\sum_{i=1}^n (y_i - y_{\text{РАСЧ}i})^2 \rightarrow \min. \quad (3.38)$$

Таким образом, определение коэффициентов a_0 и a_1 сводится к достижению условия (3.27), при подстановке в него неизвестных коэффициентов. Таким образом, при известных точках x_i и y_i исходной функции определяются выражения для расчёта неизвестных коэффициентов [37, 149, 181]:

$$a_0 = \frac{\sum y_i \cdot \sum x_i^2 - \sum x_i \cdot \sum (x_i \cdot y_i)}{n \cdot \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}; \quad (3.39)$$

$$a_1 = \frac{n \cdot \sum (x_i \cdot y_i) - \sum x_i \cdot \sum y_i}{n \cdot \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}; \quad (3.40)$$

где n – количество измеренных значений.

Коэффициент детерминированности аппроксимации R^2 вычисляется, путём сравнения известных, фактических значений y_i и расчётных значений $y_{\text{РАСЧ}i}$, получаемых из уравнения (3.26). Коэффициент R^2 нормируется от 0 до 1 и определяется по формуле [37, 149, 181]:

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST}; \quad (3.41)$$

где SSE – остаточная сумма квадратов разности между расчётным $y_{\text{РАСЧ}i}$ и фактическим значением y_i ;

SST – общая сумма квадратов.

Параметры SSE и SST определяются по выражениям [37, 149, 181]:

$$SSE = \sum (y_{\text{РАСЧ}i} - y_i)^2; \quad (3.42)$$

$$SST = \sum y_i^2 - \frac{\sum y_i^2}{n}. \quad (3.43)$$

Если коэффициент детерминированности аппроксимации R^2 равен 1, то имеет место полная корреляция с моделью, в противоположном случае, если коэффициент детерминированности равен 0, то уравнение регрессии абсолютно не подходит для определения значений y_i .

Метод аппроксимации полиномами второй степени для полученных

зависимостей реализуется путём её приведения к функции вида [37, 149, 181]:

$$y_{\text{РАСЧ}i} = b_0 + b_1 \cdot x_i + b_2 \cdot x_i^2; \quad (3.44)$$

где b_0 – коэффициент, определяющий положение итоговой функции;

b_1 и b_2 – коэффициенты, определяющие форму функции;

x_i – аргумент функции.

Для определения коэффициентов b_0 , b_1 и b_2 используется метод наименьших квадратов. В этом случае функцию (3.33) необходимо путём замены преобразовать к виду множественной линейной зависимости [37, 149, 181]:

$$y_{\text{РАСЧ}i} = b_0 + b_1 \cdot x_{1i} + b_2 \cdot x_{2i}; \quad (3.45)$$

где x_{1i} и x_{2i} – аргументы функции, определяемые заменой аргумента x_i :

$$x_{1i} = x_i; \quad (3.46)$$

$$x_{2i} = x_i^2. \quad (3.47)$$

Определение коэффициентов b_i сводится к решению матричного уравнения [37, 149, 181]:

$$[B] = [[X_{ni}]^T \cdot [X_{ni}]]^{-1} \cdot [X_{ni}]^T \cdot [Y_i]; \quad (3.48)$$

где $[X_{ni}]$ – матрица известных значений x_{1i} и x_{2i} ;

$[Y_i]$ – матрица известных значений y_i , размерностью в один столбец.

Рассчитанная матрица $[B]$ определяется как матрица с размерностью в один столбец с числом строчек, равным количеству неизвестных коэффициентов b_i :

$$[B] = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}. \quad (3.49)$$

Аппроксимация полиномом третьей степени осуществляется аналогично. Коэффициент детерминированности аппроксимации R^2 определяется по выражению (3.30).

3.6. Методика оценки адекватности комплекса математических моделей исследуемого процесса

Результаты, полученные с помощью математических моделей, описанных во второй главе, необходимо сравнить с результатами экспериментальных

исследований. Важно, чтобы параметры КТС и его компонентов, а также параметры стенда и тестовых воздействий в математической модели совпадали с параметрами реального КТС и стендового оборудования, используемых в экспериментах. Оценка адекватности комплекса математических моделей производилась по методике с использованием критерия Фишера (критерий F -распределения) [37, 61, 68, 149].

Анализ адекватности математических моделей производился путём сравнения результатов расчета с данными, полученным в ходе реальных экспериментальных исследований процессов функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами. Суть анализа сводится к сравнению значения расчётного критерия F_p с табличным $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$. Убедительное доказательство адекватности математической модели, будет достигнуто в том случае, когда величина рассчитанного критерия F_p будет больше его табличного значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$ [37, 61, 68, 149]:

$$F_p > F_{(v_1, v_2, \%)}^T. \quad (3.50)$$

Табличное значение критерия $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$ может быть определено по специальным справочникам математической статистики, либо в ПО MS Excel функцией $\text{FРАСТОБР}(\%; v_1; v_2)$. Параметр «%» выполняет роль показателя уровня значимости. Как правило, используют уровень значимости – 5% [37, 61, 68, 149]. Параметры v_1 и v_2 определяются степенями свободы критерия [37, 61, 68, 149]:

$$\begin{cases} v_1 = m; \\ v_2 = n. \end{cases} \quad (3.51)$$

где n – число параметров, полученных в эксперименте;

m – число коэффициентов, аппроксимирующих аналитическую характеристику.

Чтобы узнать табличные значения критерия $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$ используются те же параметры – %, v_1 и v_2 .

Невыполнение условия (3.38) свидетельствует о несоответствии результатов аналитического исследования экспериментальному и о необходимости отладки модели. Если условие выполняется, разработанную модель можно считать достаточно

адекватной.

Величину критерия F -распределения, пригодную для анализа адекватности математических моделей можно рассчитать по уравнению [37, 61, 68, 149]:

$$F_p = \frac{S_x^2}{S_{\text{воспр}}^2}. \quad (3.52)$$

где S_x^2 – дисперсия адекватности;

$S_{\text{воспр}}^2$ – дисперсия воспроизводимости.

Дисперсия $S_{\text{воспр}}^2$ воспроизводимости массива экспериментальных и аналитических значений n_M определяется для каждого эксперимента в соответствии с формулой [37, 61, 68, 149]:

$$S_{\text{воспр}}^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^{n_{\text{э}}} (y_i - \bar{y})^2; \quad (3.53)$$

где y_i – значения рассчитываемого параметра массива в i -м опыте;

\bar{y} – математическое ожидание рассчитываемых параметров.

Математическое ожидание параметров определяется как выборочное среднее значение по уравнению [37, 61, 68, 149]:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n_{\text{э}}} y_i. \quad (3.54)$$

Дисперсию адекватности S_x^2 для оценки уровня рассеивания результатов аналитических исследований в их сравнении с результатами экспериментальных исследований можно вычислить по формуле [37, 61, 68, 149]:

$$S_x^2 = \frac{1}{n - m - 1} \sum_{j=1}^N (y_{i\text{э}} - y_i)^2; \quad (3.55)$$

где $y_{i\text{э}}$ – i -е значение параметра y_i в эксперименте.

3.7 Выводы по главе

1. Разработаны методики экспериментальных исследований характеристик шин в тормозном режиме и фрикционных характеристик шин при движении с уводом, с целью определения параметров модели шины А.Б. Дика для комплекса

математических моделей, позволяющих проверить теоретические положения по обоснованию тестовых режимов как в дорожных, так и с стендовых условиях.

2. Разработаны методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса с двумя кинематически связанными цепной передачей беговыми барабанами стенда, определения радиуса качения колеса с эластичной шиной в свободном режиме на двух беговых барабанах, а также силовых и скоростных потерь в шине автомобильного колеса при его качении на беговых барабанах стенда. Результаты экспериментальных исследований по разработанным методикам позволят дополнить комплекс математических моделей с учётом процессов, протекающих в процессе взаимодействия шин автомобильных колес с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стенда.

3. Разработаны методики экспериментального исследования, которые позволят проверить теоретические основы по формированию комплекса тестовых режимов имитации реальных дорожных условий процессов функционирования КТС с ЭСУ и ГСУ, с функционирующей АБС, ПБС, ДСКС и ТПП на стендах с беговыми барабанами, а также выявить функциональные связи между параметрами рабочих процессов КТС и конструктивными и тестовыми параметрами исследуемого процесса.

4. На основе разработанных методик экспериментальных исследований сформулированы требования к применяемому исследовательскому оборудованию, которое обеспечивает измерение силовых и кинематических параметров рабочих процессов КТС на стенде с беговыми барабанами.

5. Приведены общие методики планирования экспериментального исследования, аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований и оценки адекватности математических моделей исследуемого процесса.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ РЕАЛИЗАЦИЯ

Для подтверждения теоретических основ, представленных во второй главе диссертации с использованием разработанных методик исследований, изложенных в третьей главе, был проведен комплекс аналитических и экспериментальных исследований, которые включали в себя:

- 1) выполнение исследования процесса взаимодействия шин с опорными поверхностями;
- 2) анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования рабочих процессов КТС, их компонентов на стендах с беговыми барабанами;
- 3) анализ влияния конструктивных параметров стендов на результаты исследования рабочих процессов КТС;
- 4) результаты аналитических и экспериментальных исследований рабочих процессов КТС, их систем и агрегатов на стенде с беговыми барабанами;
- 5) проверка адекватности комплекса математических моделей.

Разработанные теоретические положения легли в основу формирования эффективных методик исследования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС на стендах с беговыми барабанами, а также методологии проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4.1 Результаты исследования процесса взаимодействия шины с опорной поверхностью

В разделе приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований определения параметров модели шины А.Б. Дика на шинном тестере ИР-НИТУ, а также результаты исследования влияния параметров процесса взаимодействия эластичной шины с беговыми барабанами стенда на результаты исследований рабочих процессов КТС.

4.1.1 Результаты определения параметров модели шины А.Б. Дика на шинном тестере ИРННТУ

В соответствии с разработанными методиками, изложенными в третьей главе диссертации, были проведены экспериментальные исследования процесса взаимодействия эластичной шины с беговым барабаном на шинном тестере ИРННТУ для определения параметров модели шины А.Б. Дика. Для этого производили измерение продольной F_X и боковой сил F_Y , угла увода δ , угловых скоростей колеса ω_K и бегового барабана тестера ω_B , а также расчёт радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kC} . По результатам измерения скоростей ω_K , ω_B и радиуса r_{kC} определялось проскальзывание колеса S по (2.121) ... (2.124).

Варьируемыми параметрами, которые задавали с дискретным изменением значения, в процессе исследования являлись:

- 1) нормальная нагрузка, приходящаяся на колесо $G_K \in [1972 \text{ Н}; 3286 \text{ Н}; 4601 \text{ Н}; 6573 \text{ Н} \text{ и } 9202 \text{ Н}]$;
- 2) начальная скорость бегового барабана перед торможением $V_B \in [3,9 \text{ м/с}; 6,9 \text{ м/с}; 12,5 \text{ м/с}; 19,4 \text{ м/с} \text{ и } 27,8 \text{ м/с}]$.

Увеличение тормозного момента M_T осуществлялось от начала торможения до блока колеса в течении 2 секунд. Изменение угла увода δ задавалось в пределах $\delta \in [-20^\circ \dots +20^\circ]$ со скоростью 2 °/с. Износ протектора шины составлял 5%, давление воздуха в шине было установлено на уровне, рекомендуемом производителем $P_{III} = 0,23 \text{ МПа}$.

На рисунке 4.1 показан график зависимости продольной силы F_X от проскальзывания S шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* при варьировании нормальной нагрузки G_K . На рисунке 4.2, а показан график зависимости коэффициента продольного сцепления φ_X от проскальзывания S шины при варьировании начальной скорости торможения V_B . На рисунке 4.2, б показан график зависимости коэффициента сцепления шины φ от проскальзывания S при варьировании начальной скорости торможения V_B ($\varphi(S)$ -диаграмма).

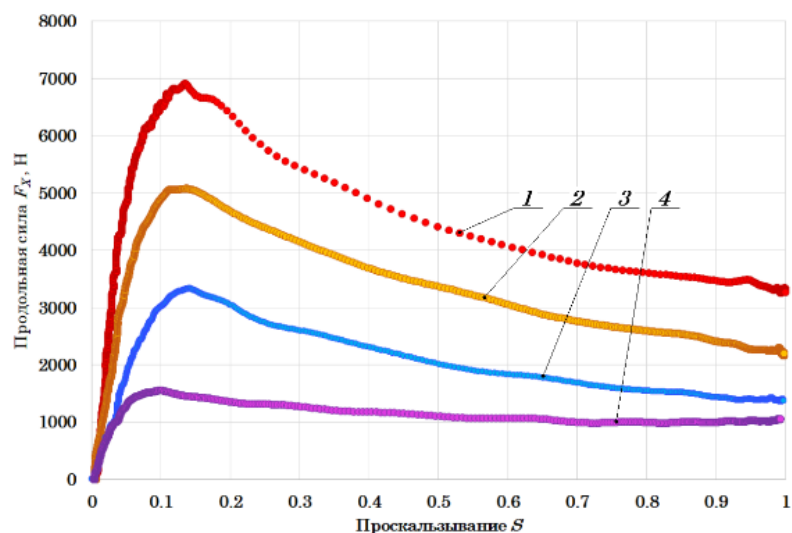


Рисунок 4.1 – Зависимость продольной силы F_X от проскальзывания S при варьировании нормальной нагрузки G_K (эксперимент, при $V_B = 19,4$ м/с):

- 1 – при $G_K = 6573$ Н; 2 – при $G_K = 4601$ Н;
3 – при $G_K = 3286$ Н; 4 – при $G_K = 1972$ Н.

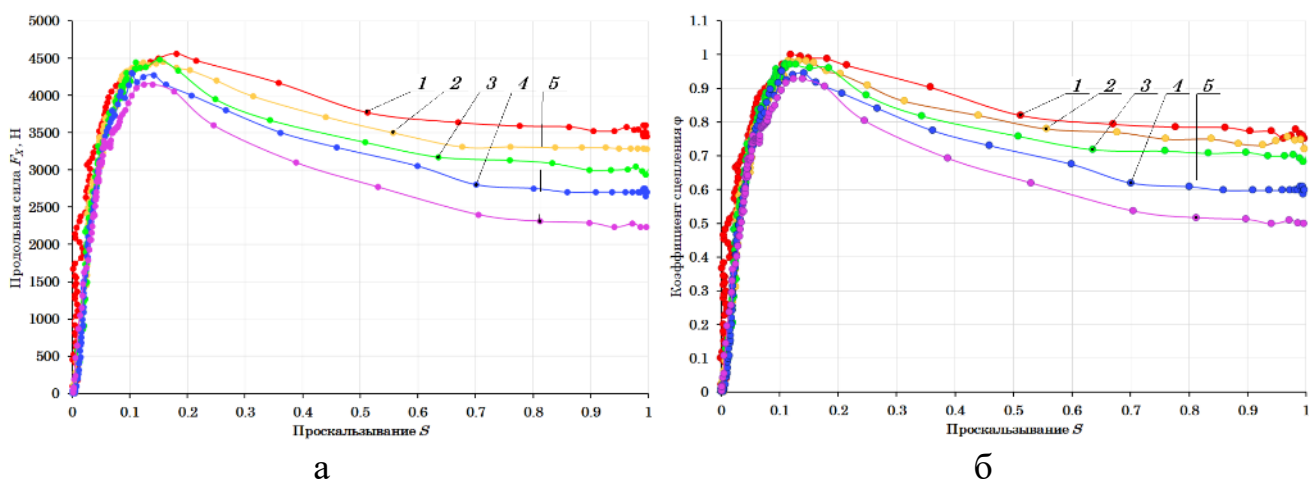


Рисунок 4.2 – Зависимость сцепных характеристик шины от проскальзывания S при варьировании начальной скорости торможения V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент, при $G_K = 6573$ Н):

- a – продольная сила F_X ; $б$ – коэффициент сцепления φ ; 1 – при $V_B = 3,9$ м/с;
2 – при $V_B = 6,9$ м/с; 3 – при $V_B = 12,5$ м/с; 4 – при $V_B = 19,4$ м/с; 5 – при $V_B = 27,8$ м/с.

На рисунке 4.3 показана зависимость коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B , полученной в ходе экспериментального

ИССЛЕДОВАНИЯ.

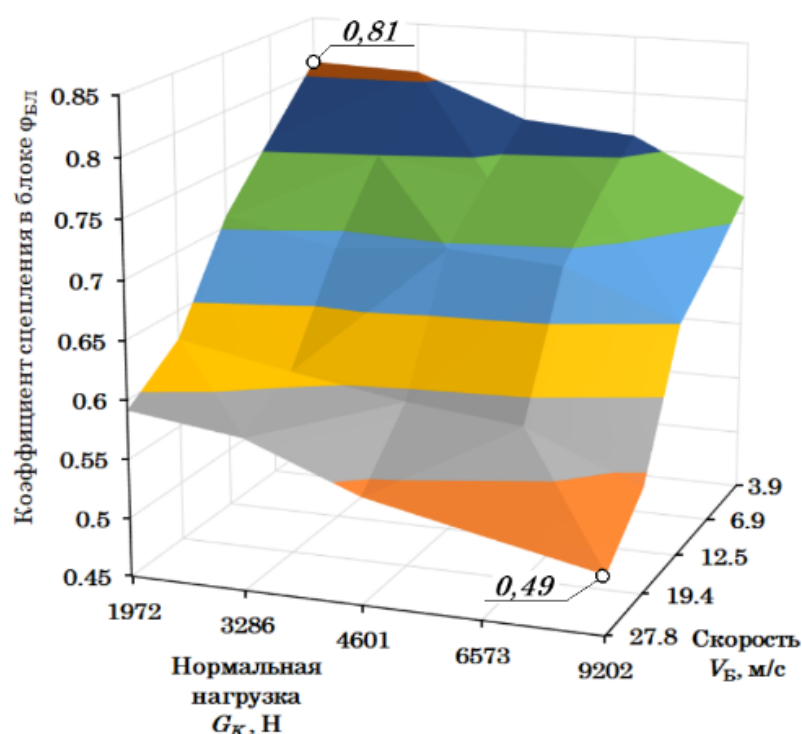


Рисунок 4.3 – Зависимость коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Анализ графика (рисунок 4.3) показывает, что коэффициент сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ имеет максимальное значение при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н и при начальной скорости торможения $V_B = 3,9$ м/с и равен $\varphi_{БЛ} = 0,81$. С увеличением нормальной нагрузки до значения $G_K = 9202$ Н и начальной скорости торможения до $V_B = 27,8$ м/с происходит снижение коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии до значения $\varphi_{БЛ} = 0,49$.

Зависимость $\varphi_{БЛ} = f(V_B, G_K)$, показанная на рисунке 4.3, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\varphi_{БЛ} = a_{\varphi_B} + b_{\varphi_B} \cdot V_B + c_{\varphi_B} \cdot G_K; \quad (4.1)$$

где a_{φ_B} , b_{φ_B} и c_{φ_B} – коэффициенты регрессии (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Коэффициенты и параметры функции $\varphi_{БЛ} = f(V_{Б}, G_{К})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\varphiБ}$	0,8587
2	Коэффициент $b_{\varphiБ}$	-0,0099
3	Коэффициент $c_{\varphiБ}$	$-1,0558 \cdot 10^{-5}$
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9877
5	Достоверность детерминации R^2	0,9756
6	Расчётное значение F -критерия	1557,29
8	Табличное значение F -критерия	2,72

На рисунке 4.4 показан график зависимости коэффициента жёсткости проскальзывания η_S от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B , полученной в ходе экспериментального исследования.

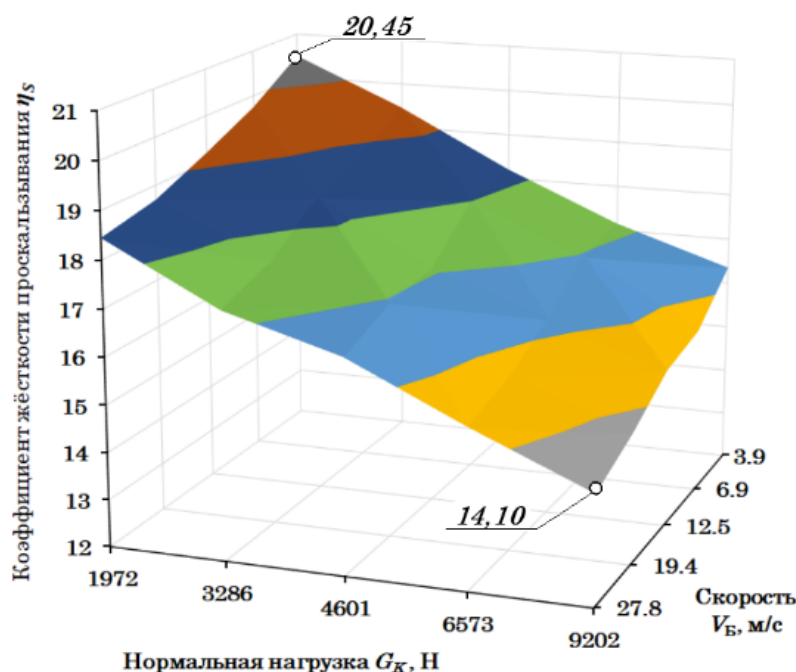


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента жёсткости проскальзывания η_S от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Коэффициент жёсткости проскальзывания η_S имеет выраженную линейную связь от варьируемых параметров. Максимальное значение коэффициента жёсткости проскальзывания $\eta_S = 20,45$ наблюдается при нормальной нагрузке,

приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н и начальной скорости торможения $V_B = 3,9$ м/с. С увеличением нормальной нагрузки до $G_K = 9202$ Н и скорости торможения до

$V_B = 27,8$ м/с происходит снижение коэффициента жёсткости проскальзывания до значения $\eta_S = 14,10$.

Зависимость $\eta_S = f(V_B, G_K)$, показанная на рисунке 4.4, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\eta_S = a_{\eta S} + b_{\eta S} \cdot V_B + c_{\eta S} \cdot G_K; \quad (4.2)$$

где $a_{\eta S}$, $b_{\eta S}$ и $c_{\eta S}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Коэффициенты и параметры функции $\eta_S = f(V_B, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\eta S}$	16,5968
2	Коэффициент $b_{\eta S}$	-0,0812
3	Коэффициент $c_{\eta S}$	0,00054
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9931
5	Достоверность детерминации R^2	0,9864
6	Расчётное значение F -критерия	2830,15
7	Табличное значение F -критерия	2,72

На рисунке 4.5 показан график зависимости максимального коэффициента сцепления φ_{max} от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B , полученной в ходе экспериментального исследования. Анализ графика (рисунок 4.5) показывает, что максимальный коэффициент сцепления шины $\varphi_{max} = 1,07$ имеет наибольшее значение при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 9202$ Н и начальной скорости торможения $V_B = 3,9$ м/с. С дальнейшим уменьшением нормальной нагрузки до $G_K = 1972$ Н и увеличением начальной скорости торможения до $V_B = 27,8$ м/с происходит снижение максимального коэффициента сцепления до значения $\varphi_{max} = 0,82$.

Зависимость $\varphi_{max} = f(V_B, G_K)$, показанная на рисунке 4.5, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её

к функции вида:

$$\varphi_{max} = a_{\varphi M} \cdot V_B^{b_{\varphi M}} \cdot G_K^{c_{\varphi M}}; \quad (4.3)$$

где $a_{\varphi M}$, $b_{\varphi M}$ и $c_{\varphi M}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.3).

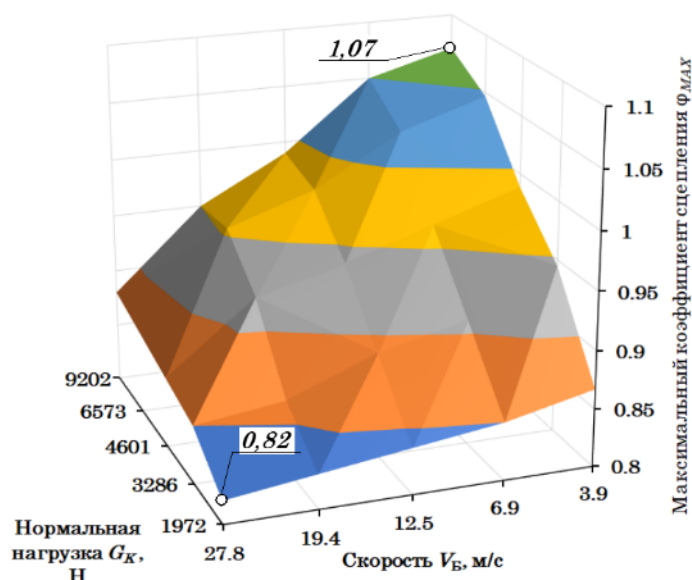


Рисунок 4.5 – Зависимость максимального коэффициента сцепления φ_{max} от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости торможения V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Таблица 4.3 – Коэффициенты и параметры функции $\varphi_{max} = f(V_B, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\varphi M}$	-0,8623
2	Коэффициент $b_{\varphi M}$	-0,0651
3	Коэффициент $c_{\varphi M}$	0,1121
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9580
5	Достоверность детерминации R^2	0,9177
6	Расчётное значение F -критерия	435,4022
7	Табличное значение F -критерия	2,72

Значения коэффициента жёсткости проскальзывания η_s , коэффициента сцепления в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ и максимального коэффициента сцепления шины φ_{max} были применены в модели шины А.Б. Дика при аналитических исследованиях. Эти данные использовались для обоснования тестовых режимов при

расчёте функционирования КТС в дорожных условиях, а также при сравнении параметров этих режимов с условиями, созданными на стенде.

На рисунке 4.6 представлена зависимость коэффициента сцепления шины φ от проскальзывания S при изменении начальной скорости торможения V_B и нормальной нагрузке $G_K = 6573$ Н. Символом « \circ » обозначены данные, полученные по результатам экспериментального исследования, а сплошной линией («—») отмечены зависимости, определённые в ходе аналитического исследования. Расчётные данные были получены при тех же параметрах исследования, результаты которого приведены на рисунке 4.2, б.

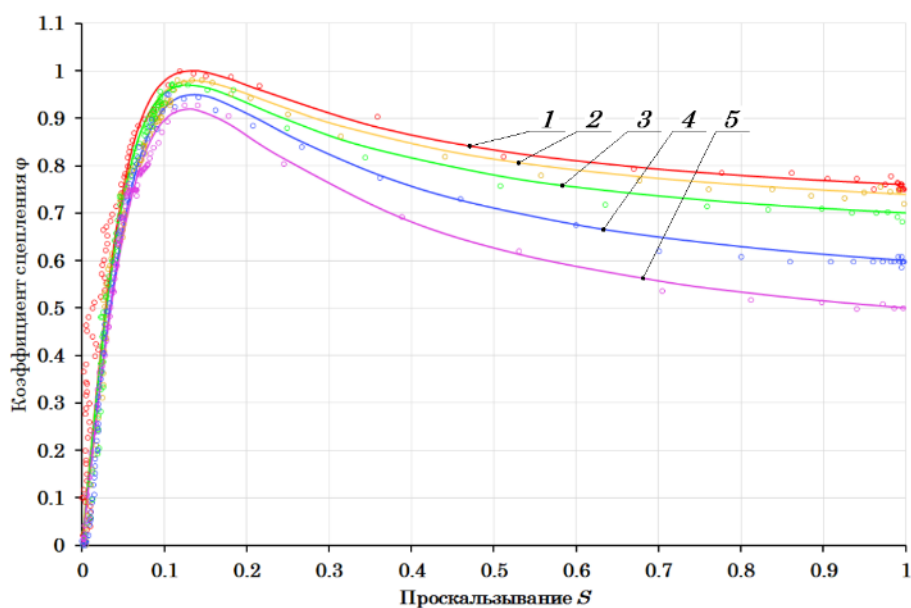


Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента сцепления φ от проскальзывания S при варьировании начальной скорости торможения V_B при $G_K = 6573$ Н шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (\circ – эксперимент, — – расчёт):

- 1 – при $V_B = 3,9$ м/с; 2 – при $V_B = 6,9$ м/с; 3 – при $V_B = 12,5$ м/с;
4 – при $V_B = 19,4$ м/с; 5 – при $V_B = 27,8$ м/с.

На рисунке 4.7 показан график зависимости боковой силы F_Y от угла увода δ шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* при варьировании нормальной нагрузки G_K . Износ протектора шины составлял 5%, давление воздуха в шине было установлено на уровне, рекомендуемом производителем $P_{Ш} = 0,23$ МПа. Скорость, при которой получены результаты экспериментального исследования (рисунок 4.7)

составляла $V_B = 12,5$ м/с.

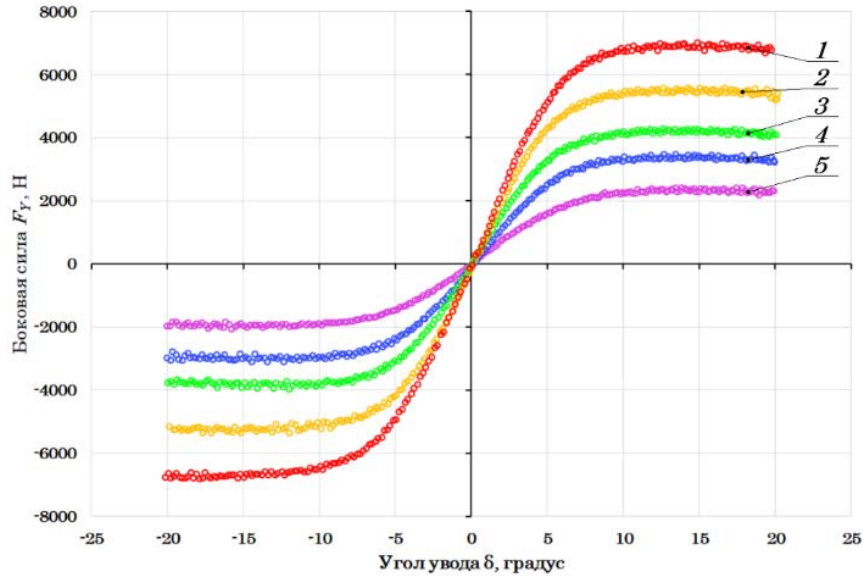


Рисунок 4.7 – Зависимость боковой силы F_Y от угла увода δ шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* при варьировании нормальной нагрузки G_K (эксперимент, при $V_B = 12,5$ м/с):

- 1 – при $G_K = 9202$ Н; 2 – при $G_K = 6573$ Н; 3 – при $G_K = 4601$ Н;
4 – при $G_K = 3286$ Н; 5 – при $G_K = 1972$ Н.

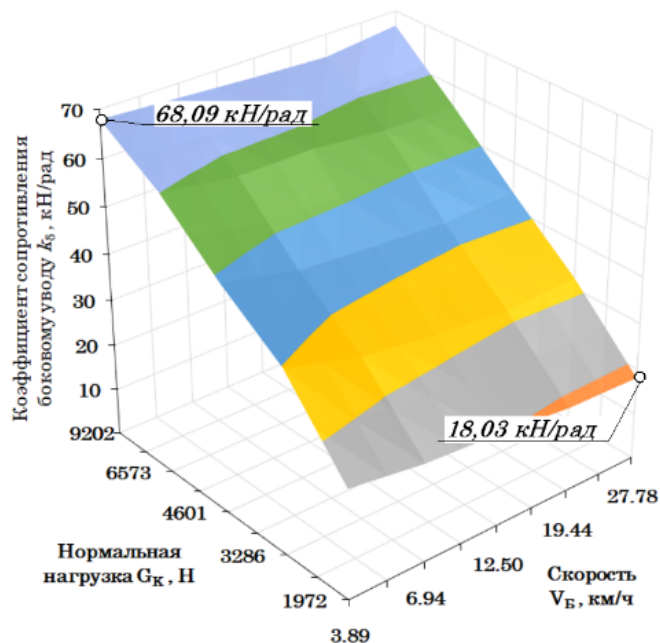


Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу k_δ от нормальной нагрузки G_K при варьировании скорости V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

На рисунке 4.8 показан график зависимости коэффициента сопротивления боковому уводу k_δ от нормальной нагрузки G_K при варьировании начальной скорости V_B , полученной в ходе экспериментального исследования. Анализ графика показывает, что коэффициент сопротивления боковому уводу k_δ имеет максимальное значение при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 9202$ Н и начальной скорости $V_B = 3,9$ м/с и равен $k_\delta = 68,09$ кН/рад. С уменьшением нормальной нагрузки до значения $G_K = 1972$ Н, и увеличением начальной скорости до $V_B = 27,8$ м/с происходит снижение коэффициента сопротивления боковому уводу до значения $k_\delta = 18,03$ кН/рад.

Зависимость $k_\delta = f(V_B, G_K)$, показанная на рисунке 4.8, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$k_\delta = a_{k\delta} + b_{k\delta} \cdot V_B + c_{k\delta} \cdot G_K; \quad (4.4)$$

где $a_{k\delta}$, $b_{k\delta}$ и $c_{k\delta}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Коэффициенты и параметры функции $k_\delta = f(V_B, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{k\delta}$	15,1345
2	Коэффициент $b_{k\delta}$	-0,1914
3	Коэффициент $c_{k\delta}$	0,0063
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9778
5	Достоверность детерминации R^2	0,9562
6	Расчётное значение F -критерия	852,16
7	Табличное значение F -критерия	2,72

На рисунке 4.9 показан график зависимости максимального коэффициента бокового сцепления φ_{Ymax} от нормальной нагрузки G_K при варьировании скорости V_B , полученной в ходе экспериментального исследования. Максимальный коэффициент бокового сцепления шины имеет наибольшее значение $\varphi_{Ymax} = 1,24$ при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н и скорости $V_B = 3,9$ м/с. С дальнейшим увеличением нормальной нагрузки до значения $G_K = 9202$ Н и скорости бегового барабана до $V_B = 27,8$ м/с происходит снижение

максимального коэффициента бокового сцепления до значения $\varphi_{Ymax} = 0,69$.

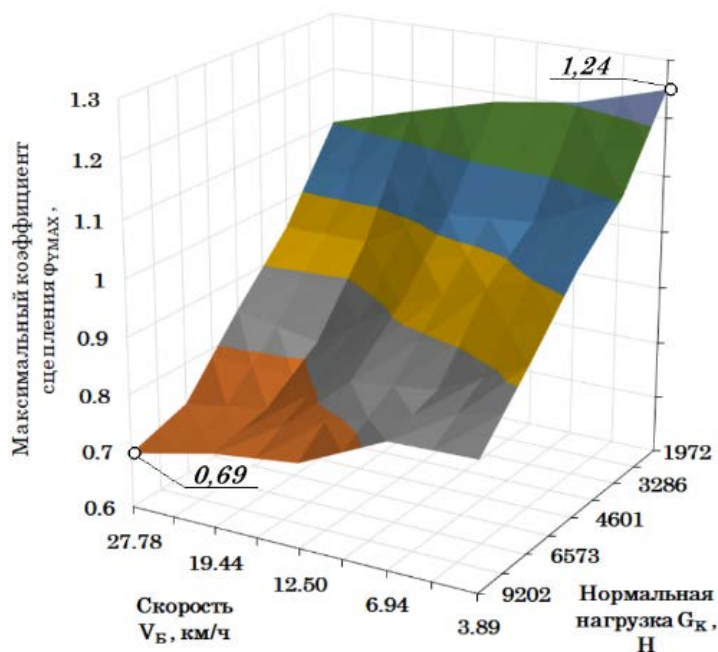


Рисунок 4.9 – Зависимость максимального коэффициента бокового сцепления φ_{Ymax} от нормальной нагрузки G_K при варьировании скорости V_B шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Зависимость $\varphi_{Ymax} = f(V_B, G_K)$, показанная на рисунке 4.9, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\varphi_{Ymax} = a_{\varphi Y} \cdot V_B^{b_{\varphi Y}} \cdot G_K^{c_{\varphi Y}}; \quad (4.5)$$

где $a_{\varphi Y}$, $b_{\varphi Y}$ и $c_{\varphi Y}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Коэффициенты и параметры функции $\varphi_{Ymax} = f(V_B, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\varphi Y}$	2,6177
2	Коэффициент $b_{\varphi Y}$	-0,0992
3	Коэффициент $c_{\varphi Y}$	-0,2916
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9906
5	Достоверность детерминации R^2	0,9813
6	Расчётное значение F -критерия	2048,19
8	Табличное значение F -критерия	2,72

Применение модели шины А.Б. Дика использовалось для расчёта

продольных F_X и боковых F_Y сил при моделировании рабочих процессов КТС в дорожных условиях при обосновании тестовых режимов. На рисунке 4.10 показана зависимость продольных F_X и боковых F_Y сил от продольного проскальзывания S_X при варьировании угла увода δ при нормальной нагрузке $G_K = 6573$ Н и скорости $V_B = 12,5$ м/с. Символом « \circ » обозначены данные, полученные по результатам экспериментального исследования, а сплошной линией («—») отмечены зависимости, определённые в ходе аналитического исследования.

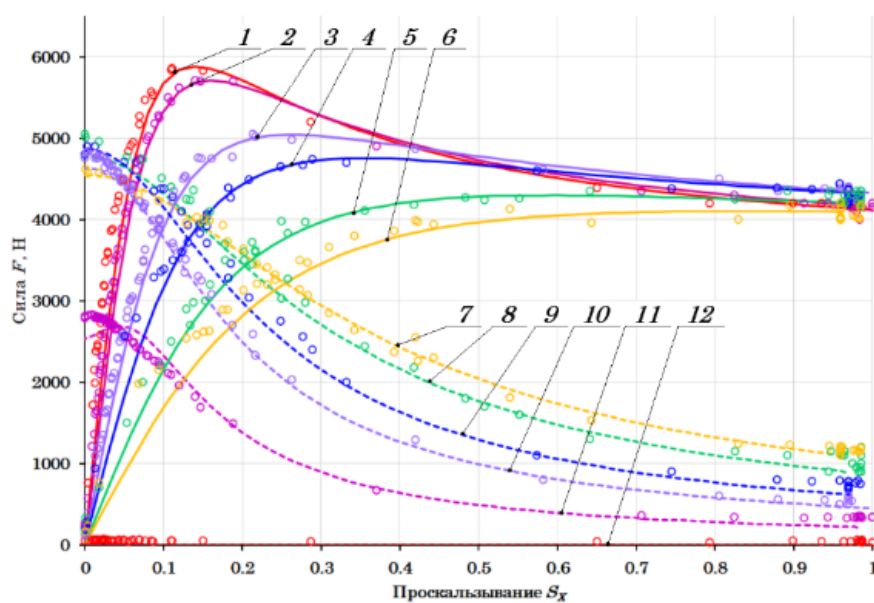


Рисунок 4.10 – Зависимости продольной F_X и боковой F_Y силы от продольного проскальзывания S_X при варьировании угла увода δ при $G_K = 6573$ Н и $V_B = 12,5$ м/с шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (\circ – эксперимент, — – расчёт):

- 1 – F_X при $\delta = 0^\circ$; 2 – F_X при $\delta = 3^\circ$; 3 – F_X при $\delta = 6^\circ$; 4 – F_X при $\delta = 9^\circ$;
 5 – F_X при $\delta = 12^\circ$; 6 – F_X при $\delta = 15^\circ$; 7 – F_Y при $\delta = 15^\circ$; 8 – F_Y при $\delta = 12^\circ$;
 9 – F_Y при $\delta = 9^\circ$; 10 – F_Y при $\delta = 6^\circ$; 11 – F_Y при $\delta = 3^\circ$; 12 – F_Y при $\delta = 0^\circ$.

4.1.2 Результаты исследования параметров процесса взаимодействия эластичной шины с беговыми барабанами стенда

На основании разработанных методик, изложенных в третьей главе диссертации были проведены экспериментальные исследования процесса взаимодействия эластичной шины с беговыми барабанами. Целью исследования являлось

определение параметров модели шины, а также выявление параметров, определяющих силовые и скоростные потери в шине при её качении по беговым барабанам стенда.

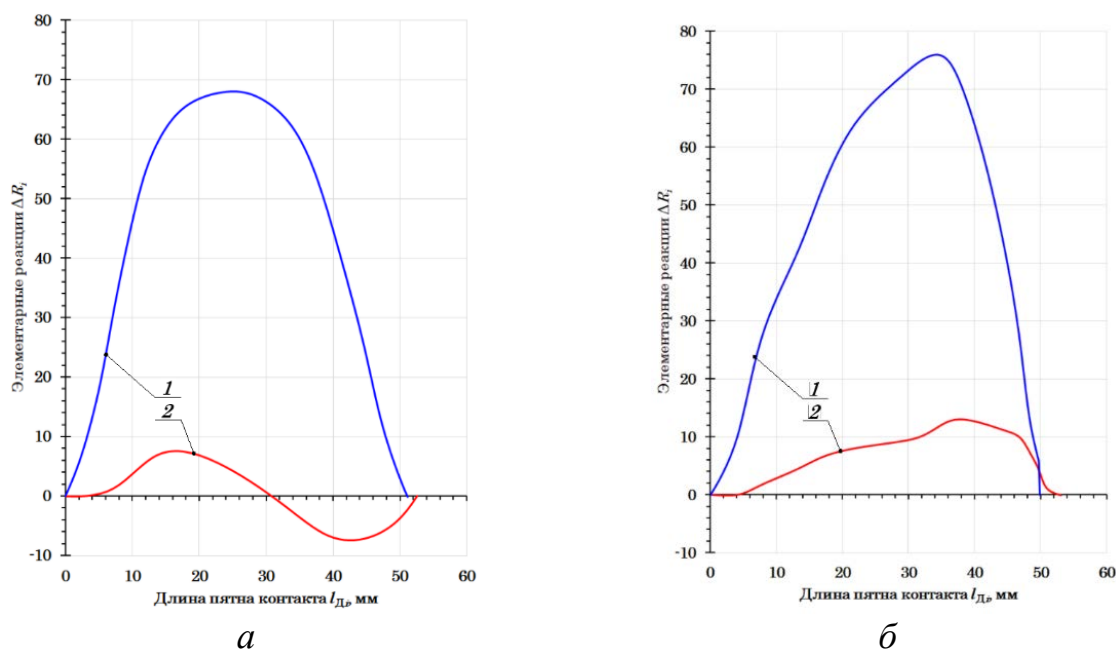


Рисунок 4.11 – Эпюры распределения элементарных нормальных ΔR_{Zi} и касательных ΔR_{Xi} реакций по длине $l_{Дi}$ пятна контакта шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* с поверхностью бегового барабана:

a – при $S = 0$; b – при $S = 0,05$; 1 – ΔR_{Zi} ; 2 – ΔR_{Xi} .

Определение параметров модели шины осуществлялось на основе экспериментального исследования процессов, протекающих в пятне контакта эластичной шины с поверхностями беговых барабанов. Для этого производили исследование распределения элементарных нормальных ΔR_{Zi} и касательных ΔR_{Xi} реакций по длине пятна шины с опорной поверхностью переднего $l_{Д1}$ и заднего $l_{Д2}$ беговых барабанов при заданном значении проскальзывания S [263]. На рисунке 4.11 показаны эпюры распределения элементарных реакций шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* при нагрузке $G_K = 3286$ Н. Износ протектора шины составлял 5%, давление воздуха в шине было установлено на уровне, рекомендуемом производителем $P_{Ш} = 0,23$ МПа.

Интегрирование кривых ΔR_{Zi} и ΔR_{Xi} от 0 до $l_{Дi}$ позволяет получить значения нормальных R_{Zi} и касательных R_{Xi} реакций, действующих в пятне контакта (3.15)

и (3.16). На основе определённых значений R_{Zi} и R_{Xi} по (3.2), (3.3) и (3.4) определяли параметры модели шины А.Б. Дика f_B , φ_{max} и η_S , которые использовались в ходе аналитического исследования. На рисунке 4.12 показана $\varphi(S)$ -диаграмма, полученная в ходе экспериментального исследования для шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* при нагрузке $G_K = 3286$ Н.

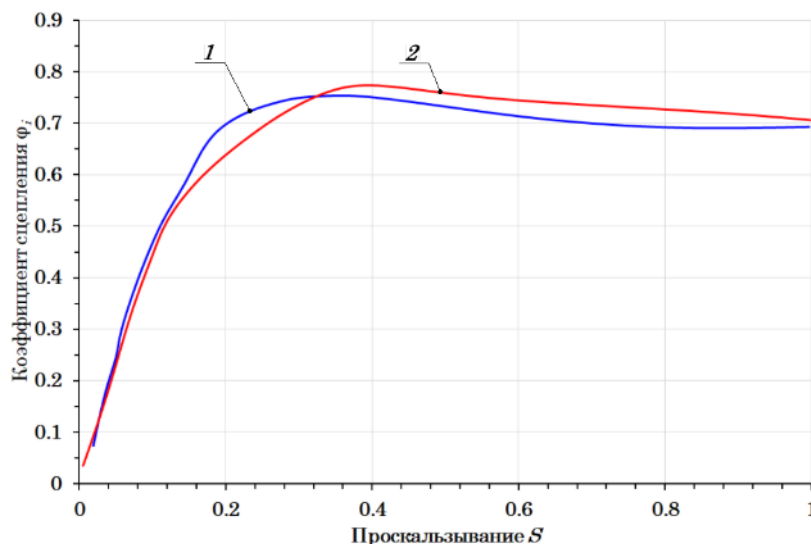


Рисунок 4.12 – Зависимость коэффициента сцепления φ_i от проскальзывания S_i шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент, при $G_K = 3286$ Н):

- 1 – коэффициент сцепления шины φ_1 на переднем беговом барабане;
- 2 – коэффициент сцепления шины φ_2 на заднем беговом барабане.

На основе определённых экспериментальным путём значений нормальных R_{Zi} и касательных R_{Xi} реакций, по функциональным зависимостям, приведённым в [129] были рассчитаны параметры модели шины А.Б. Дика f_B , φ_{max} и η_S в зависимости от скорости V_B , нормальной нагрузки G_K и радиуса бегового барабана r_B . Варьирование параметров, которые дискретно задавали в процессе аналитического исследования, было произведено в следующих значениях:

- 1) начальная скорость бегового барабана перед торможением $V_B \in [6,9 \text{ м/с}; 12,5 \text{ м/с}; 19,5 \text{ м/с}]$;
- 2) нормальная нагрузка, приходящаяся на колесо $G_K \in [1972 \text{ Н}; 3286 \text{ Н}; 4601 \text{ Н}; 6573 \text{ Н}; 9202 \text{ Н}]$;
- 3) радиус бегового барабана $r_B \in [0,1 \text{ м}; 0,25 \text{ м}; 0,5 \text{ м}; 1,5 \text{ м}; 2,5 \text{ м}]$

и 3 м].

На рисунке 4.13 показан график зависимости коэффициента жёсткости проскальзывания η_S от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B , полученной в ходе аналитического исследования при скорости $V_B = 6,9$ м/с.

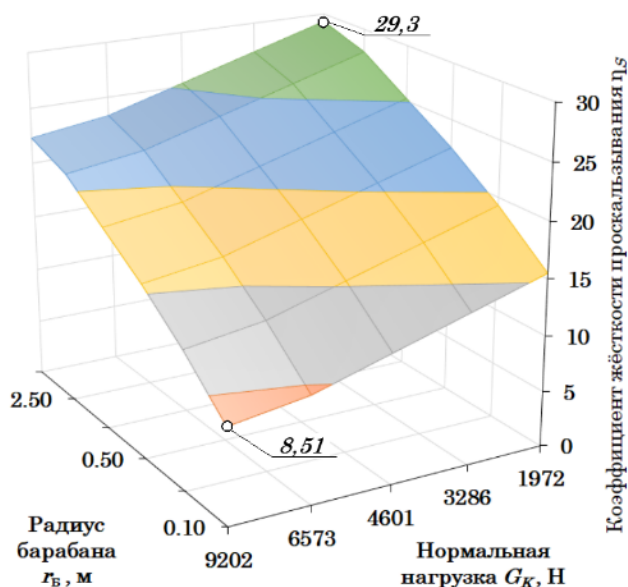


Рисунок 4.13 – Зависимость коэффициента жёсткости проскальзывания η_S от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B при скорости $V_B = 6,9$ м/с шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (расчёт)

Анализ графика (рисунок 4.13) показывает, что максимальное значение коэффициента жёсткости проскальзывания $\eta_S = 29,3$ наблюдается при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н и радиусе бегового барабана $r_R = 3,0$ м. С увеличением нормальной нагрузки до значения $G_K = 9202$ Н и уменьшением радиуса бегового барабана до $r_B = 0,1$ м происходит снижение коэффициента жёсткости проскальзывания до $\eta_S = 8,51$. Увеличение радиуса бегового барабана свыше $r_B = 2,5$ м не приводит к значительному изменению коэффициента жёсткости проскальзывания η_S .

Зависимость $\eta_S = f(V_B, G_K, r_B)$, показанная на рисунке 4.13, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\eta_S = a_{\eta R} \cdot V_B^{b_{\eta R}} \cdot G_K^{c_{\eta R}} \cdot r_B^{d_{\eta R}}; \quad (4.6)$$

где $a_{\eta R}$, $b_{\eta R}$, $c_{\eta R}$ и $d_{\eta R}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.6).

Таблица 4.6 – Коэффициенты и параметры функции $\eta_S = f(V_B, G_K, r_B)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\eta R}$	224,4830
2	Коэффициент $b_{\eta R}$	-0,0531
3	Коэффициент $c_{\eta R}$	-0,2702
4	Коэффициент $d_{\eta R}$	0,2257
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9788
6	Достоверность детерминации R^2	0,9580
7	Расчётное значение F -критерия	655,22
8	Табличное значение F -критерия	2,71

На рисунке 4.14 показан график зависимости коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B , полученной в ходе аналитического исследования при скорости $V_B = 6,9$ м/с.

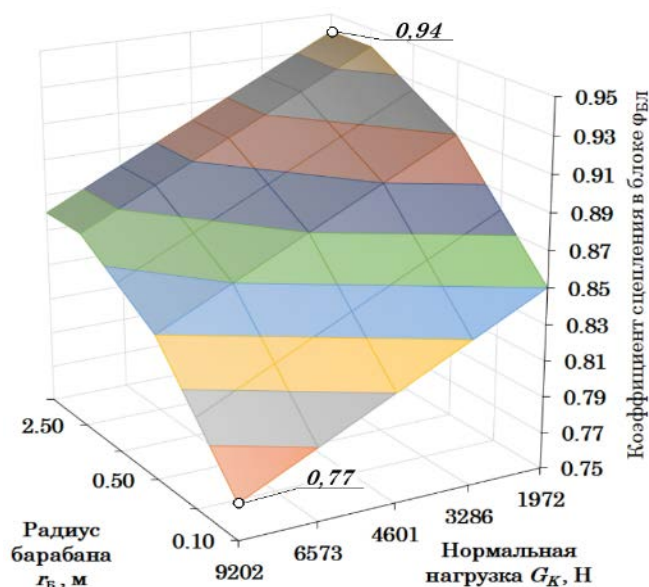


Рисунок 4.14 – Зависимость коэффициента сцепления в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B при скорости $V_B = 6,9$ м/с шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (расчёт)

Анализ графика (рисунок 4.14) показывает, что максимальное значение коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ} = 0,94$ наблюдается при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н при радиусе бегового барабана $r_B = 3,0$ м. С увеличением нормальной нагрузки до значения $G_K = 9202$ Н и уменьшением радиуса бегового барабана до $r_B = 0,1$ м происходит снижение коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии до значения $\varphi_{БЛ} = 0,77$. Необходимо отметить, что существенного увеличения коэффициента сцепления шины в заблокированном состоянии $\varphi_{БЛ}$ не происходит с превышением радиуса бегового барабана свыше $r_B = 2,5$ м для всех значений нормальной нагрузки G_K .

Зависимость $\varphi_{БЛ} = f(V_B, G_K, r_B)$, показанная на рисунке 4.14, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\varphi_{БЛ} = a_{\varphi_{БР}} \cdot V_B^{b_{\varphi_{БР}}} \cdot G_K^{c_{\varphi_{БР}}} \cdot r_B^{d_{\varphi_{БР}}}; \quad (4.7)$$

где $a_{\varphi_{БР}}$, $b_{\varphi_{БР}}$, $c_{\varphi_{БР}}$ и $d_{\varphi_{БР}}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.7).

Таблица 4.7 – Коэффициенты и параметры функции $\varphi_{БЛ} = f(V_B, G_K, r_B)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\varphi_{БР}}$	2,0230
2	Коэффициент $b_{\varphi_{БР}}$	-0,1213
3	Коэффициент $c_{\varphi_{БР}}$	-0,0606
4	Коэффициент $d_{\varphi_{БР}}$	0,0303
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9940
6	Достоверность детерминации R^2	0,9881
7	Расчётное значение F -критерия	2392,64
8	Табличное значение F -критерия	2,71

На рисунке 4.15 показан график зависимости максимального коэффициента сцепления φ_{max} от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B , полученной в ходе аналитического исследования при скорости $V_B = 6,9$ м/с.

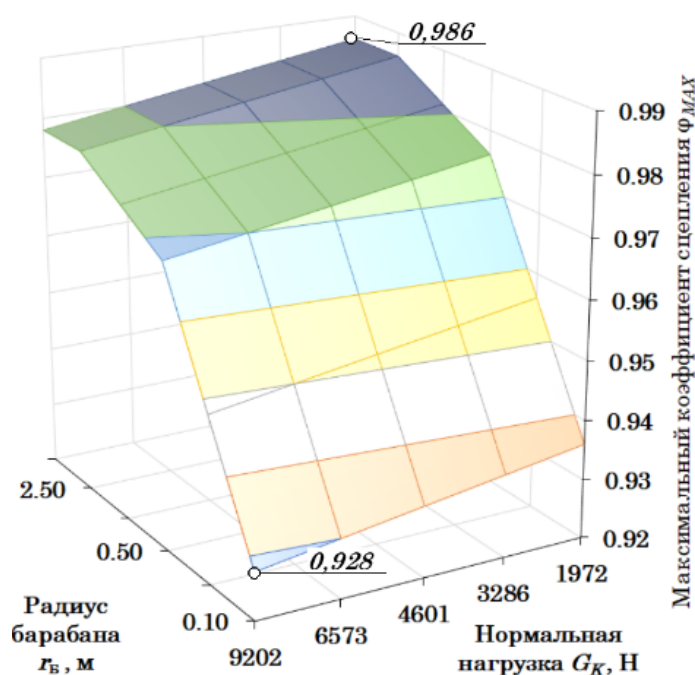


Рисунок 4.15 – Зависимость максимального коэффициента сцепления φ_{max} от нормальной нагрузки G_K при варьировании радиуса бегового барабана r_B при скорости $V_B = 6,9$ м/с шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (расчёт)

Анализ графика (рисунок 4.15) показывает, что наибольшее значение максимального коэффициента сцепления $\varphi_{max} = 0,986$ наблюдается при нормальной нагрузке, приходящейся на колесо $G_K = 1972$ Н и радиусе бегового барабана $r_B = 3,0$ м. С увеличением нормальной нагрузки до $G_K = 9202$ Н и уменьшением радиуса бегового барабана до $r_B = 0,1$ м происходит снижение максимального коэффициента сцепления до значения $\varphi_{max} = 0,928$. Увеличение максимального коэффициента сцепления φ_{max} не происходит с превышением радиуса бегового барабана свыше $r_B = 2,5$ м для всех значений нормальной нагрузки G_K .

Зависимость $\varphi_{max} = f(V_B, G_K, r_B)$, показанная на рисунке 4.15, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$\varphi_{max} = a_{\varphi MR} \cdot V_B^{b_{\varphi MR}} \cdot G_K^{b_{\varphi MR}} \cdot r_B^{c_{\varphi MR}}; \quad (4.8)$$

где $a_{\varphi MR}$, $b_{\varphi MR}$, $c_{\varphi MR}$ и $d_{\varphi MR}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.8).

Таблица 4.8 – Коэффициенты и параметры функции $\varphi_{max} = f(V_B, G_K, r_B)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\varphi MR}$	1,1559
2	Коэффициент $b_{\varphi MR}$	-0,0470
3	Коэффициент $c_{\varphi MR}$	-0,0055
4	Коэффициент $d_{\varphi MR}$	0,0147
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9767
6	Достоверность детерминации R^2	0,9539
7	Расчётное значение F -критерия	594,11
8	Табличное значение F -критерия	2,71

На основе выявленных значений нормальных R_{zi} и касательных R_{xi} реакций по результатам экспериментальных исследований по формулам (3.21) рассчитали коэффициент сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам стенда, как параметр, определяющий силовые потери. В процессе исследования дискретно задавали следующие параметры:

- 1) нормальная нагрузка $G_K \in [1200 \text{ Н}; 1500 \text{ Н}; 1900 \text{ Н}; 2350 \text{ Н} \text{ и } 2700 \text{ Н}]$;
- 2) давление воздуха в шине $P_{III} \in [0,05 \text{ МПа} \dots 0,35 \text{ МПа}]$ с шагом $0,05 \text{ МПа}$.

Зависимость между входными параметрами G_K и P_{III} и коэффициентом сопротивления качению f_{0ij} определялась в ходе экспериментального исследования. Результаты исследования в виде графика функции $f_{0ij} = f(P_{III}, G_K)$ представлены на рисунке 4.16. На графике отмечена плоскость, секущая функцию $f_{0ij} = f(P_{III}, G_K)$, которая соответствует коэффициенту сопротивления качению $f_{0д}$ для дорожных условий $f_{0д} = 0,018$. В ходе экспериментальных исследований рабочих процессов КТС на стенде, важно добиться того, чтобы коэффициент сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда был на уровне значения $f_{0д}$.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.16 показывает, что максимальное значение коэффициента сопротивления качению составляет $f_{0ij} = 0,076$ при давлении воздуха в шине $P_{III} = 0,05 \text{ МПа}$ и нормальной нагрузке $G_K = 2700 \text{ Н}$. Минимальное значение коэффициента сопротивления качению

составляет $f_{0ij} = 0,007$ при давлении воздуха в шине $P_{III} = 0,35$ МПа и нормальной нагрузке $G_K = 1200$ Н. При давлении воздуха в шине сверх значения $P_{III} = 0,30$ МПа и снижении нормальной нагрузки до $G_K = 1900$ Н, значительного уменьшения коэффициента сопротивления качению f_{0ij} не наблюдается. Таким образом, чтобы снизить силовые потери в шине, влияющие на результаты исследования рабочих процессов КТС на стенде с беговыми барабанами, особенно в установившихся режимах, необходимо поддерживать давление воздуха в шинах на уровне не менее 0,3 МПа.

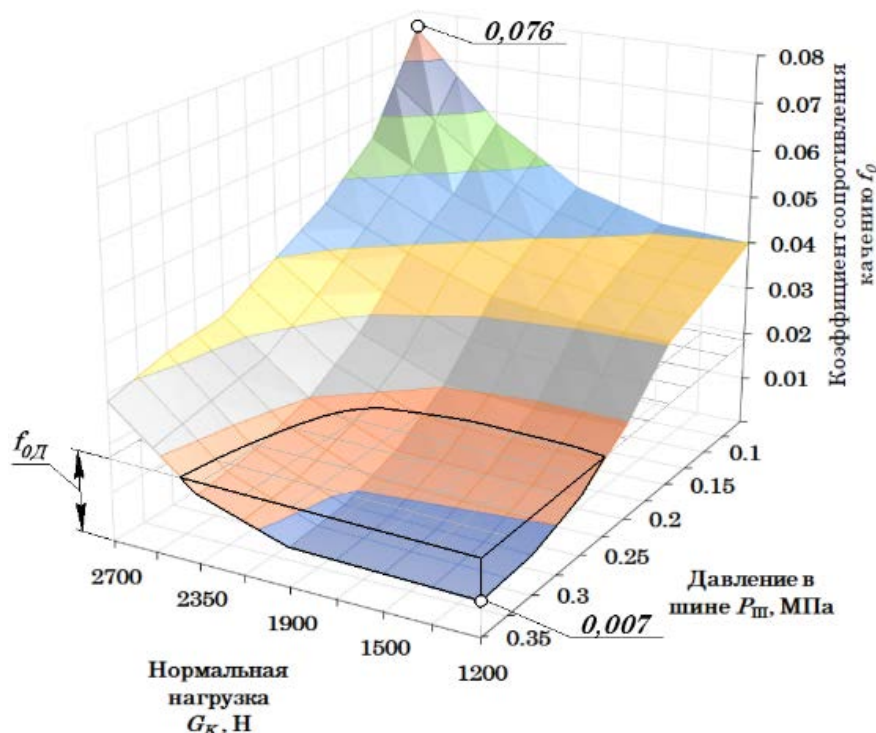


Рисунок 4.16 – Зависимость коэффициента сопротивления качению f_{0ij} от давления воздуха в шине P_{III} при варьировании нормальной нагрузки G_K шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Зависимость $f_{0ij} = f(P_{III}, G_K)$, показанная на рисунке 4.16, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$f_{0ij} = a_f \cdot P_{III}^{b_f} \cdot G_K^{c_f}; \quad (4.9)$$

где a_f , b_f и c_f – коэффициенты регрессии (таблица 4.9).

Таблица 4.9 – Коэффициенты и параметры функции $f_0 = f(P_{III}, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_f	$2,998 \cdot 10^{-6}$
2	Коэффициент b_f	-0,8755
3	Коэффициент c_f	0,9881
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9321
5	Достоверность детерминации R^2	0,9063
6	Расчётное значение F -критерия	282,38
8	Табличное значение F -критерия	2,68

Для определения параметров модели А.Б. Дика необходимо точное определение проскальзывания S_i шины относительно бегового барабана. Для этого используется радиус качения колеса в свободном режиме $r_{кС}$. В процессе экспериментального исследования по определению радиуса качения колеса в свободном режиме $r_{кС}$ дискретно задавали следующие параметры (рисунок 4.17):

- 1) нормальная нагрузка $G_K \in [0 \text{ Н}; 1600 \text{ Н}; 2400 \text{ Н}; 2800 \text{ Н}; 3200 \text{ Н} \text{ и } 3600 \text{ Н}]$;
- 2) давление воздуха в шине $P_{ш} \in [0,04 \text{ МПа}; 0,1 \text{ МПа}; 0,15 \text{ МПа}; 0,19 \text{ МПа}; 0,22 \text{ МПа} \text{ и } 0,24 \text{ МПа}]$.

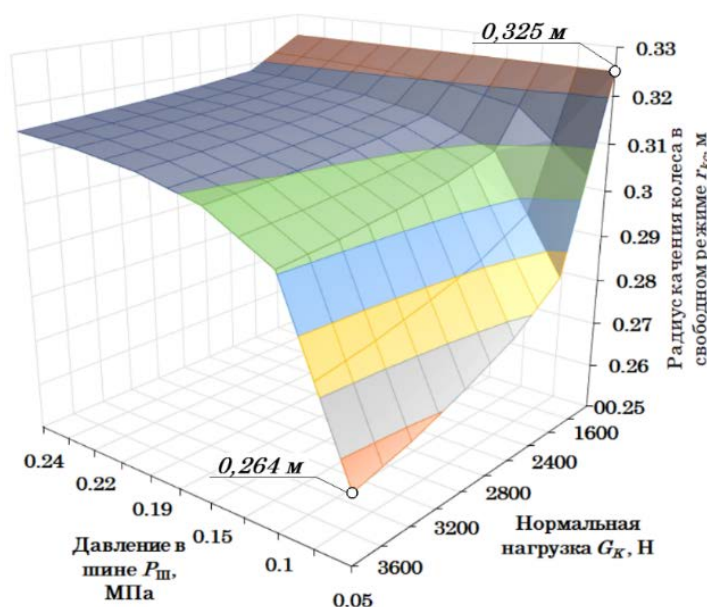


Рисунок 4.17 – Зависимость радиуса качения колеса в свободном режиме $r_{кС}$ от давления воздуха $P_{ш}$ в шине при варьировании нормальной нагрузки G_K шины Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16 (расчёт)

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.17 показывает, что

максимальное значение радиуса качения колеса в свободном режиме составляет $r_{kC} = 0,325$ м, что соответствует свободному радиусу без нагрузки ($G_K = 0$ Н). Минимальное значение радиуса качения колеса в свободном режиме составляет $r_{kC} = 0,264$ м при давлении воздуха в шине $P_{III} = 0,04$ МПа и нормальной нагрузке $G_K = 3600$ Н.

Зависимость $r_{kC} = f(P_{III}, G_K)$, показанная на рисунке 4.17, аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$r_{k0} = a_{rkC} \cdot P_{III}^{b_{rkC}} \cdot G_K^{c_{rkC}}; \quad (4.10)$$

где a_{rkC} , b_{rkC} и c_{rkC} – коэффициенты регрессии (таблица 4.10).

Таблица 4.10 – Коэффициенты и параметры функции $r_{kC} = f(P_{III}, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_{rkC}	0,3193
2	Коэффициент b_{rkC}	0,0684
3	Коэффициент c_{rkC}	-0,0079
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9358
5	Достоверность детерминации R^2	0,8526
6	Расчётное значение F -критерия	239,90
7	Табличное значение F -критерия	2,68

Скоростные потери в процессе взаимодействия шины с беговыми барабанами стенда определяются отношением кинематического радиуса колеса r_k к радиусу качения колеса в свободном режиме r_{kC} . Радиус r_k определяли экспериментально. В процессе исследования дискретно задавали следующие параметры:

- 1) нормальная нагрузка $G_K \in [2000 \text{ Н}; 2400 \text{ Н}; 2800 \text{ Н}; 3200 \text{ Н} \text{ и } 3600 \text{ Н}]$;
- 2) давление воздуха в шине $P_{III} \in [0,05 \text{ МПа} \dots 0,35 \text{ МПа}]$ с шагом $0,05$ МПа;
- 3) окружная скорость бегового барабана $V_B \in [1 \text{ м/с}; 4 \text{ м/с}; 6 \text{ м/с} \text{ и } 8 \text{ м/с}]$.

Результаты исследования в виде графика функции $r_k = f(V_B, P_{III}, G_K)$ представлены на рисунке 4.18.

При снижении давления P_{III} воздуха в шине до минимального значения, а

также при увеличении нормальной нагрузки G_K происходит уменьшение кинематического радиуса колеса r_k . Минимальное значение кинематического радиуса колеса составляет $r_k = 0,262$ м при давлении воздуха в шине $P_{III} = 0,04$ МПа и нормальной нагрузки $G_K = 3600$ Н. Максимальное значение кинематического радиуса колеса составляет $r_k = 0,277$ м. При пересчёте с использованием радиуса качения колеса в свободном режиме r_{kC} , результаты экспериментального исследования показывают, что скоростной КПД η_C при низком значении давления P_{III} несколько выше, чем, при высоком значении давления P_{III} .

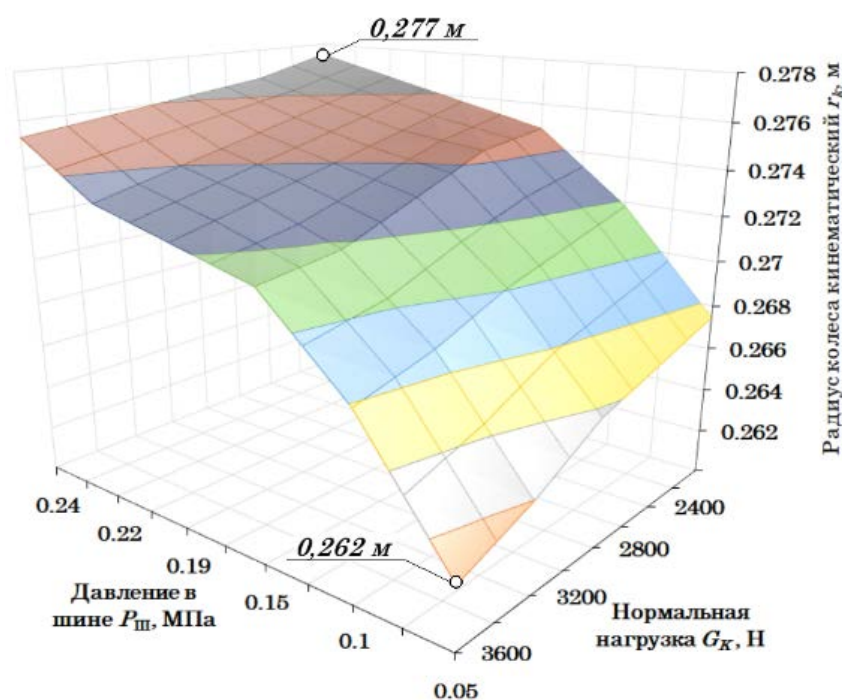


Рисунок 4.18 – Зависимость кинематического радиуса r_k колеса от давления воздуха P_{III} в шине при варьировании нормальной нагрузки G_K шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (расчёт, при $V_B = 1$ м/с)

Зависимость $r_k = f(V_B, P_{III}, G_K)$, показанная на рисунке 4.18, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$r_k = a_{rk} + b_{rk} \cdot V_B + c_{rk} \cdot P_{III} + d_{rk} \cdot G_K; \quad (4.11)$$

где a_{rk} , b_{rk} , c_{rk} и d_{rk} – коэффициенты регрессии (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Коэффициенты и параметры функции $r_k = f(V_B, P_{Ш}, G_K)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_{rk}	0,2732
2	Коэффициент b_{rk}	-0,0042
3	Коэффициент c_{rk}	0,0048
4	Коэффициент d_{rk}	$-1,69 \cdot 10^{-6}$
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9935
6	Достоверность детерминации R^2	0,9871
7	Расчётное значение F -критерия	2195,41
8	Табличное значение F -критерия	2,71

Отклонение результатов исследований на стенде с беговыми барабанами происходит за счёт потока паразитной циркулирующей мощности $N_{Ц}$ в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина» из-за кинематического и силового рассогласования, образованного смещением a колеса относительно оси симметрии беговых барабанов [240, 255, 263, 296].

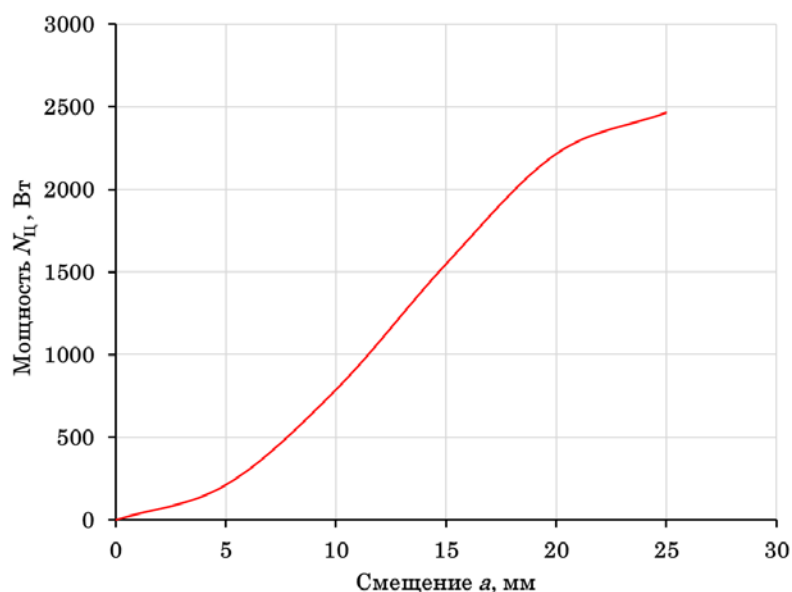


Рисунок 4.19 – Зависимость циркулирующей мощности $N_{Ц}$ в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина» от смещения a колеса относительно оси симметрии беговых барабанов при нормальной нагрузке $G_K = 3000$ Н для шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* (эксперимент)

Смещение колеса относительно оси симметрии барабанов на величину a приводит к неравенству радиусов качения колеса r_{kCij} в свободном режиме, окружных

скоростей V_{ij} и проскальзывания S_{ij} шины относительно барабанов. Тогда при одинаковых угловых скоростях вращения беговых барабанов ω_{Bij} реализованный коэффициент сцепления шины φ_{i1} на переднем беговом барабане будет отличаться от коэффициента сцепления φ_{i1} на заднем, вследствие чего возникает разность коэффициентов сцепления $\Delta\varphi$, касательных реакций $R_{ПХi}$ (2.115), (2.116) и (2.117) и потока циркулирующей мощности $N_{Ц}$, которая снижает измеренное значение полезной мощности $N_{Ки}$ на колёсах КТС. На рисунке 4.19 показана зависимость циркулирующей мощности $N_{Ц}$ в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Ценная передача – Барабан – Шина» от смещения a колеса относительно оси симметрии беговых барабанов при нормальной нагрузке $G_K = 3000$ Н для шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16*, полученная в результате экспериментального исследования.

Компенсировать поток мощности $N_{Ц}$ предлагается за счёт использования симметричного дифференциала или обгонной муфты, соединяющего передний и задний беговые барабаны в блоках стенда (рисунок 3.49), который устранил неравенство окружных скоростей V_{ij} в пятнах контакта шины с беговыми барабанами [168].

4.2 Анализ влияния тестовых режимов на результаты исследований рабочих процессов КТС, их агрегатов и систем на стендах с беговыми барабанами

С целью оптимизации тестовых режимов и конструкции стенда были проведены: анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования при реализации тестовых режимов разгона, движения с постоянной скоростью, торможения, разгона или торможения на покрытии «МИКСТ», а также бокового заноса КТС на стенде с беговыми барабанами.

4.2.1 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса разгона КТС на стенде с беговыми барабанами

Кинетическая энергия E_d ускоряющегося КТС, движущегося в дорожных

условиях, должна быть сопоставима с суммарной кинетической энергией $\sum E_{\text{и}}$ разгона нагрузочных устройств стенда (2.182). Основными нагружающими устройствами в процессе задания тестового режима разгона ведущих колёс КТС на стенде с беговыми барабанами являются маховые массы с моментами инерции J_{Mi} . Дополнительную, значительную часть кинетической энергии при разгоне ведущих колёс на стенде, составляют беговые барабаны с моментами инерции J_{ij} , а также ротор электродинамического тормоза с моментом инерции $J_{ЭТ}$. Некоторую долю дополнительного момента инерции в трансмиссии стенда определяют другие вращающиеся части – приводные звёздочки, валы, муфты и пр. Значительное влияние оказывают на динамику процесса разгона передаточные числа тех передач, которые обеспечивают механическую связь между указанными механизмами.

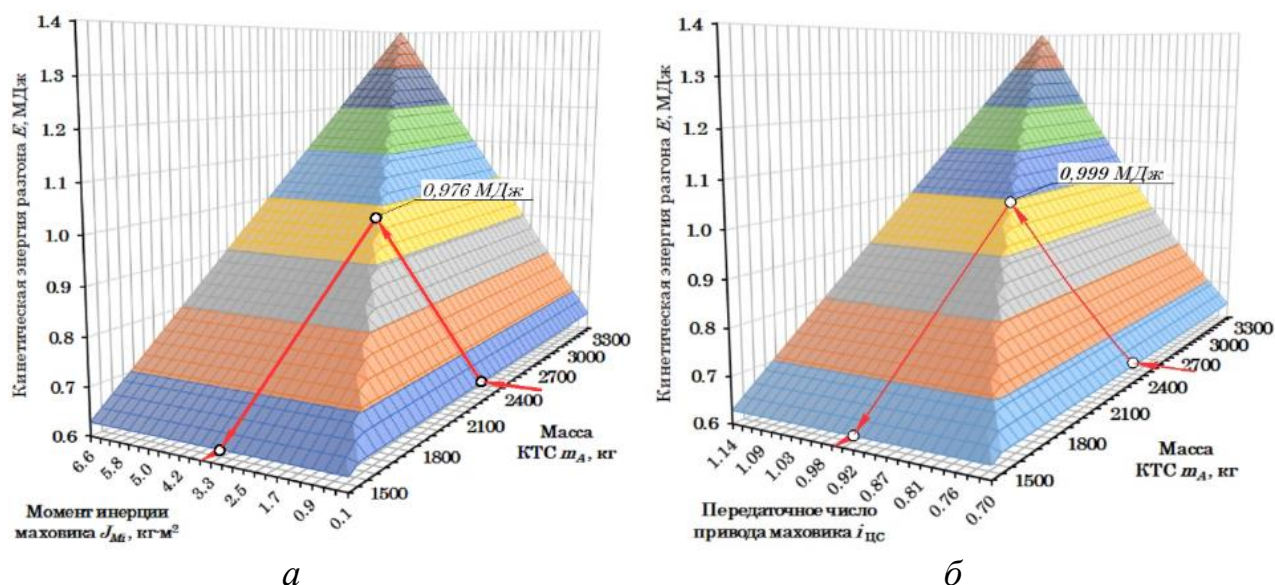


Рисунок 4.20 – Диаграмма для определения кинетической энергии E разгона КТС заданной массы с сопоставлением её с:

a – моментом инерции J_{Mi} одной маховой массы для разгона ведущих колёс КТС (при $i_{\text{ЦС}} = 1$); b – передаточным числом привода маховой массы $i_{\text{ЦС}}$ для разгона ведущих колёс КТС (при $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$)

Ввиду невозможности изменения моментов инерции промышленных изделий, таких, как детали механических передач, редукторы и электродинамический тормоз, обеспечение тестового режима разгона может выполняться за счёт изменения моментов инерции маховых масс J_{Mi} и передаточных чисел цепных передач

$i_{\text{ЦС}}$. Решение уравнений (2.182) относительно моментов инерции J_{Mi} или передаточных чисел цепных передач $i_{\text{ЦС}}$ привода маховых масс позволило получить трёхмерные графики для определения необходимого значения параметра, обеспечивающего тестовый режим разгона (рисунок 4.20, *a* и *б*).

Графики, показанные на рисунке 4.20, *a* и *б* построены при значениях моментов инерции беговых барабанов $J_{ij} = 0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, момента инерции ротора электродинамического тормоза $J_{\text{ЭТ}} = 1,95 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, передаточного числа редуктора привода электродинамического тормоза $i_{\text{Рi}} = 2,8$, радиусе бегового барабана $r_{\text{Би}} = 0,105 \text{ м}$ и КПД передач $\eta = 0,95$.

Определить момент инерции маховых масс J_{Mi} на основе обоснования тестового режима разгона КТС на стенде (2.182) можно по выражению, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$J_{Mi} = \frac{m_A \cdot r_B^2 \cdot i_{\text{ЦС}}^2 - k_{\text{Биj}} \cdot \eta_B \cdot J_{ij} \cdot i_{\text{ЦС}}^2 - i_{\text{Р}}^2 \cdot \eta_{\text{Р}} \cdot J_{\text{ЭТ}}}{k_{\text{Ми}} \cdot \eta_{\text{ЦС}}}; \quad (4.12)$$

где $k_{\text{Биj}}$ – количество беговых барабанов; $k_{\text{Ми}}$ – количество маховых масс.

Выражение (4.12) позволяет с достаточной точностью задать момент инерции маховых масс J_{Mi} , с учётом КПД цепной передачи $\eta_{\text{ЦС}}$, подшипниковых опор барабанов $\eta_{\text{Б}}$ и редуктора $\eta_{\text{Р}}$. Для наиболее оптимальной оценки влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса разгона ведущих колёс КТС на стенде с беговыми барабанами необходимо учитывать помимо момента инерции маховых масс J_{Mi} , те процессы, которые протекают в пятне контакта шины с поверхностями беговых барабанов.

Для этого, с использованием разработанного комплекса математических моделей в модуле многовариантных расчётов ПК «Универсальный механизм» [194] был произведён предварительный расчёт процесса разгона ведущих колёс КТС с передним приводом на стенде с беговыми барабанами для КТС с ЭСУ *Kia Soul EV* и КТС с ДВС – *Volvo S60 2.5T AWD*. Результаты расчёта показаны на рисунках 4.21 и 4.22 в виде сравнительных графиков зависимости сил тяги $F_{\text{Ки}}$ на ведущих колёсах КТС, а также скорости разгона КТС в дорожных условиях $V_{\text{Д}}$ с окружной скоростью беговых барабанов $V_{\text{И}}$ при имитации процесса разгона на стенде.

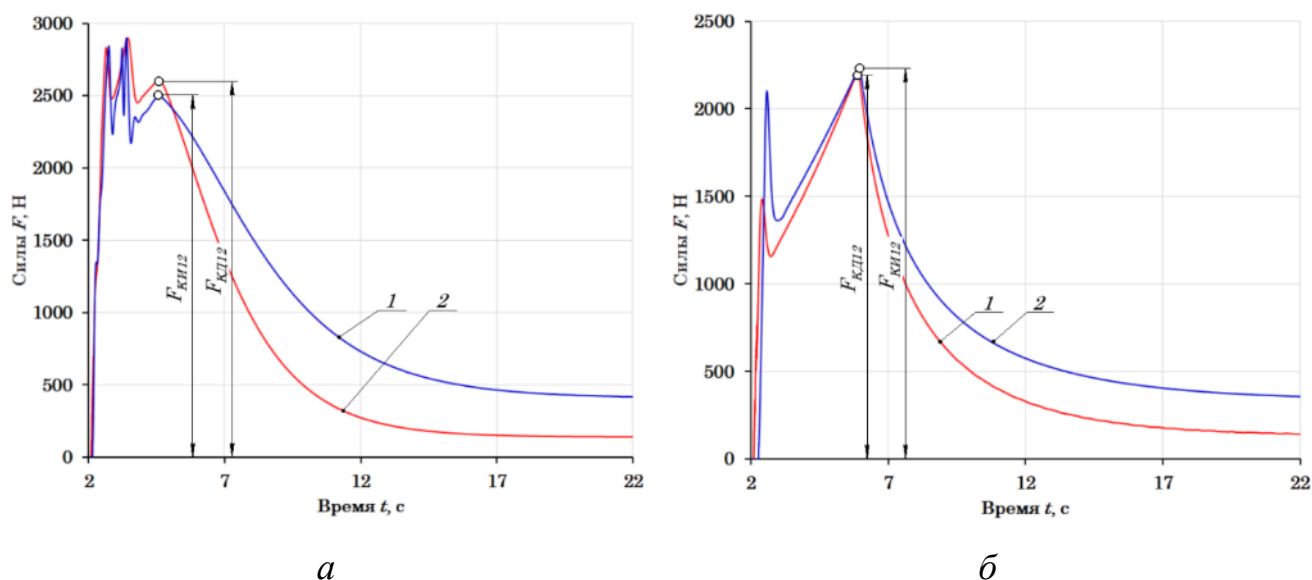


Рисунок 4.21 – Зависимость сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах от времени t при разгоне КТС (расчёт):

а - Volvo S60 2.5T AWD; б - Kia Soul EV; 1 – сила тяги F_{KD12} в дорожных условиях; 2 – сила тяги F_{KI12} при имитации процесса разгона в стендовых условиях

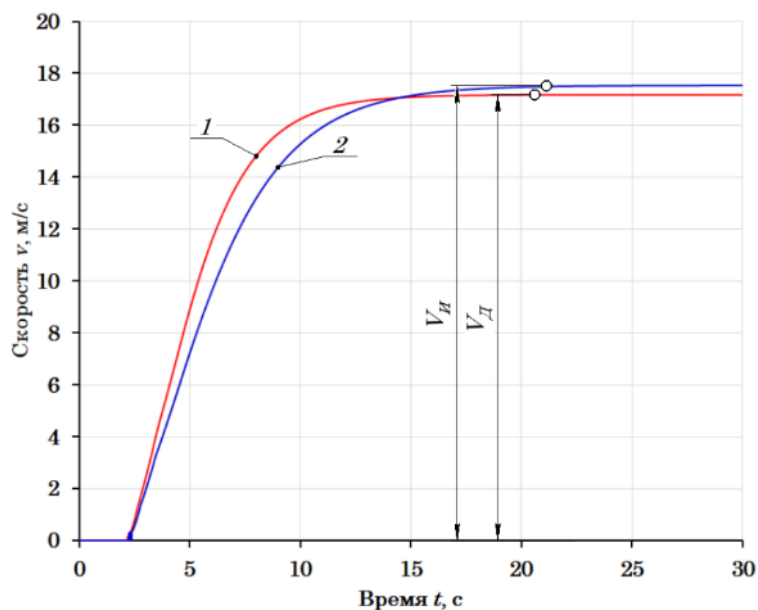


Рисунок 4.22 – Зависимость скоростей разгона КТС Volvo S60 2.5T AWD от времени t (расчёт):

1 – скорость V_D в дорожных условиях; 2 – окружная скорость V_H беговых барабанов при имитации процесса разгона в стендовых условиях

Зависимости, показанные на рисунках 4.21 и 4.22 получены с условием одинакового коэффициента сцепления φ_i шин обоих ведущих колёс с опорной

поверхностью. Расчёт производился по следующим общим для дорожных и стендовых условий параметрам:

- 1) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_{E_{max}} = 0,5$ (50%);
- 2) время воздействия на ОУ силовой установкой до установленного значения $t_E = 5$ с;
- 3) время разгона $t_p = 30$ с.

Варьирование общих параметров $\beta_{E_{max}}$, t_E и t_p не вносит существенного влияния на результаты исследования.

Для обеспечения имитации ездового цикла, стенд должен, во-первых, соответствовать КТС по тяговым и скоростным характеристикам [99]. Во-вторых, стенд с беговыми барабанами должен обеспечивать имитацию инерционных масс автомобиля при неустановившихся режимах движения, которые возникают при динамических испытаниях [99]. Наиболее оптимальным необходимо считать такой тестовый режим, при котором в режиме разгона КТС, силы тяги $F_{Киi}$ на ведущих колёсах будут в максимальном значении наиболее точно соответствовать силам тяги $F_{КДи}$ при разгоне КТС в дорожных условиях. С другой стороны, существенной задачей является обеспечение скоростей разгона на стенде $V_{и}$, соответствующих тем скоростям, до которых КТС разгоняется в дорожных условиях $V_{д}$ (рисунок 4.22).

Сканирование пространства выходных параметров в ходе многовариантного расчёта процессов разгона КТС в дорожных условиях с ЭСУ, с силовой установкой с ДВС без нагрузки, а также проведение сравнительного анализа с выходными параметрами при моделировании процесса разгона в стендовых условиях позволил выявить наиболее значимые параметры, влияющие на их сходимость:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} \in [3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; 4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; 4,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; 5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; 5,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ и } 6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2]$ – с отклонением от значения, определённого по формуле (4.12) на $\pm 30\%$ ($J_{Mi} = 4,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$);
- 2) коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} \in [0,015; 0,02; 0,025; 0,03; 0,035; 0,04 \text{ и } 0,045]$ – с отклонением от нормального значения на $\pm 50\%$ ($f_{0ij} = 0,03$).

Коэффициент сопротивления качению шины в дорожных условиях принимался равным $f_0 = 0,018$. С целью выявления функциональных зависимостей между входными параметрами J_{Mi} и f_{0ij} на отклонение сил тяги $F_{Ки}$ и скорости $V_{И}$ в режиме разгона ведущих колёс КТС в стендовых условиях от сил тяги на ведущих колёсах $F_{Кд}$ и скорости $V_{д}$ в дорожных условиях при был проведён многовариантный расчёт.

Абсолютное отклонение сил тяги $F_{Киi}$ в режиме разгона ведущих колёс КТС в стендовых условиях от сил тяги на ведущих колёсах $F_{Кди}$ в дорожных условиях оценивали разностью максимальных значений (рисунок 4.21), Н:

$$\Delta_{FK} = F_{Кдиmax} - F_{Киi max}. \quad (4.13)$$

Результаты исследования представлены в виде трёхмерного графика на рисунке 4.23.

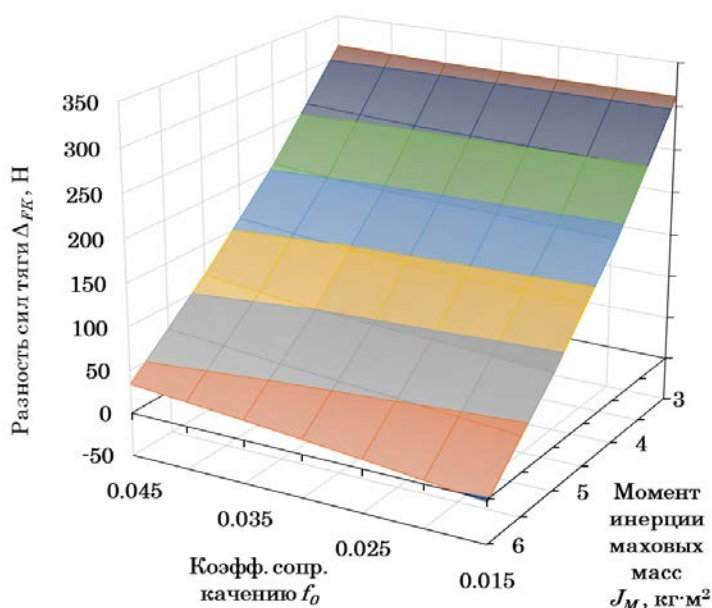


Рисунок 4.23 – Зависимость разности сил тяги Δ_{FK} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} (расчёт)

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.23 показывает, что наибольшее влияние на разность сил тяги Δ_{FK} оказывает значение момента инерции маховых масс J_{Mi} . Наименьшая разность $\Delta_{FK} = -3,3$ Н достигается при $J_{Mi} = 6,0$ кг·м². Дальнейшее уменьшение момента инерции J_{Mi} приводит к росту

разности до значения $\Delta_{FK} = 311,1$ Н. Изменение коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} не вносит существенного изменения разности сил тяги Δ_{FK} . Наибольшая разность от $\Delta_{FK} = -3,3$ Н до $\Delta_{FK} = -34,3$ Н наблюдается при моменте инерции маховых масс $J_{Mi} = 6,0$ кг·м². Разность сил тяги Δ_{FK} , которая минимальна при $J_{Mi} = 6,0$ кг·м² при расчётном значении по выражению (4.12) $J_{Mi} = 4,5$ кг·м² объясняется тем, что проведённый многовариантный расчёт учитывает моменты инерции всех вращающихся частей стенда, которые не используются в (4.12).

Для проведения корректного анализа отклонения сил тяги используется удельный показатель – относительная разность сил тяги δ_{FK} , %:

$$\delta_{FK} = \frac{\Delta_{FK}}{F_{KДmax}} \cdot 100\%. \quad (4.14)$$

Зависимость $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ максимальных значений относительной разности сил тяги δ_{FK} показана на рисунке 4.24.

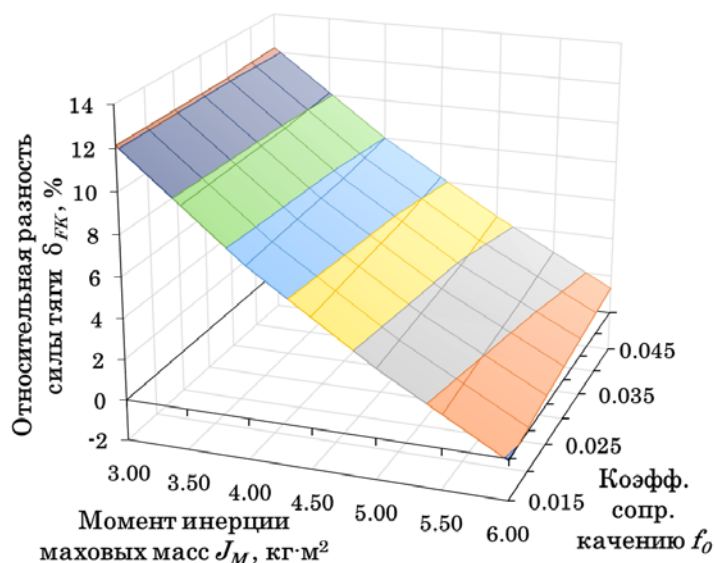


Рисунок 4.24 – Зависимость относительной разности сил тяги δ_{FK} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} (расчёт)

Наибольшая относительная разность сил тяги δ_{FK} от -0,11 % до 12,23 % наблюдается при изменении момента инерции маховых масс J_{Mi} от 3,0 кг·м² до 6,0 кг·м². Изменение коэффициента сопротивления качению шины по беговым

барабанам стенда f_{0ij} не вносит существенного отклонения сил тяги δ_{FK} . Наибольшая разность δ_{FK} от -0,11 % до -1,32 % наблюдается при моменте инерции маховых масс $J_{Mi} = 6,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, что превышает на 25 % от расчётного по формуле (4.1) значения J_{Mi} . С дальнейшим увеличением момента инерции J_{Mi} влияние коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} на относительную разность сил тяги δ_{FK} уменьшается.

Зависимость, показанная на рисунке 4.24, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, %:

$$\delta_{FK} = a_{\delta FK} + b_{\delta FK} \cdot J_{Mi} + c_{\delta FK} \cdot f_{0ij}; \quad (4.15)$$

где $a_{\delta FK}$, $b_{\delta FK}$ и $c_{\delta FK}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.12).

Таблица 4.12 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta FK}$	22,39
2	Коэффициент $b_{\delta FK}$	-3,82
3	Коэффициент $c_{\delta FK}$	27,67
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9964
5	Достоверность детерминации R^2	0,9928
6	Расчётное значение F -критерия	3203,5
7	Табличное значение F -критерия	3,1865

Многовариантный расчёт по определению выходных параметров скорости V_D в процессе разгона КТС в дорожных условиях с ЭСУ, с силовой установкой с ДВС без нагрузки, а также проведение сравнительного анализа с выходными параметрами $V_{И}$ при моделировании процесса разгона в стендовых условиях производился при параметрах, используемых для определения изменения отклонения сил тяги $F_{КИ}$.

Абсолютное отклонение окружных скоростей беговых барабанов $V_{И}$ в режиме разгона ведущих колёс КТС в стендовых условиях от скорости V_D разгона КТС в дорожных условиях оценивалось разностью их максимальных значений (рисунок 4.22), Н:

$$\Delta_V = V_{Dmax} - V_{Иmax}. \quad (4.16)$$

Результаты исследования представлены в виде трёхмерного графика на рисунке 4.25 в виде функции $\Delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$.

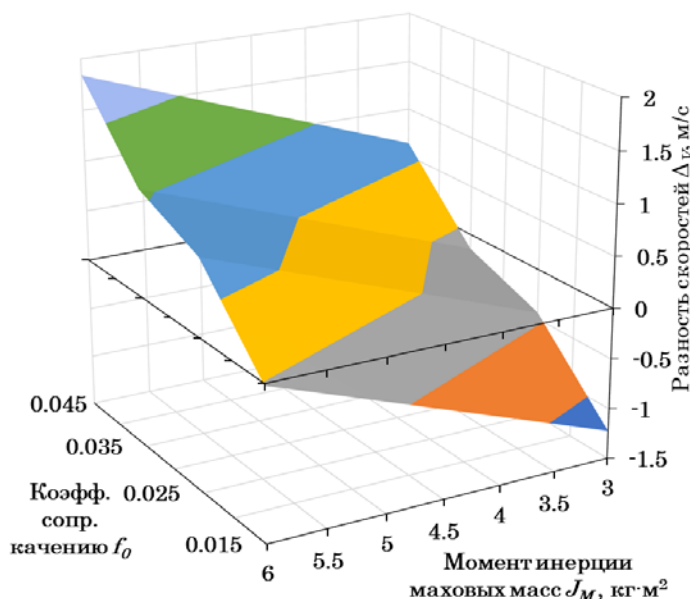


Рисунок 4.25 – Зависимость разности скоростей разгона Δ_V от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} (расчёт)

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.25 показывает, что наибольшее влияние на разность скоростей разгона Δ_V в равной мере оказывают момент инерции маховых масс J_{Mi} и коэффициент сопротивления качению шины на беговом барабане стенда f_{0ij} . Наибольшее отрицательное значение $\Delta_V = -1,22$ м/с имеет место при моменте инерции $J_{Mi} = 6,0$ кг·м² и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,015$. Наибольшая положительная разность скоростей $\Delta_V = 1,84$ м/с наблюдается при моменте инерции $J_{Mi} = 3,0$ кг·м² и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,045$ по беговым барабанам стенда. Оптимальная, наименьшая разность скоростей разгона $\Delta_V = -0,035$ м/с наблюдается при моменте инерции $J_{Mi} = 4,0$ кг·м² и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,025$.

Для проведения корректного анализа разности скоростей разгона Δ_V используется удельный показатель – относительная разность скоростей разгона δ_V , %:

$$\delta_V = \frac{\Delta_V}{V_{Dmax}} \cdot 100\%. \quad (4.17)$$

Зависимость $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ максимальных значений относительной разности максимальной скорости разгона δ_V показана на рисунке 4.26. Наибольшая относительная разность скорости разгона δ_V от -6,94 % до 10,45 % происходит при изменении момента инерции J_{Mi} маховых масс от 3,0 кг·м² 6,0 кг·м² и коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда от 0,015 до 0,045. Оптимальная, наименьшая относительная разность максимальной скорости разгона $\delta_V = -0,19\%$ наблюдается при моменте инерции $J_{Mi} = 4,0$ кг·м² и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,025$.

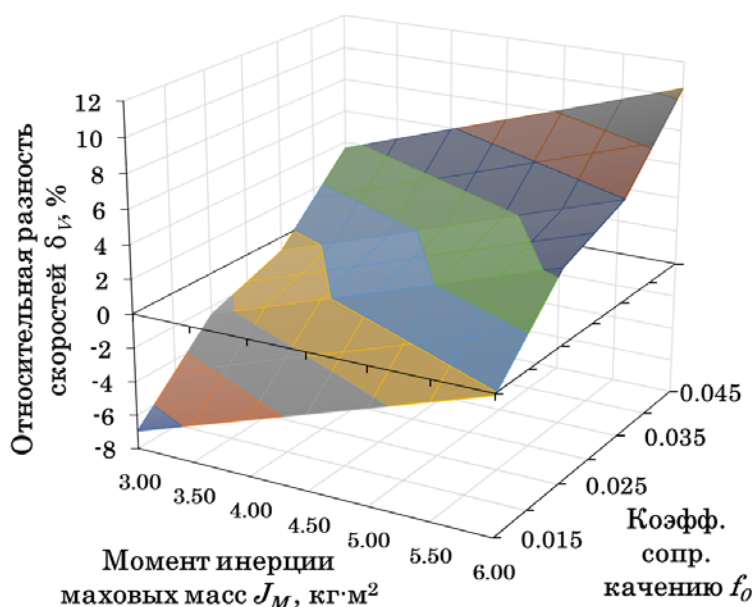


Рисунок 4.26 – Зависимость относительной разности скоростей разгона δ_V от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} (расчёт)

Зависимость, показанная на рисунке 4.26, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij}), \%$:

$$\delta_V = a_{\delta v} + b_{\delta v} \cdot J_{Mi} + c_{\delta v} \cdot f_{0ij}; \quad (4.18)$$

где $a_{\delta v}$, $b_{\delta v}$ и $c_{\delta v}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.13).

Таблица 4.13 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_{δ_V}	-18,24
2	Коэффициент b_{δ_V}	2,27
3	Коэффициент c_{δ_V}	324,92
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9921
5	Достоверность детерминации R^2	0,9844
6	Расчётное значение F -критерия	1456,58
7	Табличное значение F -критерия	3,1865

Различие процесса разгона ведущих колёс на стенде с беговыми барабанами от процесса разгона КТС в дорожных условиях позволяет оценить относительная разность максимальной мощности δ_{NK} на ведущих колёсах КТС, %:

$$\delta_{NK} = \frac{N_{KDmax} - N_{KImax}}{N_{KDmax}} \cdot 100\%. \quad (4.19)$$

Зависимость относительной разности колёсной мощности δ_{NK} показана на рисунке 4.27 в виде графика функции $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$.

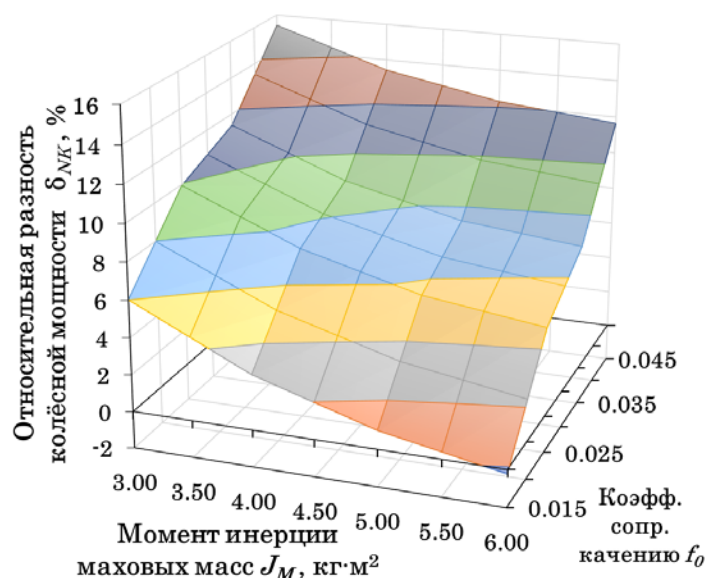


Рисунок 4.27 – Зависимость относительной разности колёсной мощности δ_{NK} от момента инерции J_{Mi} маховых масс при варьировании коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда (*расчёт*)

Изменение относительной разности максимальной колёсной мощности δ_{NK} зависит от момента инерции маховых масс J_{Mi} и коэффициента сопротивления

качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} в равной степени. Максимальная относительная разность колёсной мощности достигает $\delta_{NK} = 15,41\%$ при значении момента инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} = 0,045$. Минимальная относительная разность колёсной мощности составляет $\delta_{NK} = -0,22\%$ при моменте инерции маховых масс $J_{Mi} = 6,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} = 0,015$.

Зависимость, показанная на рисунке 4.27, аппроксимирована линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, %:

$$\delta_{NK} = a_{\delta N} + b_{\delta N} \cdot J_{Mi} + c_{\delta N} \cdot f_{0ij}; \quad (4.20)$$

где $a_{\delta N}$, $b_{\delta N}$ и $c_{\delta N}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.14).

Таблица 4.14 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta N}$	5,11
2	Коэффициент $b_{\delta N}$	-1,63
3	Коэффициент $c_{\delta N}$	332,16
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9845
5	Достоверность детерминации R^2	0,9693
6	Расчётное значение F -критерия	726,8
7	Табличное значение F -критерия	3,1865

Достижение наиболее оптимальных значений относительных разностей сил тяги δ_{FK} , скорости δ_V и колёсной мощности δ_{NK} в процессе имитации разгона может быть достигнуто при совместном решении функций $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ и $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$.

4.2.2 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса движения КТС с постоянной скоростью на стенде с беговыми барабанами

При движении КТС с постоянной скоростью в дорожных условиях силы тяги

F_{ki} на колёсах ведущей оси равны сумме сил сопротивления качению F_{fi} , силе аэродинамического сопротивления F_W и дополнительным силам, например, силе, затрачиваемой на преодоление подъёма F_α . Задание тестового режима имитации движения КТС с нагрузкой определяется тормозным моментом $M_{ЭТ}$, развиваемым ротором электродинамического тормоза. Значение момента $M_{ЭТ}$ для нагружения ведущих колёс КТС определяется по выражениям (2.180), (2.191), (2.194), (2.201) и (2.202) с учётом имитации вышеперечисленных сил.

На дополнительное нагружение колёс ведущей оси КТС в процессе установившегося режима оказывают влияние два фактора, помимо момента $M_{ЭТ}$:

- 1) коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} ;
- 2) КПД в подшипниковых опорах вращающихся элементов стенда и передач, которое можно выразить в виде параметра поглощения передаваемой механической энергии в трансмиссии стенда – коэффициент диссипации $d_{П}$.

Дополнительное нагружение, вызванное параметрами f_{0ij} и $d_{П}$ имеет значительное влияние на результаты тестового режима, поскольку, во-первых, количество пятен контакта шин с беговыми барабанами в два раза больше, чем в дорожных условиях, соответственно в установившихся режимах функционирования КТС на стенде силовые потери будут выше, чем эти потери при движении по дороге. Во-вторых, при функционировании КТС на стенде, часть мощности рассеивается в трансмиссии стенда, затрачиваясь на вращение её элементов, поэтому, чем выше их количество и чем выше коэффициент $d_{П}$, тем больше будут потери мощности. Выразаться эти потери могут как в силовом, так и в скоростном характере отклонения выходных параметров тестового режима. Причём, сила сопротивления качению F_{0ij} шины по беговому барабану, а также моменты сопротивления вращению элементов трансмиссии будут тем выше, чем с большей окружной скоростью $V_{и}$ ведущие колёса КТС вращают беговые барабаны стенда.

Для оценки влияния указанных параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса имитации движения КТС с постоянной скоростью на стенде

с беговыми, с использованием разработанного комплекса математических моделей в модуле многовариантных расчётов ПК «Универсальный механизм» [194] был произведён предварительный расчёт исследуемого процесса. Результаты расчёта показаны на рисунке 4.28 в виде сравнительных графиков зависимости средней силы тяги F_{Ki} на ведущих колёсах КТС *Volvo S60 2.5T AWD* при имитации процесса движения с постоянной скоростью на стенде. Зависимости скорости V_D КТС при установившемся движении в дорожных условиях и окружная скорость $V_{\text{И}}$ беговых барабанов при имитации установившегося движения КТС в стендовых условиях аналогична показанной на рисунке 4.22.

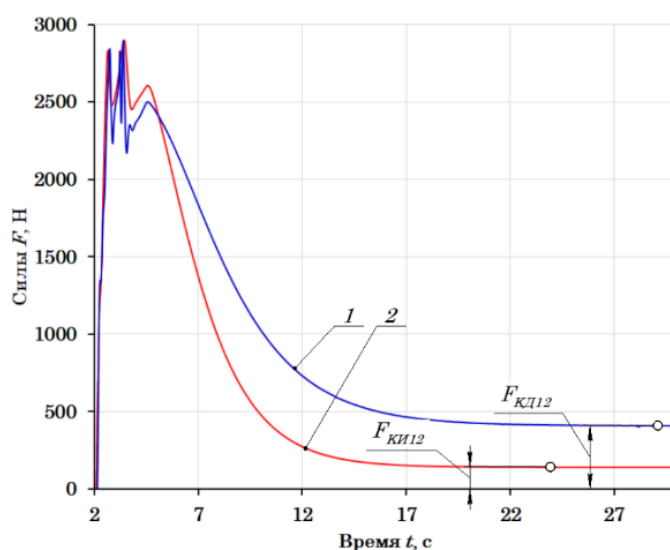


Рисунок 4.28 – Зависимость сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах от времени t при имитации движения с постоянной скоростью КТС *Volvo S60 2.5T AWD* (расчёт):

1 – сила тяги F_{KD12} в дорожных условиях; 2 – сила тяги F_{KI12} при имитации движения с постоянной скоростью в стендовых условиях

Зависимость, показанная на рисунке 4.28 получена расчётным путём с условием одинакового коэффициента сцепления φ_i шин обоих ведущих колёс с опорной поверхностью. Расчёт производился по следующим общим для дорожных и стендовых условий параметрам:

- 1) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_{E_{MAX}} = 1$ (100%);
- 2) время движения $t_D = 30$ с.

Варьирование параметров $\beta_{E_{MAX}}$ и t_D не вносит существенного влияния на результаты исследования.

Оптимальным необходимо считать тестовый режим, при котором в режиме установившегося движения ведущих колёс КТС, силы тяги $F_{КИi}$ на ведущих колёсах будут наиболее точно соответствовать силам тяги $F_{КДи}$ при движении КТС с постоянной скоростью в дорожных условиях. С другой стороны, существенной задачей является обеспечение скоростей на стенде $V_{И}$, соответствующих тем скоростям, с которыми КТС движется в дорожных условиях V_D (см. рисунок 4.22).

Сканирование пространства выходных параметров $F_{КДи}$ в ходе многовариантного расчёта процесса установившегося движения КТС в дорожных условиях без нагрузки, а также проведение сравнительного анализа с выходными параметрами $F_{КИi}$ при моделировании процесса установившегося движения в стендовых условиях позволил выявить диапазоны значений параметров, влияющих на их сходимость, которые в процессе дальнейшего исследования задавали дискретно:

1) коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} \in [0,015 \dots 0,045]$ с шагом 0,005 – с отклонением от нормального значения на $\pm 50\%$ ($f_{0ij} = 0,03$);

2) коэффициент диссипации подшипниковых опор $d_{П} \in [0,001 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}; 0,005 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}; 0,01 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с} \text{ и } 0,015 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}]$;

3) имитируемая скорость КТС $V_A \in [13 \text{ м}/\text{с}; 19 \text{ м}/\text{с}; 25 \text{ м}/\text{с}; 32 \text{ м}/\text{с} \text{ и } 40 \text{ м}/\text{с}]$.

Коэффициент сопротивления качению шины в дорожных условиях принимался равным $f_0 = 0,018$. Максимальная скорость разгона ведущих колёс до установившегося режима в процессе его имитации на стенде с беговыми барабанами устанавливалась передаточными числами $u_{КПП}$ КПП.

Абсолютное отклонение сил тяги Δ_{FKY} в режиме имитации движения КТС с постоянной скоростью в стендовых условиях от сил тяги на ведущих колёсах $F_{КДи}$ в дорожных условиях оценивалось разностью максимальных значений (рисунок 4.28), Н:

$$\Delta_{FKY} = F_{КДиmax} - F_{КИimax}. \quad (4.21)$$

Результаты исследования в виде функции $\Delta_{FKU} = (f_{0ij}, V_A)$ при значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.29.

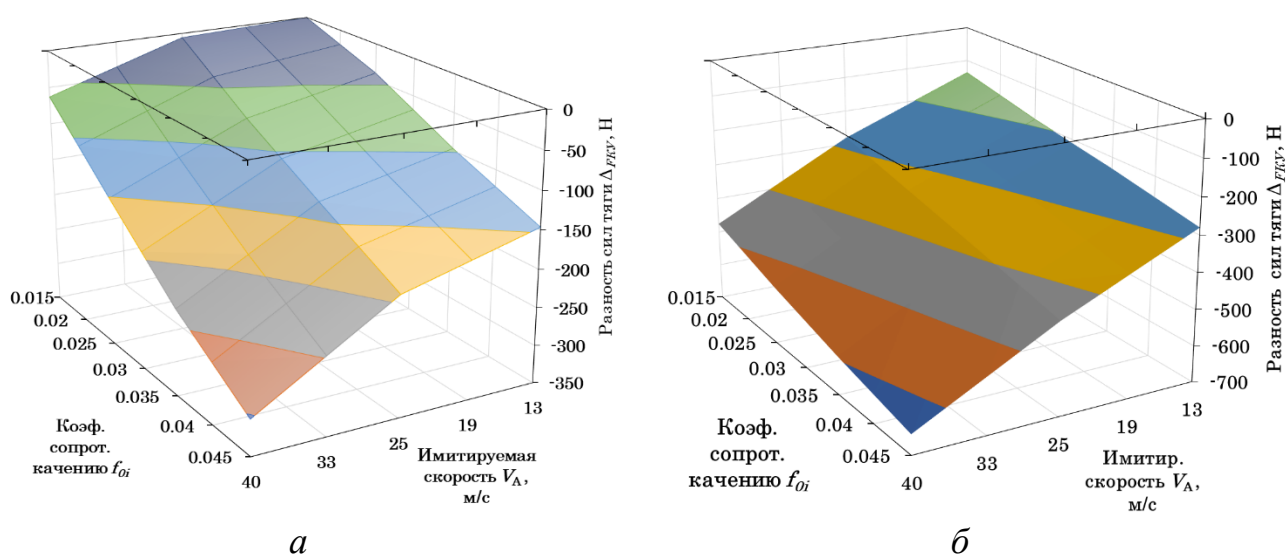


Рисунок 4.29 – Зависимость разности сил тяги Δ_{FKU} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

а – при $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с; *б* – при $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.29, *а* показывает, что наименьшая разность сил тяги на ведущем колесе составляет $\Delta_{FKU} = -0,3$ Н при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с, коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,015$ и коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Значение Δ_{FKU_i} говорит о том, что сила тяги на ведущих колёсах КТС в стендовых условиях максимально приближена к силам тяги имитируемого процесса в дорожных условиях. Максимальное отклонение силы тяги на ведущем колесе составляет $\Delta_{FKU} = -303$ Н при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Отрицательное значение Δ_{FKU} свидетельствует о том, что сила тяги на ведущих колёсах КТС в стендовых условиях выше сил тяги имитируемого процесса в дорожных условиях.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.29, *б* показывает, что минимальное отклонение силы тяги на ведущем колесе составляет $\Delta_{FKU} = -137,3$ Н

при $V_A = 13$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальное отклонение силы тяги на ведущем колесе составляет $\Delta_{FKY} = -645$ Н при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. В этом случае отрицательные значения Δ_{FKY} свидетельствуют о том, что сила тяги на ведущих колёсах КТС в стендовых условиях выше сил тяги имитируемого процесса в дорожных условиях, что вызвано увеличением силовых потерь в связи с большим значением коэффициента диссипации подшипниковых опор d_{Π} .

Зависимости, показанные на рисунке 4.29, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\Delta_{FKY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, Н:

$$\Delta_{FKY} = a_{\Delta_{FKY}} + b_{\Delta_{FKY}} \cdot f_{0ij} + c_{\Delta_{FKY}} \cdot V_A + d_{\Delta_{FKY}} \cdot d_{\Pi}; \quad (4.22)$$

где $a_{\Delta_{FKY}}$, $b_{\Delta_{FKY}}$, $c_{\Delta_{FKY}}$ и $d_{\Delta_{FKY}}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.15).

Таблица 4.15 – Коэффициенты и параметры функции $\Delta_{FKY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\Delta_{FKY}}$	325,26
2	Коэффициент $b_{\Delta_{FKY}}$	-5806,79
3	Коэффициент $c_{\Delta_{FKY}}$	-8,85
4	Коэффициент $d_{\Delta_{FKY}}$	-18442,44
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9737
6	Достоверность детерминации R^2	0,9481
7	Расчётное значение F -критерия	827,47
8	Табличное значение F -критерия	2,79

Для проведения корректного анализа отклонения сил тяги используется удельный показатель – относительная разность сил тяги δ_{FKY} , %:

$$\delta_{FKY} = \frac{\Delta_{FKYi}}{F_{KДmax}} \cdot 100\%. \quad (4.23)$$

Результаты исследования в виде функции $\delta_{FKY} = (f_{0ij}, V_A)$ при значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.30.

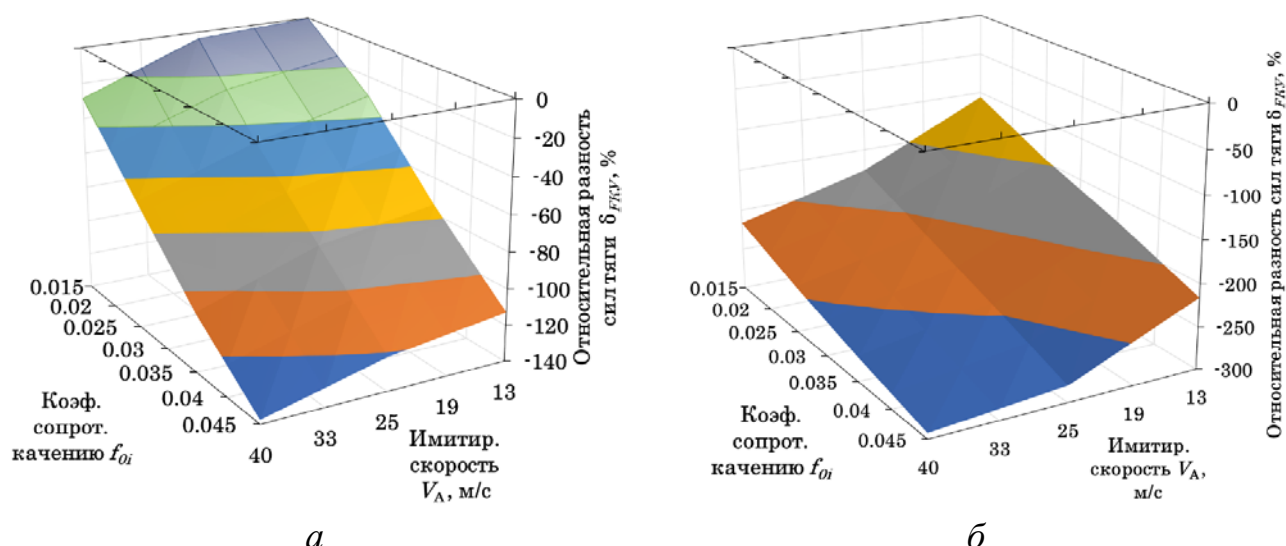


Рисунок 4.30 – Зависимость относительной разности сил тяги δ_{FKY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

а – при $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с; *б* – при $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.30, *а* показывает, что минимальная относительная разность силы тяги на ведущем колесе составляет $\delta_{FKY} = -0,23$ % при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с, коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,015$ и коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Максимальная отрицательная относительная разность силы тяги на ведущем колесе составляет $\delta_{FKY} = -137,72$ % при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.30, *б* показывает, что минимальная относительная разность силы тяги на ведущем колесе составляет $\delta_{FKY} = -105,86$ % при $V_A = 13$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальная разность силы тяги на ведущем колесе составляет $\delta_{FKY} = -293,18$ % при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Зависимости, показанные на рисунке 4.30, с достаточной точностью аппроксимируются линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_{FKY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, %:

$$\delta_{FKY} = a_{\delta_{FKY}} + b_{\delta_{FKY}} \cdot f_{0ij} + c_{\delta_{FKY}} \cdot V_A + d_{\delta_{FKY}} \cdot d_{\Pi}; \quad (4.24)$$

где $a_{\delta_{FKY}}$, $b_{\delta_{FKY}}$, $c_{\delta_{FKY}}$ и $d_{\delta_{FKY}}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.16).

Таблица 4.16 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{FKY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta_{FKY}}$	130,93
2	Коэффициент $b_{\delta_{FKY}}$	-3503,50
3	Коэффициент $c_{\delta_{FKY}}$	-2,66
4	Коэффициент $c_{\delta_{FKY}}$	-10623,07
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9892
6	Достоверность детерминации R^2	0,9786
7	Расчётное значение F -критерия	2071,13
8	Табличное значение F -критерия	2,79

Абсолютное отклонение окружных скоростей беговых барабанов $V_{И}$ в режиме имитации движения КТС в установившемся режиме в стендовых условиях от скорости $V_{Д}$ КТС, движущегося в дорожных условиях, оценивалось разностью их максимальных значений (см. рисунок 4.22), м/с:

$$\Delta_{VY} = V_{Дmax} - V_{Иmax}. \quad (4.25)$$

Результаты исследования в виде функции $\Delta_{VY} = (f_{0ij}, V_A)$ при значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.31.

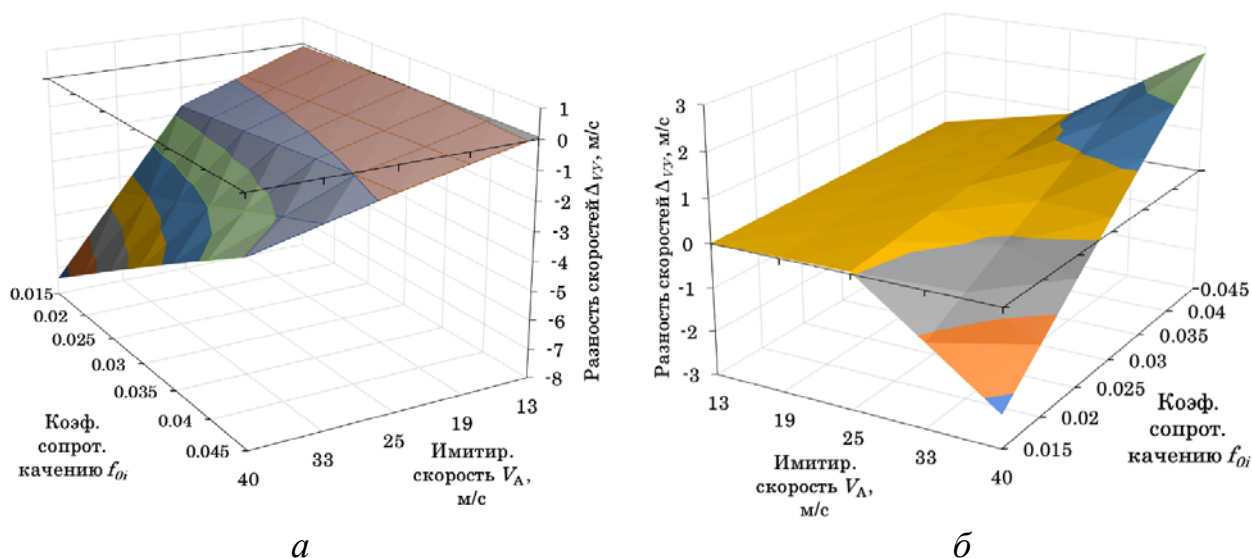


Рисунок 4.31 – Зависимость разности скоростей Δ_{VY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

а – при $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с; *б* – при $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.31, *а* показывает, что минимальная разность скоростей составляет $\Delta_{vy} = 0,07$ м/с при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с, коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,055$ и коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Положительное значение Δ_{vy} говорит о том, что скорость беговых барабанов в стендовых условиях несколько ниже скорости процесса в дорожных условиях. Максимальная разность скоростей Δ_{vy} составляет $\Delta_{vy} = -7,41$ м/с при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Отрицательное значение Δ_{vy} свидетельствует о том, что скорость беговых барабанов стенда выше скорости имитируемого процесса в дорожных условиях. Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.31, *б* показывает, что максимальная положительная разность скоростей составляет $\Delta_{vy} = 2,84$ м/с при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальная отрицательная разность скоростей составляет $\Delta_{vy} = -2,26$ м/с при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Зависимости, показанные на рисунке 4.31, аппроксимируются степенной регрессией с приведением её к функции вида $\Delta_{vy} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, м/с:

$$\Delta_{vy} = a_{\Delta vy} \cdot b_{\Delta vy}^{f_{0ij}} \cdot c_{\Delta vy}^{V_A} \cdot d_{\Delta vy}^{d_{\Pi}}; \quad (4.26)$$

где $a_{\Delta vy}$, $b_{\Delta vy}$, $c_{\Delta vy}$ и $d_{\Delta vy}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.17).

Таблица 4.17 – Коэффициенты и параметры функции $\Delta_{vy} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\Delta vy}$	-1,37
2	Коэффициент $b_{\Delta vy}$	66,11
3	Коэффициент $c_{\Delta vy}$	-0,09
4	Коэффициент $d_{\Delta vy}$	129,58
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,7750
6	Достоверность детерминации R^2	0,6006
7	Расчётное значение F -критерия	68,17
8	Табличное значение F -критерия	2,79

Для проведения корректного анализа разностей скоростей Δ_{vy} используется удельный показатель – относительная разность скоростей δ_{vy} , %:

$$\delta_{vy} = \frac{\Delta_{vy}}{V_{Dmax}} \cdot 100\%. \quad (4.27)$$

Результаты исследования в виде функции $\delta_{vy} = (f_{0ij}, V_A)$ при значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.32.

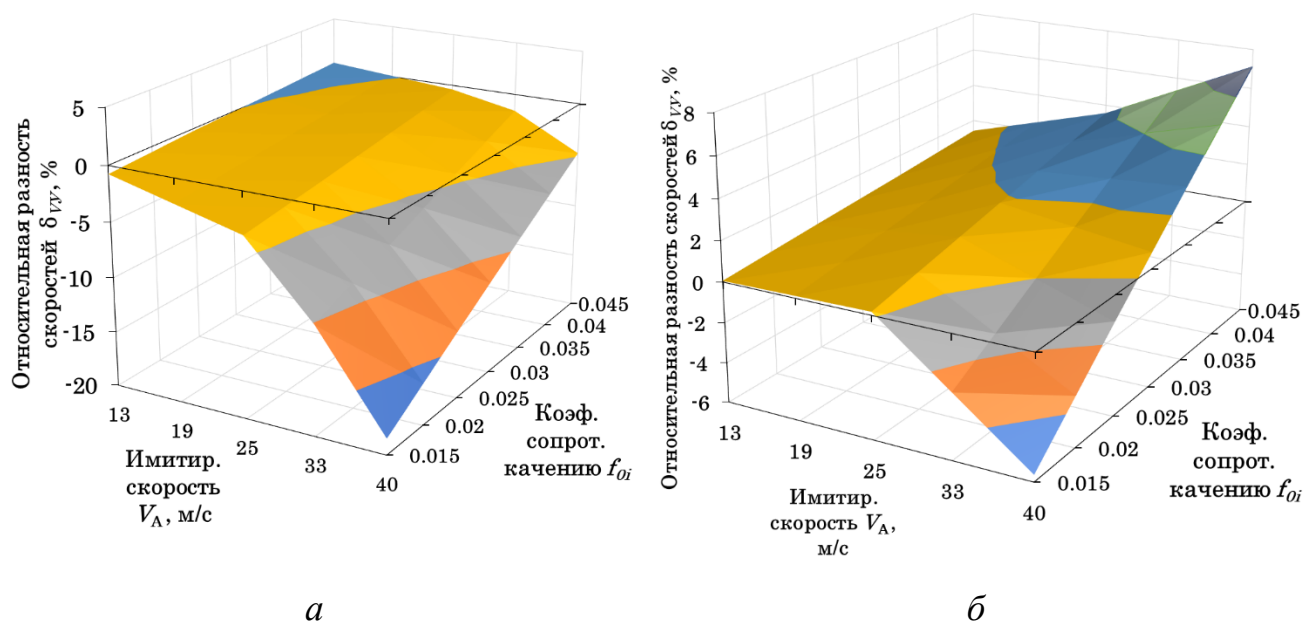


Рисунок 4.32 – Зависимость относительной разности скоростей δ_{vy} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

а – при $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с; *б* – при $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.32, *а* показывает, что минимальная относительная разность скорости составляет $\delta_{vy} = 0,55$ % при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с, коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,045$ и коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Максимальная относительная разность силы тяги на ведущем колесе составляет $\delta_{vy} = -18,54$ % при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.32, *б* показывает, что максимальная отрицательная относительная разность скоростей составляет $\delta_{vy} = -5,65$ % при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальная

положительная разность скоростей составляет $\delta_{vy} = 7,11\%$ при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Зависимости, показанные на рисунке 4.32, аппроксимируется линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_{vy} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, %:

$$\delta_{vy} = a_{\delta vy} + b_{\delta vy} \cdot f_{0ij} + c_{\delta vy} \cdot V_A + d_{\delta vy} \cdot d_{\Pi}; \quad (4.28)$$

где $a_{\delta vy}$, $b_{\delta vy}$, $c_{\delta vy}$ и $d_{\delta vy}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.18).

Таблица 4.18 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{vy} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta vy}$	-4,20
2	Коэффициент $b_{\delta vy}$	191,00
3	Коэффициент $c_{\delta vy}$	-0,22
4	Коэффициент $d_{\delta vy}$	367,24
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,8202
6	Достоверность детерминации R^2	0,7828
7	Расчётное значение F -критерия	93,21
8	Табличное значение F -критерия	2,79

Абсолютное отклонение мощности Δ_{Ny} на ведущих колёсах КТС при имитации процесса движения с постоянной скоростью определяется как разность по формуле, Вт:

$$\Delta_{Ny} = N_{KДУmax} - N_{КИУmax}. \quad (4.29)$$

Результаты исследования в виде функции $\Delta_{Ny} = (f_{0ij}, V_A)$ при значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.33.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.33, *a* показывает, что минимальная разность мощностей составляет $\Delta_{Ny} = -16,65$ Вт при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с, коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,015$ и коэффициенте диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Максимальная разность мощностей составляет $\Delta_{Ny} = -13122$ Вт при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Отрицательное значение Δ_{Ny}

свидетельствует о том, что потери мощности при указанных значениях f_{0ij} и d_{Π} составляют 13122 Вт, которые необходимо либо устранять за счёт задания коэффициентов f_{0ij} и d_{Π} , либо компенсировать потоком мощности, который будет дополнительно вращать элементы трансмиссии стенда.

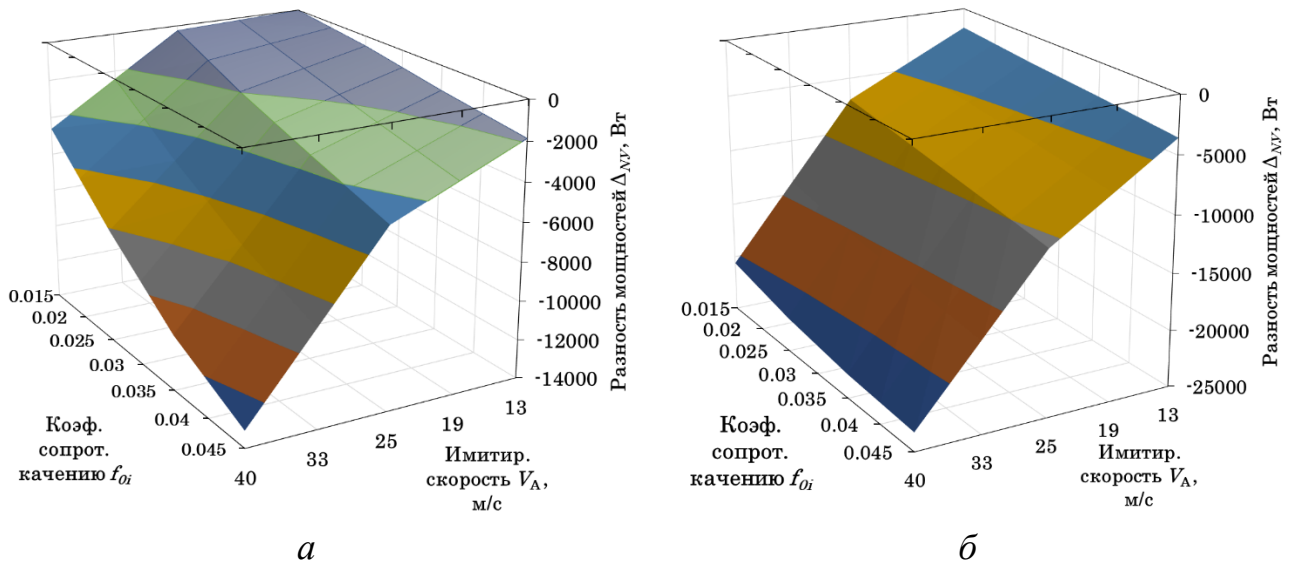


Рисунок 4.33 – Зависимость разности мощностей Δ_{NY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

а – при $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с; *б* – при $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.33, *б* показывает, что минимальная разность мощностей составляет $\Delta_{NY} = -1782$ Вт при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с и коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,015$ при значении коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальная разность мощностей составляет $\Delta_{NY} = -23338$ Вт при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Зависимости, показанные на рисунке 4.33, с достаточной точностью аппроксимируются линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\Delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, Вт:

$$\Delta_{NY} = a_{\Delta NY} + b_{\Delta NY} \cdot f_{0ij} + c_{\Delta NY} \cdot V_A + d_{\Delta NY} \cdot d_{\Pi}; \quad (4.30)$$

где $a_{\Delta NY}$, $b_{\Delta NY}$, $c_{\Delta NY}$ и $d_{\Delta NY}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.19).

Таблица 4.19 – Коэффициенты и параметры функции $\Delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\Delta_{NY}}$	13818,77
2	Коэффициент $b_{\Delta_{NY}}$	-128668,15
3	Коэффициент $c_{\Delta_{NY}}$	-504,10
4	Коэффициент $c_{\Delta_{NY}}$	-493966,93
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9492
6	Достоверность детерминации R^2	0,9010
7	Расчётное значение F -критерия	412,58
8	Табличное значение F -критерия	2,79

Наиболее полно различие процесса имитации движения КТС с постоянной скоростью на стенде с беговыми барабанами от аналогичного процесса в дорожных условиях позволяет оценить относительная разность мощностей δ_{NY} на ведущих колёсах КТС, %:

$$\delta_{NY} = \frac{N_{КДУmax} - N_{КИУmax}}{N_{КДУmax}} \cdot 100\%. \quad (4.31)$$

Результаты исследования в виде функции $\delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A)$ при граничных значениях коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}$ и $d_{\Pi} = 0,015 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}$ представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.34.

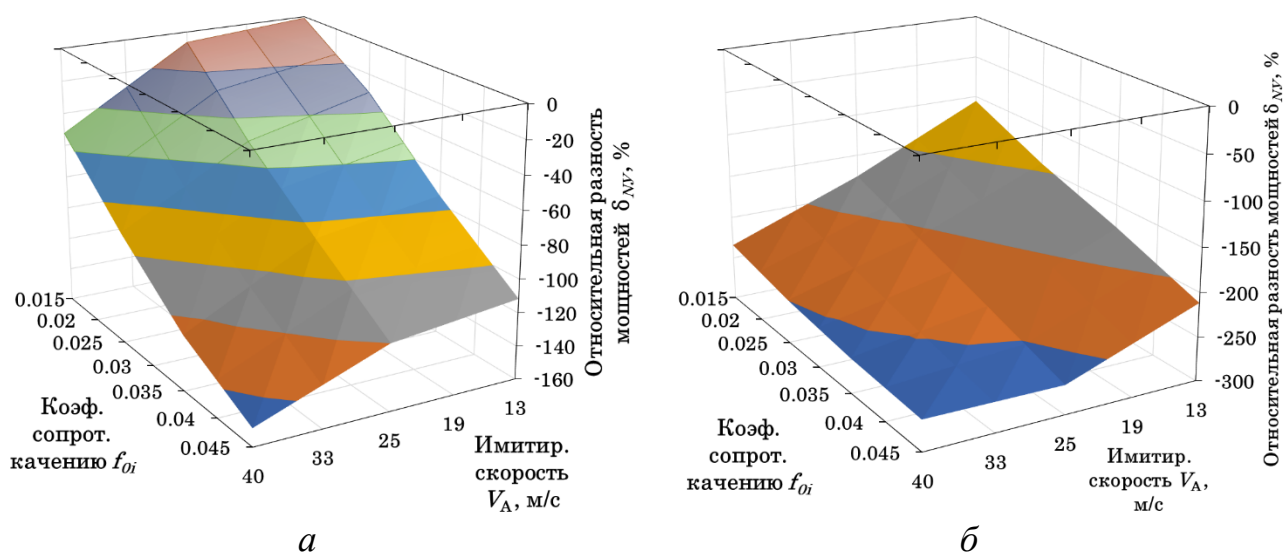


Рисунок 4.34 – Зависимость относительной разности мощностей δ_{NY} от коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанами стенда f_{0ij} при варьировании имитируемой скорости КТС V_A (расчёт):

a – при $d_{\Pi} = 0,001 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}$; b – при $d_{\Pi} = 0,015 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}/\text{с}$.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.34, *а* показывает, что минимальная относительная разность мощностей составляет $\delta_{NY} = -0,98 \%$ при имитируемой скорости $V_A = 13$ м/с и коэффициенте сопротивления качению шины по беговым барабанам $f_{0ij} = 0,015$ при значении коэффициента диссипации подшипниковых опор $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Максимальная относительная разность мощностей на ведущем колесе $\delta_{NY} = -149,1 \%$ при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,001$ Н·м/рад/с. Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.34, *б* показывает, что минимальная относительная разность мощностей составляет $\delta_{NY} = -105,7 \%$ при $V_A = 13$ м/с, $f_{0ij} = 0,015$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с. Максимальная отрицательная разность мощностей на ведущем колесе составляет $\delta_{NY} = -265,2 \%$ при $V_A = 40$ м/с, $f_{0ij} = 0,045$ и $d_{\Pi} = 0,015$ Н·м/рад/с.

Зависимости, показанные на рисунке 4.34, с достаточной точностью аппроксимируются линейной множественной регрессией с приведением её к функции вида $\delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, %:

$$\delta_{NY} = a_{\delta_{NY}} + b_{\delta_{NY}} \cdot f_{0ij} + c_{\delta_{NY}} \cdot V_A + d_{\delta_{NY}} \cdot d_{\Pi}; \quad (4.32)$$

где $a_{\delta_{NY}}$, $b_{\delta_{NY}}$, $c_{\delta_{NY}}$ и $d_{\delta_{NY}}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.20).

Таблица 4.20 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta_{FKY}}$	121,53
2	Коэффициент $b_{\delta_{FKY}}$	-3085,96
3	Коэффициент $c_{\delta_{FKY}}$	-3,08
4	Коэффициент $d_{\delta_{FKY}}$	-9887,16
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9875
6	Достоверность детерминации R^2	0,9752
7	Расчётное значение F -критерия	1785,86
8	Табличное значение F -критерия	2,79

С увеличением скорости V_A при имитации установившегося движения КТС на стенде происходит увеличение относительной разности сил тяги δ_{FKY} на ведущих колёсах, что свидетельствует о высоких силовых потерях в трансмиссии стенда. Снизить эти потери можно за счёт уменьшения потерь d_{Π} в подшипниковых

узлах станда, а также за счёт снижения коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам. Относительная разность скоростей $\delta_{VУ}$ и мощностей $\delta_{NУ}$ будут увеличиваться с увеличением имитируемой скорости V_A . Снижение этих отклонений будет достигнуто при уменьшении потерь в трансмиссии станда $d_{П}$. Достижение наиболее оптимальных значений относительных разностей сил тяги $\delta_{FKУ}$, скорости $\delta_{VУ}$ и колёсной мощности $\delta_{NУ}$ в процессе имитации установившегося движения может быть достигнуто при совместном решении функций $\delta_{FKУ} = f(f_{0ij}, V_A, d_{П})$, $\delta_{VУ} = f(f_{0ij}, V_A, d_{П})$ и $\delta_{NУ} = f(f_{0ij}, V_A, d_{П})$.

4.2.3 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса торможения КТС на станде с беговыми барабанами

При торможении КТС на станде с беговыми барабанами, кинетическая энергия E_D замедляющегося КТС в дорожных условиях, должна быть сопоставима с суммарной кинетической энергией $\sum E_{И}$ остановки нагрузочных устройств станда (2.182). Поэтому нагружающими устройствами в процессе задания тестового режима торможения колёс КТС на станде с беговыми барабанами являются маховые массы с моментом инерции J_M . Добавочную часть кинетической энергии при торможении колёс КТС на станде, определяют беговые барабаны с моментами инерции J_{ij} , ротор электродинамического тормоза с моментом инерции $J_{ЭТ}$, а также передаточные числа передач, обеспечивающих механическую связь между указанными механизмами. Некоторую долю дополнительного момента инерции в трансмиссии станда определяют другие вращающиеся части – приводные звёздочки, валы, муфты и пр.

Необходимое значение момента инерции J_{Mi} маховых масс определяется по выражению (4.12). Для оценки влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса торможения колёс КТС на станде с беговыми барабанами необходимо учитывать процессы, которые протекают в пятне контакта шины с поверхностями беговых барабанов. Для этого, с использованием разработанного комплекса математических моделей в модуле многовариантных расчётов ПК

«Универсальный механизм» [194] был произведён предварительный расчёт процесса торможения колёс КТС *Volvo S60 2.5T AWD* на стенде с беговыми барабанами. Результаты расчёта показаны на рисунке 4.35 в виде графиков зависимости тормозной силы F_{Ti} на колесе КТС при имитации процесса торможения на стенде и зависимости тормозной силы $F_{ТДi}$ при торможении в дорожных условиях.

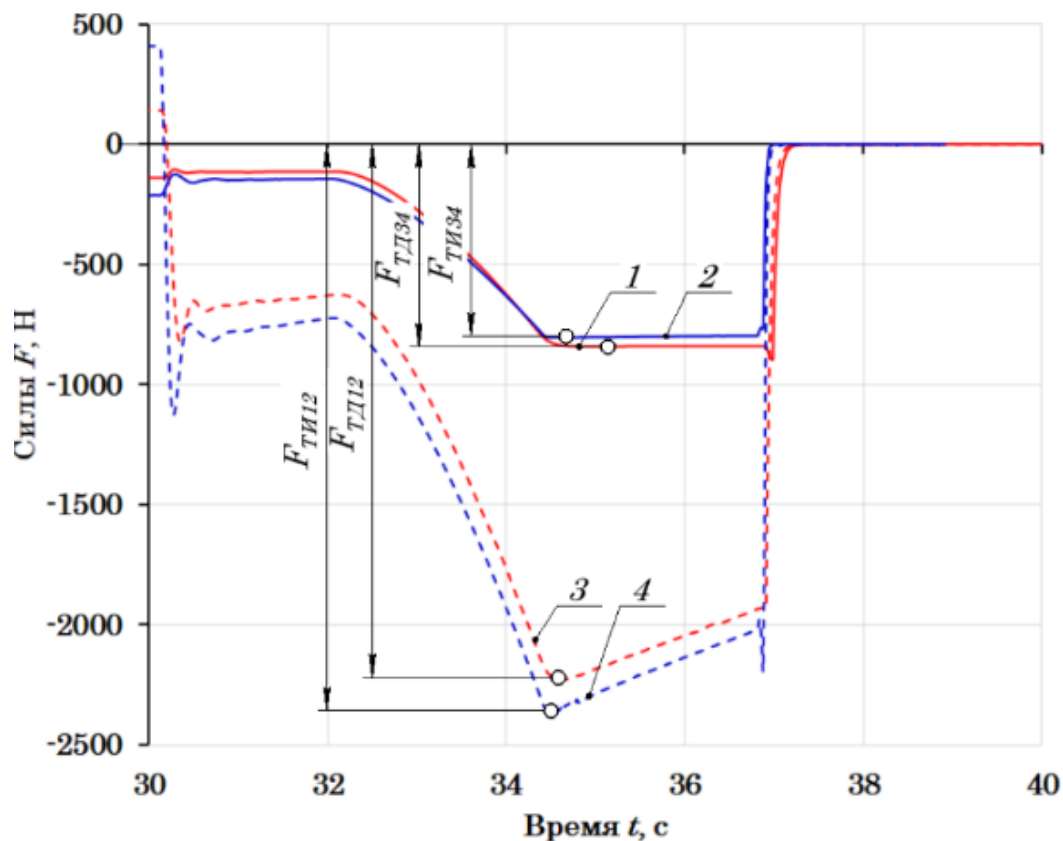


Рисунок 4.35 – Зависимость тормозных сил F_{Ti} на колёсах от времени t при торможении КТС (расчёт):

- 1 – тормозная сила $F_{ТД34}$ колёс задней оси КТС в дорожных условиях;
- 2 – тормозная сила $F_{ТИ34}$ колёс задней оси КТС в стендовых условиях;
- 3 – тормозная сила $F_{ТД12}$ колёс передней оси КТС в дорожных условиях;
- 4 – тормозная сила $F_{ТИ12}$ колёс передней оси КТС в стендовых условиях

Зависимости, показанные на рисунке 4.35 получены расчётным путём с условием одинакового коэффициента сцепления φ_i шин колёс с опорной поверхностью. Расчёт производился по следующим общим для дорожных и стендовых условий параметрам:

- 1) уровень активации ОУ тормозной системой $\beta_{T_{max}} = 0,5$ (50%);
- 2) время воздействия на ОУ силовой установкой до установленного значения $t_T = 5$ с;
- 3) начальная скорость торможения $V = 15$ м/с.

Варьирование общих параметров $\beta_{T_{max}}$, t_T и V не вносит существенного влияния на результаты исследования.

Оптимальным необходимо считать тестовый режим, при котором в режиме торможения КТС, тормозные силы $F_{T_{иi}}$ на колёсах будут в максимальном значении наиболее точно соответствовать тормозным силам $F_{T_{дi}}$ на колёсах КТС в дорожных условиях. Предварительный расчёт сил $F_{T_{дi}}$ процесса торможения КТС в дорожных условиях, а также проведение сравнительного анализа с силами $F_{T_{иi}}$ при моделировании процесса торможения в стендовых условиях позволил выявить наиболее значимые параметры, влияющие на их сходимость:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} \in [3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \dots 6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2]$ с шагом $0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – с отклонением от значения, определённого по формуле (4.12) на $\pm 30\%$ ($J_{Mi} = 4,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$);
- 2) коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} \in [0,015 \dots 0,045]$ с шагом $0,005$ – с отклонением от нормального значения на $\pm 50\%$ ($f_{0ij} = 0,03$).

Параметры J_{Mi} и f_{0ij} задавались дискретно, в соответствии с указанными значениями. Коэффициент сопротивления качению шины в дорожных условиях принимался равным $f_0 = 0,018$.

Абсолютное отклонение тормозных сил $F_{T_{иi}}$ в режиме торможения ведущих колёс КТС в стендовых условиях от тормозных сил на колёсах $F_{T_{дi}}$ в дорожных условиях оценивалось разностью их максимальных значений (рисунок 4.35), Н:

$$\Delta_{FTi} = F_{T_{дi}max} - F_{T_{иi}max}. \quad (4.33)$$

Результаты исследования представлены в виде трёхмерных графиков разностей тормозных сил Δ_{FT12} на колёсах передней оси и тормозных сил Δ_{FT34} на колёсах задней оси на рисунке 4.36.

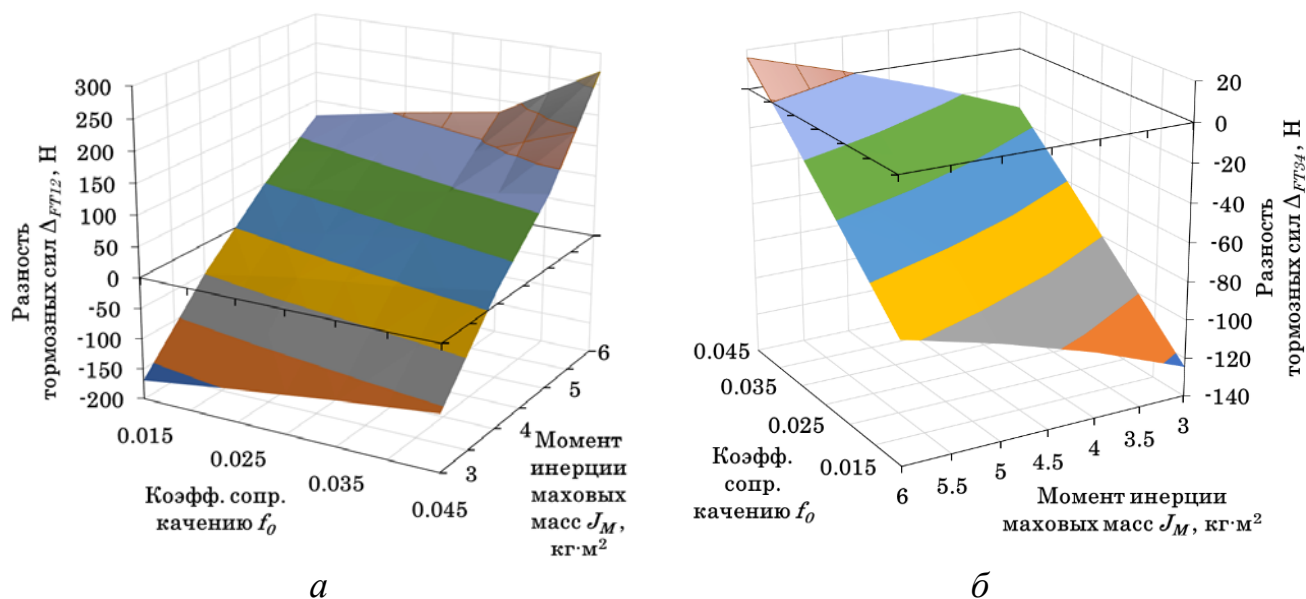


Рисунок 4.36 – Зависимость разности тормозных сил Δ_{FTi} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам стенда (расчёт):

a – Δ_{FT12} передних колёс; *б* – Δ_{FT34} задних колёс.

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 4.36 показывает, что на разность тормозных сил Δ_{FT} влияние оказывается в равной мере моментом инерции маховых масс J_{Mi} и коэффициентом сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда f_{0ij} . Наибольшая отрицательная разность $\Delta_{FT12} = -168,8$ Н достигается при $J_{Mi} = 3,0$ кг·м² и $f_{0ij} = 0,015$ (рисунок 4.36, *a*). Дальнейшее увеличение момента инерции до $J_{Mi} = 6,0$ кг·м² и коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} = 0,045$ приводит к росту $\Delta_{FT12} = 270,9$ Н. Максимальное отрицательное значение разности $\Delta_{FT34} = -124,6$ Н достигается при $J_{Mi} = 3,0$ кг·м² и $f_{0ij} = 0,015$ (рисунок 4.36, *б*). Дальнейшее увеличение момента инерции до $J_{Mi} = 6,0$ кг·м² и коэффициента сопротивления качению шины по беговым барабанам стенда $f_{0ij} = 0,045$ приводит к изменению разности тормозных сил до значения $\Delta_{FT} = 15,9$ Н.

Анализ отклонения тормозных сил относительно осуществлялся удельным показателем – относительной разностью тормозных сил δF_{Ti} , %:

$$\delta_{FTi} = \frac{\Delta_{FTi}}{F_{KTimax}} \cdot 100\%. \quad (4.34)$$

Зависимости функций $\delta_{FTi} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ относительных разностей тормозных сил δ_{FTi} показаны на рисунке 4.37.

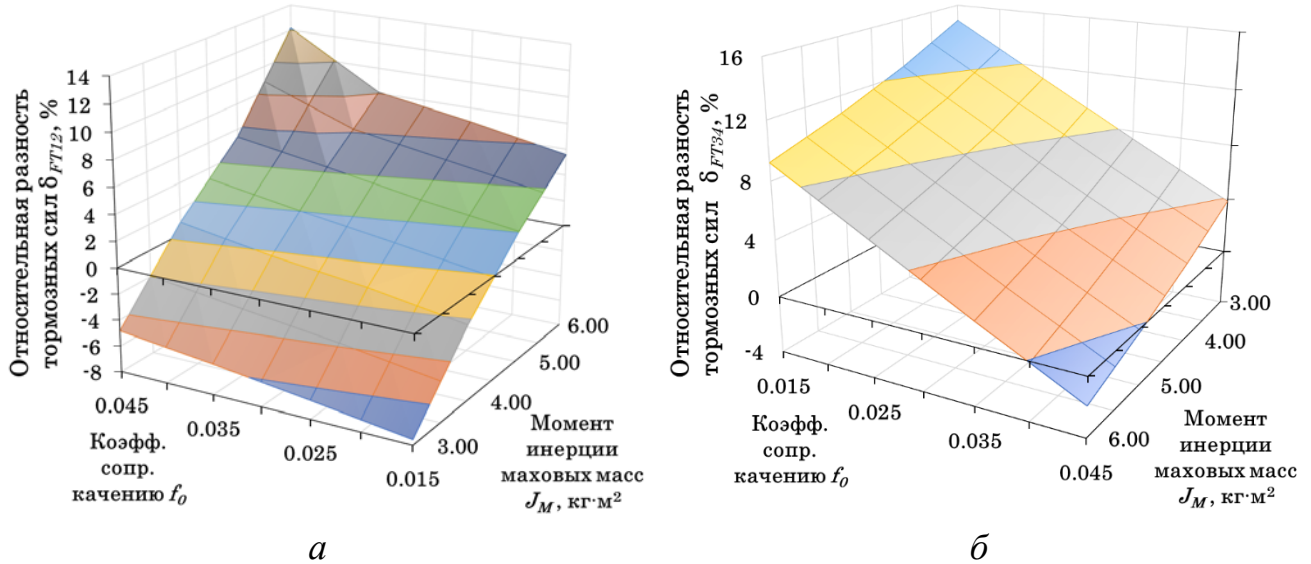


Рисунок 4.37 – Зависимость относительной разности тормозных сил δ_{FTi} от момента инерции маховых масс J_{Mi} при варьировании коэффициента сопротивления качению шины f_{0ij} по беговым барабанам стенда (*расчёт*):

а – δ_{FT12} передних колёс; *б* – δ_{FT34} задних колёс.

Максимальная отрицательная разность тормозных сил $\delta_{FT12} = -7,58\%$ передних колёс КТС имеет место при моменте инерции $J_{Mi} = 3,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,015$ (рисунок 4.37, *а*). Максимальная положительная разность тормозных сил $\delta_{FT12} = 12,17\%$ наблюдается при моменте инерции $J_{Mi} = 6,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и коэффициенте сопротивления качению $f_{0ij} = 0,045$ по беговым барабанам стенда.

Максимальная отрицательная разность тормозных сил $\delta_{FT34} = -1,89\%$ колёс задней оси КТС (рисунок 4.37, *б*) имеет место при моменте инерции $J_{Mi} = 6,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и коэффициенте сопротивления качению по беговым барабанам стенда $f_{0ij} = 0,045$. Максимальная положительная разность тормозных сил $\delta_{FT34} = 14,82\%$ достигается при $J_{Mi} = 3,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $f_{0ij} = 0,015$.

Зависимости, показанные на рисунке 4.37, с достаточной точностью

аппроксимируются линейной множественной регрессией с приведением её к функциям вида, %:

$$\delta_{FT12} = a_{\delta F12} + b_{\delta F34} \cdot J_{Mi} + c_{\delta F34} \cdot f_{0ij}; \quad (4.35)$$

$$\delta_{FT34} = a_{\delta F34} + b_{\delta F34} \cdot J_{Mi} + c_{\delta F34} \cdot f_{0ij}; \quad (4.36)$$

где $a_{\delta F12}$, $b_{\delta F12}$, $c_{\delta F12}$, $a_{\delta F34}$, $b_{\delta F34}$ и $c_{\delta F34}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.21).

Таблица 4.21 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{FTi} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$

№ п.п.	Параметр	Значение для $\delta_{FT12} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$	Значение для $\delta_{FT34} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$
1	2	3	4
1	Коэффициент $a_{\delta Fi}$	-23,57	25,76
2	Коэффициент $b_{\delta Fi}$	4,68	-1,88
3	Коэффициент $c_{\delta Fi}$	125,35	-367,01
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9940	0,9994
5	Достоверность детерминации R^2	0,9880	0,9988
6	Расчётное значение F -критерия	1903,61	19366,2
7	Табличное значение F -критерия	3,1865	3,1865

Относительные разности тормозных сил передних δ_{FT12} и задних колёс δ_{FT34} в равной степени зависят от отклонения значения момента инерции маховых масс J_{Mi} относительно его расчётного значения, а также от коэффициента сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам стенда. Достижение наиболее оптимальных значений относительных разностей тормозных сил δ_{FT12} и δ_{FT34} в процессе имитации торможения может быть достигнуто при совместном решении функций $\delta_{FT12} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$ и $\delta_{FT34} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$.

4.2.4 Анализ влияния параметров тестовых режимов на результаты исследования процесса разгона или торможения КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» на стенде с беговыми барабанами

Буксование одного из ведущих колёс оси КТС может быть вызвано

снижением коэффициента сцепления шины φ_i с опорной поверхностью. При испытаниях КТС на полигоне при разгоне или торможении для этого используют специальное покрытие «МИКСТ», с заданной разностью коэффициентов сцепления левого и правого колёс $\Delta\varphi = |\varphi_L - \varphi_P|$. В обоих случаях происходит значительное изменение окружной скорости одного или нескольких колёс по сравнению со окружными скоростями других колёс или скоростью КТС. Поэтому целесообразно рассматривать далее процесс с точки зрения буксования одного колеса или всех колёс ведущей оси. Оценить изменение скоростей можно при помощи разности скоростей ΔV_D , м/с:

$$\Delta V_D = V_{ДБ} - V_{ДО}; \quad (4.37)$$

где $V_{ДБ}$ – окружная скорость буксующего колеса в дорожных условиях, м/с;
 $V_{ДО}$ – окружная скорость отстающего колеса в дорожных условиях, м/с.

На рисунке 4.38, *а* показаны зависимости скоростей колёс КТС *Volvo S60 2.5T AWD* в процессе буксования в дорожных условиях, полученные расчётным способом с использованием разработанного комплекса математических моделей в ПК «Универсальный механизм» [194].

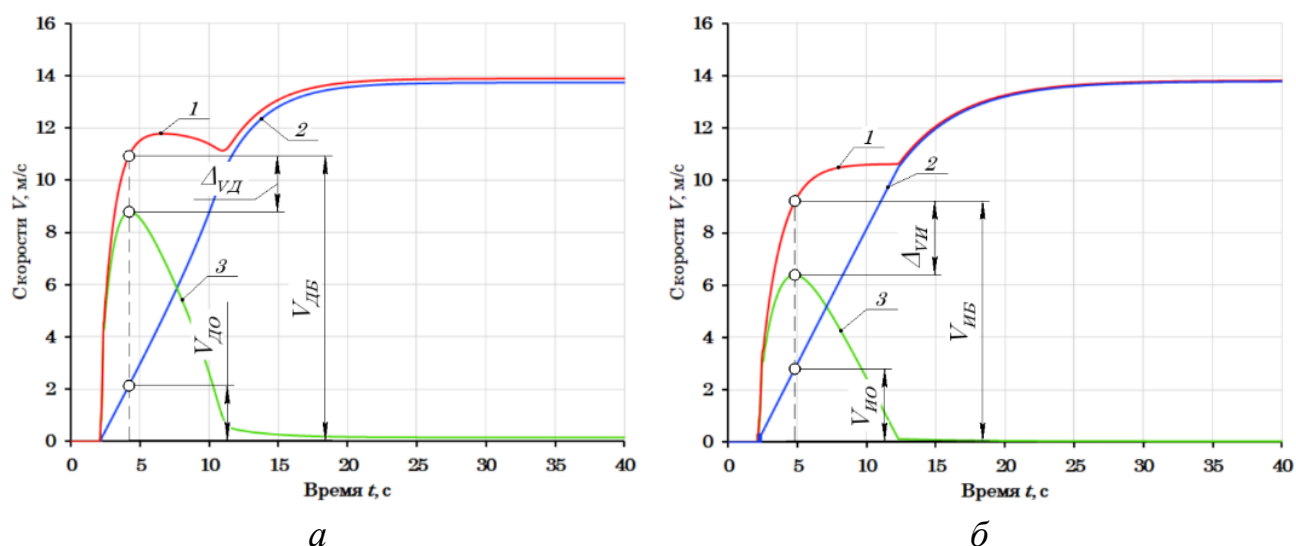


Рисунок 4.38 – Зависимость скоростей колёс КТС от времени t (расчёт):

а – в процессе буксования в дорожных условиях; *б* – в процессе имитации буксования на стенде с беговыми барабанами; 1 – скорость буксующего колеса; 2 – скорость отстающего колеса; 3 – максимальная разность скоростей.

Обеспечение тестового режима будет достигнуто в том случае, если динамика разгона или торможения колеса КТС в дорожных условиях будет соответствовать динамике разгона или торможения колеса при функционировании КТС на стенде с беговыми барабанами. Для этого необходимо достичь соответствия разности скоростей колёс Δ_{VD} в дорожных условиях и разности скоростей Δ_{VI} в стендовых условиях при имитации заданного режима движения, м/с:

$$\Delta_{VI} = V_{ИБ} - V_{ИО}; \quad (4.38)$$

где $V_{ИБ}$ – окружная скорость буксующего колеса в стендовых условиях, м/с;
 $V_{ИО}$ – окружная скорость отстающего колеса в стендовых условиях, м/с.

На рисунке 4.38, б показаны временные зависимости скоростей колёс КТС *Volvo S60 2.5T AWD* в процессе имитации буксования на стенде с беговыми барабанами, полученные расчётным способом с использованием разработанного комплекса математических моделей в ПК «Универсальный механизм» [194].

Соответствие имитации процесса буксования на стенде можно выразить через сравнение значений максимальных разностей скоростей в дорожных Δ_{VD} и стендовых условиях Δ_{VI} (рисунок 4.39), м/с:

$$\Delta_{VB} = \Delta_{VD} - \Delta_{VI}. \quad (4.39)$$

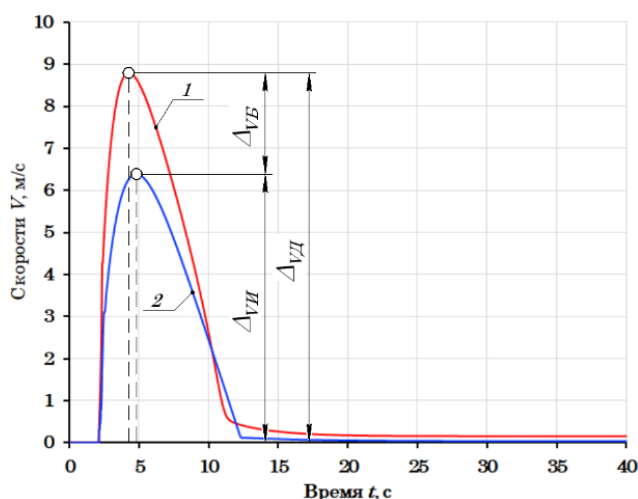


Рисунок 4.39 – Зависимость разностей скоростей колёс КТС в дорожных и стендовых условиях (расчёт):

1 – максимальная разность скоростей Δ_{VD} в дорожных условиях; 2 – максимальная разность скоростей Δ_{VI} на стенде с беговыми барабанами.

Зависимости, представленные на рисунках 4.38 и 4.39 получены при следующих общих для дорожных и стендовых условий параметрах, не имеющих существенного влияния на выходные показатели:

- 1.1) время движения $t_D = 40$ с;
- 1.2) скорость приведения ОУ в заданное значение $d\beta_E/dt = 0,5$ с⁻¹ (50%/с).

Предварительный расчёт исследуемых процессов разгона и торможения КТС в дорожных условиях на покрытии «МИКСТ», с силовой установкой с ДВС, а также проведение сравнительного анализа разностей скоростей Δ_{VD} и Δ_{VI} при моделировании процесса разгона и торможения с имитацией покрытия «МИКСТ» в стендовых условиях в модуле многовариантных расчётов ПК «Универсальный механизм» [194] позволили выявить диапазоны значений параметров, влияющих на их сходимость:

- 1) общий параметр: уровень активации ОУ силовой установкой или тормозной системой $\beta \in [20\% \dots 100\%]$ с шагом 20%;
- 2) для дорожных условий: максимальный коэффициент сцепления $\varphi_{Иi}$, как основной имитируемый параметр, характеризующий процесс буксования в дорожных условиях: $\varphi_{Иi} \in [0,1 \dots 0,5]$ с шагом 0,1;
- 3) для стендовых условий: момент инерции $J_{Mб}$ маховых масс, связанных с буксующим колесом: $J_{Mб} \in [1 \dots 10]$ с шагом 1 кг·м².

Момент инерции бегового барабана J_{ij} , как дополнительный параметр, оказывающий влияние на процесс разгона ведущего колеса в стендовых условиях, принимался равным $J_{ij} = 0,5$ кг·м². Моменты инерции маховых масс для всех отстающих колёс равны $J_{Mo} = 4,5$ кг·м². Коэффициент управления фрикционной муфтой принимался равным $\beta_{Mi} = 0$. Коэффициент сцепления колеса с беговыми барабанами φ_{ij} принимался равным коэффициенту сцепления в дорожных условиях $\varphi_{ij} = \varphi_i = 0,8$. Проведение поисковых многовариантных расчётов показало, что изменение уровня активации ОУ силовой установкой β_E в режиме разгона или тормозной системой β_T в режиме торможения оказывают влияние в равной степени на полученные результаты. Поэтому, при исследовании используется обобщённый

параметр активации ОУ – β .

Разность скоростей Δ_{VB} в режиме имитации разгона или торможения КТС оценивалось разностью максимальных значений Δ_{VD} и Δ_{VI} , для каждого значения $\varphi_{Иi}$ и $J_{Mбукс}$, соответствующих одному значению параметра β , м/с:

$$\Delta_{VB} = \Delta_{VD(\beta, \varphi_{Иi})} - \Delta_{VI(\beta, J_{Mб})}. \quad (4.40)$$

Результаты исследования в виде функции $\Delta_{VB} = (\varphi_{Иi}, J_{Mб})$ при уровне активации ОУ $\beta = 20\%$ и $\beta = 100\%$ представлены в виде трёхмерных графиков на рисунке 4.40, а и б.

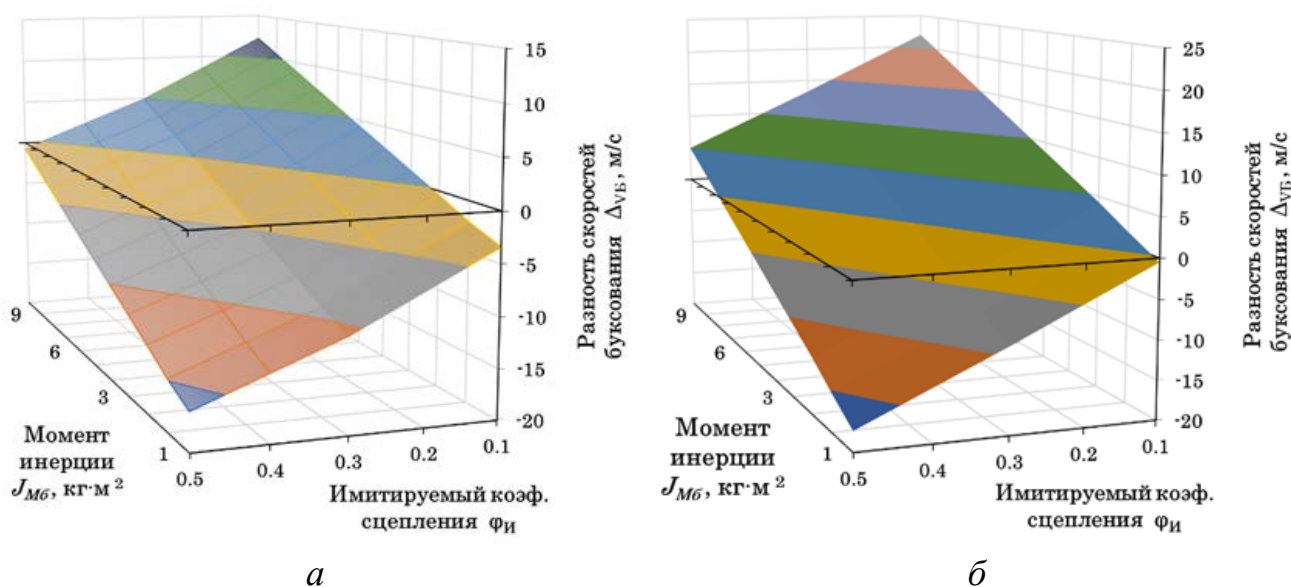


Рисунок 4.40 – Зависимость разности скоростей буксования или блокирования Δ_{VB} колёс КТС от имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$ при варьировании момента инерции $J_{Mб}$ маховых масс, связанных с буксующим колесом (расчёт):

а – при $\beta = 20\%$; б – при $\beta = 100\%$.

Анализ зависимости, представленной на рисунке 4.40, а показывает, что максимальное положительное значение разности скоростей буксования при $\beta = 20\%$ составляет $\Delta_{VB} = 12,10$ м/с при имитируемом коэффициенте сцепления $\varphi_{Иi} = 0,1$ и моменте инерции маховых масс $J_{Mб} = 10$ кг·м². Максимальная отрицательная разность скоростей буксования составляет $\Delta_{VB} = -16,19$ м/с при $\varphi_{Иi} = 0,5$ и $J_{Mб} = 1,0$ кг·м². Максимальная положительная разность скоростей буксования при

$\beta = 100 \%$ (рисунок 4.40, б) составляет $\Delta_{VB} = 21,91$ м/с при $\varphi_{Иi} = 0,1$ и $J_{M6} = 10$ кг·м². Максимальная отрицательная разность скоростей буксования составляет $\Delta_{VB} = -17,46$ м/с при $\varphi_{Иi} = 0,5$ и $J_{M6} = 1,0$ кг·м². Функция $\Delta_{VB} = (\beta, \varphi_{Иi}, J_{M6})$ на графиках (рисунок 4.40 а и б) пересекает плоскость при $\Delta_{VB} = 0$ м/с, что говорит о том, что при определённом значении момента инерции J_{M6} возможно задать необходимое значение имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$.

Зависимости $\Delta_{VB} = (\beta, \varphi_{Иi}, J_{M6})$, показанные на рисунке 4.41, с достаточной точностью аппроксимируется линейной множественной регрессией по всем значениям в диапазоне задаваемых параметров, %:

$$\Delta_{VB} = a_{\Delta VB} + b_{\Delta VB} \cdot \beta + c_{\Delta VB} \cdot \varphi_{Иi} + d_{\Delta VB} \cdot J_{M6}; \quad (4.42)$$

где $a_{\Delta VB}$, $b_{\Delta VB}$, $c_{\Delta VB}$ и $d_{\Delta VB}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.22).

Таблица 4.22 – Коэффициенты и параметры функции $\Delta_{VB} = (\beta, \varphi_{Иi}, J_{M6})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\Delta VB}$	-0,55
2	Коэффициент $b_{\Delta VB}$	0,06
3	Коэффициент $c_{\Delta VB}$	-37,29
4	Коэффициент $d_{\Delta VB}$	1,99
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,99
6	Достоверность детерминации R^2	0,98
7	Расчётное значение F -критерия	2132,04
8	Табличное значение F -критерия	2,66

При задании тестового режима имитации процесса буксования или блокирования колеса необходимо достичь минимума модуля значения разности скоростей буксования $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$. При задании имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$, функция $\Delta_{VB} = (\beta, \varphi_{Иi}, J_{M6})$ (по уравнению (4.42)) должна быть решена относительно $\varphi_{Иi}$, т.е., $\varphi_{Иi} = f(\beta, \Delta_{VB}, J_{M6})$, при $\Delta_{VB} \rightarrow 0$. Результат расчёта для процесса разгона показан на рисунке 4.41 в виде графиков имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$ (а) и разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{И} = \varphi_{заб} - \varphi_{отст}$ имитации покрытия «МИКСТ» (б) от момента инерции J_{M6} при варьировании уровня активации ОУ β .

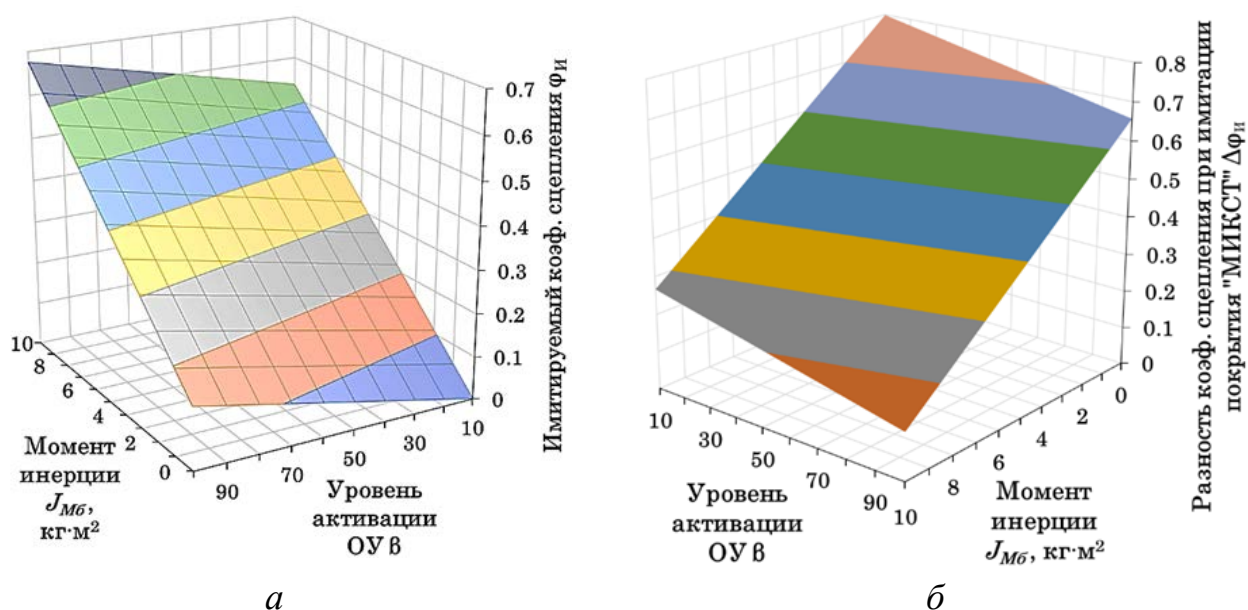


Рисунок 4.41 – Зависимость имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$ (а) и разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{И}$ имитации покрытия «МИКСТ» (б) от момента инерции J_{M6} маховых масс, связанных с буксующим колесом при варьировании уровня активации ОУ β (расчёт)

Анализ графика, показанного на рисунке 4.41, а позволяет сделать заключение о том, что значение имитируемого коэффициента сцепления $\varphi_{Иi}$ возможно задавать от 0 до 0,67 за счёт изменения момента инерции J_{M6} маховой массы буксующего колеса по отношению к суммарному моменту инерции $\sum J_{M0}$ маховых масс отстающих колёс и варьирования уровня активации ОУ β . Увеличение момента инерции J_{M6} от 0 кг·м² до 10 кг·м² позволяет устанавливать требуемый уровень «МИКСТа» – разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi_{И} = \varphi_{заб} - \varphi_{отст}$ в диапазоне от 0,79 до 0,12.

4.2.4 Анализ параметров для обеспечения тестового режима бокового заноса КТС на стенде с беговыми барабанами

Для обеспечения тестового режима бокового заноса КТС на стенде, необходимо создать условия, при которых стенд вместе с КТС будет поворачиваться на заданный угол $\pm\gamma_{СМАХ}$ от оси симметрии стенда со скоростью $d\gamma_{СМАХ}/dt$. Стенд, имея собственный момент инерции $J_{CZ} = 19250$ кг·м² должен производить периодические колебания с учётом момента инерции J_{ZA} КТС относительно оси oZ

поворота. Поэтому параметр J_{ZA} имеет большое значение при задании тестового режима.

Для задания параметров тестового режима наиболее удобно использовать их эквиваленты. Вместо задания:

- 1) момента инерции КТС использовать максимальную массу m_A ;
- 2) скорости поворота $d\gamma_{CMAH}/dt$ использовать период T_{ZC} колебаний стенда с КТС.

Расчёт момента инерции J_{ZA} КТС относительно оси oZ поворота стенда осуществлялся в автоматическом режиме ПК «Универсальный механизм» на основе значения массы КТС m_A и её распределении между осями. Период T_{ZC} колебаний стенда с КТС можно вычислить по формуле, с:

$$T_{ZC} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \gamma_{CMAH}}{\dot{\gamma}_{CMAH}}. \quad (4.43)$$

Параметром для обеспечения тестового режима является максимальная мощность привода системы поворота стенда N_{ZC} . Проведение многовариантного расчёта [194] позволило определить функциональную зависимость $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{CMAH}, T_{ZC})$. Параметры, влияющие на мощность N_{ZC} были установлены в следующих значениях с дискретно изменяющимся шагом:

- 1) масса КТС $m_A \in [1000 \text{ кг} \dots 3500 \text{ кг}]$ с шагом 500 кг;
- 2) максимальный угол поворота от продольной оси симметрии стенда в обе стороны $\gamma_{CMAH} \in [5^\circ \dots 25^\circ]$ с шагом 5° ;
- 3) период колебаний $T_{ZC} \in [5 \text{ с} \dots 10 \text{ с}]$ с шагом 1 с.

На рисунке 4.42 показаны зависимости мощности N_{ZC} привода системы поворота стенда от массы КТС m_A при варьировании максимального угла γ_{CMAH} поворота стендом полученные расчётным путём для значений периода колебаний $T_{ZC} = 10 \text{ с}$ и $T_{ZC} = 6 \text{ с}$.

Максимальная мощность поворота стенда при периоде $T_{ZC} = 10 \text{ с}$ составляет $N_{ZC} = 3,05 \text{ кВт}$ при значениях массы КТС, равной $m_A = 3500 \text{ кг}$ и угле поворота $\gamma_{CMAH} = 25^\circ$. Минимальная мощность поворота стенда при периоде $T_{ZC} = 10 \text{ с}$ составляет $N_{ZC} = 0,082 \text{ кВт}$ при $m_A = 3500 \text{ кг}$ и $\gamma_{CMAH} = 5^\circ$. С уменьшением периода

колебаний T_{ZC} происходит значительное увеличение мощности N_{ZC} . При $T_{ZC} = 6$ с, максимальная необходимая мощность поворота станда составляет $N_{ZC} = 14,03$ кВт при $m_A = 3500$ кг и $\gamma_{CMAH} = 25^\circ$. Минимальная мощность поворота станда уменьшается при снижении массы КТС m_A , и, при периоде $T_{ZC} = 6$ с, составляет $N_{ZC} = 0,41$ кВт при значениях массы КТС, равной $m_A = 3500$ кг и максимальном угле поворота $\gamma_{CMAH} = 5^\circ$.

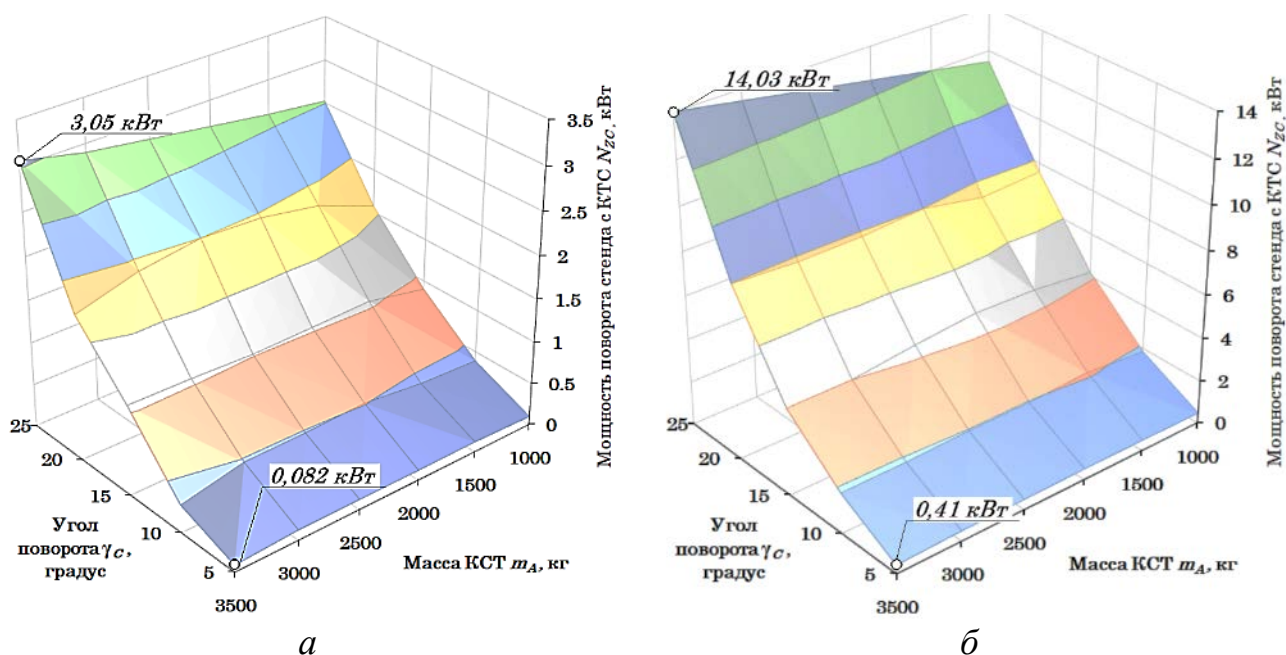


Рисунок 4.42 – Зависимость мощности N_{ZC} привода системы поворота станда от массы КТС m_A при варьировании максимального угла γ_{CMAH} поворота стандом (расчёт):

a – при $T_{ZC} = 10$ с; b – при $T_{ZC} = 6$ с.

При задании малых углов поворота станда существенного увеличения мощности N_{ZC} при изменении массы КТС m_A не происходит. С возрастанием угла поворота станда γ_{CMAH} , массы КТС m_A и периода колебаний T_{ZC} до их максимальных значений, мощность N_{ZC} стремительно увеличивается.

Зависимость $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{CMAH}, T_{ZC})$ с достаточной точностью аппроксимируется степенной регрессией вида, кВт:

$$N_{ZC} = a_{NZ} \cdot m_A^{b_{NZ}} \cdot \gamma_{CMAH}^{c_{NZ}} \cdot T_{ZC}^{d_{NZ}}; \quad (4.44)$$

где a_{NZ} , b_{NZ} , c_{NZ} и d_{NZ} – коэффициенты регрессии (таблица 4.23).

Таблица 4.23 – Коэффициенты и параметры функции функции $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{CMAH}, T_{ZC})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_{NZ}	1669,24
2	Коэффициент b_{NZ}	-0,015
3	Коэффициент c_{NZ}	-2,457
4	Коэффициент d_{NZ}	2,011
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9723
6	Достоверность детерминации R^2	0,9454
7	Расчётное значение F -критерия	1190,46
8	Табличное значение F -критерия	2,65

Таким образом, при задании тестового режима процесса имитации бокового заноса, максимальная мощность привода системы поворота стенда может быть определена как функция $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{CMAH}, T_{ZC})$, учитывающая массу КТС m_A , угол поворота γ_{CMAH} и период T_{ZC} колебаний стенда.

4.3 Анализ влияния конструктивных и тестовых параметров на достоверность измерения силовых параметров рабочих процессов КТС

В разделе приведены результаты исследования влияния конструктивных и тестовых параметров на силовые потери, возникающие при тестовых режимах разгона и торможения КТС на стенде с беговыми барабанами, а также выполнен динамический анализ трансмиссии стенда.

4.3.1 Результаты исследования влияния конструктивных и тестовых параметров на силовые параметры процесса разгона ведущих колёс КТС

В процессе разгона КТС, беговые барабаны стенда приводятся во вращение за счёт моментов по сцеплению, действующих от шины на передний $M_{B\phi i1}$ и на задний $M_{B\phi i1}$ беговые барабаны (рисунок 4.43). Сумма этих моментов передаётся через силоизмерительный датчик в трансмиссию стенда. Система измерения регистрирует суммарное значение моментов $M_{\text{И}i}$, но оно меньше суммы моментов действующих от шины на передний беговой барабан $M_{B\phi i1}$ и на задний беговой

барабан $M_{Б\varphi i1}$ на величину ΔM_i , Н·м:

$$\Delta M_i = M_{Иi} - M_{Б\varphi i1} - M_{Б\varphi i2}. \quad (4.45)$$

Возникновение разности ΔM_i при измерении крутящего момента $M_{Иi}$ вызвано потерями, обусловленными КПД подшипниковых опор, цепной передачи беговых барабанов и потерь, затрачиваемых на преодоление паразитной циркулирующей мощности в замкнутом контуре «Шина – Барабан – Цепная передача – Барабан – Шина». Эти потери будут характерны для установившихся режимов функционирования КТС на стенде, но для динамического режима разгона ведущих колёс значительная часть мощности будет расходоваться на разгон беговых барабанов с заданными моментами инерции J_{ij} .

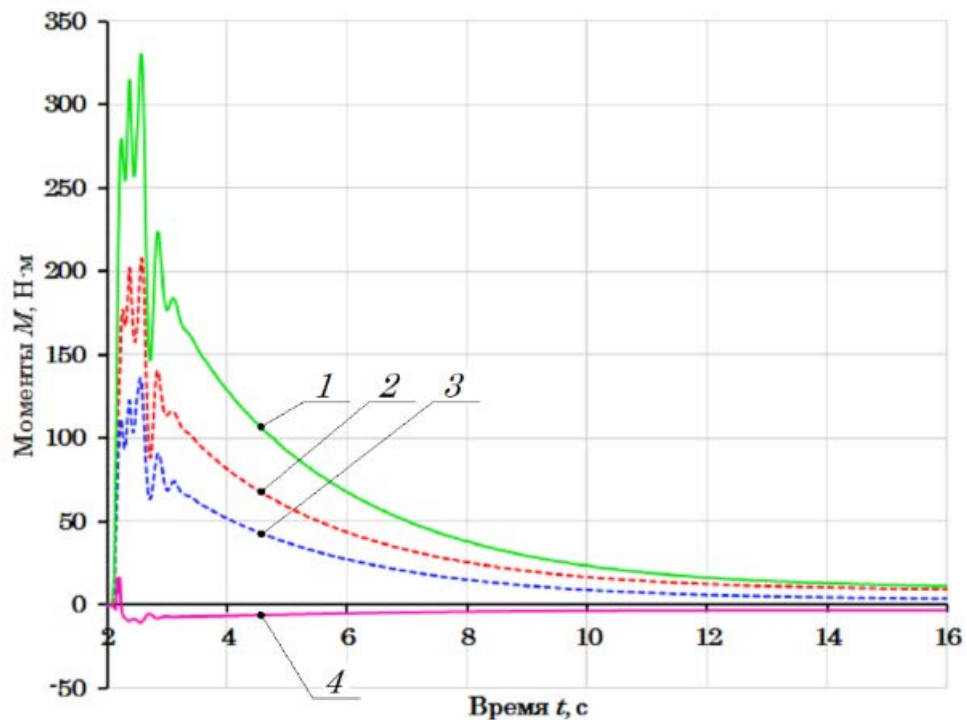


Рисунок 4.43 – Зависимость расчётных значений моментов, действующих на беговых барабанах стенда от времени t (расчёт):

1 – момент, измеренный системой измерения силовых параметров $M_{Иi}$;
 2 – момент по сцеплению, действующий от шины на передний беговой барабан $M_{Б\varphi i1}$; 3 – момент по сцеплению, действующий от шины на задний беговой барабан $M_{Б\varphi i2}$; 4 – разность моментов ΔM_i .

Результаты процесса разгона, представленные на рисунке 4.43 получены расчётным способом в ПК «Универсальный механизм» [194] по параметрам, приведённым в разделе 4.2.1.

Сила тяги ведущих колёс КТС, измеряемая на беговых барабанах стенда, определяется по формуле, Н:

$$F_{\text{И}i} = \frac{M_{\text{И}i}}{r_{\text{Б}ij}}. \quad (4.46)$$

Процесс разгона ведущих колёс КТС при задании тестового режима должен характеризоваться минимальными силовыми потерями, которые можно выразить в виде Δ_{FP} , Н:

$$\Delta_{FP} = \frac{\Delta M_i}{r_{\text{Б}ij}}. \quad (4.47)$$

Результаты многовариантного аналитического исследования показывают, что конструктивными и тестовыми параметрами, обладающие наиболее выраженной степенью влияния на процесс измерения силовых параметров во время разгона, являются:

- 1) момент инерции беговых барабанов – $J_{ij} \in [0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \dots 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2]$ с шагом $0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_E \in [20\% \dots 100\%]$ с шагом 20% .

Параметры J_{ij} и β_E в процессе исследования задавались дискретно. Время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение составляло $t_E = 2 \text{ с}$.

Результаты исследования представлены в виде трёхмерного графика функции $\Delta_{FP} = f(J_{ij}, \beta_E)$ на рисунке 4.44.

Анализ графика, представленного на рисунке 4.44 показывает, что увеличение момента инерции беговых барабанов J_{ij} и уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона ведущих колёс КТС приводит к росту силовых потерь Δ_{FP} в 12,2 раза от 56,9 Н до 695,5 Н.

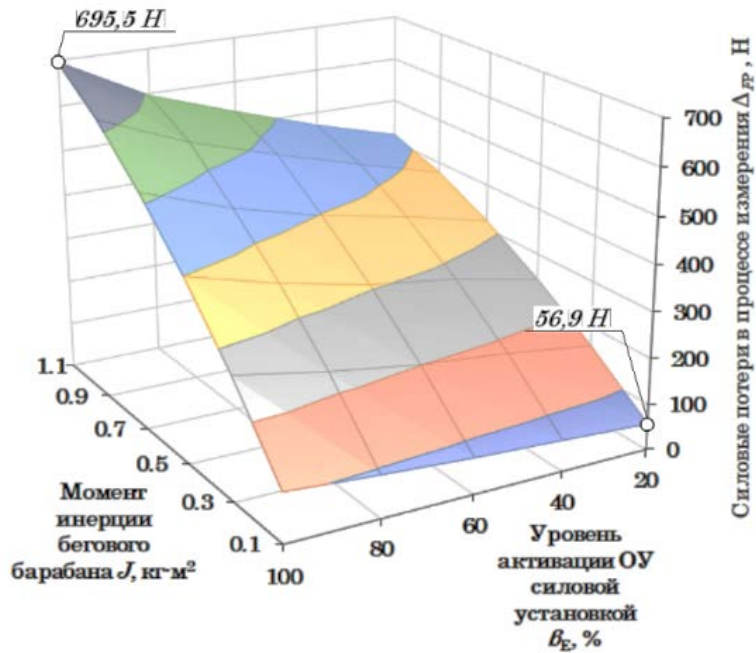


Рисунок 4.44 – Зависимость силовых потерь Δ_{FP} от момента инерции беговых барабанов J_{ij} при варьировании уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона (*расчёт*)

Использование параметра силовых потерь Δ_{FP} в абсолютном значении не позволяет наиболее корректно охарактеризовать силовые потери в момент разгона ведущих колёс КТС на стенде по причине его зависимости от параметров КТС, силовой установки, трансмиссии и пр., поэтому оценка силовых потерь производится по удельному показателю – относительным потерям измерения силовых параметров δ_{FP} , %:

$$\delta_{FP} = 100 - \frac{F_{Иi} - \Delta_{FP}}{F_{Иi}} \cdot 100\%. \quad (4.48)$$

Зависимость относительных силовых потерь в виде графика поверхности функции $\delta_{FP} = f(J_{ij}, \beta_E)$ показана на рисунке 4.45. При изменении уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона силовые потери δ_{FP} не имеют значительного превышения. Максимальный диапазон увеличения силовых потерь δ_{FP} в процессе разгона ограничен от 3.1% до 3.52% при варьировании уровня активации ОУ силовой установки от $\beta_E = 0,2$ до $\beta_E = 1$ и моменте инерции $J_{ij} = 0,1$ кг·м². Увеличение момента инерции J_{ij} беговых барабанов от 0,1 кг·м² до 1,1 кг·м² при прочих равных условиях снижает измеренные значения сил тяги в

режиме разгона, увеличивая относительные силовые потери δ_{FP} от 3,11% до 25,55%. Поэтому, с целью снижения потерь δ_{FP} сил при измерении, целесообразно применять более легкие барабаны.

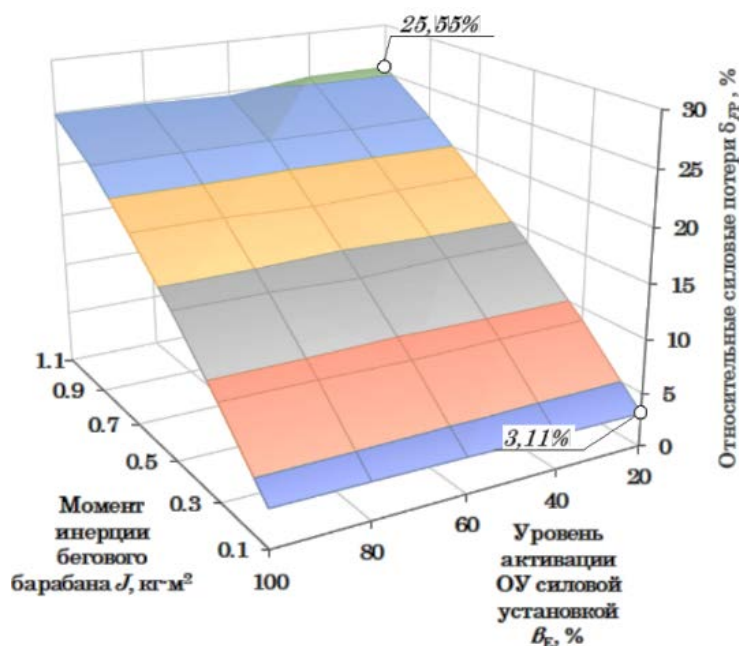


Рисунок 4.45 – Зависимость относительных силовых потерь δ_{FP} от момента инерции беговых барабанов J_{ij} при варьировании уровня активации ОУ силовой установкой β_E в процессе разгона (расчёт)

Зависимость, показанная на рисунке 4.45, с достаточной точностью аппроксимируется степенной регрессией вида, %:

$$\delta_{FP} = a_{\delta FP} \cdot J_{ij}^{b_{\delta FP}} \cdot \beta_E^{c_{\delta FP}}; \quad (4.49)$$

где $a_{\delta FP}$, $b_{\delta FP}$ и $c_{\delta FP}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.24).

Таблица 4.24 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{FP} = f(J_{ij}, \beta_E)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta FP}$	22,9941
2	Коэффициент $b_{\delta FP}$	0,8486
3	Коэффициент $c_{\delta FP}$	0,0105
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,999
5	Достоверность детерминации R^2	0,998
6	Расчётное значение F -критерия	6829,92
7	Табличное значение F -критерия	5,65

4.3.2 Результаты исследования влияния конструктивных и тестовых параметров на силовые параметры процесса торможения колёс КТС

Торможение колёс КТС сопровождается уменьшением их скорости, а также скорости вращения беговых барабанов стенда за счёт моментов по сцеплению, действующих от шины на передний $M_{Б\varphi i1}$ и на задний беговой барабан $M_{Б\varphi i2}$ (рисунок 4.46). В этом случае система измерения будет регистрировать суммарное значение моментов $M_{Иi}$, которое меньше суммы моментов действующих от шины на передний беговой барабан $M_{Б\varphi i1}$ и на задний беговой барабан $M_{Б\varphi i2}$ на величину ΔM_i , определяемую по формуле (4.45).

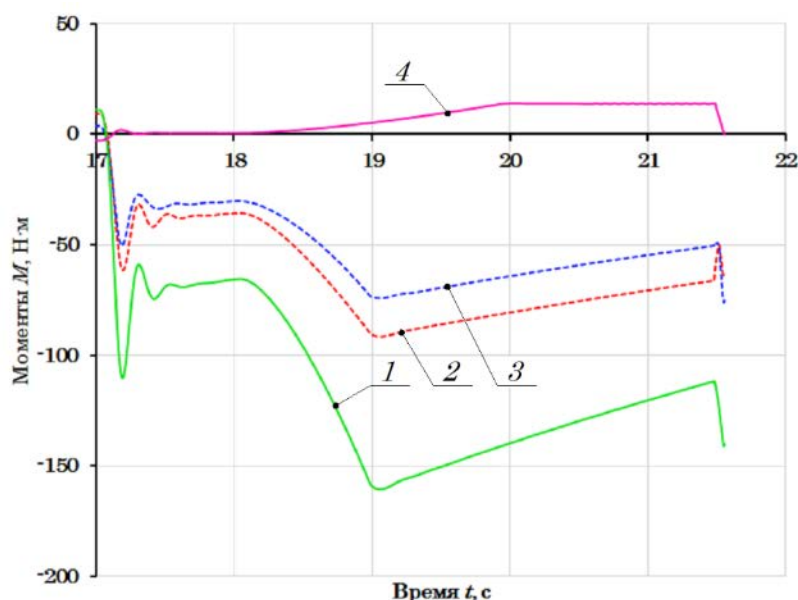


Рисунок 4.46 – Зависимость расчётных значений моментов, действующих в блоке беговых барабанов стенда от времени t (расчёт):

1 – момент, измеренный системой измерения силовых параметров $M_{Иi}$; 2 – момент по сцеплению, действующий от шины на передний беговой барабан $M_{Б\varphi i1}$; 3 – момент по сцеплению, действующий от шины на задний беговой барабан $M_{Б\varphi i2}$; 4 – разность моментов ΔM_i .

Результаты процесса торможения, представленные на рисунке 4.46 получены в ходе аналитического исследования в ПК «Универсальный механизм» [194]. Тормозная сила, измеряемая на беговых барабанах стенда, определяется по формуле (4.46). Процесс торможения ведущих колёс КТС при задании тестового режима,

аналогично режиму разгона, должен характеризоваться минимальными силовыми потерями, которые можно выразить в виде Δ_{FT} , Н:

$$\Delta_{FT} = \frac{\Delta_{Mi}}{r_{Bij}}. \quad (4.50)$$

Результаты аналитического исследования показывают, что конструктивными и тестовыми параметрами, обладающие наиболее выраженной степенью влияния на процесс измерения тормозной силы, являются:

- 1) момент инерции беговых барабанов – $J_{ij} \in [0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \dots 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2]$ с шагом $0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ тормозной системой $\beta_T \in [20\% \dots 100\%]$ с шагом 20% .

Время приведения ОУ тормозной системой в заданное положение составляло $t_E = 2 \text{ с}$.

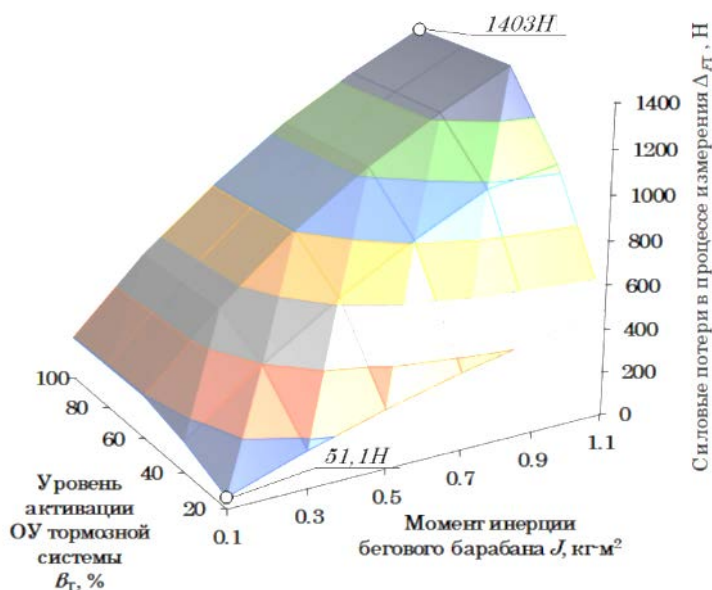


Рисунок 4.47 – Зависимость силовых потерь Δ_{FT} от момента инерции беговых барабанов J_{ij} при варьировании уровня активации ОУ тормозной системой β_T в процессе торможения (расчёт)

Результаты исследования представлены в виде трёхмерного графика функции $\Delta_{FT} = f(J_{ij}, \beta_T)$ на рисунке 4.47. Увеличение момента инерции беговых барабанов J_{ij} и уровня активации ОУ тормозной системой β_T в процессе торможения

колёс КТС на стенде приводит к росту силовых потерь ΔF_T от 51,1 Н до 1403 Н.

Использование параметра силовых потерь ΔF_T в абсолютном значении не позволяет наиболее корректно охарактеризовать силовые потери в момент торможения колёс КТС на стенде по причине его зависимости от параметров КТС, тормозной системы, шин и пр. Поэтому оценка силовых потерь производится по удельному показателю – относительным потерям измерения силовых параметров δ_{FT} , %:

$$\delta_{FT} = 100 - \frac{F_{ni} - \Delta F_T}{F_{ni}} \cdot 100\%. \quad (4.51)$$

Зависимость относительных силовых потерь в виде графика поверхности функции $\delta_{FT} = f(J_{ij}, \beta_T)$ показана на рисунке 4.48.

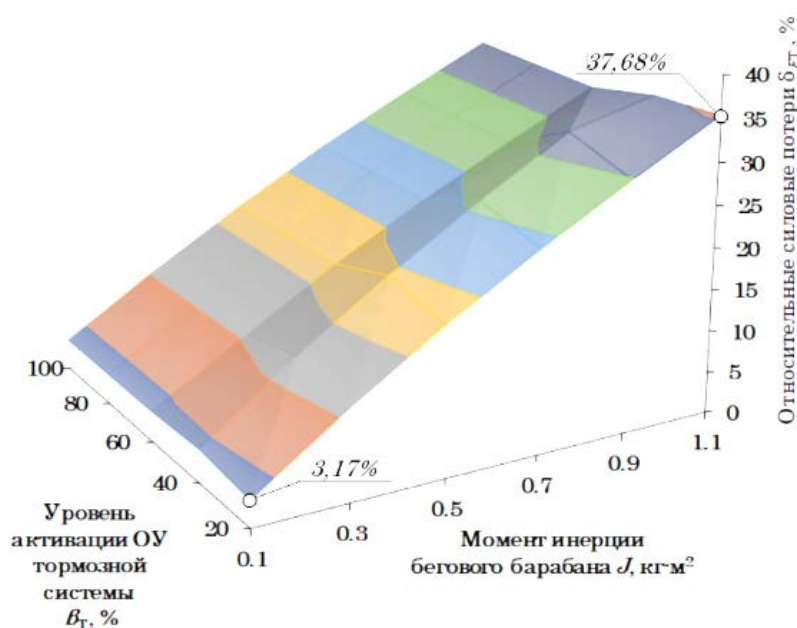


Рисунок 4.48 – Зависимость относительных силовых потерь δ_{FT} от момента инерции беговых барабанов J_{ij} при варьировании уровня активации ОУ тормозной системой β_T в процессе торможения (*расчёт*)

Анализ графика, показанного на рисунке 4.48 позволяет сделать заключение о том, что при увеличении момента инерции до $J_{ij} = 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, максимальное значение силовых потерь в процессе торможения составляет $\delta_{FT} = 37,68\%$ при уровне активации ОУ тормозной системой от $\beta_T = 0,2$ (от $\beta_T = 20\%$). Таким образом, увеличение момента инерции беговых барабанов от $J_{ij} = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ до $J_{ij} = 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ во

всём диапазоне β_T снижает измеренные значения тормозных сил, увеличивая относительные силовые потери δ_{FT} от 3,17% до 37,7%. Поэтому, с целью снижения потерь сил при торможении КТС на стенде, целесообразно применять более легкие барабаны.

Зависимость, показанная на рисунке 4.48, с достаточной точностью аппроксимируется степенной регрессией вида, %:

$$\delta_{FT} = a_{\delta FT} \cdot J_{ij}^{b_{\delta FT}} \cdot \beta_T^{c_{\delta FT}}; \quad (4.52)$$

где $a_{\delta FT}$, $b_{\delta FT}$ и $c_{\delta FT}$ – коэффициенты регрессии (таблица 4.25).

Таблица 4.25 – Коэффициенты и параметры функции $\delta_{FT} = f(J_{ij}, \beta_T)$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент $a_{\delta FT}$	37,5239
2	Коэффициент $b_{\delta FT}$	0,9383
3	Коэффициент $c_{\delta FT}$	-0,0372
4	Множественный коэффициент корреляции R	0,9966
5	Достоверность детерминации R^2	0,9933
6	Расчётное значение F -критерия	2006,99
7	Табличное значение F -критерия	5,65

4.3.3 Динамический анализ трансмиссии стенда

При проведении исследований рабочих процессов КТС на стенде с беговыми барабанами, трансмиссия стенда воспринимает в виде моментов на беговых барабанах те силы, которые действуют в их пятнах контакта с шинами колёс. Эти силы могут быть знакопеременными, как тяговыми F_{Ki} , так и тормозными F_{Ti} , и измеряются датчиками, установленными на приводных валах беговых барабанов. Помимо изменения направления вектора действия, эти силы могут иметь импульсный характер, особенно, в тот момент, когда исследуемая система КТС находится в режиме функционирования, как, например, АБС. В этом случае трансмиссия стенда, как динамическая система, может, под действием переменных нагрузок войти в резонанс. В таком случае, во-первых, значения сил, регистрируемых датчиками измерительной системы стенда, будут иметь отличие по отношению к значениям тех сил, которые в действительности действуют в пятнах контакта шин с беговыми

барабанами. Во-вторых, возникновение резонанса в трансмиссии стенда является явлением, которое снижает надёжность стенда. Поэтому динамический анализ трансмиссии стенда с целью выявления собственных частот крутильных колебаний позволит, с одной стороны улучшить метрологические характеристики системы измерения силовых параметров, и, с другой стороны, повысить его надёжность.

Наибольшее влияние на динамику трансмиссии стенда оказывает резонанс на нижних собственных частотах, так как в этом случае аккумулируется большая часть механической энергии. Очевидно, что значения нижних собственных частот крутильных колебаний трансмиссии стенда должны лежать за пределами диапазона частот внешних воздействий.

Параметрами, оказывающими значительное влияние на значения частот собственных колебаний, являются (см. рисунок 2.22):

- 1) жёсткости приводных валов беговых барабанов $c_{\text{ПР}i}$;
- 2) жёсткости валов карданных передач c_{Ki} привода редукторов и ротора электродинамического тормоза;
- 3) жёсткости цепных передач привода маховых масс $c_{\text{Ц}i}$ и $d_{\text{Ц}i}$ и беговых барабанов $c_{\text{Ц}i}$ и $d_{\text{Ц}i}$;
- 4) моменты инерции маховых масс стенда J_{Mi} , электродинамического тормоза $J_{\text{ЭТ}}$ и беговых барабанов стенда J_{ij} ;

Из перечисленных параметров варьировать возможно жёсткостями приводных валов беговых барабанов $c_{\text{ПР}i}$ и валов карданных передач $c_{\text{ПР}i}$, а также моментами инерции беговых барабанов стенда J_{ij} .

Жёсткость приводных валов зависит от материала, из которого эти валы изготовлены и от геометрических параметров этих валов. Для полнотелых приводных валов беговых барабанов, изготавливаемых из стали 40Х, были определены жёсткости при следующих параметрах:

- 1) диаметр вала $d_{\text{ПР}i} \in [30 \text{ мм} \dots 100 \text{ мм}]$ дискретно с шагом 5 мм;
- 2) длина вала $d_{\text{ПР}i} \in [0,1 \text{ м} \dots 0,5 \text{ м}]$ дискретно с шагом 0,05 м.

Для трубчатых валов карданных передач c_{Ki} , изготавливаемых из стали 40Х, при толщине стенки $b_{Ki} = 5 \text{ мм}$ были определены жёсткости при следующих

параметрах:

- 1) наружный диаметр вала $d_{Ki} \in [30 \text{ мм} \dots 100 \text{ мм}]$ дискретно с шагом 5 мм;
- 2) длина вала $d_{Ki} \in [0,5 \text{ м} \dots 1,0 \text{ м}]$ дискретно с шагом 0,05 м.

Результаты определения жёсткостей приводных валов беговых барабанов $c_{\text{ПР}i}$, карданных передач c_{Ki} привода редукторов и ротора электродинамического тормоза станда представлены на рисунке 4.49.

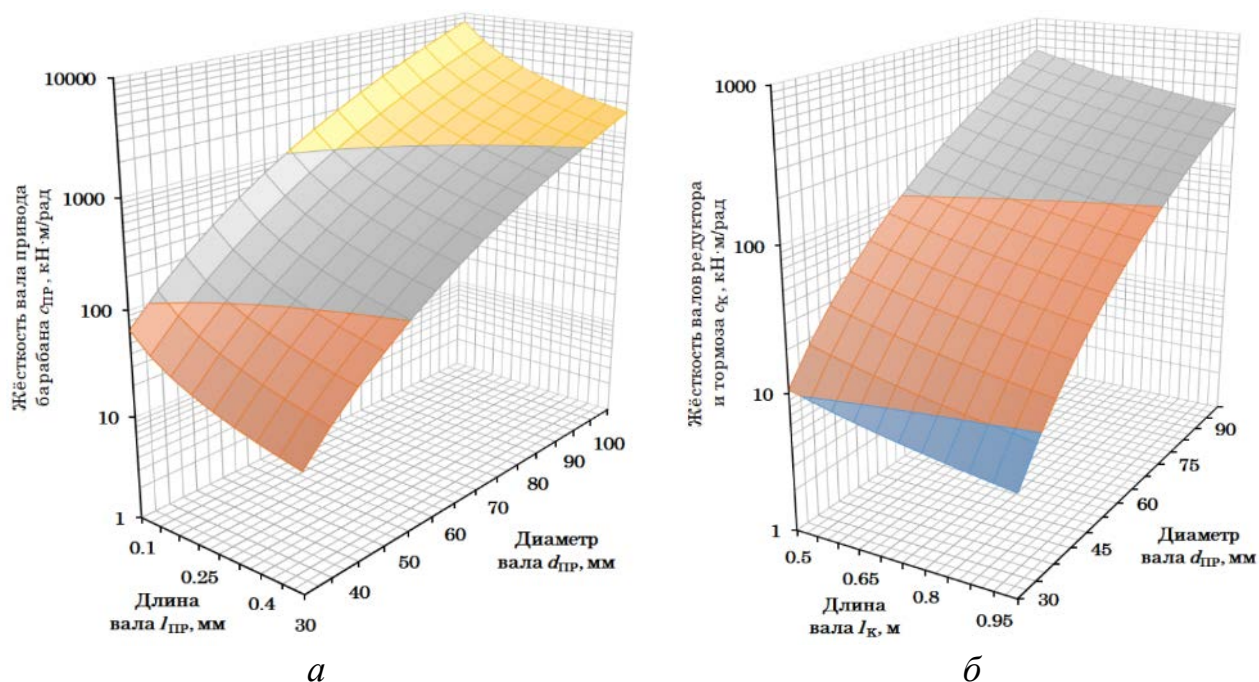


Рисунок 4.49 – Зависимость жёсткости валов (расчёт):

- a* – привода бегового барабана $c_{\text{ПР}i}$ от диаметра $d_{\text{ПР}i}$ при варьировании длины $l_{\text{ПР}i}$;
б – карданной передачи c_{Ki} от диаметра d_{Ki} при варьировании длины l_{Ki}

На основе определённых значений жёсткостей приводных валов беговых барабанов $c_{\text{ПР}i}$, валов карданных передач c_{Ki} привода редукторов и ротора электродинамического тормоза станда в пакете статического и линейного анализа ПК «Универсальный механизм» [197] было проведено аналитическое исследование частот собственных колебаний ν трансмиссии станда. Анализ осуществлялся по значениям:

- 1) жёсткостей приводных валов беговых барабанов $c_{\text{ПР}i} \in [8148 \text{ кН} \cdot \text{м/рад} \dots 13,2 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}]$ с шагом 2047 кН·м/рад;

2) жёсткостей валов карданных передач $c_{Ki} \in [560 \text{ кН}\cdot\text{м/рад} \dots 5,2 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}]$ с шагом $144 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$;

3) моментов инерции беговых барабанов $J_{ij} \in [0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \dots 1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2]$ с шагом $0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

На рисунке 4.50 показана зависимость распределения 24-х форм частот ν собственных колебаний трансмиссии стенда при жёсткостях валов карданных передач $c_{Ki} = 560 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$, приводных валов беговых барабанов $c_{Pri} = 8148 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$ и моментах инерции беговых барабанов $J_{ij} = 1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Меньшими значениями обладают частоты первых трёх форм собственных колебаний элементов трансмиссии стенда. При этом самая нижняя частота наблюдается у первой формы – $\nu = 26 \text{ Гц}$, поэтому дальнейшие расчёты производились по самой нижней частоте собственных колебаний.

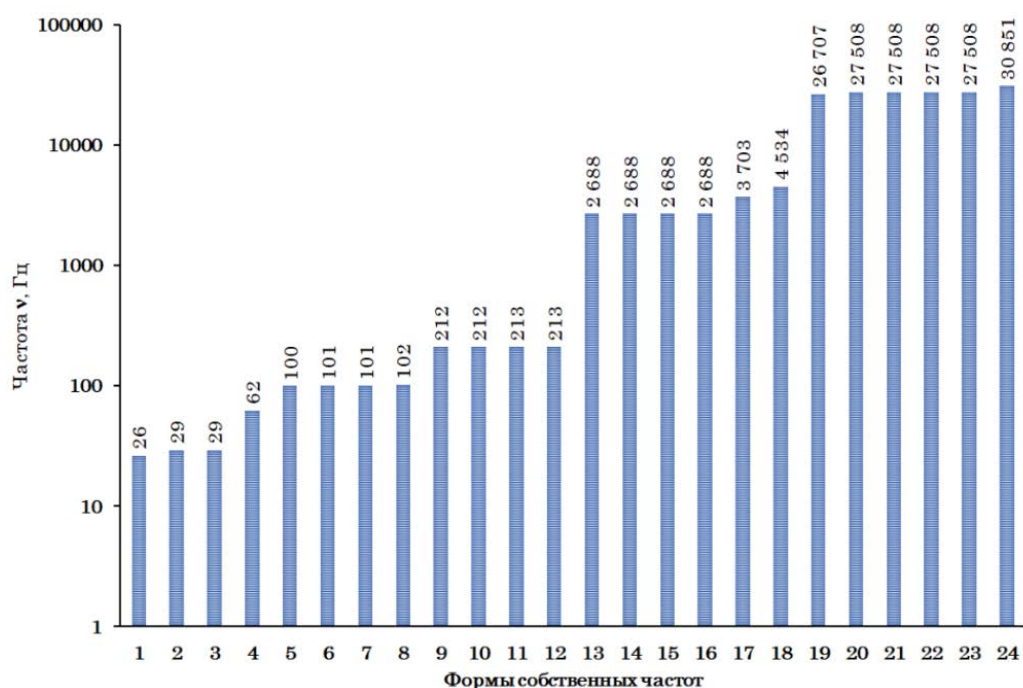


Рисунок 4.50 – Гистограмма распределения собственных частот ν крутильных колебаний трансмиссии стенда по их форме (расчёт, при $c_{Ki} = 560 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$, $c_{Pri} = 8148 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$ и $J_{ij} = 1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$).

На рисунке 4.51 показан график функции $\nu = f(c_{Pri}, c_{Ki}, J_{ij})$ в виде трёхмерной поверхности зависимости нижней частоты ν собственных колебаний трансмиссии стенда от жёсткости вала карданной передачи c_{Ki} при варьировании

момента инерции беговых барабанов J_{ij} , полученной в ходе аналитического исследования, при значении жёсткости приводных валов беговых барабанов $c_{\text{пр}i} = 13,2 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$.

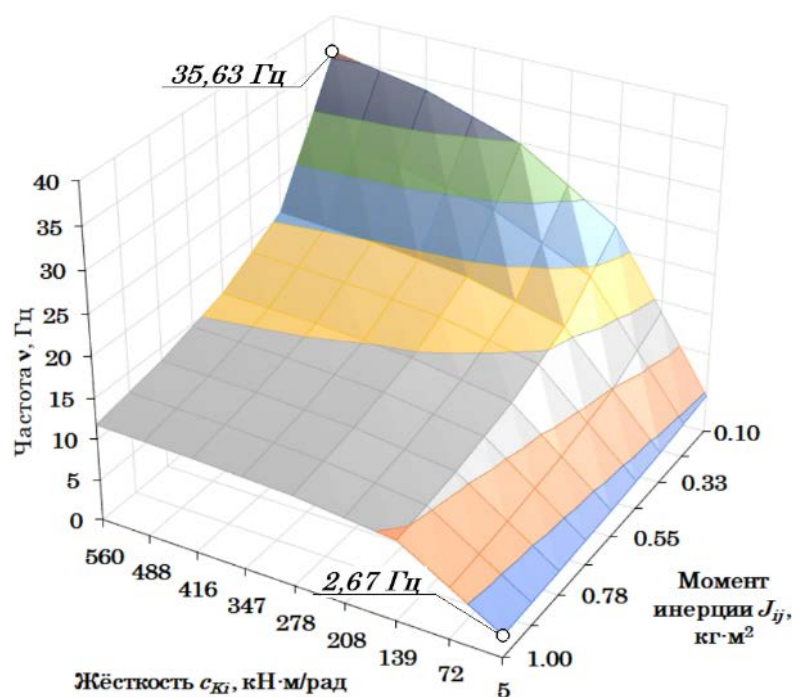


Рисунок 4.51 – Зависимость нижней частоты ν собственных колебаний трансмиссии стенда от жёсткости вала карданной передачи c_{Ki} при варьировании момента инерции беговых барабанов J_{ij} (расчёт, при $c_{\text{пр}i} = 13,2 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$)

Анализ графика, представленного на рисунке 4.51 показывает, что максимальное значение нижней частоты собственных колебаний трансмиссии стенда имеет наибольшее значение $\nu = 35,63 \text{ Гц}$ при минимальном моменте инерции беговых барабанов $J_{ij} = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и жёсткости вала карданной передачи $c_{Ki} = 560 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$. С дальнейшим увеличением момента инерции беговых барабанов до $J_{ij} = 1,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и уменьшением жёсткости вала карданной передачи до $c_{Ki} = 5,2 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$ происходит значительное снижение частоты собственных колебаний трансмиссии стенда до $\nu = 2,67 \text{ Гц}$. Увеличение жёсткости приводных валов $c_{\text{пр}i}$ приводит к повышению нижней частоты ν .

Зависимость, показанная на рисунке 4.51, с достаточной точностью аппроксимируется степенной множественной регрессией с приведением её к функции вида:

$$v = a_v \cdot c_{\text{ПРi}}^{b_v} \cdot c_{\text{Ки}}^{c_v} \cdot J_{ij}^{d_v}; \quad (4.53)$$

где a_v , b_v , c_v и d_v – коэффициенты регрессии (таблица 4.26).

Таблица 4.26 – Коэффициенты и параметры функции $v = f(c_{\text{ПРi}}, c_{\text{Ки}}, J_{ij})$

№ п.п.	Параметр	Значение
1	2	3
1	Коэффициент a_v	0,8754
2	Коэффициент b_v	0,0664
3	Коэффициент c_v	0,4347
4	Коэффициент d_v	-0,3357
5	Множественный коэффициент корреляции R	0,9794
6	Достоверность детерминации R^2	0,9592
7	Расчётное значение F -критерия	1236,96
8	Табличное значение F -критерия	2,66

Таким образом, варьирование значений жёсткостей валов трансмиссии стэнда $c_{\text{ПРi}}$ и $c_{\text{Ки}}$, а также моментов инерции беговых барабанов J_{ij} приводит к изменению частоты v собственных колебаний трансмиссии, что приведёт к отличию сил, регистрируемых датчиками измерительной системы стэнда по отношению к значениям тех сил, которые в действительности действуют в пятнах контакта шин с беговыми барабанами. Увеличение жёсткостей $c_{\text{ПРi}}$ и $c_{\text{Ки}}$, а также снижение моментов инерции беговых барабанов J_{ij} позволит увеличить частоты v собственных колебаний трансмиссии стэнда, тем самым снижая вероятность возникновения резонанса, особенно в тех случаях, когда, силы, действующие от колёс КТС на беговых барабанах, имеют переменный характер.

4.4 Методология проектирования стэндов, реализующих принцип обратимости движения

Теоретические основы, отражённые во второй главе диссертации, полученные результаты исследования процессов взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса как с беговыми барабанами малых ($0,1 \text{ м} < r_{\text{Б}} < 0,3 \text{ м}$), так и больших ($r_{\text{Б}} > 0,3 \text{ м}$) радиусов, выявленные функциональные зависимости влияния параметров тестовых режимов на результаты исследуемых процессов, а также

влияния конструктивных параметров стендов и тестовых параметров на достоверность измерения силовых параметров исследований рабочих процессов КТС позволили сформировать методологию проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения и учитывающую выявленные закономерности в системе «КТС-Стенд». При этом, в качестве опорных устройств, воспринимающих нагрузку от колёс КТС могут выступать как два беговых барабана или один, так и опорные устройства, выполненные в виде ленты с двумя барабанами.

Общая структура методологии согласуется с основными этапами проектирования [264] для серийного и массового производства оборудования:

- 1) разработка технического предложения по [50];
- 2) выполнение эскизного проекта по [51];
- 3) выполнение технического проекта по [52];
- 4) разработка документации для изготовления опытного образца или партии изделий;
- 5) корректировка документации по результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца или партии;
- 6) корректировка документации по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии изделий.

На схеме, представленной на рисунке 4.52, показаны основные этапы методологии проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения.

Согласно методологии, разработка технического предложения на производство стенда начинается с формирования запроса, поступающего от предприятий и организаций реального сектора экономики: компаний, занимающихся разработкой и производством КТС, техническими экспертизами и испытаниями КТС, техническим обслуживанием, диагностикой и ремонтом КТС, а также техническим осмотром и контролем технического состояния КТС. На основании потребностей этих предприятий складываются требования, предъявляемые к стендовому оборудованию, которые составляют техническое задание на его изготовление и определяются требованиями к конструкции стенда, к системам управления и измерения. Подробный перечень требований приведён в разделе 3.3.6.

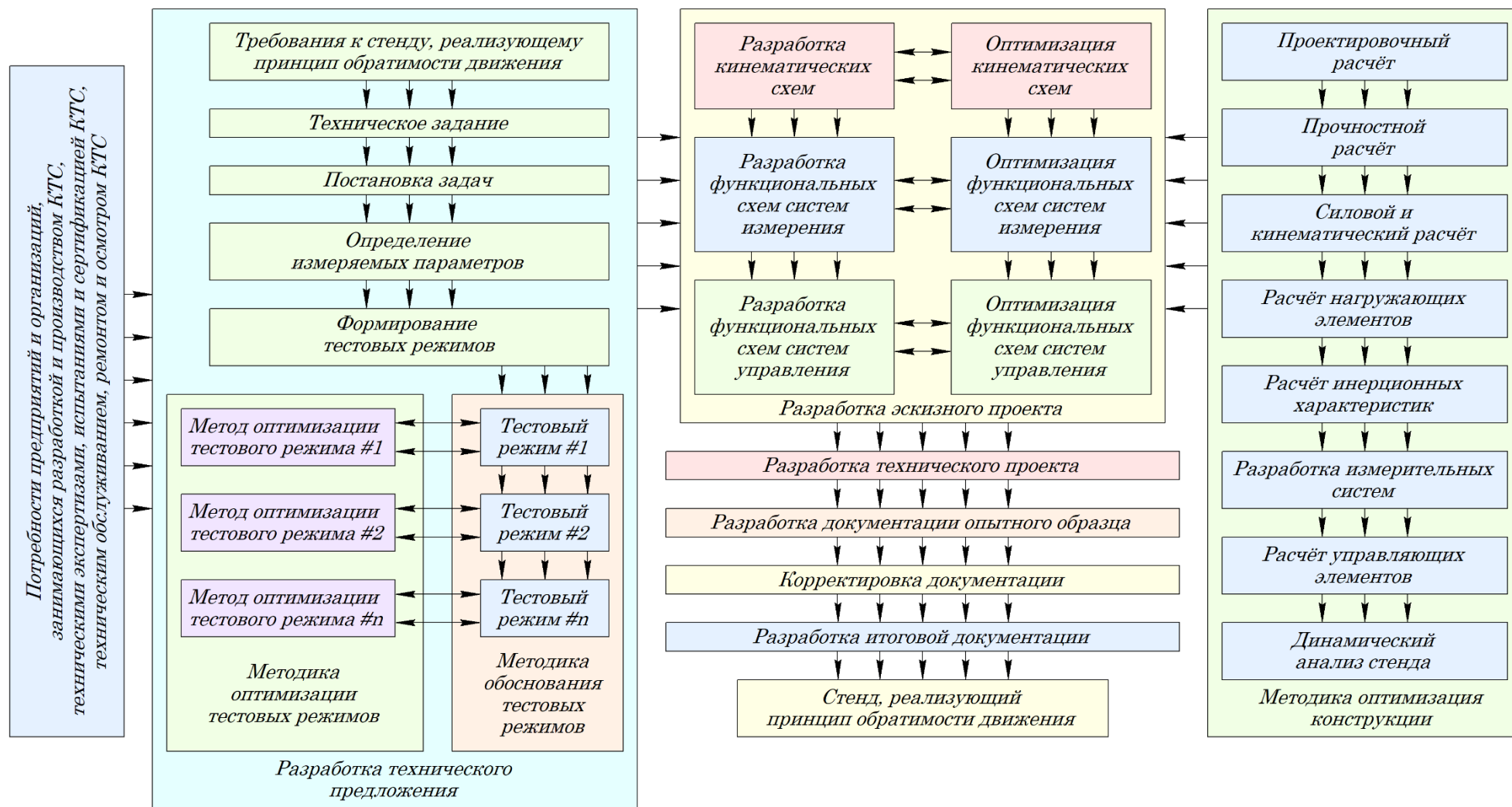


Рисунок 4.52 – Схема основных этапов методологии проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения

Предъявляемые требования позволяют сформировать перечень задаваемых тестовых режимов и параметров, измеряемых на стендовом комплексе. При разработке технического предложения, на каждом его этапе, обозначаются задачи проектирования, которые должны быть решены в серийном исполнении стендового комплекса [264]:

- 1) обеспечение максимального экономического эффекта при эксплуатации стенда;
- 2) увеличение полезной отдачи стендового комплекса, являющейся ключевым фактором экономического эффекта, которая выражается стоимостью произведенной работы, выполняемой в единицу времени;
- 3) снижение расходов на эксплуатацию стендового комплекса, складывающуюся из затрат на энергию, потребляемую стендом, его обслуживание и ремонт;
- 4) обеспечение высокой эксплуатационной надёжности стендового комплекса, определяемой прочностью, антикоррозионной стойкостью, износостойкостью и пр. частей несущей конструкции и трансмиссии стенда;
- 5) возможность изготовления стендового комплекса из изделий общепромышленного назначения;
- 6) доступность основных узлов и систем, требующих обслуживания, настройки, тарировки и пр., что обеспечит сокращение трудозатрат на выполнение этих работ;
- 7) снижение себестоимости производства и эксплуатации стендового комплекса;
- 8) простота конструкции, снижение габаритных размеров стендового комплекса и его материалоемкости, возможность использования без строительства дополнительных производственных площадей;
- 9) эргономичность, обеспечивающая максимальный комфорт и эффективность использования стендового комплекса для персонала;
- 10) обеспечение безопасности эксплуатации стендового комплекса и проведения на нём исследований;
- 11) соблюдение требований технической эстетики.

На этапе разработки технического предложения производится формирование комплекса тестовых режимов, позволяющих выполнять исследования, испытания, экспертизу и диагностику КТС и их компонентов в стендовых условиях, с использованием методики обоснования в соответствии с теоретическими положениями, приведёнными во второй главе диссертации (разделы 2.7 и 2.8).

Для каждого тестового режима осуществляется оптимизация на основе методов, использующих выявленные закономерности процессов взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с опорными поверхностями, функциональные зависимости влияния параметров тестовых режимов на результаты исследуемых процессов. Методика оптимизации учитывает влияние конструктивных параметров стендов и тестовых режимов, а также выявленные зависимости процессов взаимодействия эластичных шин с опорными поверхностями на достоверность измерения параметров рабочих процессов КТС. В методике оптимизации тестовых режимов для каждого из них используется свой метод оптимизации, суть которого заключается в совместном решении функциональных зависимостей:

1) для тестового режима разгона:

- снижение относительной разности сил тяги между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (4.15);

- снижение относительной разности скоростей между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_V| \rightarrow \min$ (4.18);

- снижение относительной разности колёсной мощности между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (4.20);

- снижение силовых потерь: $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49);

2) для тестового режима установившегося движения:

- снижение относительной разности сил тяги между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FKY}| \rightarrow \min$ (4.24);

- снижение относительной разности скорости между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{VY}| \rightarrow \min$ (4.28);

- снижение относительной разности мощностей между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{NY}| \rightarrow \min$ (4.32);

- снижение силовых потерь: $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49);
- 3) для тестового режима выбега:
 - снижение относительной разности тормозных сил передних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35);
 - снижение относительной разности тормозных сил задних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36);
 - снижение силовых потерь: $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52);
- 4) для тестового режима торможения:
 - снижение относительной разности тормозных сил передних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35);
 - снижение относительной разности тормозных сил задних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36);
 - снижение силовых потерь: $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52);
- 5) для тестового режима разгона на покрытии «МИКСТ»:
 - снижение относительной разности сил тяги между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (4.15);
 - снижение относительной разности скоростей между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_V| \rightarrow \min$ (4.18);
 - снижение относительной разности колёсной мощности между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (4.20);
 - снижение относительной разности скорости буксования колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$ (4.42);
 - снижение силовых потерь: $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49);
- б) для тестового режима торможения на покрытии «МИКСТ»:
 - снижение относительной разности тормозных сил передних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35);
 - снижение относительной разности тормозных сил задних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36);
 - снижение силовых потерь: $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52);
 - снижение относительной разности скорости колёс между дорожными и

стендовыми условиями: $|\Delta_{vБ}| \rightarrow \min$ (4.42);

7) для тестового режима имитации бокового заноса:

- снижение относительной разности тормозных сил передних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35);

- снижение относительной разности тормозных сил задних колёс между дорожными и стендовыми условиями: $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36);

- снижение силовых потерь: $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52);

- оптимизация максимальной мощности поворота стенда при имитации процесса заноса: $N_{ZC} \rightarrow \text{optim}$ (4.44);

8) для всех тестовых режимов:

- снижение влияния крутильных колебаний на измеряемые параметры: $v \rightarrow \max$ (4.53);

- оптимизация моментов инерции маховых масс: $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12).

Результаты, полученные в ходе разработки технического предложения, лягут в основу эскизного проекта стендового комплекса. Эскизный проект выполняются на основе разработанной методики (разделы 4.2 и 4.3) оптимизации конструкции стенда за счёт проектирования и оптимизации: кинематических схем, функциональных схем систем измерения и управления.

Методика оптимизации конструкции стенда основана на совокупности процессов проектирования и оптимизации, которые взаимосвязаны и выполняются в виде типовых и специализированных расчётов, по выявленным зависимостям, использующимся в процессе оптимизации тестовых режимов, в том числе и тех процессов, которые характеризуют взаимодействие эластичных шин с опорной поверхностью:

- 1) проектировочный и прочностной расчёт конструкции стенда;
- 2) силовой и кинематический расчёт трансмиссии стенда;
- 3) расчёт нагружающих и управляющих элементов стенда;
- 4) расчёт инерционных характеристик стенда;
- 5) разработка измерительных и управляющих систем стенда;
- 6) динамический анализ несущей конструкции и трансмиссии стенда и пр.

Использование методик обоснования и оптимизации тестовых режимов, а также оптимизации конструкции стендового комплекса уже на этапах технического предложения и эскизного проекта позволяет значительно уменьшить затраты на изготовление и предварительные испытания опытных образцов или партий стендовых комплексов, сопровождающую техническую и конструкторскую документацию, что снижает себестоимость и сокращает время производства.

Разработанная методология проектирования позволяет создавать образцы исследовательских стендовых комплексов с заданными требованиями, использование которых значительно повысит безопасность и эффективность КТС за счёт исследования процессов функционирования их агрегатов, автоматизированных систем и оборудования, в том числе и тех, которые обеспечивают их активную безопасность.

4.5 Исследовательский стендовый комплекс с беговыми барабанами ИРНТУ

На основе разработанной методологии был разработан, спроектирован и изготовлен исследовательский стендовый комплекс с беговыми барабанами ИРНТУ.

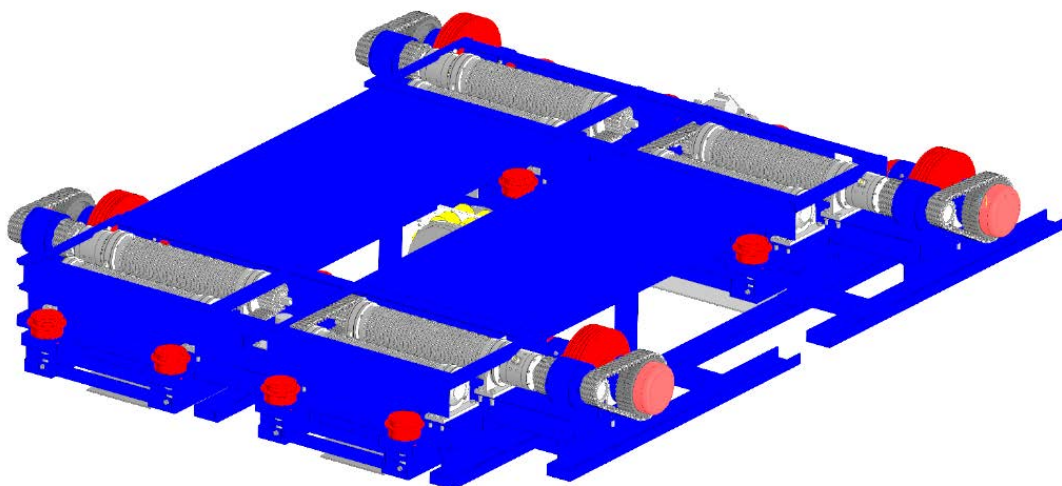


Рисунок 4.53 – Трёхмерная модель исследовательского стендового комплекса ИРНТУ, выполненная в ПО *Компас-3D V20*

Реализуемые им методики исследований рабочих процессов КТС и их компонентов, предъявляемые требования к конструкции и описание стендового

комплекса, его систем приведены в разделе 3.3.7. Изготовление стендового комплекса было произведено в соответствии с основными этапами и методами оптимизации, по результатам которых подготавливался пакет конструкторской и технической документации. Вся документация, сопровождающая процесс изготовления исследовательского комплекса, выполнялась в ПО *Компас-3D V19* (рисунок 4.53).

Внешний вид стендового комплекса показан на рисунке 4.54.



Рисунок 4.54 – Внешний вид исследовательского стендового комплекса ИРНТУ

Установка КТС на стенд и его крепление для проведения исследований осуществляется при помощи подкатных аппарелей. Внешний вид комплекса с установленным КТС *Kia Soul EV* показан на рисунке 4.55.



Рисунок 4.55 – Внешний вид исследовательского стендового комплекса ИРНТУ с установленным КТС *Kia Soul EV*



Рисунок 4.56 – Объекты интеллектуальной собственности

Объекты интеллектуальной собственности, реализованные в конструкции стендового комплекса ИРНТУ защищены следующими документами (рисунок 4.56):

- 1) патент на полезную модель № 199093 U1, МПК G01L 5/13 «Гибридный универсальный полноопорный стенд для контроля технического состояния колёсных транспортных средств» [167];
- 2) свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2021613529 «Расчёт параметров процесса функционирования электромобиля при контроле его тягово-динамических качеств на стенде с беговыми барабанами» [206];
- 3) патент на изобретение № 2755626 C1, МПК G01L 5/13, G01M 15/00 «Способ контроля технического состояния динамической системы курсовой стабилизации автомобиля на стендах с беговыми барабанами и устройство для его

осуществления» [165];

4) получен патент на полезную модель № 213401 U1, МПК G01L 5/13, G01M 17/007 «Стенд контроля технического состояния колёсных транспортных средств с обгонной муфтой» [168];

5) патент на полезную модель № 198516 U1, МПК G01L 5/28 «Бесконтактный измеритель для силового тормозного роликового стенда» [166];

6) патент на полезную модель № 215729 U1, МПК G01L 5/13 «Гибридный стенд с планетарным балансирным редуктором для контроля технического состояния колёсных транспортных средств» [169];

7) патент на изобретение № 2823398 C1, МПК G01L 5/13, G01M 17/007 «Способ контроля технического состояния колёсных транспортных средств с гибридной, электрической силовой установкой на стендах с опорными роликами в условиях эксплуатации и устройство для его осуществления» [170].

4.6 Результаты аналитических и экспериментальных исследований

Для проверки теоретических основ, изложенных во второй главе диссертации, в соответствии с разработанными методиками, представленными в третьей главе, были проведены аналитические и экспериментальные исследования рабочих процессов функционирования КТС и их компонентов на стендовом комплексе с беговыми барабанами, результаты которых представлены в данном разделе.

4.6.1 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с электрическим и гибридным приводом

В процессе исследований были использованы автомобили *KIA Soul EV* с ЭСУ и *Toyota Prius HW20* с ГСУ.

Целью исследования было выявление выходных параметров процессов разгона, движения с постоянной скоростью и выбега с рекуперативным торможением КТС на стенде с беговыми барабанами: сил на колёсах F_i , скоростей V_A , характеризующих исследуемый процесс, а также тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ.

Эти результаты получены в ходе аналитического исследования в ПК «Универсальный механизм» [197] при следующих исходных параметрах:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_E = 0,5$ (50%);
- 3) время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение $t_E = 5 \text{ с}$;
- 4) сила дополнительного нагружения электродинамическим тормозом, приведённая к беговым барабанам $F_{\text{доп}} = 310 \text{ Н}$ (2.199), что соответствует имитации движения с постоянной скоростью в гору, с уклоном 5% (углом $2^\circ 52'$).

На рисунке 4.57 показана зависимость сил F_i на ведущих колёсах и токов $I_{\text{ВАТ}}$, поступающих на инвертор от ВВБ в процессе разгона, установившегося движения и выбега КТС *Kia Soul EV* как с нагрузкой $F_{\text{доп}}$, приведённой к барабанам стенда так и без неё.

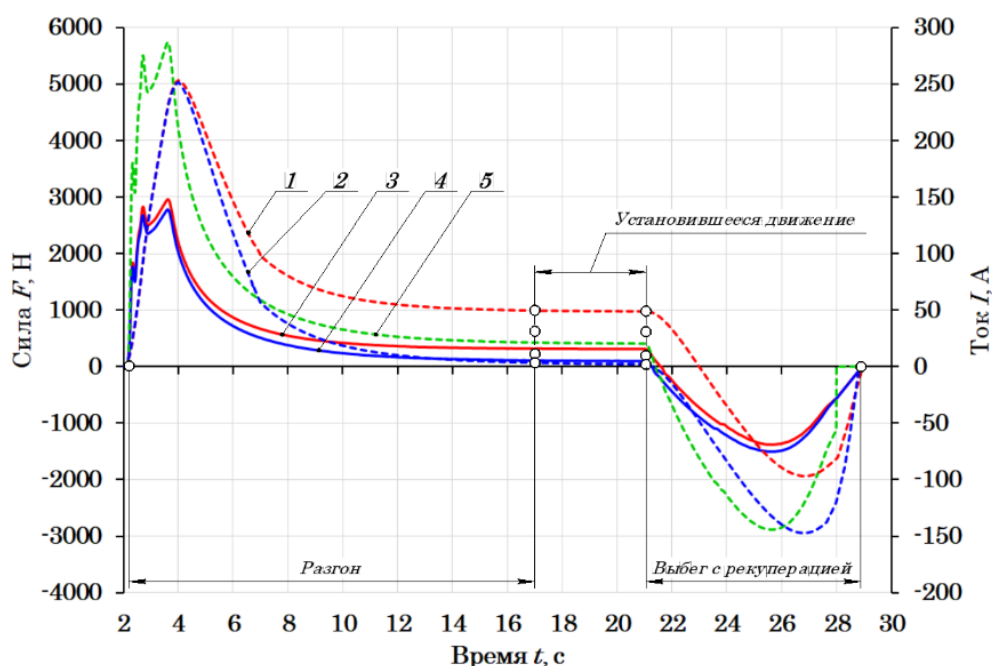


Рисунок 4.57 – Зависимости сил F_i на ведущих колёсах и токов $I_{\text{ВАТ}}$, поступающих на инвертор от ВВБ в процессе разгона, установившегося движения и выбега КТС *KIA Soul EV* от времени t (расчёт):

- 1 – сила тока $I_{\text{ВАТ}}$ (при $F_{\text{доп}} = 310 \text{ Н}$); 2 – сила тока $I_{\text{ВАТ}}$ (при $F_{\text{доп}} = 0 \text{ Н}$);
- 3 – сила на ведущем колесе F_i (при $F_{\text{доп}} = 310 \text{ Н}$); 4 – сила на ведущем колесе F_i (при $F_{\text{доп}} = 0 \text{ Н}$); 5 – силы на ведущих колёсах $\sum F_i$ (при $F_{\text{доп}} = 0 \text{ Н}$).

На рисунке 4.58 показана зависимость скорости V_A от времени t в процессе разгона, установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС *Kia Soul EV*. Максимальная скорость разгона составляла $V_A = 43$ км/ч без имитации нагрузки и $V_A = 40$ км/ч с нагрузкой.

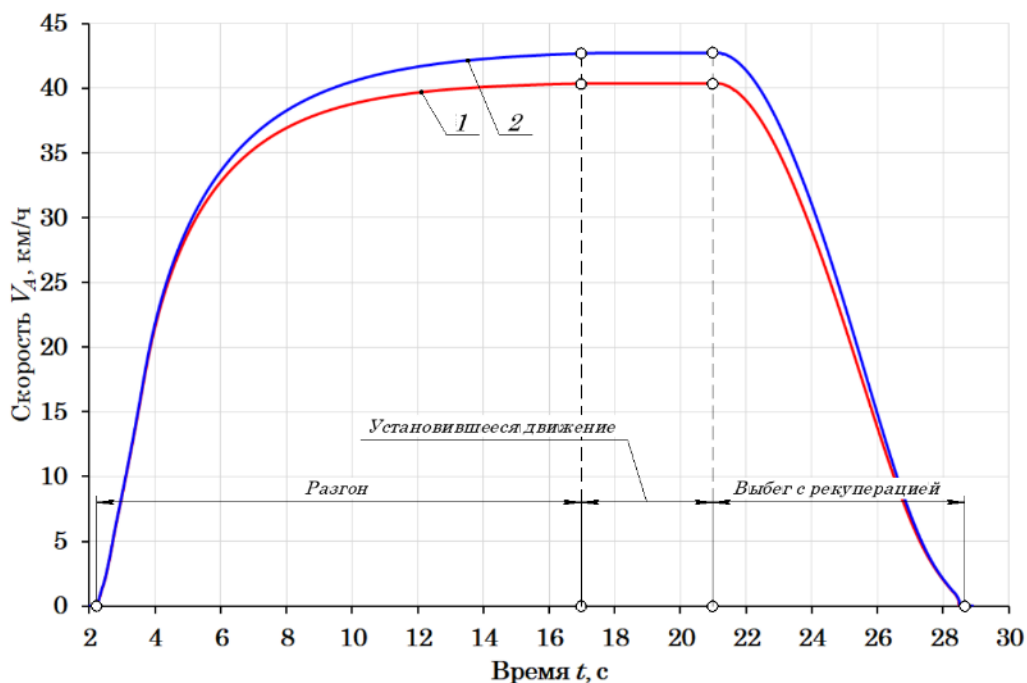


Рисунок 4.58 – Зависимости скорости V_A в процессе разгона, установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС *KIA Soul EV* от времени t (расчёт)

1 – скорость V_A (при $F_{\text{доп}} = 310$ Н); 2 – скорость V_A (при $F_{\text{доп}} = 0$ Н).

Графики, показанные на рисунках 4.57 и 4.58 разделены на три участка, соответствующих имитируемым режимам: разгон, установившееся движение и выбег с рекуперативным торможением. Участок разгона характеризуется увеличением скорости V_A и сил тяги на ведущих колёсах КТС F_i . Перепады в максимальных значениях сил тяги F_i обусловлены возникновением в трансмиссии стенда и КТС крутильных колебаний в виду резкого увеличения крутящего момента M_E ЭСУ. С последующим разгоном крутящий момент M_E силовой установки уменьшается по причине увеличения частоты вращения n_E ротора ЭГ. Кривые тока $I_{\text{ВАТ}}$, поступающего на инвертор от ВВБ отражают потребление энергии на разгон и установившееся движение. На протяжении всего режима установившегося движения

параметры F_i , I_{BAT} и V_A оставались практически неизменными. При задании дополнительной силы $F_{ДОП}$, силы тяги F_i на ведущих колёсах увеличиваются, ЭСУ потребляет больший ток I_{BAT} , скорость V_A ниже по сравнению со скоростью установившегося движения без нагрузки $F_{ДОП}$. В результате уменьшения уровня активации ОУ силовой установкой $\beta_{E_{MAX}}$ исследуемый процесс переходит в режим выбега с рекуперативным торможением, о чём свидетельствует изменение знака сил на колёсах КТС, а также тока I_{BAT} , поступающего теперь от ЭГ через инвертор к ВВБ.

Процесс разгона, установившегося движения и выбега КТС *Kia Soul EV* в ходе экспериментального исследования без нагрузки $F_{ДОП}$ показан в виде зависимости сил на ведущих колёсах F_i и скорости V_A на рисунке 4.59.

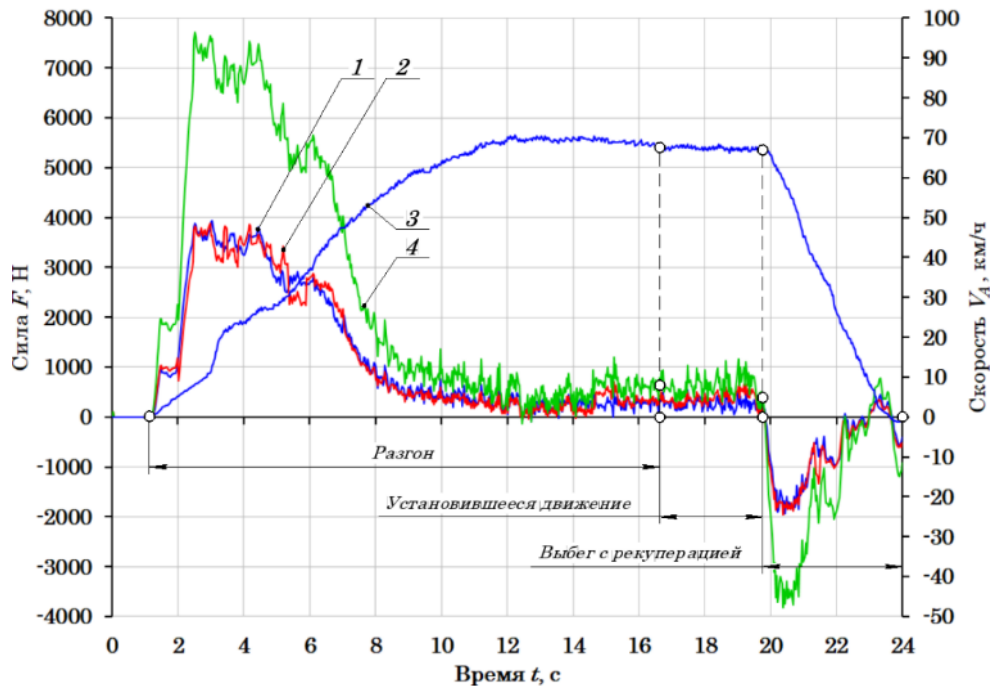


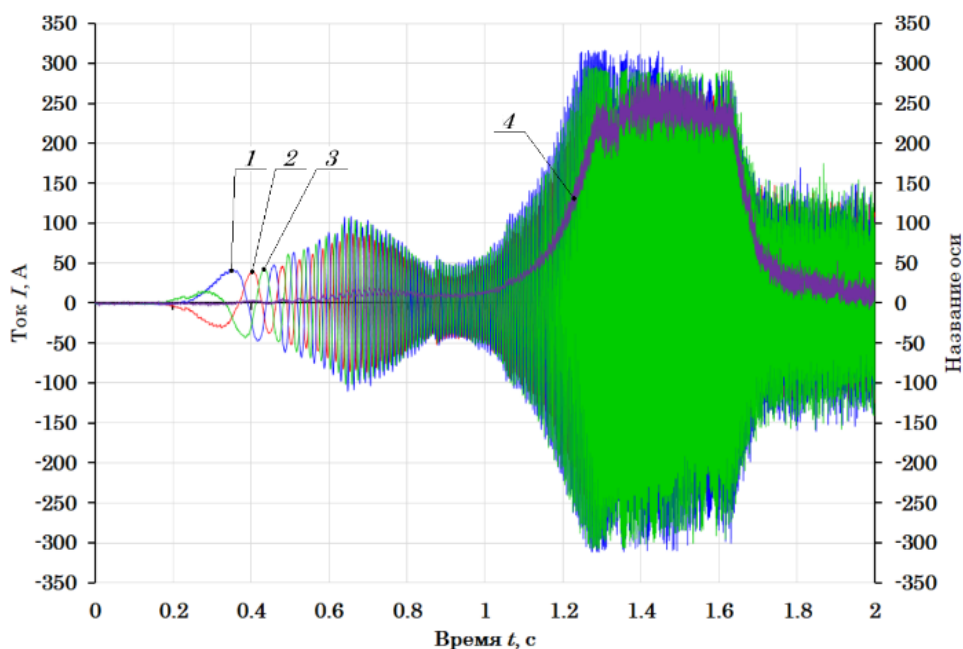
Рисунок 4.59 – Зависимости сил на ведущих колёсах F_i и скорости V_A в процессе имитации разгона, установившегося движения и выбега КТС *KIA Soul EV* от времени t (эксперимент):

- 1 – сила F_1 на переднем левом колесе; 2 – сила F_2 на переднем правом колесе;
3 – скорость V_A ; 4 – силы $\sum F_i$ ведущих колёсах.

Характеристики стенда полностью соответствуют параметрам аналитического исследования. Максимальная скорость разгона ведущих колёс составляет

$V_A = 70$ км/ч, скорость установившегося движения – $V_A = 68$ км/ч, управление силовой установкой осуществлялось при параметре $\beta_E = 0,7$. На графике показаны силы F_i на передних ведущих колёсах КТС, что обеспечивается наличием бесконтактных, магнитоупругих датчиков в системе измерения силовых параметров, размещённых на приводах всех блоков беговых барабанов. Такое решение позволяет измерять силы F_i на каждом колесе КТС, что очень важно при исследовании рабочих процессов КТС, у которых в качестве силовой установки используется мотор-колёса.

В процессе экспериментальных исследований были получены зависимости изменения фазных токов ЭГ I_A , I_B и I_C (рисунок 4.60), по которым можно оценивать эффективность функционирования ЭГ, инвертора и ВВБ при задании указанных тестовых режимов.



1 – сила тока I_A фазы A ; 2 – сила тока I_B фазы B ; 3 – сила тока I_C фазы C ;

4 – сила тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ.

Для оценки адекватности разработанного комплекса математических моделей, а также при их отладке с целью достижения большей точности расчётов, была

проведена проверка соответствия результатов аналитического и экспериментального исследований по критерию Фишера, методика которого представлена в третьей главе диссертации.

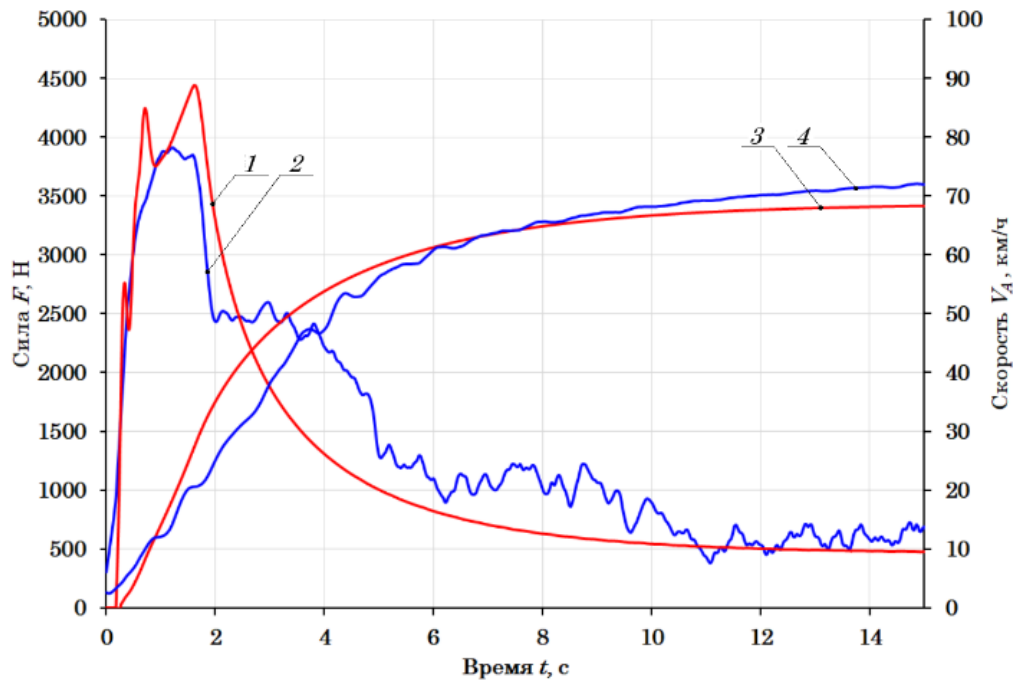


Рисунок 4.61 – Зависимости силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} и скорости V_A в процессе имитации разгона КТС KIA Soul EV от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – сила тяги на ведущем колесе F_{KiP} (расчёт); 2 – сила тяги на ведущем колесе $F_{KiЭ}$ (эксперимент); 3 – скорость V_{AP} (расчёт); 4 – скорость $V_{AЭ}$ (эксперимент).

На рисунке 4.61 представлены результаты сравнения зависимостей сил тяги на ведущих колёсах F_{Ki} и скоростей V_A в процессе имитации разгона КТС, полученных аналитически и экспериментально по параметрам, приведённым в начале раздела. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы тяги F_{Ki} на колесе составило $F_p = 141,15$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 6,83$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости V_A составило $F_p = 326,33$ при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 5,28$.

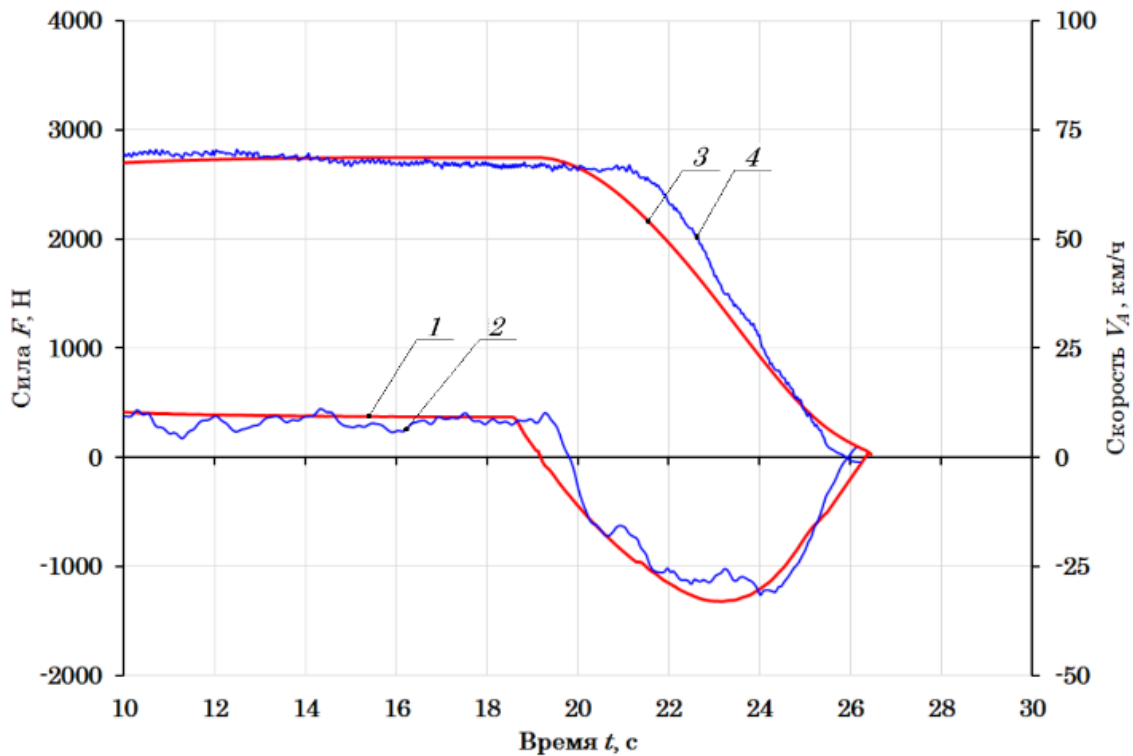


Рисунок 4.62 – Зависимости силы на колесе F_i и скорости V_A в процессе имитации установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС KIA Soul EV от времени t (расчёт+эксперимент):

- 1 – сила на колесе F_{iP} (расчёт); 2 – сила на колесе $F_{iЭ}$ (эксперимент);
 3 – скорость V_{AP} (расчёт); 4 – скорость $V_{AЭ}$ (эксперимент).

На рисунке 4.62 представлены результаты сравнения зависимостей сил на колёсах F_i и скоростей V_A в процессе имитации установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС Kia Soul EV, полученных аналитически и экспериментально. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы F_i на колесе составило $F_p = 325,65$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,58$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости V_A составило $F_p = 346,85$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,99$.

Результаты сравнения зависимостей токов I_{BAT} , поступающих на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона, установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС Kia Soul EV от времени t , полученные в ходе экспериментального и аналитического исследований показаны на рисунках 4.63 и 4.64.

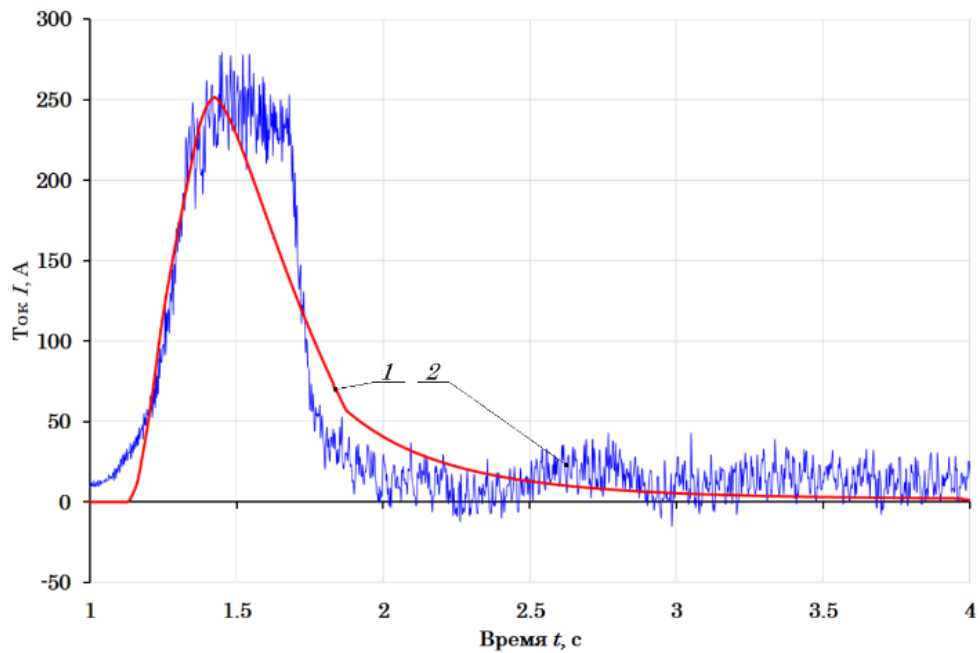


Рисунок 4.63 – Зависимости токов I_{BAT} , поступающих на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона КТС KIA Soul EV от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – сила тока I_{BATP} (расчёт); 2 – сила тока $I_{BATЭ}$ (эксперимент).

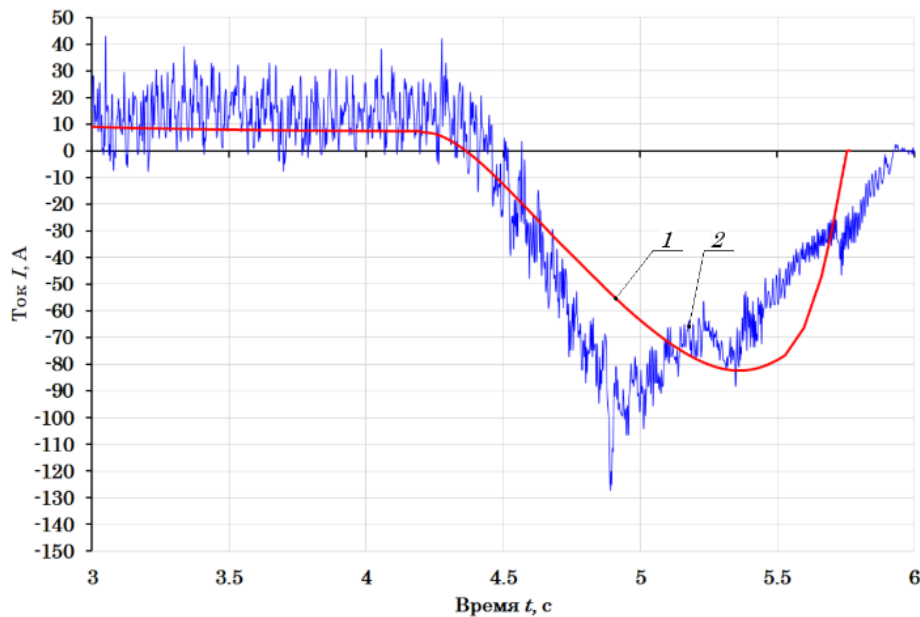


Рисунок 4.64 – Зависимости токов I_{BAT} , поступающих на инвертор от ВВБ в процессе имитации установившегося движения и выбега с рекуперацией КТС KIA Soul EV от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – сила тока I_{BATP} (расчёт); 2 – сила тока $I_{BATЭ}$ (эксперимент).

Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%.

Рассчитанное значение критерия Фишера для токов I_{BAT} при имитации режима разгона составило $F_p = 144,74$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 4,21$. Рассчитанное значение критерия Фишера для токов I_{BAT} при имитации режимов установившегося движения и выбега с рекуперацией составило $F_p = 209,66$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 4,02$.

На рисунке 4.65 показана зависимость силы F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона и выбега КТС *Toyota Prius HW20* без нагрузки $F_{доп}$, приведённой к барабанам стенда. Максимальная скорость разгона составляла $V_A = 60$ км/ч.

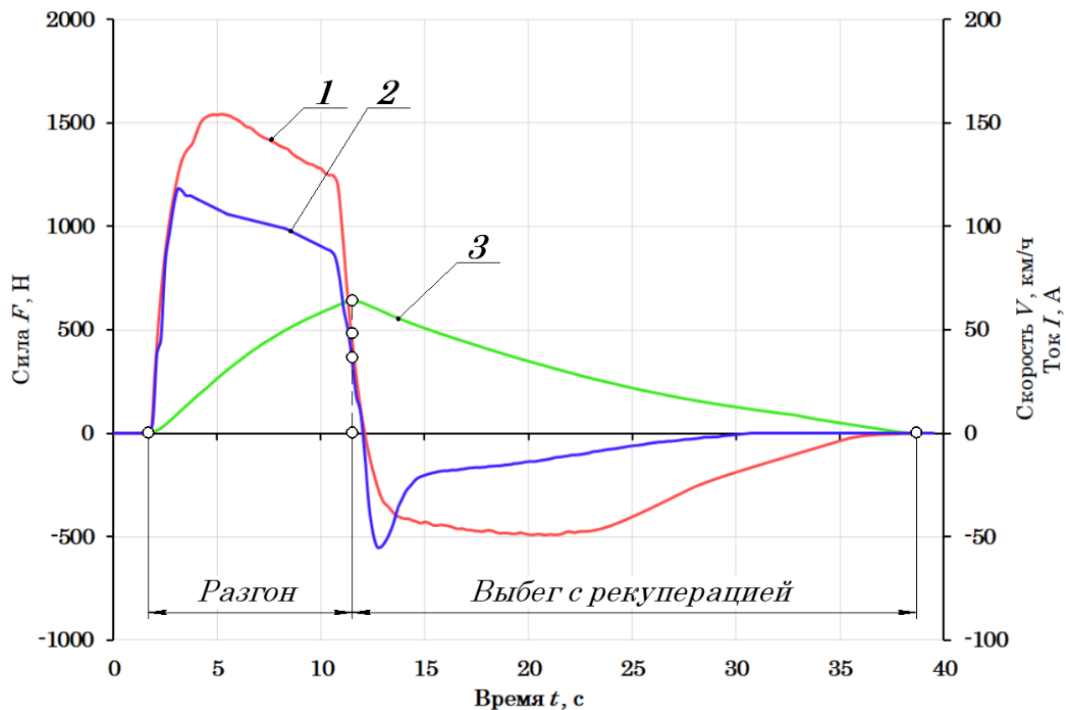


Рисунок 4.65 – Зависимости силы F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона и выбега с рекуперацией КТС *Toyota Prius HW20* от времени t (расчёт):

1 – силы на ведущих колёсах $\sum F_i$; 2 – сила тока I_{BAT} 3 – скорость V_A .

На рисунке 4.66 показана зависимость частот вращения роторов ЭГ-1 и ЭГ-2, а также коленчатого вала ДВС от времени в процессе разгона и выбега с рекуперацией.

Эти результаты получены в ходе аналитического исследования в ПК

«Универсальный механизм» [197] при следующих исходных параметрах:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_E = 0,5$ (50%);
- 3) время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение $t_E = 2 \text{ с}$.

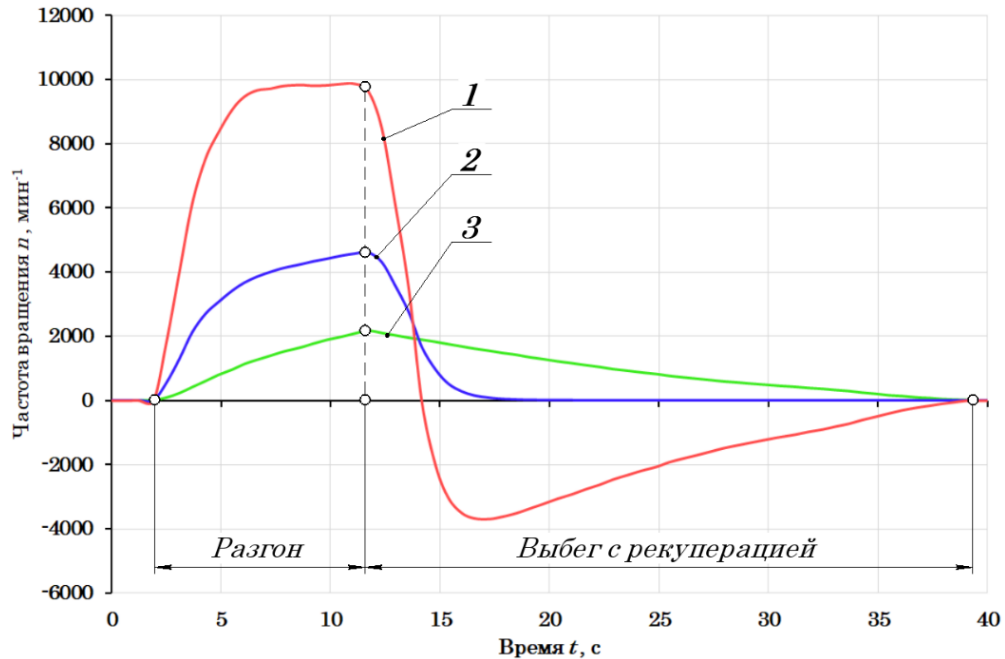


Рисунок 4.66 – Зависимости частот вращения роторов n_{E1} ЭГ-1 и n_{E2} ЭГ-2, а также коленчатого вала n_E ДВС в процессе разгона и выбега с рекуперацией КТС *Toyota Prius HW20* от времени t (расчёт)

- 1 – частота вращения ротора n_{E1} ЭГ-1; 2 – частота вращения коленчатого вала n_E ДВС; 3 – частота вращения ротора n_{E2} ЭГ-2.

Графики, показанные на рисунках 4.65 и 4.66 разделены на два участка, соответствующих имитируемым режимам: разгон и выбег с рекуперативным торможением. Участок разгона характеризуется увеличением скорости V_A и сил тяги на ведущих колёсах КТС F_i , а также частот n_{E1} ЭГ-1, n_{E2} ЭГ-2 и коленчатого вала n_E ДВС. Неравномерность сил тяги F_i обусловлена динамическими процессами в трансмиссии стенда и КТС в виду резкого увеличения крутящих моментов ДВС, ЭГ-1 и ЭГ-2 M_E ГСУ, о чём свидетельствует значительное увеличение тока, I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ. С последующим разгоном I_{BAT} уменьшается по причине увеличения частоты вращения n_{E1} и n_{E2} роторов ЭГ-1 и ЭГ-2. Кривая тока

I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ отражает потребление энергии на разгон. В результате уменьшения уровня активации ОУ силовой установкой β_E исследуемый процесс переходит в режим выбега с рекуперативным торможением, о чём свидетельствует изменение знака сил на колёсах КТС, а также тока I_{BAT} , поступающего через инвертор к ВВБ. При этом частота вращения n_{E1} ротора ЭГ-1 отрицательна, что обусловлено снижением частоты вращения n_E коленчатого вала ДВС и высокой частотой ротора n_{E2} ЭГ-2.

Процесс разгона и выбега КТС *Toyota Prius HW20* в результате экспериментального исследования без нагрузки $F_{доп}$ показан в виде зависимости сил F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ, а также частот вращения роторов ЭГ-1 и ЭГ-2 и коленчатого вала ДВС на рисунках 4.67 и 4.68.

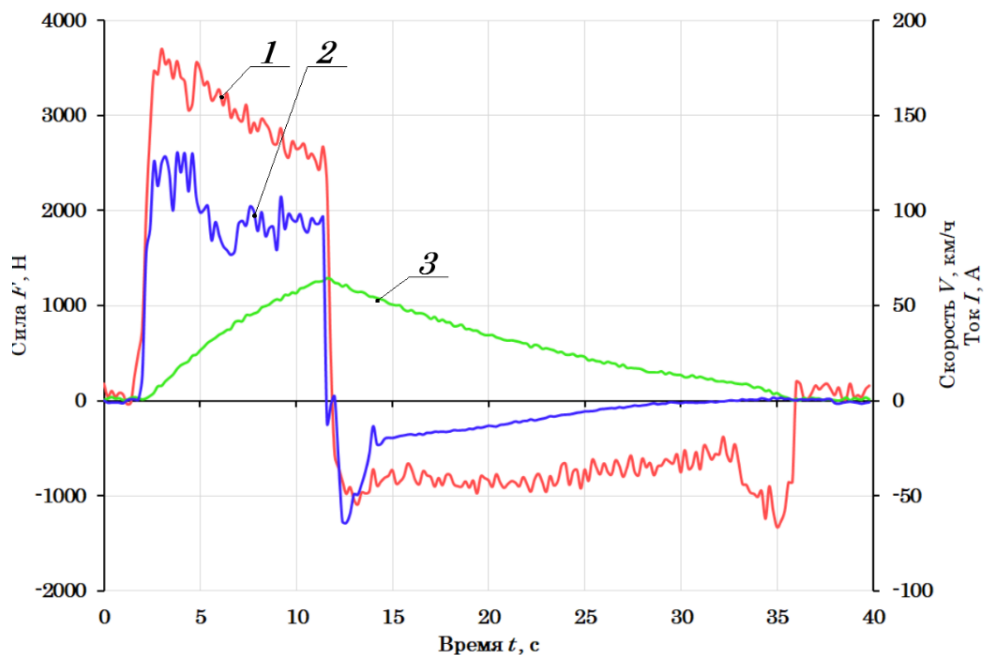


Рисунок 4.67 – Зависимости сил F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона и выбега с рекуперацией КТС *Toyota Prius HW20* от времени t (эксперимент):

1 – силы на ведущих колёсах $\sum F_i$; 2 – сила тока I_{BAT} ; 3 – скорость V_A .

Характеристики стенда полностью соответствуют параметрам аналитического исследования. Максимальная скорость разгона ведущих колёс составляла $V_A = 60$ км/ч, управление силовой установкой осуществлялось при параметре

$\beta_E = 0,5$. На графике показаны силы F_i на передних ведущих колёсах КТС, что обеспечивается наличием бесконтактных, магнитоупругих датчиков в системе измерения силовых параметров, размещённых на приводах всех блоков беговых барабанов. Такое решение позволяет измерять силы F_i на каждом колесе КТС, что очень важно при исследовании рабочих процессов КТС, у которых в качестве силовой установки используется мотор-колёса. Измерение частот вращения роторов ЭГ-1, ЭГ-2 и коленчатого вала ДВС производилось сканером *v1.5 OBD ELM327 Bluetooth*.

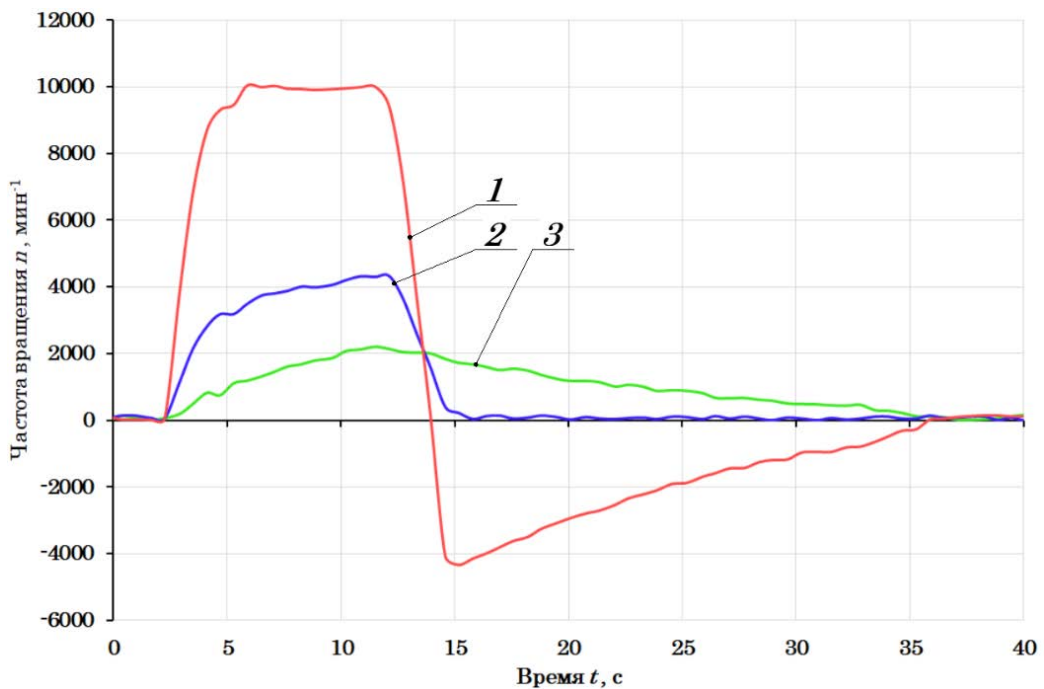


Рисунок 4.68 – Зависимости частот вращения роторов n_{E1} ЭГ-1 и n_{E2} ЭГ-2, а также коленчатого вала n_E ДВС в процессе разгона и выбега с рекуперацией КТС *Toyota Prius HW20* от времени t (расчёт)

1 – частота вращения ротора n_{E1} ЭГ-1; 2 – частота вращения коленчатого вала n_E ДВС; 3 – частота вращения ротора n_{E2} ЭГ-2.

Для оценки адекватности комплекса математических моделей результаты аналитических расчетов исследуемого процесса были сравнены с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований процесса (рисунки 4.69 и 4.70). Сопоставление данных было реализовано по критерию Фишера, методика которого представлена в третьей главе диссертации. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%.

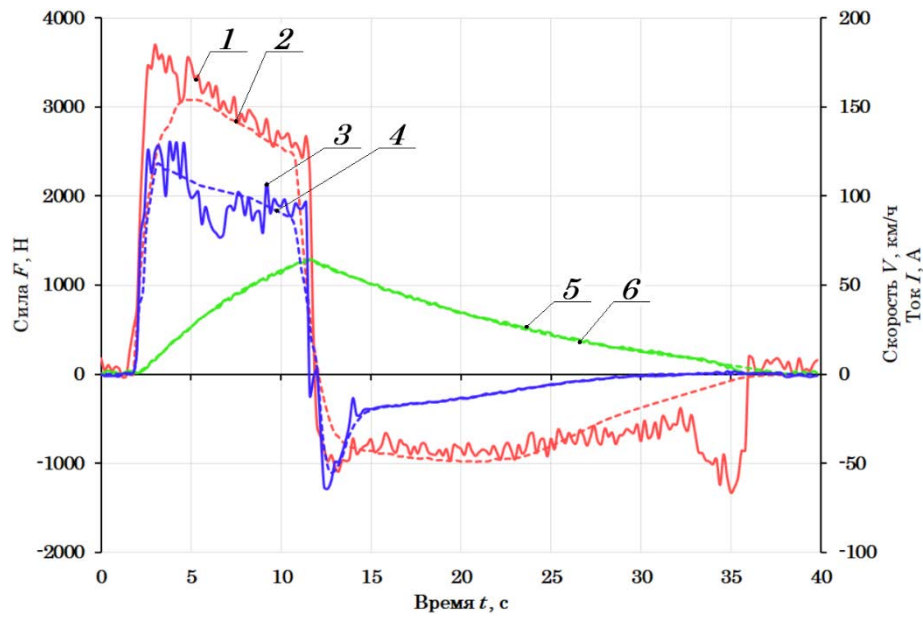


Рисунок 4.69 – Зависимости силы F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона и выбега с рекуперацией КТС *Toyota Prius HW20* от времени t (эксперимент+расчёт):

1 – сила на ведущих колёсах $\sum F_{iЭ}$ (эксперимент); 2 – сила на ведущих колёсах $\sum F_{iР}$ (расчёт); 3 – сила тока $I_{BATЭ}$ (эксперимент); 4 – сила тока $I_{BATР}$ (расчёт); 5 – скорость $V_{AЭ}$ (эксперимент); 6 – скорость $V_{АР}$ (расчёт).

На рисунке 4.69 представлены результаты сравнения зависимостей сил F_i на ведущих колёсах, скорости V_A и тока I_{BAT} , поступающего на инвертор от ВВБ в процессе имитации разгона и выбега с рекуперацией, полученных аналитически и экспериментально по параметрам, приведённым в начале раздела. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы тяги F_{Ki} на колесе составило $F_p = 20,86$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости V_A составило $F_p = 560,94$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы тока I_{BAT} составило $F_p = 66,07$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$.

На рисунке 4.70 представлены результаты сравнения зависимостей частот вращения роторов n_{E1} ЭГ-1 и n_{E2} ЭГ-2, а также коленчатого вала n_E ДВС в процессе имитации разгона и выбега с рекуперацией, полученных аналитически и экспериментально по параметрам, приведённым в начале раздела. Рассчитанное

значение критерия Фишера для частоты вращения ротора n_{E1} ЭГ-1 составило $F_p = 40,09$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$. Рассчитанное значение критерия Фишера для частоты вращения ротора n_{E2} ЭГ-2 составило $F_p = 3816,13$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$. Рассчитанное значение критерия Фишера для частоты вращения коленчатого вала n_{EP} ДВС составило $F_p = 74,78$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,21$.

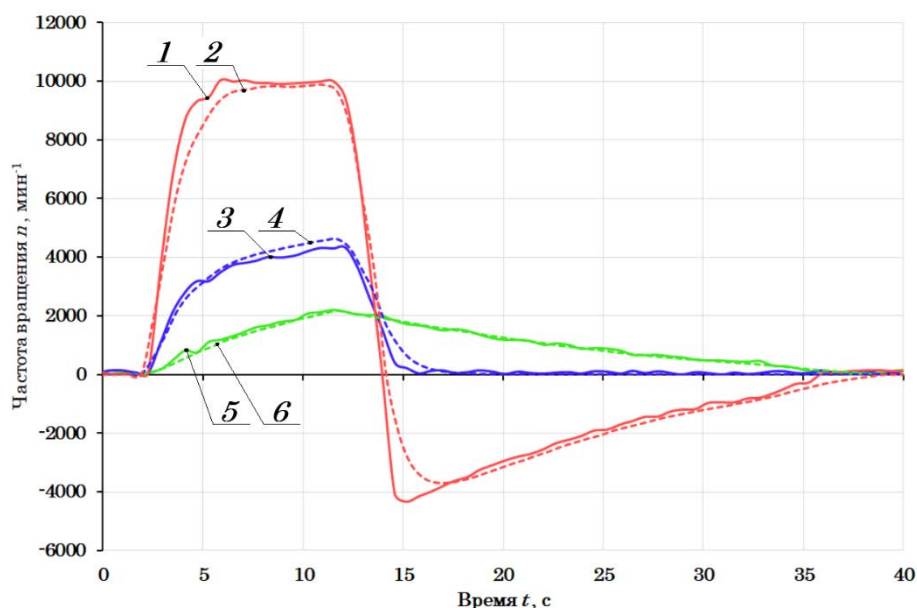


Рисунок 4.70 – Зависимости частот вращения роторов n_{E1} ЭГ-1 и n_{E2} ЭГ-2, а также коленчатого вала n_E ДВС в процессе разгона и выбега с рекуперацией КТС Toyota Prius HW20 от времени t (расчёт+эксперимент)

- 1 – частота вращения ротора $n_{E1Э}$ ЭГ-1 (эксперимент); 2 – частота вращения ротора n_{E1P} ЭГ-1 (расчёт); 3 – частота вращения коленчатого вала $n_{EЭ}$ ДВС (эксперимент); 4 – частота вращения коленчатого вала n_{EP} ДВС (расчёт); 5 – частота вращения ротора $n_{E2Э}$ ЭГ-2 (эксперимент); 6 – частота вращения ротора n_{E2P} ЭГ-2 (расчёт).

Проверка адекватности разработанного комплекса математических моделей показала, что результаты аналитических исследований согласуются с данными, полученными в ходе экспериментов. Характеристики процессов имитации режимов разгона, движения с постоянной скоростью и выбега с рекуперативным торможением КТС с ЭСУ и ГСУ на стенде совпадают качественно.

4.6.2 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с антиблокировочной системой

Чтобы подтвердить теоретические положения по обоснованию тестовых режимов, приведённых во второй главе, в соответствии с методиками, изложенными в третьей главе диссертации, были проведены аналитические и экспериментальные исследования рабочих процессов функционирования КТС с АБС на стенде с беговыми барабанами. В процессе этих исследований был использован автомобиль *Toyota Corolla E110 1.6 AT*.

Исследование было направлено на выявление выходных параметров имитации процессов экстренного торможения на стенде: тормозных сил на колёсах КТС F_{Ti} угловых скоростей колёс ω_{Ki} и беговых барабанов ω_B , характеризующих исследуемый процесс.

На рисунке 4.71 показана зависимость тормозной силы F_{T1} и угловой скорости ω_{K1} левого колеса, а также угловой скорости беговых барабанов ω_B в процессе имитации экстренного торможения КТС от времени t , полученная в результате аналитического исследования в ПК «Универсальный механизм» [197].

Результаты получены при следующих исходных параметрах:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ тормозной системой $\beta_T = 1,0$ (100%);
- 3) время приведения ОУ тормозной системой в заданное положение $t_E = 1 \text{ с}$;
- 5) начальная имитируемая скорость торможения $V_A = 50 \text{ км/ч}$.

График, показанный на рисунке 4.71 получен в результате аналитического исследования при имитации покрытия «МИКСТ» на стенде ($\Delta\varphi = 0,3$). График разделён на два участка: выбег и экстренное торможение. Участок торможения характеризуется резким увеличением тормозной силы F_{T1} на колесе и одновременным началом снижения угловых скоростей беговых барабанов ω_B и колёса ω_{K1} . По мере увеличения проскальзывания колеса происходит регулирование тормозного момента, о чём свидетельствует периодичное изменение тормозной силы F_{T1} , а также

угловой скорости ω_{K1} колеса.

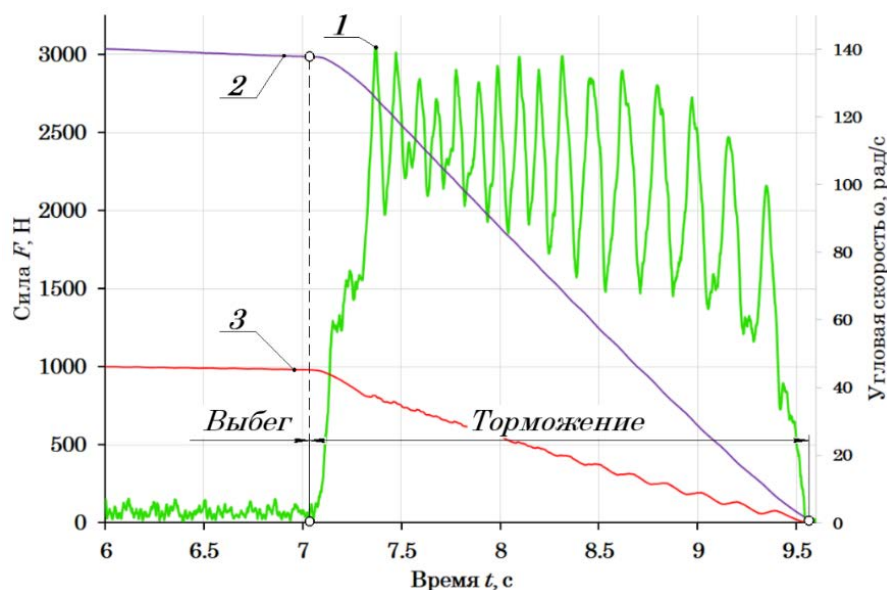


Рисунок 4.71 – Зависимости тормозной силы F_{T1} и угловой скорости ω_{K1} левого колеса, а также угловой скорости беговых барабанов ω_B в процессе торможения при имитации покрытия «МИКСТ» на стенде ($\Delta\varphi = 0,3$) от времени t КТС *Toyota Corolla E110 1.6 AT* (расчёт):

1 – тормозная сила F_{T1} на левом колесе; 2 – угловая скорость беговых барабанов ω_B ; 3 – угловая скорость ω_{K1} левого колеса.

На рисунке 4.72 показана зависимость тормозной силы F_i на колёсах, угловых скоростей колёс ω_{K1} и ω_{K2} , а также угловой скорости ω_B беговых барабанов при имитации экстренного торможения КТС, полученная в результате экспериментального исследования без имитации покрытия «МИКСТ». Зависимость получена при параметрах, которые использовались в ходе аналитического исследования, за исключением начальной скорости торможения, которая составляла $V_A = 35$ км/ч. На графике показаны тормозные силы F_{Ti} на передних колёсах КТС, что обеспечивается наличием бесконтактных, магнитоупругих датчиков в системе измерения силовых параметров, размещённых на приводах всех блоков беговых барабанов. Индивидуальный контроль угловых скоростей ω_{K1} и ω_{K2} колёс достигается наличием роликов следящей системы и датчиков их скорости, входящих в состав системы измерения кинематических параметров.

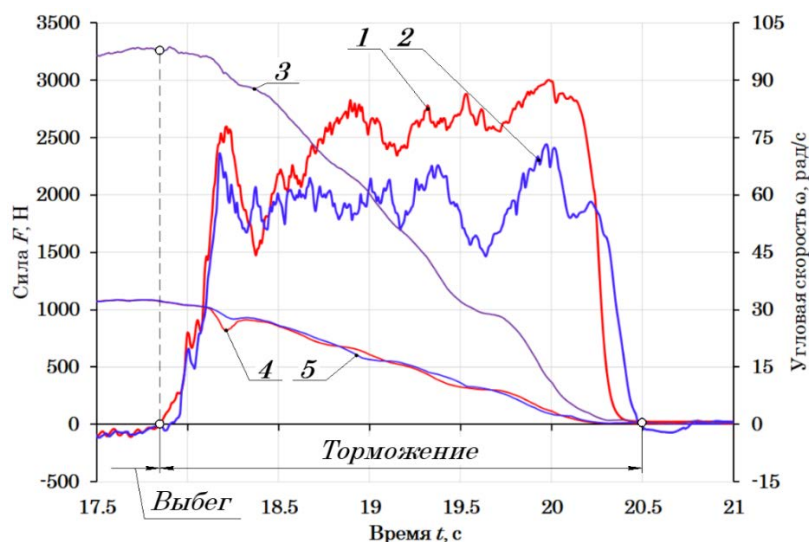


Рисунок 4.72 – Зависимости тормозных сил F_{Ti} и угловых скоростей ω в процессе имитации экстренного торможения от времени t КТС *Toyota Corolla E110 1.6 AT* (эксперимент):

- 1 – сила F_{T1} на левом колесе; 2 – сила F_{T2} на правом колесе; 3 – угловая скорость ω_B беговых барабанов; 4 – угловая скорость ω_{K1} левого колеса; 5 – угловая скорость ω_{K2} правого колеса.

Для оценки адекватности разработанного комплекса математических моделей, а также при их отладке с целью достижения большей точности расчётов, была проведена проверка соответствия результатов аналитического и экспериментального исследований. Результаты аналитических расчетов исследуемого процесса были сравнены с данными, полученных аналитически и экспериментально. Сопоставление данных было реализовано по критерию Фишера, методика которого представлена в третьей главе диссертации. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%.

Сопоставление данных приведено в виде зависимостей, показанных на рисунках 4.73 и 4.74. Эти данные получены при параметрах, которые использовались в ходе аналитического исследования, за исключением начальной скорости торможения $V_A = 12$ км/ч, при имитации покрытия «МИКСТ» ($\Delta\varphi = 0,5$).

На рисунке 4.73 представлены результаты сравнения зависимостей тормозных сил F_{Ti} на колёсах в процессе имитации экстренного торможения КТС,

полученные в ходе экспериментального и аналитического исследований. Рассчитанное значение критерия Фишера для тормозной силы F_{Ti} на колесе составило $F_p = 104,32$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 8,95$.

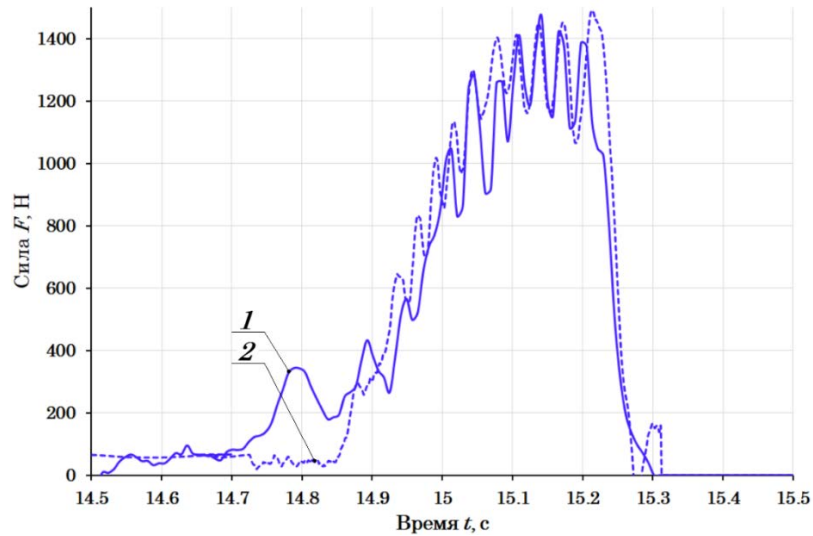


Рисунок 4.73 – Зависимости тормозных сил на левом колесе F_{Ti} при имитации экстренного торможения от времени t КТС *Toyota Corolla E110 1.6 AT* (расчёт+эксперимент):

1 – тормозная сила $F_{T1Э}$ (эксперимент); 2 – тормозная сила $F_{T1Р}$ (расчёт).

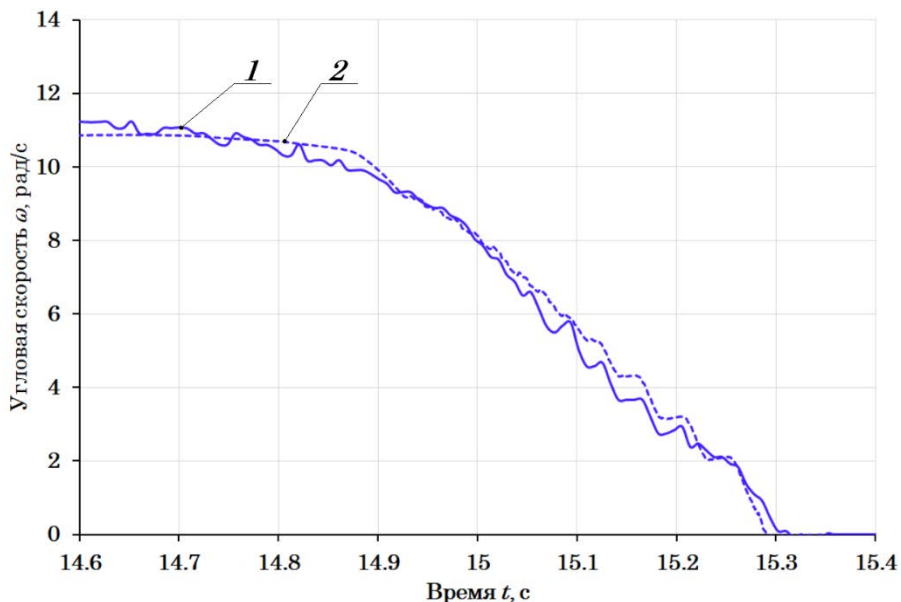


Рисунок 4.74 – Зависимости скоростей V_{Ki} при имитации экстренного торможения от времени t КТС *Toyota Corolla E110 1.6 AT* (расчёт+эксперимент):

1 – угловая скорость $\omega_{K1Э}$ колеса (эксперимент);

2 – угловая скорость $\omega_{K1Р}$ колеса (расчёт).

На рисунке 4.74 представлены результаты сравнения зависимостей угловых скоростей колёс ω_{Ki} в процессе имитации экстренного торможения КТС, полученных аналитически и экспериментально. Рассчитанное значение критерия Фишера для угловой скорости ω_{Ki} колеса составило $F_p = 213,66$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 5,28$.

Проверка адекватности комплекса математических моделей показывает, что результаты аналитического исследования, значимо описывают реальный процесс экстренного торможения колёс КТС с функционирующей АБС на стенде с беговыми барабанами.

4.6.3 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с противобуксовочной системой

С целью подтверждения теоретических обоснований тестовых режимов, приведённых во второй главе, по разработанным методикам, представленным в третьей главе диссертации, были проведены аналитические и экспериментальные исследования рабочих процессов функционирования КТС на стенде с беговыми барабанами с функционирующей ПБС. В качестве объекта исследования был использован автомобиль *Kia Soul EV*.

Выполнение исследования проводилось с целью выявления выходных параметров имитации процессов разгона с буксованием ведущих колёс КТС на стенде с беговыми барабанами с имитацией покрытия «МИКСТ»: силы тяги на колёсах КТС F_{Ki} и скорости ведущих колёс V_{Ki} .

На рисунке 4.75 показана зависимость сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и скоростей колёс V_{Ki} от времени t в процессе тестового режима разгона с имитацией покрытия «МИКСТ» ($\Delta\varphi = 0,5$), полученная в результате аналитического исследования в ПК «Универсальный механизм» [197] при следующих исходных параметрах:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_E = 0,3$ (30%);
- 3) время приведения ОУ силовой установкой в заданное

положение $t_E = 1$ с;

4) конечная, имитируемая скорость разгона по забегаящему колесу $V_{K2} = 25$ км/ч;

5) момент инерции маховой массы, связанной с буксующим колесом $J_{M6} = 1,8$ кг·м².

Участок интенсивного разгона (рисунок 4.75) характеризуется резким увеличением сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах КТС, что приводит к значительному увеличению окружной скорости V_{K2} забегаящего колёса, и, соответственно, беговых барабанов. Значительного увеличения окружной скорости V_{K1} отстающего колеса не происходит. По мере увеличения разности скоростей колёс, наблюдается регулирование скорости забегаящего колеса тормозным моментом, о чём свидетельствует периодичное изменение силы тяги F_{K2} и нарастающей скорости V_{K2} . Беговые барабаны стенда приводятся во вращение преимущественно за счёт силы тяги отстающего колеса F_{K1} .

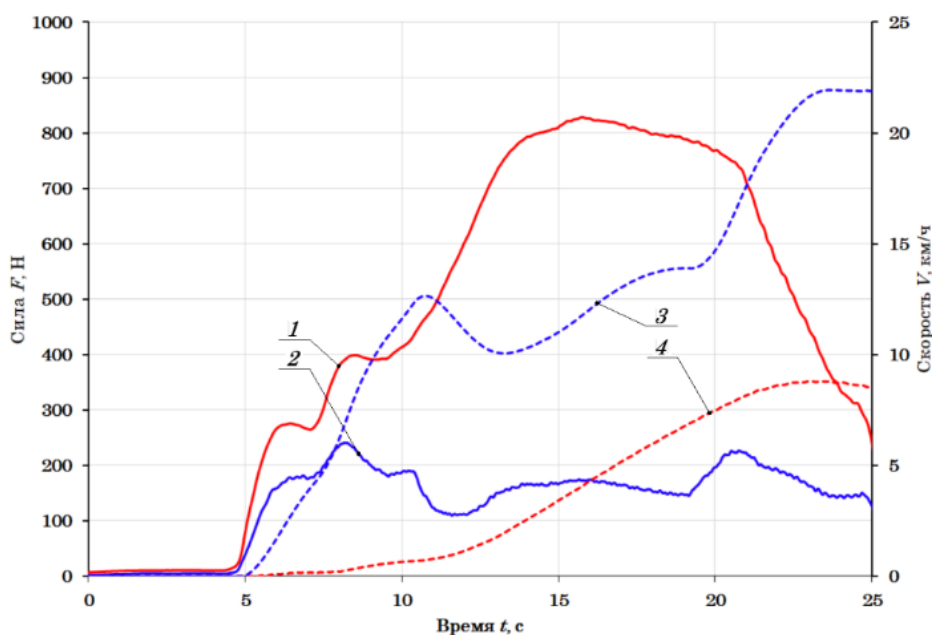


Рисунок 4.75 – Зависимости сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и скоростей V_{Ki} в процессе имитации разгона с буксованием от времени t КТС *Kia Soul EV* (расчёт, при $\varphi_{Иi} = 0,3$):

1 – сила тяги F_{K1} на отстающем колесе; 2 – сила тяги F_{K2} на забегаящем колесе;

3 – окружная скорость V_{K2} забегаящего колеса; 4 – окружная скорость V_{K1}

отстающего колеса.

На рисунке 4.76 показана зависимость сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах их скоростей V_{Ki} в процессе разгона КТС с имитацией «МИКСТ», полученная в результате экспериментального исследования. Зависимость (рисунок 4.76) получена при параметрах стенда и тестового воздействия, которые использовались в ходе аналитического исследования. Силы тяги F_{Ki} передних ведущих колёс КТС, показанные на графике, получены за счёт бесконтактных, магнитоупругих датчиков в системе измерения силовых параметров, размещённых на приводах всех блоков беговых барабанов. Измерение скорости V_{Ki} ведущих колёс достигается наличием роликов следящей системы и датчиков, входящих в состав системы измерения кинематических параметров.

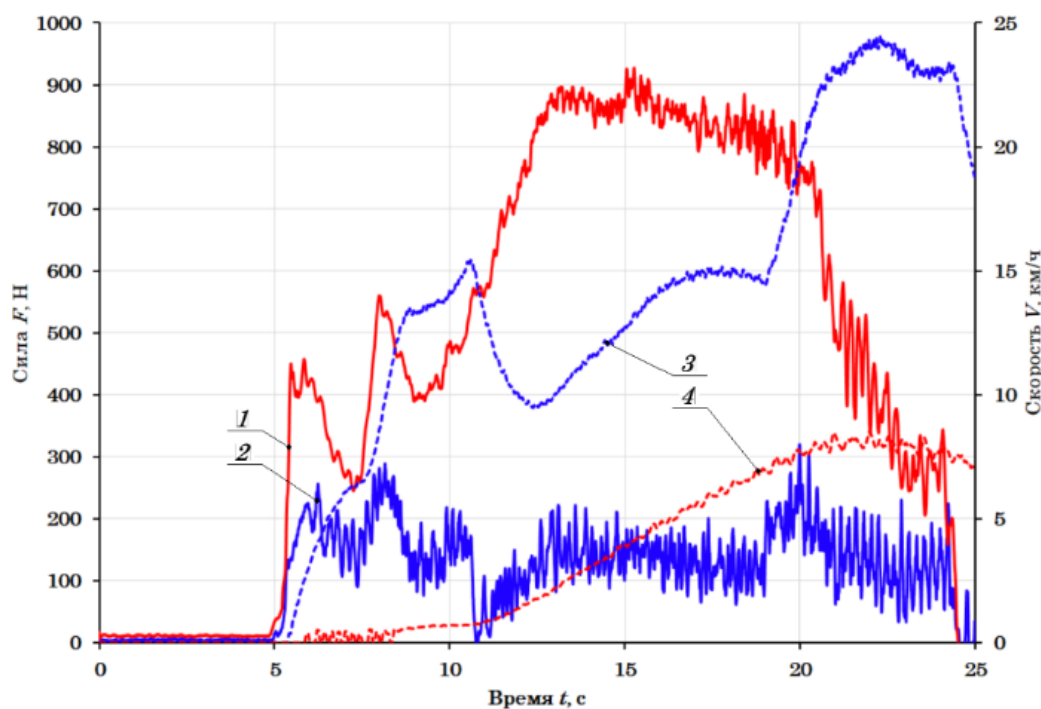


Рисунок 4.76 – Зависимости сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и скоростей V_{Ki} в процессе имитации разгона с буксованием от времени t КТС *Kia Soul EV* (эксперимент, при $\varphi_{иi} = 0,3$):

- 1 – сила тяги F_{K1} на отстающем колесе; 2 – сила тяги F_{K2} на забегающем колесе;
- 3 – окружная скорость V_{K2} забегающего колеса; 4 – окружная скорость V_{K1} отстающего колеса.

Оценка адекватности разработанного комплекса математических моделей была проведена в виде проверки соответствия результатов аналитического и

экспериментального исследований. Сопоставление результатов было реализовано по критерию Фишера. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%. Сопоставление данных приведено в виде зависимостей, показанных на рисунках 4.77 и 4.78. Эти данные получены при параметрах, использовавшихся в ходе аналитического исследования.

На рисунке 4.77 представлены результаты сравнения зависимостей сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах в процессе имитации разгона с буксованием ведущих колёс КТС, полученные в ходе экспериментального и аналитического исследований. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы тяги F_{K1} на отстающем колесе составило $F_p = 481,04$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,20$. Рассчитанное значение критерия Фишера для силы тяги F_{K1} на забегающем колесе составило $F_p = 140,55$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,20$.

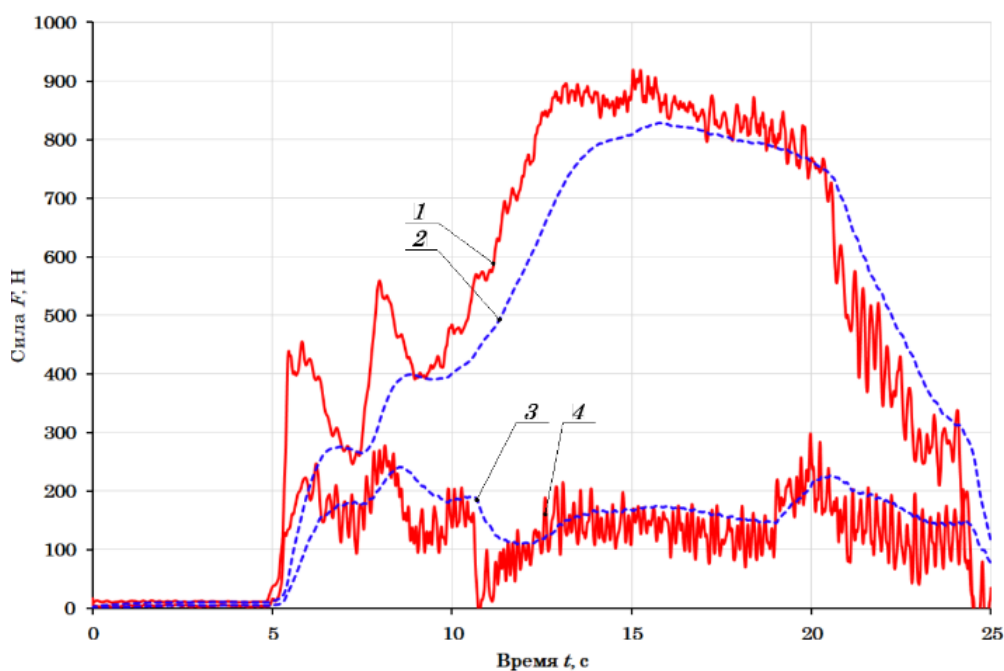


Рисунок 4.77 – Зависимости сил тяги на колёсах F_{Ki} при имитации разгона с буксованием от времени t КТС *Kia Soul EV* (расчёт+эксперимент, при $\varphi_{иi} = 0,3$):
 1 – сила тяги $F_{K1Э}$ на отстающем колесе (эксперимент); 2 – сила тяги $F_{K1Р}$ на отстающем колесе (расчёт); 3 – сила тяги $F_{K2Р}$ на забегающем колесе (расчёт);
 4 – сила тяги $F_{K2Э}$ на забегающем колесе (эксперимент).

На рисунке 4.78 представлены результаты сравнения зависимостей скоростей

V_{Ki} ведущих колёс в процессе имитации процесса разгона с буксованием, полученных аналитически и экспериментально. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости V_{K2} отстающего колеса составило $F_p = 195,31$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,20$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости V_{K1} забегающего колеса составило $F_p = 6056,5$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,20$.

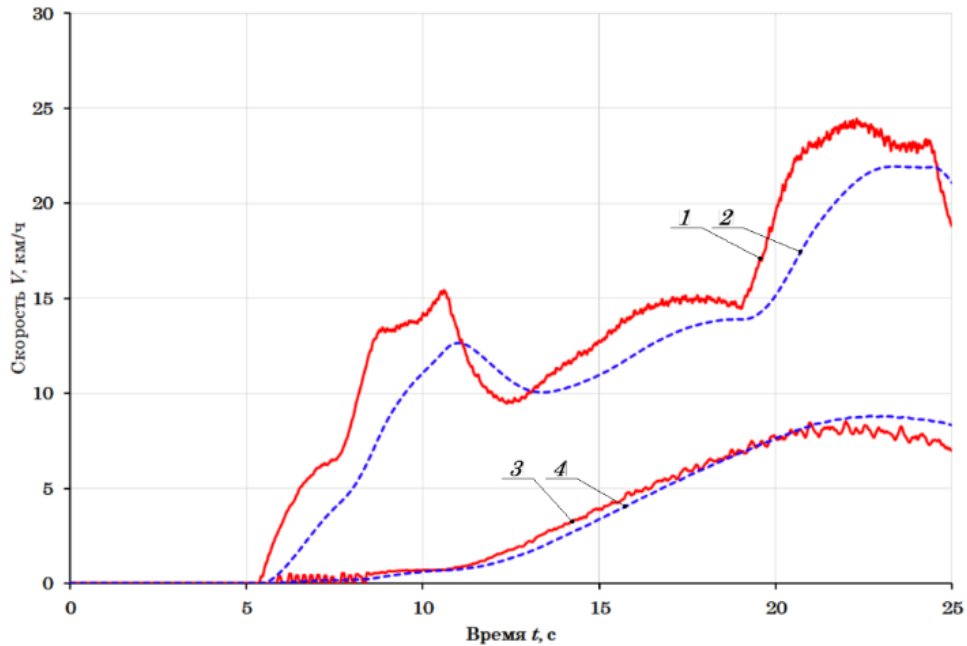


Рисунок 4.78 – Зависимости скоростей колёс V_{Ki} при имитации разгона с буксованием от времени t КТС *Kia Soul EV* (расчёт+эксперимент, при $\varphi_{иi} = 0,3$):

- 1 – скорость $V_{K1Э}$ забегающего колеса (эксперимент); 2 – скорость $V_{K2Р}$ забегающего колеса (расчёт); 3 – скорость $V_{K1Э}$ отстающего колеса (эксперимент); 4 – скорость $V_{K1Р}$ отстающего колеса (расчёт).

Проверка адекватности разработанного комплекса математических моделей показала, что результаты аналитических исследований согласуются с данными, полученными в ходе экспериментов. Характеристики процесса разгона КТС на стенде с имитацией покрытия «МИКСТ» совпадают качественно. Таким образом, комплекс математических моделей является пригодным для проведения аналитических исследований процесса разгона ведущих колес КТС с функционирующей ПБС на стенде с беговыми барабанами.

4.6.4 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с динамической системой курсовой стабилизации

Чтобы подтвердить теоретические положения, описанные во второй главе диссертации, были проведены аналитические и экспериментальные исследования рабочих процессов функционирования КТС с ДСКС. Исследования проводились на стенде с беговыми барабанами в соответствии с методиками, представленными в третьей главе. В процессе этих исследований был использован автомобиль *KIA Soul EV*.

Выходными параметрами процесса исследования являлись тормозные силы F_{Ti} на передних колёсах КТС.

Исходными параметрами, определяющими исследуемый процесс были:

- 1) максимальная скорость, имитируемая на стенде $V_A = 50$ км/ч;
- 2) максимальный угол поворота стенда вместе с КТС $\gamma_{СМАХ} = \pm 7$ градусов;
- 3) максимальная скорость поворота стенда вместе с КТС $d\gamma_{СМАХ}/dt = 8,5$ градус/с ($T_{ZC} = 5$ с);
- 4) масса КТС $m_A = 1170$ кг.

На рисунке 4.79 показаны зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах КТС, угла γ_C и скорости $d\gamma_C/dt$ поворота стенда вместе с КТС от времени t при тестовом режиме бокового заноса, полученные в результате аналитического исследования в ПК «Универсальный механизм» [197]. Изменение угла поворота стенда задавалось синусоидальной функцией изменения момента поворота стенда $M_{ИС}$. На графике отчётливо виден момент срабатывания ДСКС по нарастанию тормозных сил на передних левом F_{T1} и правом F_{T2} колёсах. При имитации бокового заноса КТС в правую сторону ($\gamma_C < 0$), происходит нарастание тормозной силы F_{T1} на переднем левом колесе. По мере уменьшения скорости $d\gamma_C/dt$ происходит снижение тормозной силы F_{T1} . При повороте стенда с КТС влево ($\gamma_C > 0$), система поддерживает курсовую стабилизацию за счёт увеличения тормозной силы F_{T2} правого переднего колеса.

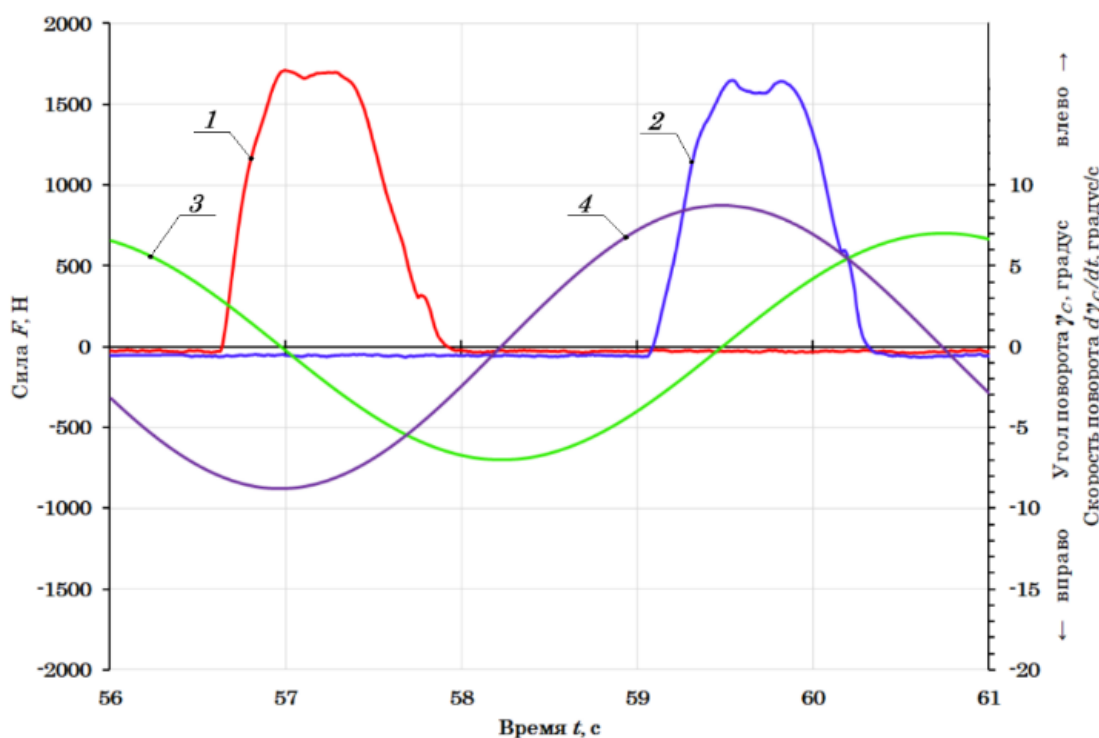


Рисунок 4.79 – Зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах, угла γ_C и угловой скорости $d\gamma_C/dt$ поворота станда вместе с КТС Kia Soul EV при имитации бокового заноса от времени t (расчёт):

1 – тормозная сила F_{T1} на переднем левом колесе; 2 – тормозная сила F_{T2} на переднем правом колесе; 3 – угол γ_C поворота; 4 – скорость $d\gamma_C/dt$ поворота.

На рисунке 4.80 показаны зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах КТС, угла γ_C и скорости $d\gamma_C/dt$ поворота станда вместе с КТС при имитации бокового заноса, полученные в результате экспериментального исследования. Изменение угла поворота станда задавалось синусоидальной функцией изменения угла γ_C поворота стандом с КТС, за счёт регулирования момента $M_{ис}$. Регулирование осуществлялось преобразователем частоты напряжения питания привода поворотной системы станда, оснащённым микроконтроллером с обратной связью по датчику угла поворота станда. Изменение тормозных сил F_{Ti} на передних колёсах КТС в зависимости от угла γ_C и угловой скорости $d\gamma_C/dt$ поворота станда с КТС показывают функционирование ДСКС, что подтверждает использование станда с беговыми барабанами для проведения исследований рабочих процессов этой системы.

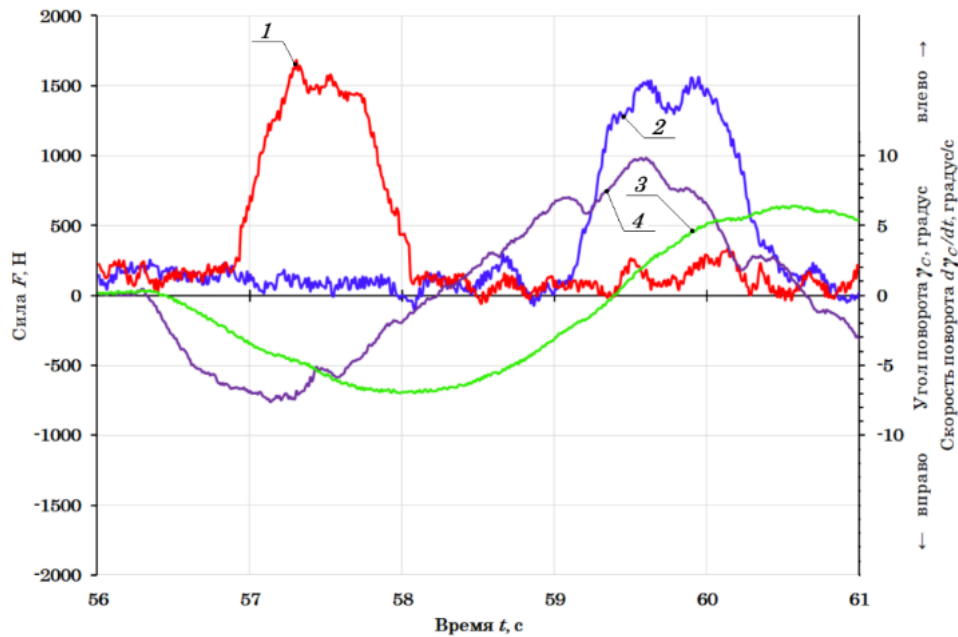


Рисунок 4.80 – Зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах, угла γ_C и угловой скорости $d\gamma_C/dt$ поворота стенда вместе с КТС *Kia Soul EV* при имитации бокового заноса от времени t (эксперимент):

1 – тормозная сила F_{T1} на переднем левом колесе; 2 – тормозная сила F_{T2} на переднем правом колесе; 3 – угол γ_C поворота; 4 – скорость $d\gamma_C/dt$ поворота.

Для оценки адекватности комплекса математических моделей, а также в процессе их отладки, была проведена проверка соответствия результатов аналитического и экспериментального исследований (рисунок 4.81). Сопоставление данных было реализовано по критерию Фишера, при уровне значимости, равном 95%.

На графике наблюдается смещение тормозной силы F_{T1P} на переднем левом колесе, полученной в результате экспериментального исследования относительно расчётного значения тормозной силы $F_{T1Э}$. Обусловлено это отличающимся нарастанием угла поворота стенда $\gamma_{CЭ}$, и, соответственно скорости $d\gamma_{CЭ}$ от их значений, полученных расчётным путём γ_{CP} и $d\gamma_{CP}/dt$. Рассчитанное значение критерия Фишера для тормозной силы F_{T1} составило $F_p = 22,60$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,23$. Рассчитанное значение критерия Фишера для тормозной силы F_{T2} составило $F_p = 13,98$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,23$. Рассчитанное значение критерия Фишера для угла γ_{CP} поворота составило $F_p = 14,88$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,23$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скорости

$d\gamma_{C3}/dt$ поворота составило $F_p = 29,49$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 1,23$.

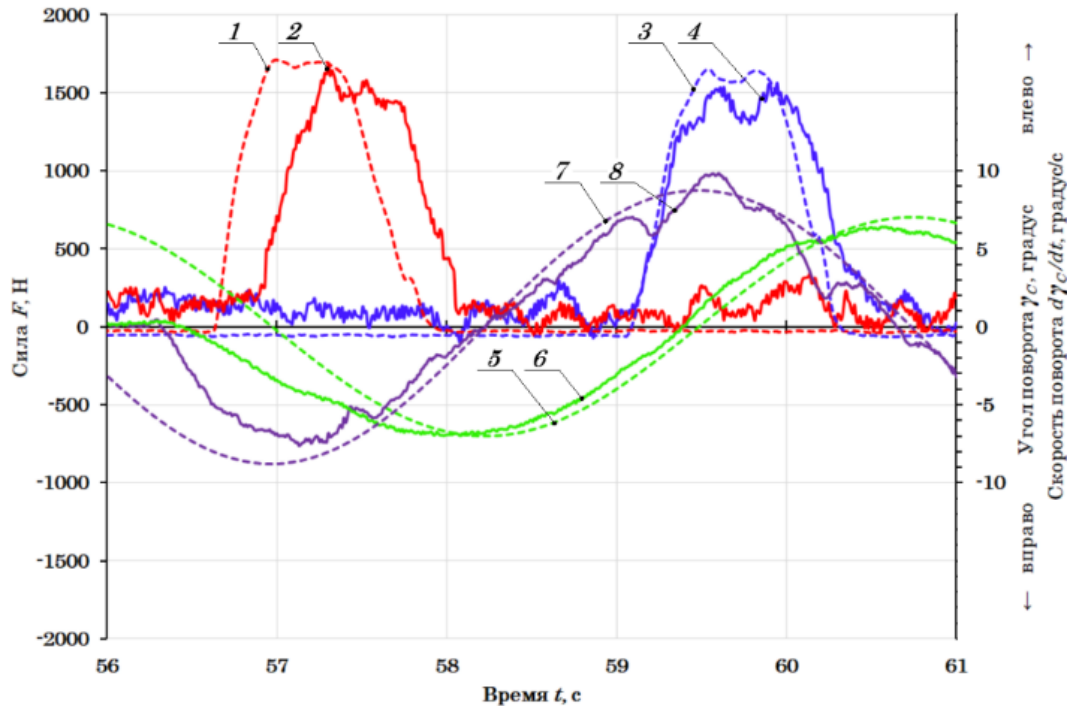


Рисунок 4.81 – Зависимости тормозных сил F_{Ti} на колёсах, угла γ_C и угловой скорости $d\gamma_C/dt$ поворота стенда вместе с КТС *Kia Soul EV* при имитации бокового заноса от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – тормозная сила F_{T1P} на переднем левом колесе (расчёт); 2 – тормозная сила $F_{T1Э}$ на переднем левом колесе (эксперимент); 3 – тормозная сила F_{T2P} на переднем правом колесе (расчёт); 4 – тормозная сила $F_{T2Э}$ на переднем правом колесе (эксперимент); 5 – угол γ_{CP} поворота (расчёт); 6 – угол γ_{C3} поворота (эксперимент); 7 – скорость $d\gamma_{CP}/dt$ поворота (расчёт); 8 – скорость $d\gamma_{C3}/dt$ поворота (эксперимент).

Проверка адекватности разработанного комплекса математических моделей показала, что результаты аналитических исследований согласуются с данными, полученными в ходе экспериментов. Характеристики процесса имитации режима бокового заноса КТС на стенде совпадают качественно, что подтверждает возможность проведения аналитических исследований процесса функционирования КТС с ДСКС на стенде с беговыми барабанами.

4.6.5 Результаты исследования рабочих процессов функционирования КТС с системой управления подключаемым полным приводом

Теоретические основы по обоснованию тестовых режимов имитации буксования ведущих колёс, изложенные во второй главе, были подтверждены результатами аналитических и экспериментальных исследований по имитации рабочих процессов функционирования КТС с системой управления ТПП. Методики, в соответствии с которыми осуществлялось экспериментальное исследование подробно приведены в третьей главе диссертации. В качестве объекта исследования был использован автомобиль *Volvo S60 2.5T AWD с муфтой Haldex 2-го поколения*.

Выполнение исследования проводилось с целью выявления выходных параметров имитации процессов разгона с буксованием ведущих колёс КТС на стенде с беговыми барабанами с имитацией покрытия типа «МИКСТ» отдельно для колёс каждой ведущей оси: силы тяги на колёсах КТС F_{Ki} и скорости ведущих колёс V_{Ki} . Скорости V_{Ki} , характеризующие исследуемый имитируемый режим, определялись по скорости роликов следящей системы стенда.

На рисунках 4.82...4.85 показаны зависимости сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и скоростей колёс V_{Ki} от времени t в процессе имитации разгона с буксованием, полученные в результате аналитического исследования. Аналитическое исследование производилось в ПК «Универсальный механизм» [197] по следующим вариантам имитации покрытия типа «МИКСТ» ($\Delta\varphi = 0,5$):

- 1) разгон ведущих колёс КТС до заданной скорости с имитацией низкого коэффициента сцепления шин ведущих колёс передней оси;
- 2) разгон ведущих колёс КТС до заданной скорости с имитацией низкого коэффициента сцепления шин ведущих колёс задней оси.

Исходные параметры:

- 1) момент инерции маховых масс $J_{Mi} = 3,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
- 2) уровень активации ОУ силовой установкой $\beta_E = 0,25$ (25%);
- 3) время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение $t_E = 1 \text{ с}$;

- 4) конечная, имитируемая скорость разгона $V_K = 30$ км/ч;
- 5) моменты инерции маховых масс, связанных с буксующими колёсами

$$J_{M6} = 1,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

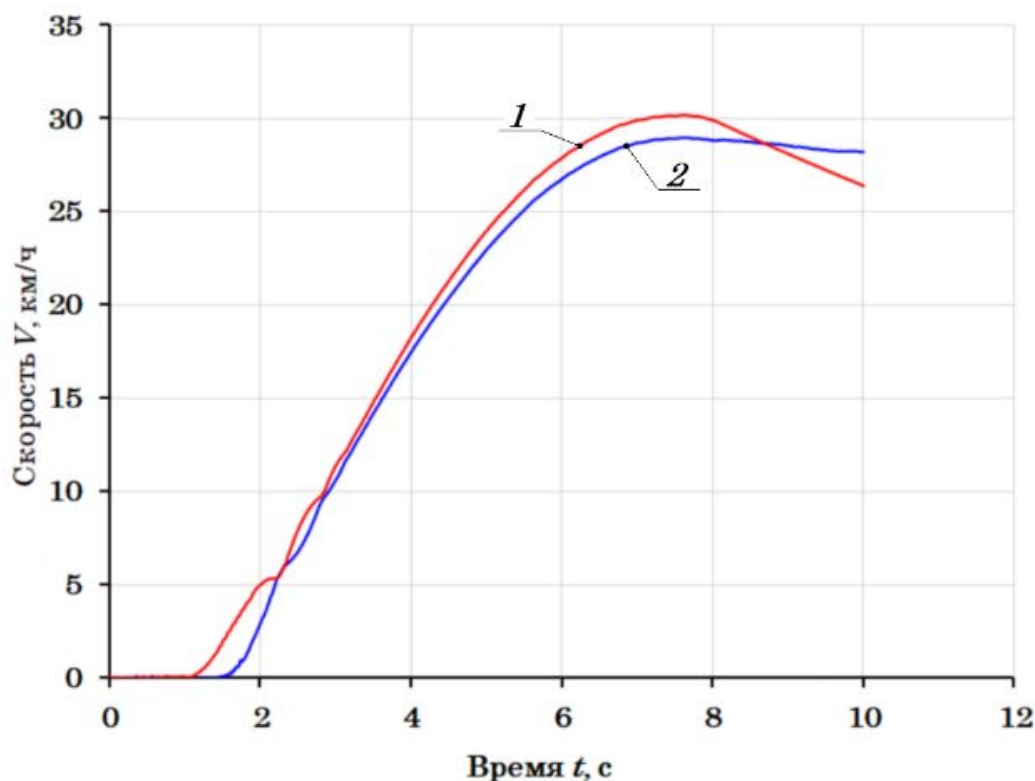


Рисунок 4.82 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (расчёт):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} ; 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} .

Участок разгона (рисунки 4.82 и 4.83) характеризуется резким увеличением скорости V_{Ki}^{Π} ведущих колёс КТС, причём, повышение скорости V_{K12}^{Π} колёс передней оси происходит интенсивнее, чем задней V_{K34}^{Π} , по причине имитации процесса буксования именно этой оси. При этом, силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} возрастают несколько раньше сил тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} . В момент, когда разность скоростей достигает значения, при котором происходит срабатывание системы ТПП, наблюдается подключение колёс задней оси, о чём свидетельствует возрастание сил тяги задних колёс F_{K34}^{Π} . Дальнейший разгон всех колёс КТС осуществляется за счёт сил тяги F_{K34}^{Π} колёс задней оси.

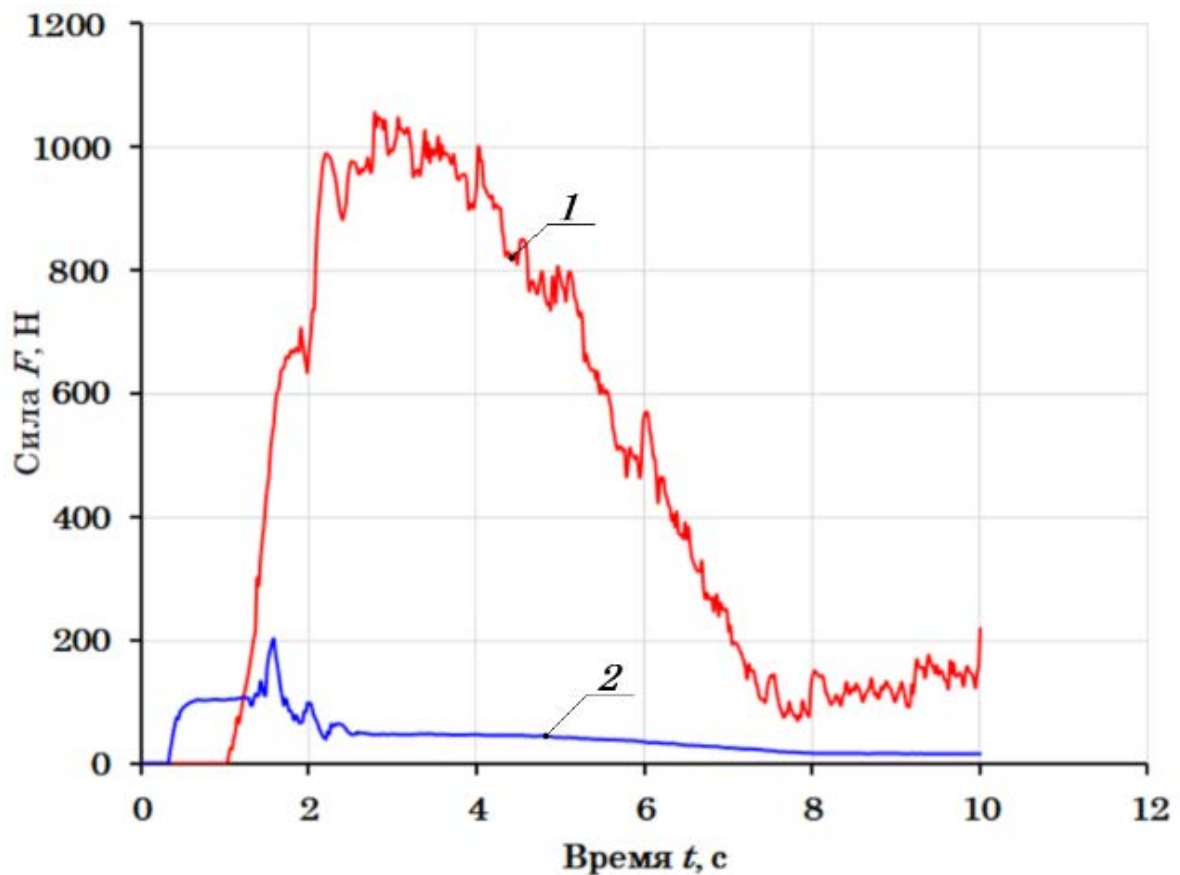


Рисунок 4.83 – Зависимость сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (расчёт):

1 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} ; 2 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} .

Зависимость скоростей V_{Ki}^3 и сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС с буксованием задней оси на покрытии типа «МИКСТ» показана на рисунках 4.84 и 4.85. Этот режим характеризуется увеличением скорости V_{Ki}^3 ведущих колёс КТС, однако, значительного повышения скорости V_{K12}^3 колёс передней оси по отношению к скоростям V_{K34}^3 колёс задней оси не происходит. Объясняется это тем, что задан режим имитации процесса буксования задней оси. Силы тяги колёс передней оси F_{K12}^3 увеличиваются больше сил тяги колёс задней оси F_{K34}^3 . В случаях, когда разность скоростей, достигает значения, при котором осуществляется подключение колёс задней оси, силы тяги F_{K34}^3 на колёсах этой оси возрастают незначительно. Дальнейший разгон всех колёс КТС осуществляется за счёт сил тяги F_{K34}^3 колёс передней оси.

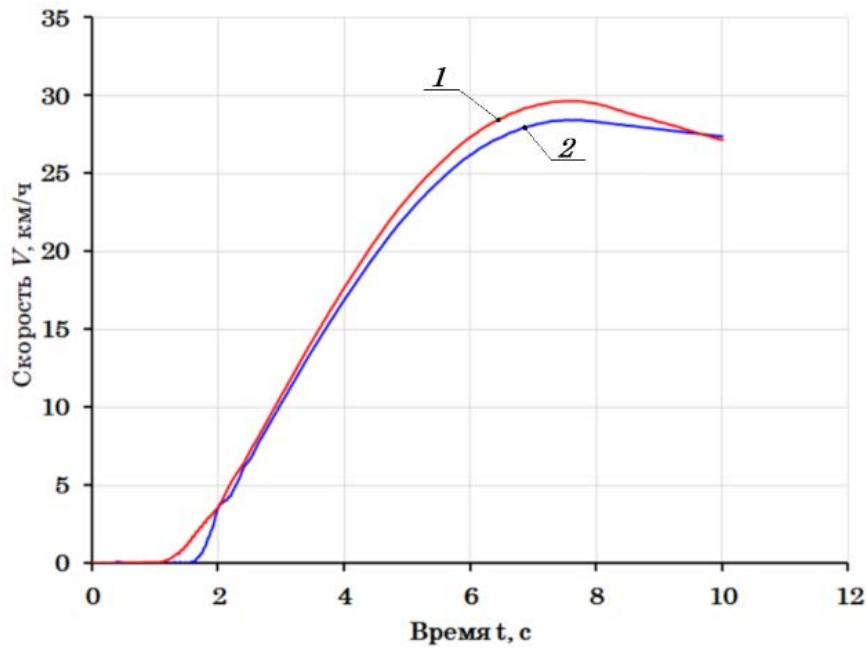


Рисунок 4.84 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (расчёт):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} ; 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} .

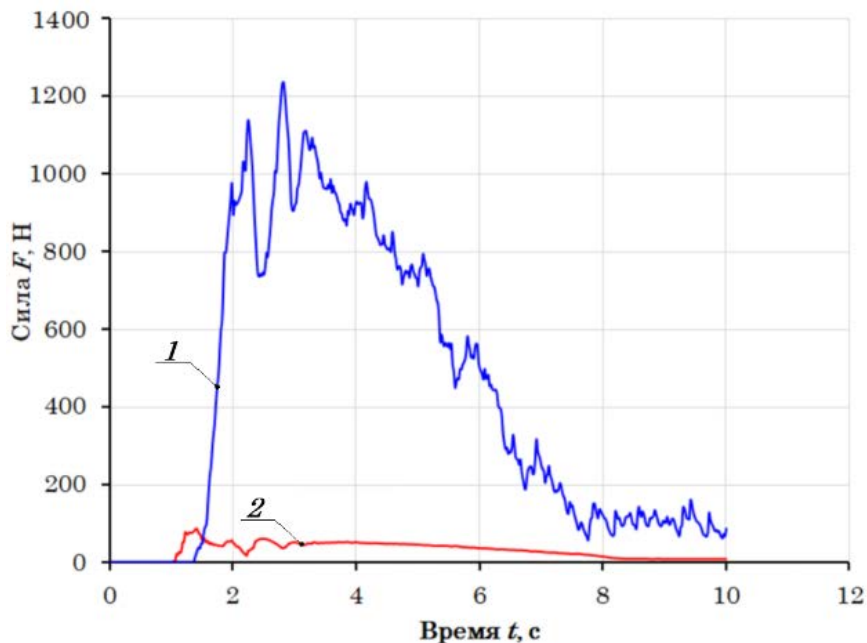


Рисунок 4.85 – Зависимость сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (расчёт):

1 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} ; 2 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} .

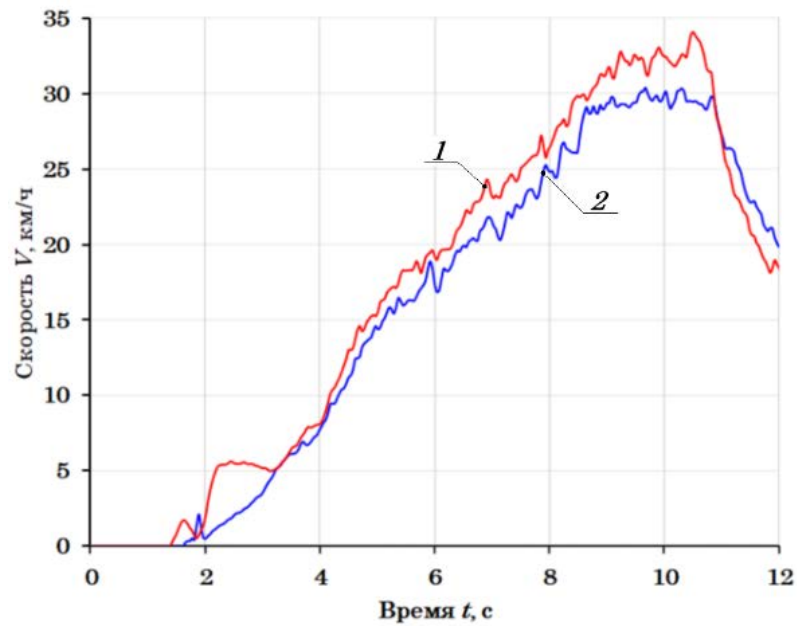


Рисунок 4.86 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (эксперимент):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} ; 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} .

На рисунках 4.86...4.89 показаны зависимости сил тяги F_{Ki} на ведущих колёсах и их скоростей V_{Ki} в процессе имитации разгона с буксованием ведущих колёс КТС, полученные в результате экспериментального исследования. Зависимости получены при параметрах стенда и тестового воздействия, которые использовались в ходе аналитического исследования. Имитация процесса буксования определённой оси в соответствии с методиками проведения эксперимента осуществлялась при помощи фрикционных муфт и моментов инерции маховых масс, связанных с буксующими колёсами $J_{M6} = 1,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Разность скоростей V_{Ki} наблюдается до тех пор (рисунки 4.86 и 4.88), пока не достигнуто условие подключения муфты системы ТПП. При срабатывании муфты происходит процесс синхронизации скоростей V_{Ki} колёс.

Аналогично результатам аналитических исследований, в процессе экспериментальных исследований на графиках скоростей V_{Ki} , в начале процесса разгона возникает петля, которая сходится при срабатывании автоматизированной системы управления трансмиссией. При последующем увеличении скоростей V_{Ki}

наблюдается их разность, которая также обусловлена значением уставки срабатывания системы.

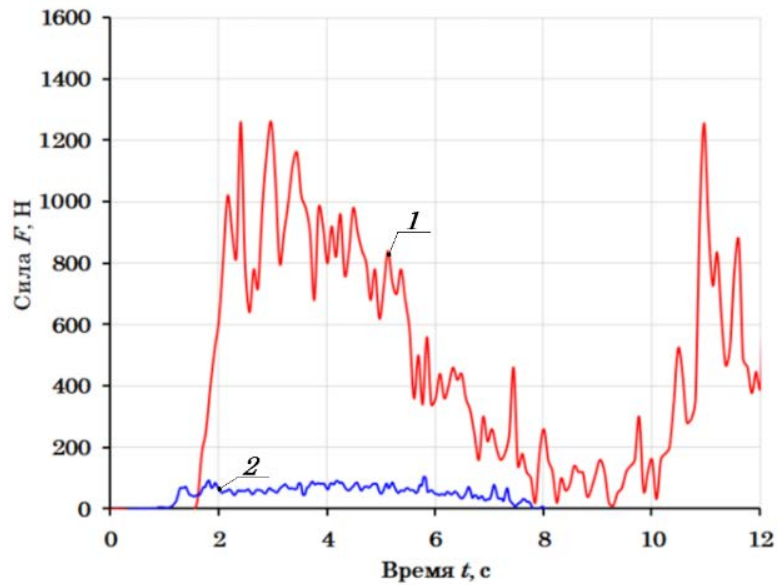


Рисунок 4.87 – Зависимость сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (эксперимент):

1 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} ; 2 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} .

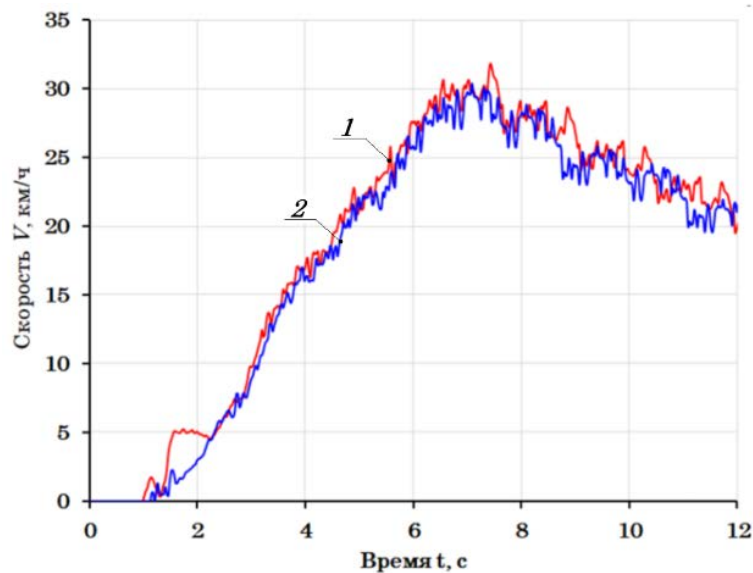


Рисунок 4.88 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (эксперимент):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} ; 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} .

На графиках (рис. 4.87 и 4.89) показаны зависимости сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС с буксованием передней оси, а также сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^3 с буксованием задней оси, полученные в результате экспериментального исследования. По графикам можно отметить резкие скачкообразные изменения сил F_{Ki} , которые вызваны крутильными колебаниями в трансмиссиях стенда и автомобиля.

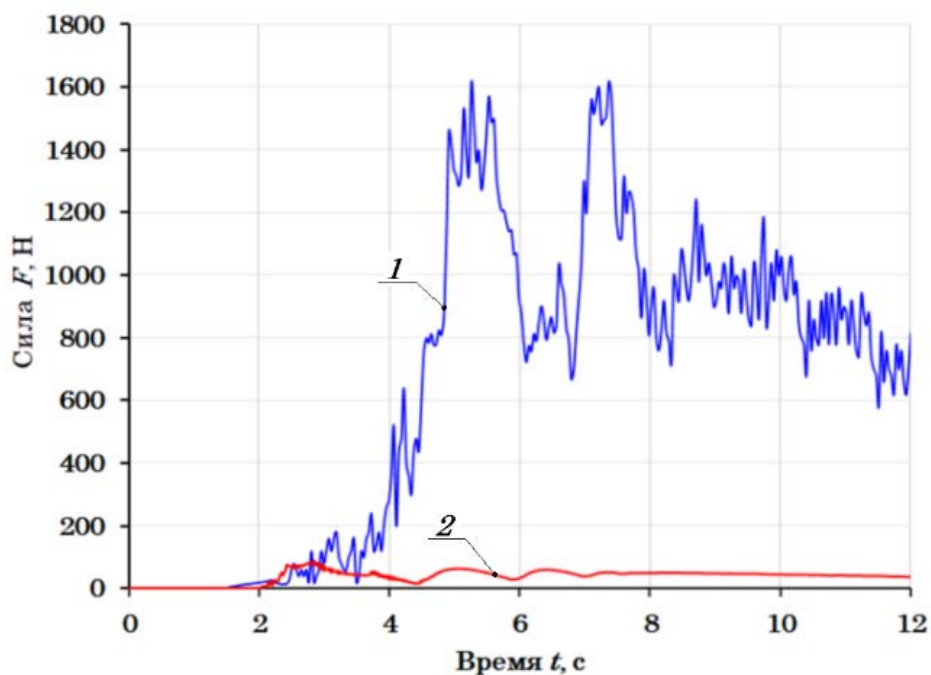


Рисунок 4.89 — Зависимость сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (эксперимент):

1 — сила тяги колёс передней оси F_{K12}^3 ; 2 — сила тяги колёс задней оси F_{K34}^3 .

Для оценки соответствия результатов математического моделирования и результатов, полученных в процессе экспериментального исследования при функционировании КТС с ТПП на стенде с беговыми барабанами при имитации покрытия «МИКСТ», была проведена проверка адекватности разработанной математической модели по критерию Фишера. Оценку адекватности проводили при уровне значимости, равном 95%. Сопоставление данных приведено в виде зависимостей, показанных на рисунках 4.90 и 4.94, при параметрах, которые использовались в аналитическом исследовании.

На рисунке 4.90 представлены результаты сравнения зависимостей скоростей ведущих колёс V_{Ki}^{Π} в процессе разгона КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» с буксованием колёс передней оси, полученных аналитически и экспериментально. Рассчитанное значение критерия Фишера для скоростей колёс передней оси V_{K12}^{Π} составило $F_p = 664,35$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скоростей колёс задней оси V_{K34}^{Π} составило $F_p = 231,55$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$.

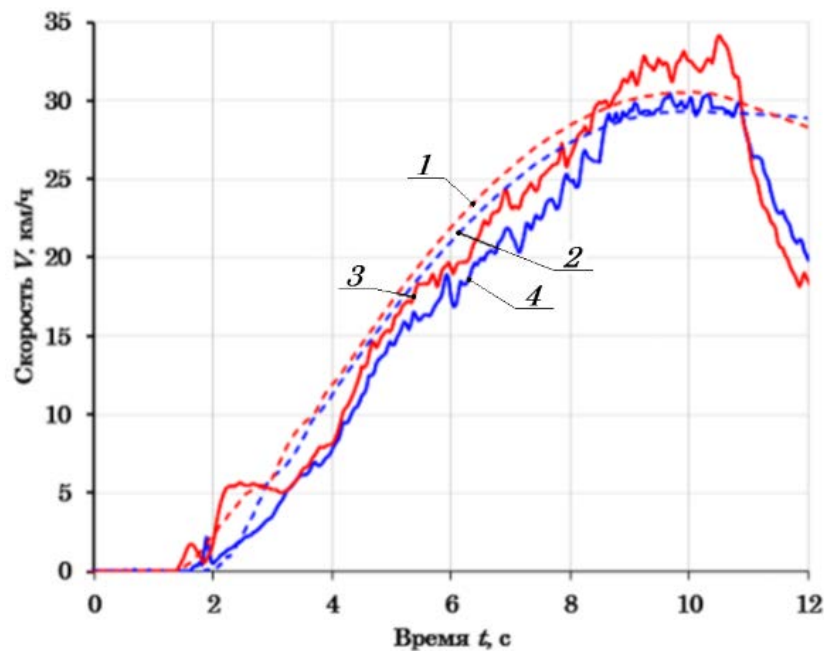


Рисунок 4.90 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^{Π} в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} (расчёт); 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} (расчёт); 3 – скорость колёс передней оси V_{K12}^{Π} (эксперимент); 4 – скорость колёс задней оси V_{K34}^{Π} (эксперимент).

На рисунке 4.91 представлены результаты сравнения зависимостей сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^{Π} в процессе разгона КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» с буксованием колёс передней оси, полученные в ходе экспериментального и аналитического исследований. Рассчитанное значение критерия Фишера для сил тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} составило $F_p = 401,85$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$.

Рассчитанное значение критерия Фишера для сил тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} составило $F_p = 561,55$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$.

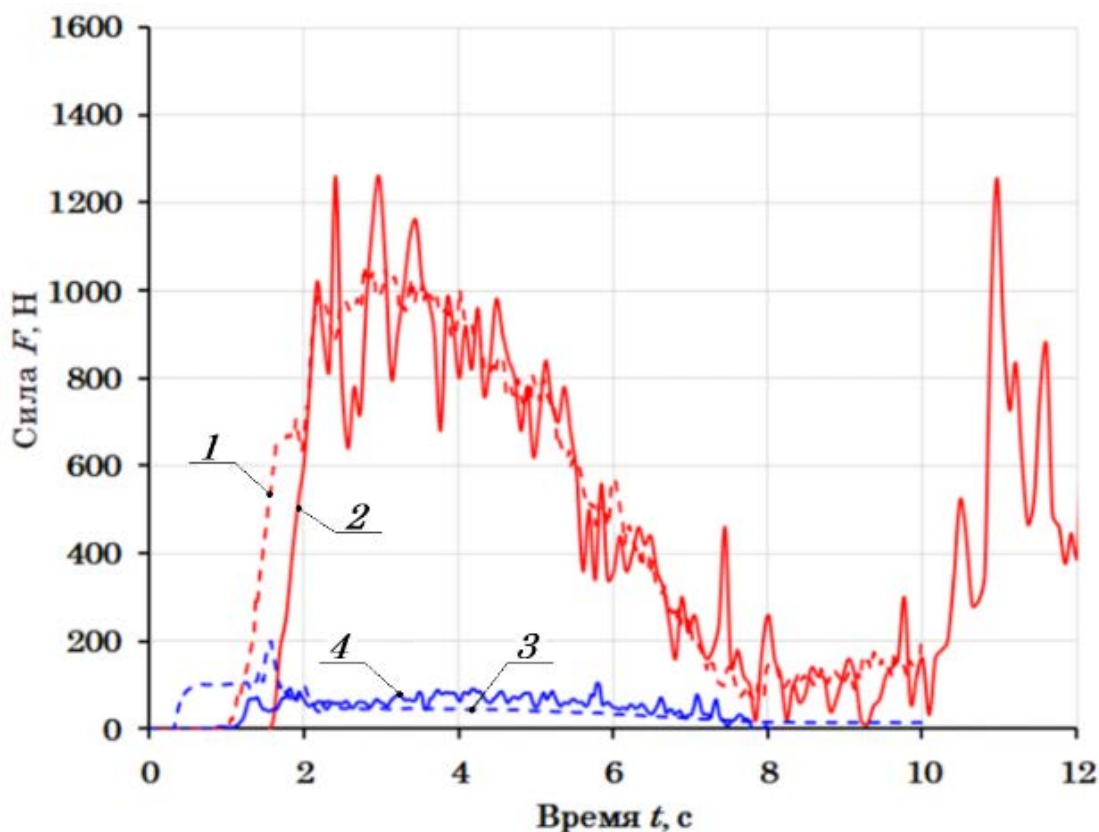


Рисунок 4.91 – Зависимости сил тяги ведущих колёс $F_{K_i}^{\Pi}$ в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс передней оси от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} (расчёт); 2 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^{Π} (эксперимент); 3 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} (расчёт); 4 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^{Π} (эксперимент).

На рисунке 4.92 представлены результаты сравнения зависимостей скоростей ведущих колёс $V_{K_i}^3$ в процессе разгона КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» с буксованием колёс задней оси, полученных аналитически и экспериментально. Рассчитанное значение критерия Фишера для скоростей колёс передней оси V_{K12}^3 составило $F_p = 504,22$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$. Рассчитанное значение критерия Фишера для скоростей колёс задней оси V_{K34}^3 составило $F_p = 630,64$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$.

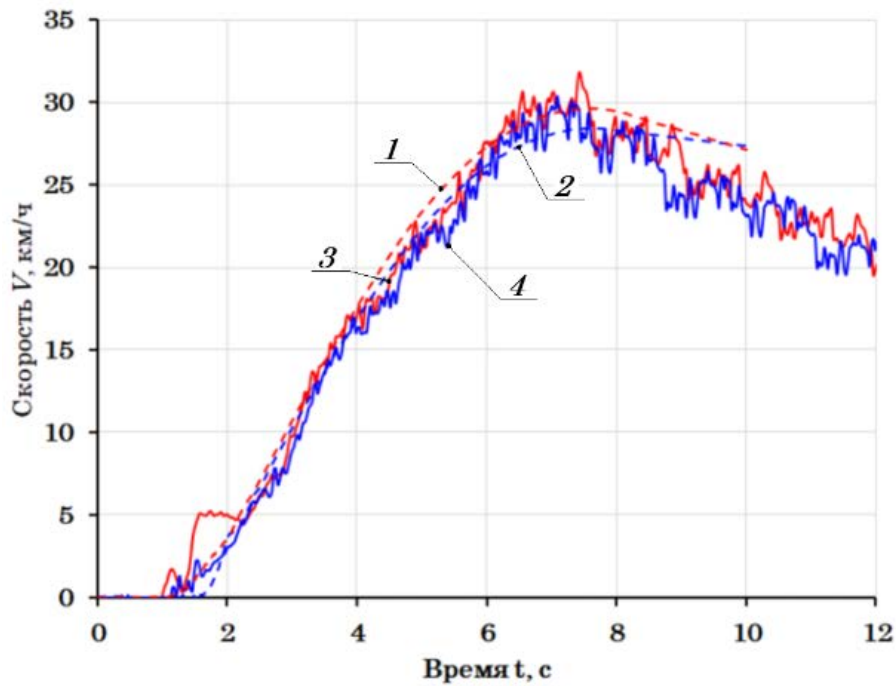


Рисунок 4.92 – Зависимость скоростей ведущих колёс V_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – скорость колёс передней оси V_{K12}^3 (расчёт); 2 – скорость колёс задней оси V_{K34}^3 (расчёт); 3 – скорость колёс передней оси V_{K12}^3 (эксперимент); 4 – скорость колёс задней оси V_{K34}^3 (эксперимент).

На рисунке 4.93 представлены результаты сравнения зависимостей сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^3 в процессе разгона КТС с имитацией покрытия «МИКСТ» с буксованием колёс задней оси, полученные в результате экспериментального и аналитического исследований. Рассчитанное значение критерия Фишера для сил тяги колёс передней оси F_{K12}^3 составило $F_p = 140,41$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$. Рассчитанное значение критерия Фишера для сил тяги колёс задней оси F_{K34}^3 составило $F_p = 681,74$, при табличном значении $F_{(v_1, v_2, \%)}^T = 3,49$.

Проверка адекватности разработанного комплекса математических моделей показала, что результаты аналитических исследований согласуются с данными, полученными в ходе экспериментов. Характеристики процесса имитации режимов разгона КТС на стенде с беговыми барабанами с имитацией покрытия «МИКСТ»

совпадают качественно.

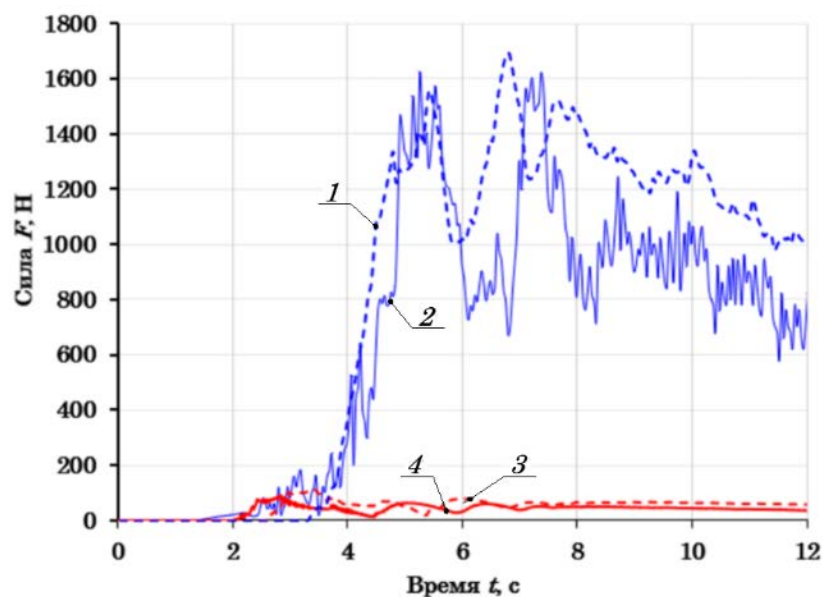


Рисунок 4.93 – Зависимости сил тяги ведущих колёс F_{Ki}^3 в процессе имитации разгона КТС *Volvo S60 2.5T AWD* с буксованием колёс задней оси от времени t (расчёт+эксперимент):

1 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^3 (расчёт); 2 – силы тяги колёс передней оси F_{K12}^3 (эксперимент); 3 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^3 (расчёт); 4 – силы тяги колёс задней оси F_{K34}^3 (эксперимент);

4.7 Методология исследований КТС и их компонентов на стендах с беговыми барабанами

На основе результатов проведённых аналитических и экспериментальных исследований произведено формирование методологии исследований КТС на стендах с беговыми барабанами с использованием эффективных методик исследования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС на стенде с беговыми барабанами (таблица 4.27).

Рациональное комбинирование методик исследований КТС на стендах с беговыми барабанами позволило сформировать подход к комплексному исследованию показателей их эксплуатационных свойств. Методы распределены в соответствии с исследуемыми свойствами по системам и агрегатам КТС в соответствии с

показателями их свойств: тягово-скоростных, топливно-экономических, энергетических, устойчивости и управляемости.

Для каждого метода сформирован комплекс, обеспечивающих их проведение на стенде с беговыми барабанами обоснованных тестовых режимов с тестовыми и измеряемыми параметрами: разгон, движение с постоянной скоростью без нагрузки, движение с постоянной скоростью с нагрузкой, выбег с рекуперативным торможением, разгон и торможение с имитацией покрытия «МИКСТ» и боковой занос.

Задание тестовых режимов сопровождается оптимизацией параметров, их характеризующих:

- 1) для тестового режима разгона: $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (4.15); $|\delta_V| \rightarrow \min$ (4.18); $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (4.20); $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49); $v \rightarrow \max$ (4.53) и $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12);
- 2) для тестового режима установившегося движения: $|\delta_{FKV}| \rightarrow \min$ (4.24); $|\delta_{VU}| \rightarrow \min$ (4.28); $|\delta_{NU}| \rightarrow \min$ (4.32); $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49) и $v \rightarrow \max$ (4.53);
- 3) для тестового режима выбега: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52); $v \rightarrow \max$ (4.53) и $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12);
- 4) для тестового режима торможения: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52); $v \rightarrow \max$ (4.53) и $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12);
- 5) для тестового режима разгона на покрытии «МИКСТ»: $|\delta_{FK}| \rightarrow \min$ (4.15); $|\delta_V| \rightarrow \min$ (4.18); $|\delta_{NK}| \rightarrow \min$ (4.20); $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$ (4.42); $|\delta_{FP}| \rightarrow \min$ (4.49); $v \rightarrow \max$ (4.53); $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12);
- 6) для тестового режима торможения на покрытии «МИКСТ»: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52); $|\Delta_{VB}| \rightarrow \min$ (4.42); $v \rightarrow \max$ (4.53) и $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12);
- 7) для тестового режима имитации бокового заноса: $|\delta_{FT12}| \rightarrow \min$ (4.35); $|\delta_{FT34}| \rightarrow \min$ (4.36); $|\delta_{FT}| \rightarrow \min$ (4.52); $N_{ZC} \rightarrow \text{optim}$ (4.44) и $v \rightarrow \max$ (4.53).

Оценку состояния контролируемой системы по исследуемым показателям эксплуатационных свойств предлагается осуществлять по известным критериям [54, 59, 60, 173, 174, 232].

Таблица 4.27 – Формирование методов исследования эксплуатационных свойств КТС на стенде с беговыми барабанами

Система, агрегат	Тестовый режим	Параметры тестового режима	Измеряемые на стенде параметры	Функция оптимизации конструкт. и тестовых параметров	Параметры, характеризующие состояния системы [54, 59, 60, 173, 174, 232]
1	2	3	4	5	6
КТС с ДВС	Разгон	- уровень активации ОУ силовой установки β_E ; - время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение t_{β_E} .	- скорость V_A ; - силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - время разгона t_p .	$ \delta_{FK} \rightarrow \min$ (4.15) $ \delta_V \rightarrow \min$ (4.18) $ \delta_{NK} \rightarrow \min$ (4.20) $ \delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	- время разгона до заданной скорости t_p ; - скорость V_A ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения ДВС, приведённые к ведущим колёсам; - часовой расход топлива G_T ; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности.
	Движение с постоянной скоростью без нагрузки	- уровень активации ОУ силовой установки β_E ;	-силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} ; -скорость V_A ; -мощность на ведущих колёсах N_{Ki} .	$ \delta_{FKY} \rightarrow \min$ (4.24) $ \delta_{VY} \rightarrow \min$ (4.28) $ \delta_{NY} \rightarrow \min$ (4.32) $ \delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53)	- скорость V_A ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения ДВС, приведённые к ведущим колёсам; - часовой расход топлива G_T ; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности.
	Движение с постоянной скоростью с нагрузкой	- уровень активации ОУ силовой установки β_E ; - сила дополнительного нагружения $F_{Доп}$.	- силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} ; - скорость V_A ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} .	$ \delta_{FKY} \rightarrow \min$ (4.24) $ \delta_{VY} \rightarrow \min$ (4.28) $ \delta_{NY} \rightarrow \min$ (4.32) $ \delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53)	- скорость V_A ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения ДВС, приведённые к ведущим колёсам; - часовой расход топлива G_T ; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности.

1	2	3	4	5	6
КТС с ЭСУ и ГСУ	Разгон	<ul style="list-style-type: none"> - уровень активации ОУ силовой установкой β_E; - время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение t_{β_E}. 	<ul style="list-style-type: none"> - силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki}; - скорость V_A; - время разгона t_p; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - ток, поступающий от ВВБ к инвертору I_{BAT}; - фазные токи ЭГ I_A, I_B и I_C; - часовой расход топлива G_T. 	<ul style="list-style-type: none"> $\delta_{FK} \rightarrow \min$ (4.15) $\delta_V \rightarrow \min$ (4.18) $\delta_{NK} \rightarrow \min$ (4.20) $\delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12) 	<ul style="list-style-type: none"> - время разгона до заданной скорости t_p; - скорость V_A; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения двигателя, приведённые к ведущим колёсам; - пробег без подзарядки ВВБ d; - потребление энергии C; - электроэнергия, расходуемая из сети E; - часовой расход топлива G_T ГСУ; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности ГСУ.
	Движение с постоянной скоростью без нагрузки	<ul style="list-style-type: none"> - уровень активации ОУ силовой установкой β_E. 	<ul style="list-style-type: none"> - силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki}; - скорость V_A; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - ток, поступающий от ВВБ к инвертору I_{BAT}; - фазные токи ЭГ I_A, I_B и I_C. 	<ul style="list-style-type: none"> $\delta_{FKY} \rightarrow \min$ (4.24) $\delta_{VY} \rightarrow \min$ (4.28) $\delta_{NY} \rightarrow \min$ (4.32) $\delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) 	<ul style="list-style-type: none"> - скорость V_A; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения двигателя, приведённые к ведущим колёсам; - пробег без подзарядки ВВБ d; - потребление энергии C; - электроэнергия, расходуемая из сети E; - часовой расход топлива G_T; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности ГСУ.
	Движение с постоянной скоростью с нагрузкой	<ul style="list-style-type: none"> - уровень активации ОУ силовой установкой β_E; - сила дополнительного нагружения $F_{Доп}$. 	<ul style="list-style-type: none"> - силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki}; - скорость V_A; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - ток, поступающий от ВВБ к инвертору I_{BAT}; - фазные токи ЭГ I_A, I_B и I_C. 	<ul style="list-style-type: none"> $\delta_{FKY} \rightarrow \min$ (4.24) $\delta_{VY} \rightarrow \min$ (4.28) $\delta_{NY} \rightarrow \min$ (4.32) $\delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) 	<ul style="list-style-type: none"> - скорость V_A; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki}; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения двигателя, приведённые к ведущим колёсам; - пробег без подзарядки ВВБ d; - потребление энергии C; - электроэнергия, расходуемая из сети E; - часовой расход топлива G_T; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности ГСУ.

Продолжение таблицы 4.27.

1	2	3	4	5	6
	Выбег с рекуперативным торможением	- уровень активации ОУ силовой установкой β_E .	- тормозные силы на ведущих колёсах F_{Ti} ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - скорость V_A ; - ток, поступающий от ВВБ к инвертору I_{BAT} ; - фазные токи ЭГ I_A, I_B и I_C .	$ \delta_{FT12} \rightarrow \min$ (4.35) $ \delta_{FT34} \rightarrow \min$ (4.36) $ \delta_{FT} \rightarrow \min$ (4.52) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	- мощность на ведущих колёсах N_{Ki} ; - крутящий момент M_E и частота n_E вращения двигателя, приведённые к ведущим колёсам; - пробег без подзарядки ВВБ d ; - потребление энергии C ; - электроэнергия, расходуемая из сети E ; - часовой расход топлива G_T ГСУ; - состав отработавших газов NO_x, CH, CO и дымности ГСУ.
КТС с ТПП	Разгон (имитация по-крытия «МИКСТ»)	- уровень активации ОУ силовой установкой β_E ; - время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение t_{β_E} ; - управление фрикционными муфтами β_{Mi} ; - имитируемый коэффициент сцепления φ_{i_i} .	- силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} ; - угловая скорость колёс ω_{Ki} ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} .	$ \delta_{FK} \rightarrow \min$ (4.15) $ \delta_V \rightarrow \min$ (4.18) $ \delta_{NK} \rightarrow \min$ (4.20) $ \Delta_{VB} \rightarrow \min$ (4.42) $ \delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	- относительная скорость разгона ТПП ΔV [262]; - относительное время срабатывания системы ТПП Δt [262]; - относительная разность сил ТПП ΔF [262].
КТС с ПБС	Разгон (имитация по-крытия «МИКСТ»)	- уровень активации ОУ силовой установкой β_E ; - время приведения ОУ силовой установкой в заданное положение t_{β_E} ; - управление фрикционными муфтами β_{Mi} ; - имитируемый коэффициент сцепления φ_{i_i} .	- силы тяги на ведущих колёсах F_{Ki} ; - угловая скорость колёс ω_{Ki} ; - мощность на ведущих колёсах N_{Ki} .	$ \delta_{FK} \rightarrow \min$ (4.15) $ \delta_V \rightarrow \min$ (4.18) $ \delta_{NK} \rightarrow \min$ (4.20) $ \Delta_{VB} \rightarrow \min$ (4.42) $ \delta_{FP} \rightarrow \min$ (4.49) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	- показатель технического состояния ПБС φ_P ; - показатель качества работы тормозных механизмов при функционировании ПБС ΔM_T ; - показатель качества регулирования ПБС $\Delta \omega$; - показатель качества регулирования частоты вращения коленчатого вала (ротора ЭГ) $\%n_E$.

Продолжение таблицы 4.27.

1	2	3	4	5	6
Тормозная система КТС	Торможение	<ul style="list-style-type: none"> - уровень активации ОУ тормозной системой β_T; - время приведения ОУ тормозной системы в заданное положение t_{β_T}; - начальная скорость торможения V_A. 	<ul style="list-style-type: none"> - тормозные силы на колёсах КТС F_{Ti}; - угловая скорость колёс ω_{Ki}. 	$ \delta_{FT12} \rightarrow \min$ (4.35) $ \delta_{FT34} \rightarrow \min$ (4.36) $ \delta_{FT} \rightarrow \min$ (4.52) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	<ul style="list-style-type: none"> - удельная тормозная сила γ_T; - относительная разность тормозных сил K_H; - усилие на ОУ P_{Π}.
Тормозная система КТС с АБС	Торможение (имитация покрытия «МИКСТ»)	<ul style="list-style-type: none"> - уровень активации ОУ тормозной системой β_T; - время приведения ОУ тормозной системы в заданное положение t_{β_T}; - управление фрикционными муфтами β_{Mi}; - имитируемый коэффициент сцепления $\varphi_{иi}$; - начальная скорость торможения V_A. 	<ul style="list-style-type: none"> - тормозные силы на колёсах КТС F_{Ti}; - угловая скорость колёс ω_{Ki}. 	$ \delta_{FT12} \rightarrow \min$ (4.35) $ \delta_{FT34} \rightarrow \min$ (4.36) $ \delta_{FT} \rightarrow \min$ (4.52) $ \Delta_{VB} \rightarrow \min$ (4.42) $v \rightarrow \max$ (4.53) $J_{Mi} \rightarrow \text{optim}$ (4.12)	<ul style="list-style-type: none"> - средняя удельная тормозная сила $\bar{\gamma}_T$; - коэффициент относительной разности тормозных сил колес оси автомобиля \bar{K}_H; - среднее проскальзывание \bar{S}; - диапазоны изменения значений проскальзывания ΔS.
КТС с ДСКС	Боковой занос	<ul style="list-style-type: none"> - скорость V_A; - максимальный угол поворота стенда с КТС $\gamma_{СМАХ}$; - максимальная скорость поворота стенда вместе с КТС $d\gamma_{СМАХ}/dt$. 	<ul style="list-style-type: none"> - тормозные силы на колёсах КТС F_{Ti}; - угловая скорость колёс ω_{Ki}. 	$ \delta_{FT12} \rightarrow \min$ (4.35) $ \delta_{FT34} \rightarrow \min$ (4.36) $ \delta_{FT} \rightarrow \min$ (4.52) $N_{ZC} \rightarrow \text{optim}$ (4.44) $v \rightarrow \max$ (4.53)	<ul style="list-style-type: none"> - стабилизирующий момент КТС $M_{ЗКТС}$; - время реакции ДСКС $t_{ДСКС}$.

На основе комбинирования методик исследования КТС на стенде с беговыми барабанами могут быть сформированы комплексы исследования показателей их эксплуатационных свойств. Схема на рисунке 4.27 представляет процесс оперативного исследования рабочих процессов КТС. Для исследования показателей тягово-скоростных и энергетических свойств КТС, а также показателей курсовой устойчивости используются четыре тестовых режима: разгон, движение с постоянной скоростью, боковой занос и выбег с рекуперативным торможением. Тестовые режимы могут быть заданы по характеризующим их параметрам, приведённым в таблице 4.27. Причём, некоторые параметры тестовых режимов, такие, как начальная скорость V_A , задаются в ходе предыдущего режима (на схеме, рисунок 4.94 эта связь показана красной штриховой линией), таким образом, весь комплекс представляет собой непрерывное исследование рабочих процессов КТС.

В качестве выходных параметров тестовых режимов могут быть силовые, кинематические или энергетические параметры, которые контролируются измерительными системами стенда, а также дополнительные параметры, которые могут быть получены за счёт использования сканеров или других технических средств. Такими параметрами могут быть: измеренное значение напряжения ВВБ U_{BAT} , положение ОУ силовой установкой β_E , и пр. При этом выходные параметры тестовых режимов могут быть использованы в качестве параметров управления, тем самым образуя обратную связь по исследуемому процессу, таким образом создавая возможность имитационного моделирования режима функционирования систем КТС. На схеме эта связь показана по параметру стабилизирующего момента M_{ZKTC} , определяемого тормозными силами на колёсах КТС F_{Ti} при срабатывании ДСКС. Параметр M_{ZKTC} может задавать скорость $d\gamma_{CMAH}/dt$ и угол поворота стенда γ_{CMAH} при тестовом режиме бокового заноса. Таким образом обеспечивается возможность имитационного моделирования режима функционирования систем КТС, которая позволяет имитировать не только процесс срабатывания ДСКС, но и процесс стабилизации траектории движения КТС, с его максимальным приближением к дорожным условиям.

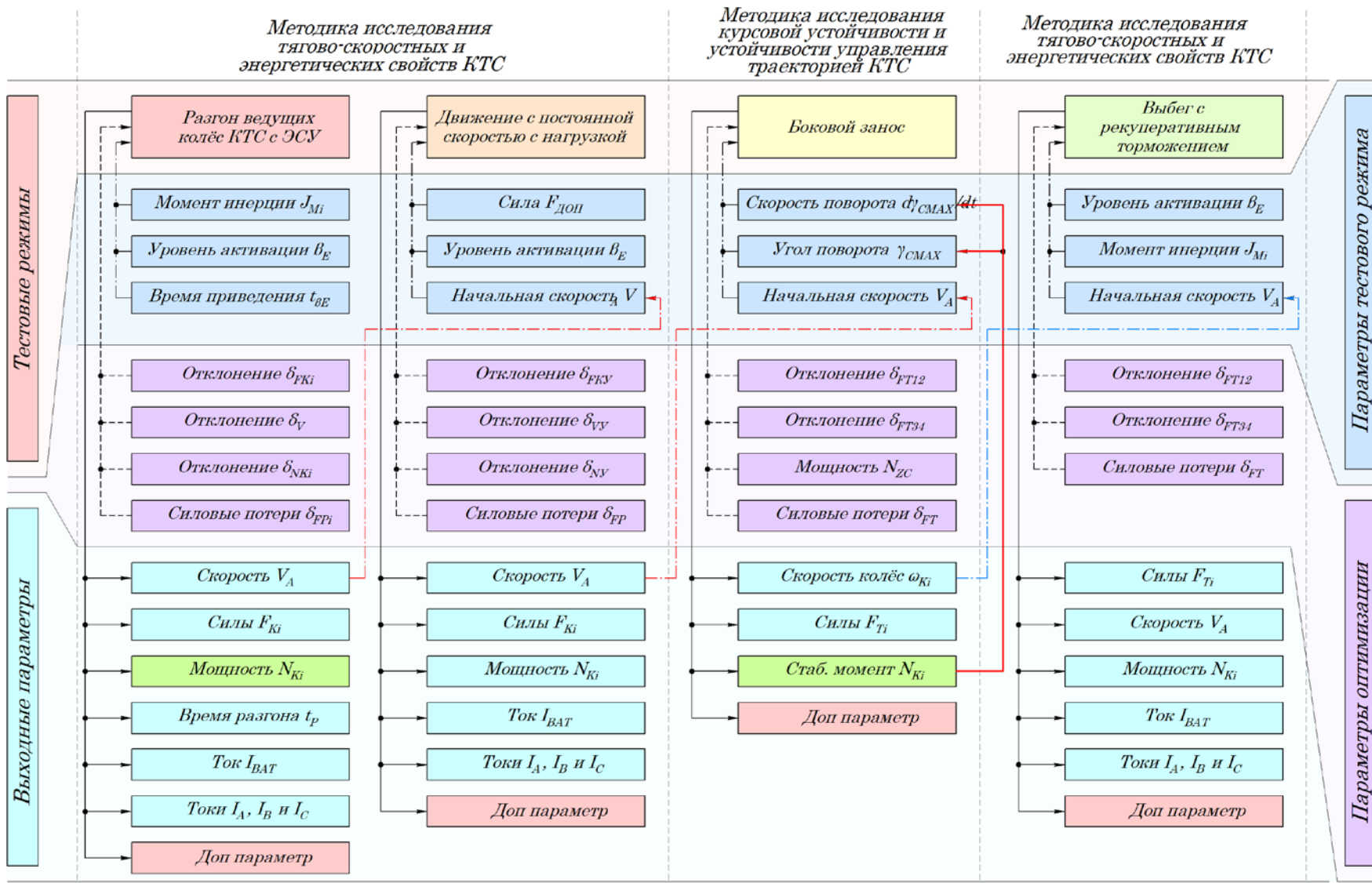


Рисунок 4.94 – Схема использования комбинации методик для комплексного исследования показателей эксплуатационных свойств КТС с ЭСУ и ДСКС

4.8 Технико-экономическая оценка и производственная проверка результатов исследования

Наиболее близким по функциональным возможностям являются решения компании MTS. Создание и обеспечение работы лабораторий на базе систем MTS и им подобных, очень затратны. Описание и анализ функциональных возможностей стендов этой компании приведены в первой главе диссертации. Цены на системы MTS варьируются в зависимости от модели, её возможностей и настроек. Типовые ценовые диапазоны на создание и обеспечение работы и эксплуатацию лаборатории на базе Flat-Trac Handling Roadway приведены в таблицах 4.28 и 4.29.

Таблица 4.28 – Цены на создание и обеспечение работы лаборатории на базе системы Flat-Trac Handling Roadway [203]

№ п/п	Вид затрат	Цена, \$ США
1	2	3
1	Приобретение стенда Flat-Trac Handling Roadway (в зависимости от комплектации)	500 000 ÷ 1 000 000+
2	Доп. оборудование - Гидравлические силовые блоки SilentFlo™	50 000 ÷ 150 000
3	Доп. оборудование - Сервоприводы и актуаторы	20 000 ÷ 100 000
4	Доп. оборудование - Контроллеры FlexTest®	50 000 ÷ 200 000
5	Программное обеспечение для тестирования (RPC® Connect, TestSuite™)	30 000 ÷ 100 000
6	Системы для мониторинга и анализа данных	20 000 ÷ 80 000
7	Поставка и установка оборудования	100 000 ÷ 500 000
8	Пусконаладочные работы и обучение персонала	50 000 ÷ 200 000
9	Настройка программного обеспечения и его интеграция с другими системами	50 000 ÷ 150 000
10	Строительство здания и инфраструктуры	1 000 000 ÷ 5 000 000

Таблица 4.29 – Расходы на эксплуатацию, обслуживание и обновление оборудования Flat-Trac Handling Roadway за 1 год эксплуатации [203]

№ п/п	Вид затрат	Цена, \$ США
1	2	3
1	Регулярное техническое обслуживание (проверка гидравлических систем, настройка оборудования, его смазка)	20 000 ÷ 50 000
2	Периодическая калибровка датчиков и систем измерения	10 000 ÷ 30 000
3	Замена изнашивающихся компонентов: (гидравлических шлангов, фильтров, уплотнений и др.)	10 000 ÷ 50 000
4	Поддержка и обновление программного обеспечения	10 000 ÷ 20 000
5	Экстренное обслуживание и ремонт (в зависимости от сложности ремонта и стоимости запчастей)	20 000 ÷ 100 000

Таким образом, общая стоимость создания лаборатории на базе системы MTS Flat-Trac Handling Roadway может составлять от \$2 500 000 до \$8 000 000 и выше.

В целом, общие ежегодные расходы на обслуживание системы MTS Flat-Trac Handling Roadway могут варьироваться от \$ 50 000 до \$ 150 000 и выше, в зависимости от вида оборудования, его состояния, частоты использования и требований к обслуживанию [203].

Стоимость одного испытания в лаборатории со стендами MTS Flat-Trac Handling Roadway может варьироваться в зависимости от разных факторов, таких как тип испытания, его длительность, специфика, а также затраты на использование оборудования, расходные материалы и трудовые ресурсы. Примерные оценки затрат на испытания в лаборатории со стендом MTS Flat-Trac Handling Roadway приведены в таблице 4.30.

Таблица 4.30 – Стоимость испытаний на системе MTS Flat-Trac Handling Roadway [203]

№ п/п	Вид испытания	Цена, \$ США
1	2	3
1	Простые тесты, например, измерение силы и момента (за одно испытание)	1 000 ÷ 3 000
2	Сложные динамические тесты, например, моделирование различных дорожных условий (за одно испытание)	3 000 ÷ 10 000
3	Длительные испытания (в зависимости от длительности и сложности)	50 000 ÷ 150 000
4	Оплата труда исполнителям (за одно испытание)	500 ÷ 1500
5	Амортизация оборудования (на одно испытание)	500 ÷ 2000
6	Анализ данных и составление отчета (на одно испытание)	1000 ÷ 3000
	ИТОГО стоимость одного испытания	3000 ÷ 20000 и более

В итоге, в зависимости от сложности и объема работ, общая стоимость одного испытания на системе MTS Flat-Trac Handling Roadway может варьироваться от \$ 3000 до \$ 20000 и более [203]. Гарантия на систему MTS Flat-Trac Handling Roadway и подобные системы может варьироваться в зависимости от уровня, типа оборудования и от региона обычно включает стандартную гарантию от 1 до 2 лет, в течение которых производитель предоставляет бесплатный ремонт или замену в случае обнаружения дефектов. Отдельные компоненты системы могут иметь индивидуальные сроки гарантии [203].

Для определения ценовых показателей предлагаемого решения на базе исследовательского стендового комплекса ИРННТУ был проведён расчёт по существующим методикам [116]. Цены на создание и обеспечение работы исследовательского стендового комплекса ИРННТУ представлены в таблице 4.31¹.

Таблица 4.31 – Цены на создание и обеспечение работы исследовательского стендового комплекса ИРННТУ

№ п/п	Вид затрат	Цена, \$ США
1	Приобретение стенда ИРННТУ	100000 ÷ 150000
2	Доп. оборудование	15000 ÷ 30000
3	Программное обеспечение для тестирования	10000 ÷ 15000
4	Системы для мониторинга и анализа данных	15000 ÷ 25000
5	Поставка и установка оборудования	5000 ÷ 7500
6	Пусконаладочные работы и обучение персонала	2500 ÷ 4000
7	Настройка программного обеспечения и его интеграция с другими системами	2500 ÷ 4000

Расходы на обслуживание, эксплуатацию и проведение испытаний КТС на исследовательском стендовом комплексе ИРННТУ представлены в таблицах 4.32 и 4.33.

Таблица 4.32 – Расходы на эксплуатацию, обслуживание и обновление исследовательского стендового комплекса ИРННТУ за 1 год эксплуатации

№ п/п	Вид затрат	Цена, \$ США
1	Регулярное техническое обслуживание (<i>проверка систем, настройка оборудования, его смазка и пр.</i>)	6000 ÷ 9000
2	Периодическая калибровка датчиков и систем измерения	1000 ÷ 1500
3	Замена изнашивающихся компонентов: (<i>шлангов, трубок, фильтров, уплотнений и пр.</i>)	4000 ÷ 7000
4	Поддержка и обновление программного обеспечения	5000 ÷ 7000
5	Экстренное обслуживание и ремонт (<i>в зависимости от сложности ремонта и стоимости запчастей</i>)	10000 ÷ 20000

Таблица 4.33 – Стоимость испытаний на стенде ИРННТУ

№ п/п	Вид испытания	Цена, \$ США
1	Простые тесты, <i>например, измерение силы и момента (за одно испытание)</i>	50 ÷ 100
2	Сложные динамические тесты, <i>например, моделирование различных дорожных условий (за одно испытание)</i>	400 ÷ 600
3	Длительные испытания (<i>в зависимости от длительности и сложности</i>)	10000 ÷ 20000
4	Оплата труда исполнителям (<i>за одно испытание</i>)	20 ÷ 50
5	Амортизация оборудования (<i>на одно испытание</i>)	100 ÷ 150
6	Анализ данных и составление отчета (<i>на одно испытание</i>)	20 ÷ 50

¹ по курсу \$ от 01.08.2024 г.

Сравнительный анализ затрат на создание, обслуживание, эксплуатацию и проведение испытаний на стенде компании MTS и исследовательском стендовом комплексе ИРНТУ представлен в виде гистограммы на рисунке 4.95.

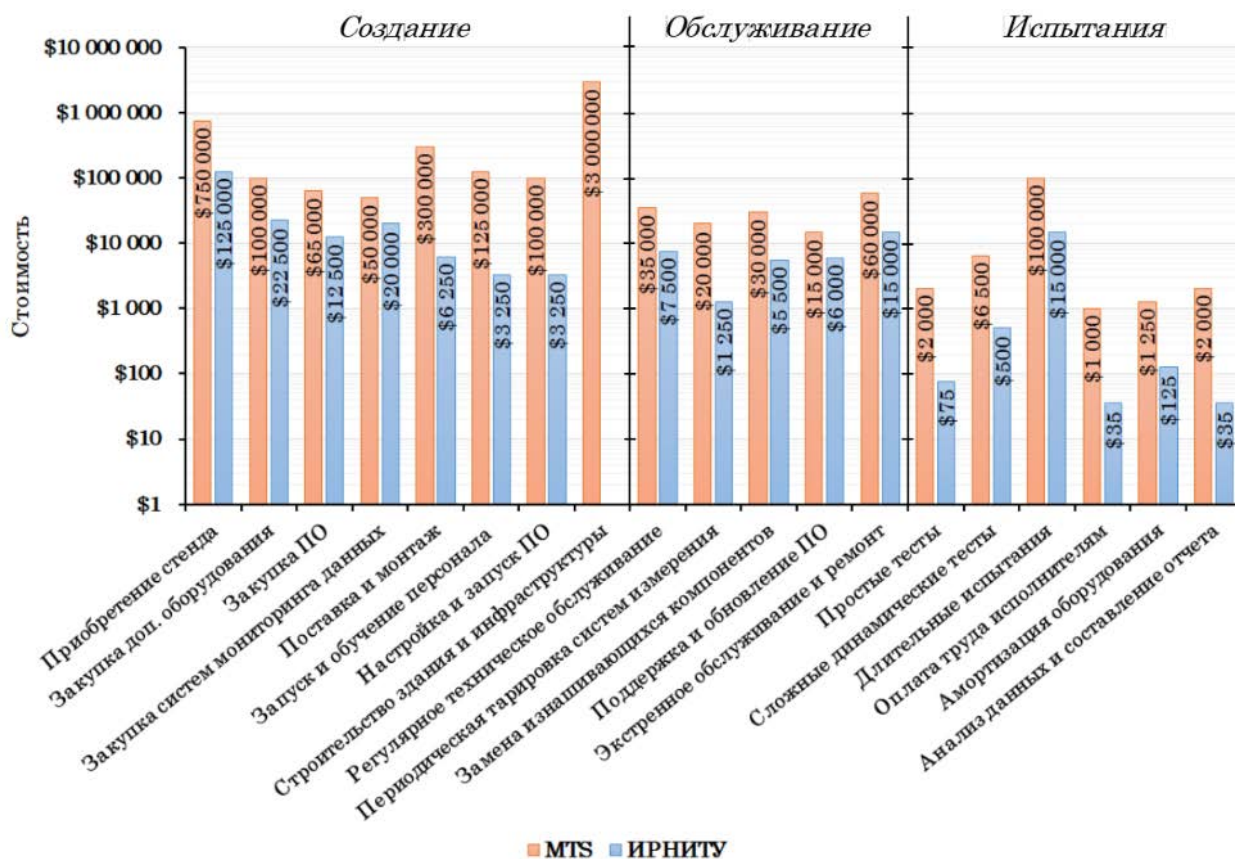


Рисунок 4.95 – Гистограмма затрат на создание, обслуживание, эксплуатацию и проведение испытаний на стенде компании MTS и исследовательском стендовом комплексе ИРНТУ

Общая стоимость использования исследовательского стендового комплекса ИРНТУ может составлять от \$ 150 000 до \$ 235 000, что значительно меньше (на 96%) стоимости лаборатории на базе оборудования компании MTS по причинам низкой металлоёмкости и более простой конструкции оборудования, потребляемой мощности и компактности, а также отсутствия необходимости постройки отдельного здания и создания инфраструктуры для эксплуатации стенда. Общая стоимость расходов на эксплуатацию, обслуживание и обновление исследовательского стендового комплекса ИРНТУ может составлять от \$ 26 000 до \$ 44 500, что

значительно ниже (на 78%), расходов на эксплуатацию, обслуживание и обновление оборудования компании MTS. Стоимость испытаний на исследовательском стендовом комплексе ИРННТУ может составлять от \$ 21 180 до \$ 41 900, что также значительно ниже (на 86%), чем испытания, проводимые на оборудовании компании MTS. Общие затраты на покупку, монтаж, запуск, обслуживание и проведение испытаний системами компании MTS составляют \$ 4 762 750. Затраты, но с использованием исследовательского стендового комплекса ИРННТУ – \$ 243 770, что на 95% ниже затрат, с использованием систем MTS Flat-Trac Handling Roadway. Такое экономическое преимущество даёт возможность значительно сократить количество используемого диагностического оборудования, а также занимаемые ими производственные площади. Функционал предлагаемых решений позволяет использовать стенды с беговыми барабанами производителям КТС в процессе доводки и выходного контроля выпускаемой продукции для повышения её активной безопасности и эксплуатационных показателей, а также для снижения затрат на её освоение и производство; испытательным лабораториям и центрам при проведении технической экспертизы и испытаний КТС; предприятиям, осуществляющими техническое обслуживание и ремонт КТС; центрам и пунктам инструментального контроля при проведении технического осмотра КТС, а также при решении задач повышения безопасности КТС, снижения их экологического воздействия на окружающую среду.

Результаты выполненного исследования успешно прошли проверку и были внедрены в технологические процессы (Приложение Б).

Результаты научно-исследовательской работы прошли проверку в АО «КАМА» (респ. Татарстан, г. Набережные Челны) при подготовке и составлении технического задания на разработку испытательного маршрута на территории НИ-ЦИАМТ ФГУП «НАМИ» для проведения ускоренных ресурсных испытаний

автомобиля АТОМ с ЭСУ и других автомобилей схожих по техническим характеристикам с автомобилем АТОМ. Внедрение в процесс разработки ездового цикла и методики ускоренных ресурсных испытаний автомобиля АТОМ результатов научных исследований позволяет:

- 1) записывать сигналы дорожной нагрузки в формате, необходимом для составления нагрузочной модели стенда с беговыми барабанами;
- 2) воспроизводить ездовой цикл для ускоренных ресурсных испытаний на стенде с беговыми барабанами.

Отмечено, что исследовательский стендовый комплекс позволят проводить ресурсные испытания на стенде круглогодично, тем самым значительно сокращая время проведения испытаний и увеличивая точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС с ЭСУ на стендах с беговыми барабанами, что в конечном итоге позволяет повышать их функциональные свойства и активную безопасность.

Производственная проверка в ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, с. Глинищево) позволила внедрить и использовать в процессе совершенствования математических описаний в программном комплексе «Универсальный механизм» результаты проведенных экспериментальных испытаний фрикционных динамических характеристик шин, экспериментальных исследований автомобиля *Kia Soul EV* с работающей ДСКС в режиме бокового заноса, а также процессов функционирования ЭСУ и ГСУ автомобилей *Toyota Prius XW20* и *Kia Soul EV*.

По итогам выполненной производственной проверки в АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород) внедрены комплекс имитационных математических моделей, обеспечивающих виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС с ДВС, а также с ЭСУ и ГСУ, автоматизированными системами на стендах, учитывающих влияние неголономных связей при взаимодействии эластичной

шины с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов. Внедрённый комплекс моделей позволяет оптимизировать тестовые режимы испытаний КТС, а также обоснованно устанавливать нормативные значения контролируемых параметров. Внедрена методология экспериментальных исследований КТС, их агрегатов и автоматизированных систем в процессе испытаний, контроля технического состояния и экспертизы на стендах с беговыми барабанами. Отмечено, что результаты научно-исследовательской работы позволяют значительно повышать эффективность разрабатываемых в АО «ГАРО-Трейд» методик и совершенствовать стендовые средства испытаний, технического контроля КТС с современными автоматизированными системами.

Результаты исследований были внедрены в ФГБУН Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН (г. Иркутск) в работах отдела «Электроэнергетических систем» при моделировании электропотребления электрическими транспортными средствами, прогнозировании его объемов, оценки влияния на структуру размещения электростанций в электроэнергетической системе, повышении ее гибкости и маневренности генерирующей мощности. Использование результатов исследования позволило разработать программное обеспечение, значительно повышающее уровень энергоэффективности и снижающее динамические нагрузки в тяговом электромеханическом приводе.

Результаты научно-исследовательской работы прошли апробацию в ООО «Объединенный инженерный центр» (г. Нижний Новгород), а именно комплекс математических моделей динамической системы «КТС-Стенд», который позволяет выполнять имитационное моделирование стендовых испытаний КТС с традиционными, ЭСУ и ГСУ, с автоматизированными системами АБС, ПБС, ДСКС и ТПП. Внедрение в технологический процесс проектирования Центра компетенции «Инженерные расчеты и анализ автомобиля» ООО «Объединенный инженерный

центр» результатов научных исследований позволило значительно повысить точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС, учитывать влияние неголономных связей при взаимодействии эластичных тин с поверхностями беговых барабанов стендов, а также оптимизировать тестовые режимы испытаний КТС, воспроизводимые на стендах с беговыми барабанами.

Результаты научно-исследовательской работы прошли производственную проверку в ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург). К внедрению была предоставлена методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, позволяющая учитывать, снижать и устранять силовые потери, вызванные инерционностью элементов трансмиссии стенда, повышать точность измерения тормозных сил за счёт применения бесконтактных магнитоупругих датчиков, синтезировать конструкции стендов, реализующих принцип обратимости движения и оценивать правильность принятых технических решений на каждом этапе их проектирования. По итогам внедрения в технологический процесс ООО «Фритрейн» результатов научных исследований были разработаны и изготовлены опытные образцы тормозных силовых стендов, на конструкцию которых получены совместные с ООО «Фритрейн» патенты: № 213401 U1, № 198516 U1 и № 167143 U1, а также налажено их мелкосерийное производство под брендом «ТОПСТО» с модификациями «ТОПСТО-3000М», «ТОПСТО-3000Б», «ТОПСТО-13000М», «ТОПСТО-13000Б», «ТОПСТО-16000Б» и «ТОПСТО- 18000Б».

Результаты научно-исследовательской работы прошли апробацию в Объединённом институте машиностроения НАН (республика Беларусь, г. Минск). Внедрены методики испытаний автомобилей категории М1 с традиционными силовыми установками, с ЭСУ и ГСУ, с автоматизированными системами (*АБС, ПБС, с ДСКС и ТПП*) на стендах с беговыми барабанами. В ходе производственной проверки в период с 2023-2024 гг. установлено, что разработанные методики стендовых

испытаний обеспечивают высокие метрологические показатели, а также снижение временных затрат на проведение одного испытания КТС категории М1 на 12,7%, среднюю трудоемкость испытательных работ – на 8,12%.

Разработанные методики испытаний современных шин их динамических фрикционных характеристик в режиме бокового увода и продольного сцепления, а также результаты, полученные по этим методикам внедрены в технологические процессы разработки новых образцов автомобильных шин ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва). Результаты испытаний шин отражают их сцепные свойства, сопротивление уводу и прочие характеристики, которые необходимы для совершенствования конструкций шин и подбора материалов для их изготовления. Внедрённые методики позволяют получать следующие характеристики шин при постоянной нагрузке:

- изменение продольной силы F_x при движении шины от ведомого режима до блока;
- изменение боковой F_y силы при движении шины с уводом δ ;
- изменение стабилизирующего момента M_z при движении шины с уводом δ .

Результаты научно-исследовательской работы прошли производственную проверку в ООО «Инновационный центр КАМАЗ». Внедрена методология проведения исследований КТС и их компонентов на стендах с беговыми барабанами, которая включает в себя научно-обоснованные и оптимизированные тестовые режимы, измеряемые на стендах функциональные параметры испытуемых КТС и их компонентов, выявленные закономерности измеряемых на стендах параметров КТС от обеспечивающих и задающих параметров тестовых режимов. Внедрение в процессы разработки службы электрифицированных автомобилей ООО «Инновационный центр КАМАЗ» результатов исследований позволило:

- сформировать подход к комплексному исследованию показателей эксплуатационных свойств КТС за счёт рационального комбинирования методик исследований КТС;
- значительно повысить точность исследований (испытаний) КТС с электрическими и гибридными силовыми агрегатами;
- оптимизировать тестовые режимы виртуальных исследований (испытаний) КТС, на математических моделях.

4.9 Выводы по главе

1. Получены результаты определения параметров модели шины А.Б. Дика, позволяющие совершенствовать математические модели при расчёте рабочих процессов КТС в дорожных и стендовых условиях. Выявлены зависимости $\varphi_B = f(V_B, G_K)$, $\eta_S = f(G_K, V_B)$, $\varphi_{max} = f(G_K, V_B)$, $k_\delta = f(V_B, G_K)$ и $\varphi_{Ymax} = f(G_K, V_B)$, показывающие взаимосвязь между коэффициентами модели шины А.Б. Дика от нормальной нагрузки G_K и скорости V_B .

2. Выявлены функциональные зависимости $\eta_S = f(V_B, G_K, r_B)$, $\varphi_B = f(V_B, G_K, r_B)$, $\varphi_{MAX} = f(V_B, G_K, r_B)$, $f_{0ij} = f(P_{Ш}, G_K)$, $r_{kC} = f(P_{Ш}, G_K)$ и $r_k = f(V_B, P_{Ш}, G_K)$, показывающие влияние неголономных связей при взаимодействии шин автомобильных колес с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов стенда, которые позволяют установить взаимосвязь между параметрами процесса взаимодействия шины с беговыми барабанами от нормальной нагрузки G_K , приходящейся на колесо, радиуса бегового барабана r_B , скорости V_B и давления воздуха в шине $P_{Ш}$.

3. Выявлены функциональные связи параметров рабочих процессов КТС, оснащенных традиционной силовой установкой, ЭСУ или ГСУ, а также автоматизированными системами $\delta_{FK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, $\delta_V = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, $\delta_{NK} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$,

$\delta_{FKY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, $\delta_{VY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, $\delta_{NY} = f(f_{0ij}, V_A, d_{\Pi})$, $\delta_{FTi} = f(J_{Mi}, f_{0ij})$, $\Delta_{VB} = (\beta, \varphi_{Hi}, J_{M\text{букс}})$ и $N_{ZC} = f(m_A, \gamma_{CMAH}, T_{ZC})$ в процессе их исследования на стендах с беговыми барабанами от параметров тестовых режимов и конструктивных параметров стендов. Зависимости позволяют установить взаимосвязь между выходными параметрами рабочих процессов КТС на стендах с беговыми барабанами от моментов инерции J_{Mi} маховых масс, коэффициента сопротивления качению f_{0ij} , скорости установившегося движения КТС V_A , коэффициента диссипации подшипниковых опор стенда d_{Π} , заданного уровня активации ОУ силовой установкой КТС β_E , момента инерции бегового барабана J_{ij} , массы КТС m_A , максимального угла γ_{CMAH} поворота стендом и периода колебаний T_{ZC} .

4. Выявлены функциональные связи конструктивных параметров стендов, динамических процессов, протекающих в системе «КТС-Стенд» и параметров тестовых режимов на достоверность измерения силовых параметров, характеризующих процессы функционирования КТС их агрегатов, систем и механизмов при стендовых методах исследований. Выявленные зависимости $\delta F_p = f(J_{ij}, \beta_E)$, $\delta F_T = f(J_{ij}, \beta_T)$ и $v = f(c_{\text{пр}i}, c_{K_i}, J_{ij})$ позволяют повысить точность исследования рабочих процессов КТС на стендах с беговыми барабанами от заданного уровня активации ОУ силовой установкой КТС β_E и тормозной системой β_T , а также от момента инерции бегового барабана J_{ij} , жёсткостей приводных валов беговых барабанов $c_{\text{пр}i}$ и жёсткостей валов карданных передач c_{K_i} .

5. Выполненная проверка адекватности комплекса разработанных математических моделей показывает, что для уровня значимости 0,05, расчетные значения критерия Фишера F_p значительно превышают их табличные значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$. Таким образом с достоверностью 95% комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд» можно считать значимым.

6. Разработана методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, которая включает: методики обоснования и оптимизации тестовых режимов позволяющих выполнять исследования, испытания, экспертизу и диагностику КТС и их компонентов в стендовых условиях; методику оптимизации конструкции стендов, основанную на выявленных функциональных зависимостях измеряемых на стенде параметров, от их конструктивных параметров, а также от фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов и позволяет:

6.1) значительно уменьшить затраты на изготовление и предварительные испытания опытного образца или партии стендов, а также на сопровождающую техническую и конструкторскую документацию, что уменьшает себестоимость и сокращает время производства;

6.2) создавать образцы исследовательских стендовых комплексов с заданными требованиями, использование которых значительно повысит безопасность и эффективность КТС за счёт исследования процессов функционирования их агрегатов, автоматизированных систем и оборудования, особенно тех, которые отвечают за активную безопасность.

7. Научно обоснованы эффективные методы исследования параметров, характеризующих эксплуатационные свойства КТС с ЭСУ и ГСУ, оснащенных АБС, ПБС, ДСКС и ТПП на стендах с беговыми барабанами. Для каждого метода сформирован комплекс, обеспечивающий их проведение на стенде с беговыми барабанами, обоснованных тестовых режимов с тестовыми и измеряемыми параметрами, основанный на оптимизации параметров тестовых режимов. Рациональное комбинирование методик исследований КТС на стендах с беговыми барабанами позволило сформировать подход к комплексному исследованию показателей их эксплуатационных свойств, с максимальным приближением процесса их

функционирования на стенде с беговыми барабанами к тому, как это происходит в дорожных условиях.

8. Выполнена технико-экономическая оценка и производственная проверка результатов исследования. В сравнении с наиболее близкой по функционалу, в области поставленных задач, системой Flat-Trac Handling Roadway американской компании MTS, определено, что общие затраты на покупку, монтаж, запуск, обслуживание и проведение испытаний системами компании MTS на 95% выше тех же затрат, которые будут сопровождать создание, монтаж, запуск обслуживание и проведение испытаний на исследовательском стендовом комплексе с беговыми барабанами ИРННТУ. Результаты исследования прошли апробацию и были успешно внедрены в производственные процессы АО «КАМА», ООО «Вычислительная механика», АО «ГАРО-Трейд», ФГБУН Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, ООО «Объединенный инженерный центр», ООО «Фритрейн», Объединённого института машиностроения НАН (республика Беларусь, г. Минск), ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (г. Москва) и ООО НТЦ «Интайр».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе проведенных исследований получены основные результаты и выводы.

1. Выполненный анализ работ в области теории и практики стендовых исследований КТС (*с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками*), их агрегатов и систем, а также конструктивных решений и функциональных возможностей стендового оборудования показал, что в сфере производства и эксплуатации автомобильного транспорта применяется узкоспециализированное, малоэффективное стендовое оборудование, использование которого в условиях организаций-производителей КТС, сервисных и экспертных центров неэффективно в силу их малой функциональности и технико-экономической целесообразности, поэтому большая часть исследований КТС выполняется дорожными методами в условиях специализированных полигонов, либо не выполняется вообще. Отсутствие универсальных стендовых методов и доступного по стоимости оборудования, позволяющего выполнять комплексное исследование функциональных свойств современных КТС с традиционным, электрическим и гибридным силовым приводом, их автоматизированных систем и агрегатов, значительно повышает временные, трудовые и материальные затраты на производство КТС, усложняет проведение технической экспертизы, снижает активную безопасность, а также показатели эффективности их эксплуатации и работы предприятий.

2. Разработан комплекс математических моделей системы «КТС-Стенд», позволяющий выполнять имитационное и виртуально-физическое моделирование процессов функционирования КТС на стендах, учитывает конструктивные и функциональные особенности, входящих в неё элементов: динамические свойства масс КТС, характеристики систем подрессоривания, фрикционные и динамические

характеристики эластичных шин и их неголономные связи с опорными поверхностями стендов, динамические и функциональные свойства традиционных, электрических и гибридных силовых установок, автоматизированных систем АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и агрегатов КТС, а также конструктивные, диссипативные и динамические свойства стендов с беговыми барабанами. Выполненная проверка адекватности комплекса разработанных математических моделей показывает, что для уровня значимости 0,05, расчётные значения критерия Фишера F_p значительно превышают их табличные значения $F_{(v_1, v_2, \%)}^T$. Таким образом с достоверностью 95% комплекс математических моделей системы «КТС-С» можно считать значимым.

3. Разработаны на базе комплекса математических моделей системы «КТС-Стенд» научные основы аналитических исследований КТС (с их традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, с автоматизированными системами АБС, ПБС, ТПП, ДСКС и их агрегатами), позволяющие выполнять обоснование и оптимизацию тестовых режимов, а также процессов испытаний КТС, выявлять функциональные связи измеряемых на стендах параметров с обеспечивающими и задающими параметрами тестовых режимов и с конструктивными параметрами стендов, реализующих принцип обратимости движения.

4. Выявлены многомерные функциональные связи измеряемых на стендах параметров рабочих процессов КТС, с параметрами тестовых режимов и конструктивными параметрами стендов, которые показывают следующее:

- На величину измеренных в режиме разгона сил тяги F_{Ki} ведущих колёс КТС на стендах влияют моменты инерции J_{Mi} маховых масс стенда и коэффициенты сопротивления качению шин по беговым барабанам. При их варьировании измеренные значения силы тяги, по сравнению с силами, измеренными в дорожных условиях, изменяются в диапазоне от -12,2 % до +0,1 %. На величину измеренных сил тяги F_{Ki} в процессе разгона колёс КТС на стенде значительно влияют моменты

инерции беговых барабанов. Их варьирование в диапазоне от $0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ до $1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ приводит к снижению измеренных сил тяги от $3,1 \%$ до $25,6 \%$;

- На величину мощности, измеренной на ведущих колёсах КТС *в режиме разгона*, влияют моменты инерции J_{Mi} маховых масс стенда, коэффициенты сопротивления качению и проскальзывание шин относительно беговых барабанов. Их варьирование приводит к снижению измеренной колесной мощности от $0,2 \%$ до $15,4 \%$ и более;

- Скорость разгона ведущих колёс V_{Ki} КТС на стендах, зависит от моментов инерции J_{Mi} маховых масс стенда и коэффициентов сопротивления качению шин. При их варьировании скорость разгона ведущих колёс КТС на стендах варьируется от $+6,9 \%$ до $-10,5 \%$ по сравнению с их разгоном на дороге. Варьирование коэффициента диссипации в подшипниковых опорах стенда изменяет скорость разгона ведущих колёс от $+18,5 \%$ до $-7,2 \%$;

- На величину измеренных на стендах *в режиме установившегося движения КТС* сил тяги F_{Ki} влияют коэффициенты сопротивления качению шин по беговым барабанам, скорость установившегося движения и величина диссипации в подшипниковых опорах стенда. При их варьировании измеренные значения силы тяги F_{Ki} , по сравнению с силами, измеренными в дорожных условиях, изменяются до роста в $2,9$ раз;

- На величину мощности N_{Ki} , измеренной на ведущих колёсах КТС *в установившемся режиме* движения на стендах влияют: коэффициент сопротивления качению шины по беговым барабанам, скорость установившегося движения и коэффициент диссипации в подшипниковых опорах стенда. Их варьирование приводит к росту мощности N_{Ki} до $2,6$ раз по сравнению с измерением на дороге;

- При коэффициенте сцепления, равном $0,8$, на величину тормозных сил, измеренных в стендовых условиях, влияют моменты инерции маховых масс стенда и

коэффициенты сопротивления качению. Их варьирование приводит к снижению измеренных тормозных сил на передних колёсах КТС от 2,2% до 7,6%, и от 1,9 % до 14,8 % на задних колёсах, по сравнению с их действительными значениями. Также на величину измеренных тормозных сил значительно влияют моменты инерции *беговых барабанов* стенда. При их варьировании в диапазоне от 0,1 кг·м² до 1,1 кг·м², измеренные значения тормозных сил снижаются от 3,2 % до 37,7 %;

- Имитацию процесса буксования колес КТС обеспечивает значительное снижение момента инерции J_{M6} маховых масс, связанных с буксующим колесом, при постоянном моменте инерции $J_{M0} = 4,5$ кг·м² маховых масс, связанных с остающим колесом. Варьирование момента инерции J_{M6} от 0 кг·м² до 10 кг·м² позволяет устанавливать требуемый уровень «МИКСТА» – разности коэффициентов сцепления $\Delta\varphi = |\varphi_{л} - \varphi_{п}|$ в диапазоне от 0,79 до 0,12;

- Мощность, необходимая для имитации режима бокового заноса КТС на стенде N_{ZC} зависит от массы КТС m_A , максимального угла поворота стенда γ_{CMAH} и периода его угловых колебаний T_{ZC} . Увеличение угла поворота стенда γ_{CMAH} от $\pm 5^\circ$ до $\pm 25^\circ$ с установленным на нём КТС, массой $m_A = 1500$ кг, с периодом колебаний КТС и стенда $T_{ZC} = 10$ с, вызывает рост мощности, затрачиваемой на поворот стенда N_{ZC} от 0,1 кВт до 2,5 кВт. Если при этом КТС имеет массу $m_A = 3500$ кг, а период колебаний стенда $T_{ZC} = 6$ с, то рост мощности N_{ZC} поворота стенда с КТС при варьировании угла γ_{CMAH} составляет от 0,4 кВт до 14,1 кВт;

- Большое влияние на метрологические характеристики измерительных систем стенда оказывают частотные характеристики его механической колебательной системы, которые зависят от жёсткостей соединительных элементов, а также от моментов инерции маховых масс и беговых барабанов. Снижение моментов инерции *беговых барабанов* J_{ij} от 1,0 кг·м² до 0,1 кг·м² и увеличение жёсткостей

соединяющих их приводных валов, повышает низкие частоты ν собственных колебаний трансмиссии стенда от 28,2 Гц до 67,2 Гц;

- Коэффициент сопротивления качению f_{0ij} шины по беговым барабанам оказывает значительное влияние на измерение силовых параметров КТС на стенде. Он зависит от нормальной нагрузки на колёса и давления воздуха в шинах. При давлении воздуха в шинах $P_{ш} \geq 1,5[P_{ш}]$ его номинального значения, величина коэффициента сопротивления качению шин по беговым барабанам приближается к его значениям на ровном асфальтобетоне, а дальнейшее повышение давления практически не влияет на коэффициент f_{0ij} ;

- Неголономные связи шин с опорными поверхностями стендов в полной мере учитывают радиус качения колеса $r_{кС}$ в свободном режиме и проскальзывание шин на всех режимах функционирования. Варьирование нормальной нагрузки на колесо от 0 Н до 3600 Н при давлении воздуха в шине $P_{ш} = 0,24$ МПа приводит к изменению радиуса качения колеса $r_{кС}$ в свободном режиме от 0,325 м до 0,315 м.

5) С использованием комплекса математических моделей системы «КТС-С» научно обоснованы и экспериментально апробированы эффективные методики определения параметров эксплуатационных свойств КТС на стендах с беговыми барабанами, позволяющие выполнять исследования рабочих процессов функционирования КТС: с ДВС; с электрическими и гибридными силовыми установками; с автоматизированными системами АБС, ПБС, ТПП, ДСКС. Разработанные методики включают: научно-обоснованные и оптимизированные тестовые режимы; измеряемые на стендах функциональные параметры испытуемых КТС; параметры, характеризующие работу агрегатов и систем; выявленные закономерности измеряемых на стендах параметров КТС, от обеспечивающих и задающих параметров тестовых режимов.

б) Разработана согласно ГОСТ-2.103-2013 методология проектирования

стендов, реализующих принцип обратимости движения, включающая:

- методику обоснования тестовых режимов, содержащую дифференциальные уравнения, позволяющие выполнять исследования КТС и их компонентов в стендовых условиях;
- методику оптимизации тестовых режимов, использующую уравнения выявленных связей измеряемых, конструктивных и тестовых параметров;
- методику оптимизации конструкции стендов, основанную на выявленных функциональных зависимостях измеряемых на стенде параметров, от их конструктивных параметров, а также от фрикционных и динамических характеристик эластичных шин, образующих неголономные связи с опорными поверхностями стендов.

Разработанная методология позволяет:

- значительно уменьшить затраты на изготовление и предварительные испытания опытных образцов или партии стендов, а также на сопровождающую техническую и конструкторскую документацию, что уменьшает себестоимость и сокращает время производства;
- создавать образцы исследовательских стендовых комплексов с заданными требованиями, доступных для организаций-производителей КТС, сервисных и экспертных центров. Использование комплексов значительно повысит безопасность и эффективность КТС за счёт исследования процессов функционирования их агрегатов и автоматизированных систем, в том числе обеспечивающих их активную безопасность.

7) Разработанные теоретические основы и методология позволили спроектировать и изготовить опытный образец исследовательского стендового комплекса в виде универсального гибридного стенда с беговыми барабанами модульного типа, реализующего принцип обратимости движения, позволяющего выполнять

исследования КТС с традиционными, электрическими и гибридными силовыми установками, а также их автоматизированных систем (АБС, ПБС, ТПП, ДСКС), доступный для приобретения и применения организациями и предприятиями, выполняющими производство, эксплуатацию и экспертизу КТС. Общие затраты на приобретение, монтаж, пуск, обслуживание и проведение исследований КТС с использованием стендового комплекса ИРНТУ на 95% ниже, по сравнению с наиболее близкой по функционалу стендовой системой *Flat-Trac Handling Roadway* американской компании *MTS*, что вполне приемлемо для автопроизводителей, сервисных центров, центров инструментального контроля и экспертизы КТС.

8) Выполненная производственная проверка в АО «КАМА» (г. Набережные Челны), ООО «Вычислительная механика» (Брянская область, Брянский район, пос. Глинищево), АО «ГАРО-Трейд» (г. Великий Новгород), ФГБУН «Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева» СО РАН (г. Иркутск), ООО «Объединённый инженерный центр» (г. Нижний Новгород), Объединённом институте машиностроения НАН (Республика Беларусь, г. Минск), ООО «Фритрейн» (г. Екатеринбург), ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (г. Москва) и ООО НТЦ «Интайр» (г. Москва) показала, что результаты научных исследований позволяют значительно повышать эффективность разрабатываемых методик и совершенствовать стендовые средства испытаний КТС и их компонентов, значительно повышать точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС, оптимизировать тестовые режимы испытаний КТС на стендах, а также значительно повышать функциональные свойства и активную безопасность КТС.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- АБС – антиблокировочная система;
- АЦП – аналогово-цифровой преобразователь;
- ВВБ – высоковольтная батарея;
- ГСУ – гибридная силовая установка;
- ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
- ДСКС – динамическая система курсовой стабилизации;
- КПП – коробка переключения передач;
- КТС – колёсное транспортное средство;
- ОУ – орган управления;
- ПБС – противобуксовочная система;
- ПК – персональный компьютер;
- ТПП – система управления подключаемым полным приводом;
- ШИМ – широтно-импульсная модуляция;
- ЭГ – электродвигатель-генератор;
- ЭСУ – электрическая силовая установка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. "БизнесСтат" URL: <https://businessstat.ru/catalog/id81693/?yclid=14043476961073299455> (дата обращения 05.06.2024)
2. 40 лет ABS: изучаем производство тормозных систем на заводе Bosch в Самаре URL: <https://dvizhok.su/business/40-let-abs-izuchaem-proizvodstvo-tormoznyix-sistem-na-zavode-bosch-v-samare> (дата обращения 05.06.2024)
3. Авдоськин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей: учеб. пособие для вузов. - М.: Транспорт, 1985, 215 с.
4. Автомобили: Теория эксплуатационных свойств: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / А.М. Иванов, А.Н. Нарбут, А.С. Паршин [и др.]; под. общ. ред. А.М. Иванова. – М.: Изд. центр «Академия», 2013. – 176 с.
5. Автомобильная симфония. Автополигон НАМИ. 1964–2009 гг. – Смоленск: Изд-во «И.П. Флиманкова», 2009. – 120 с.
6. Автотракторные колеса: Справочник / Под ред. И.В. Балабина. - М.: Машино-строение, 1985. - 272 с.
7. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
8. Агейкин, Я.С. Криволинейное движение колёсной машины // учебное пособие / Я.С. Агейкин, Р. П. Кушвид. -М.: МГИУ ИДО. -2004.
9. Активная безопасность автомобиля. Исследование и практическое обеспечение / Куликов И.А., Ульченко И.А., Чаплыгин А.В. М: ФГУП «НАМИ», 2020 г.
10. Андриевичев Ю.Н. Влияние точности аппаратурной реализации алгоритма антиблокировочной системы на рабочие процессы управления угловой скоростью колеса // Реф. сб. "Автотракторное электрооборудование" /

НИИНавтопром. - 1980. - Вып. 12. - С. 8-10.

11. Анкинович Г. Г., Вержбицкий А. Н., Жилейкин М. М. Метод определения параметров движения двухосных колёсных машин для обеспечения работы системы динамической стабилизации // Известия ВУЗов. Сер. "Машиностроение". - 2017. - № 4. - С. 11-20.

12. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.

13. Антонян А.В. Повышение устойчивости и управляемости автомобилей колёсной формулой 4x4 путем перераспределения подводимых к колесам вращающих моментов. Автореферат дис. канд. техн. наук, Москва 2021.

14. Аринин И.Н. Техническая диагностика автомобилей - М.: Транспорт, 1981.

15. Балабин И.В. Упругие и сцепные характеристики автомобильных шин. - М.: НИИНавтопром, 1979. - 61 с.

16. Балабин, И.В. Испытания автомобилей / И.В. Балабин, Б.А. Куров, С.А. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1988. – 298 с.

17. Балычев С.М. Исследование рабочего процесса и расчет автомобильной антиблокировочной системы: Дис. канд.техн.наук: 05.05.03. - М., 1981. - 186 с.

18. Баулина Е.Е. Методика повышения устойчивости и улучшения управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения, автореферат дис. Канд. техн. наук, Москва 2010.

19. Баулина Е.Е., Круташов А.В., Серебряков В.В., Филонов А.И. Влияние межосевого перераспределения мощности на управляемость и устойчивость полноприводного автомобиля с комбинированной энергетической установкой. Журнал автомобильных инженеров. 2015 г. № 3. С. 34-39.

20. Бахмутов С.В., Белоусов Б.Н., Лапенков Р.А., Лысков А.Н., Стариков А.Ф. Анализ основных направлений исследований распределения крутящего момента по колёсам транспортных средств с электроприводом для повышения их энергоэффективности. // Автомобильная промышленность. 2022. №6. С. 1-6.

21. Бахмутов С.В., Карунин А.Л., Селифонов В.В., Карпухин К.Е., Круташов А.В., Ломакин В.В., Баулина Е.Е., Урюков Ю.В. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками. Учебное пособие. М. МГТУ «МАМИ» 2007г.

22. Бахмутов С.В., Круташов А.В., Маликов О.В., Благушко Я.И. Особенности работы управляемых фрикционных муфт в составе энергосиловой установки гибридного автомобиля // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2011. № 1. С. 120-126.

23. Бахмутов, С.В. Исследование динамических характеристик автомобиля с системами активной безопасности посредством виртуальных и дорожных испытаний / С.В. Бахмутов, И.К. Куликов, А.А. Барашков // Труды НАМИ. 2016. – № 265. – С. 53–65.

24. Безверхий, С.Ф. Основы технологии полигонных испытаний и сертификация автомобилей / С.Ф. Безверхий, Н.Н. Яценко. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1996. – 600 с.

25. Беляев, В.П. Испытания автомобилей: учебное пособие / В.П. Беляев. – Челябинск: Изд. центр ЮУрГУ, 2013. – 293 с.

26. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. пер. с англ. М.: Издательство Мир, 1971. 407 с.

27. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.10, Иркутск, 2008.

28. Бойко, А. В. Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями / А. В. Бойко, О. С. Яньков, А. С. Марков // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства : Международная научно-практическая конференция, Красноярск, 07–08 апреля 2016 года / Сибирский федеральный университет; ред. В. В. Минин. Том Часть 2. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2016. – С. 297-303. – EDN WVGAIR.

29. Бомхард Ф.И. Метод измерения динамической нагрузки на колесо автомобиля. - Олденбург, Мюнхен, 1956.

30. Борисевич А. В. Моделирование литий-ионных аккумуляторов для систем управления батареями: обзор текущего состояния – Режим доступа: URL: <https://technology.snauka.ru/2014/05/3542> (дата обращения: 15.05.2021). "

31. Борц А.Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А.Д. Борц, Я.К. Закин, Ю.В. Иванов. - М.: Транспорт, 1979, 160 с.

32. Бродский, В.В. Введение в факторное планирование эксперимента / В.В. Бродский. – М. : Наука, 1976. – 224 с.

33. Бяков, К.Е. Обзор конструкций современных динамометрических стендов для испытаний колесных транспортных средств // К.Е. Бяков, В.В. Иваненков, В.Б. Холоденко, О.И. Чудаков / Транспортные системы №4 (22), 2021. С. 4 – 15. DOI:10.46960/62045_2021_4_4

34. Бяков, К.Е. Технология стендовых испытаний колесных машин с воспроизведением эксплуатационных нагрузочных режимов // К.Е. Бяков, В.А. Горелов, О.И. Чудаков. Транспортные системы №2 (20), 2021 г. С. 16 – 24.

35. Ванцевич, В.В. Синтез схем приводов к ведущим мостам и колесам многоприводных транспортно-тяговых машин.: автореф. дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / В.В. Ванцевич – Минск, – 1992.

36. Вахламов, В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – 4-е изд., стер. – М.: Изд. Центр «Академия», 2010. – 240 с.;
37. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. –М.: «Колос», 1973 –196 с.
38. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г.Ф. Верзаков, Н.В. Кипшт, В.И. Рабинович, Л. С. Тимонен. - М.: Энергия, 1968, 219 с.
39. Влияние систем активной безопасности на изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации / И. Ш. Курбанов, А. Е. Сморгков, В. Г. Дыгало [и др.] // Наука XXI века: опыт прошлого - взгляд в будущее : материалы II Международной научно-практической конференции, Омск, 25 апреля 2016 года / Министерство образования и науки Российской Федерации; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)». – Омск: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ), 2016. – С. 186-192. – EDN WFDGIP.
40. Волков Н.И. Электромашинные устройства автоматики: учебник для вузов / Н.И. Волков. - М.: Высш. шк., 1986. - 335 с.
41. Вольдек А.И. Электрические машины. Машины переменного тока: учебник для вузов / А.И. Вольдек, В.В. Попов. - СПб.: Питер, 2007. - 350 с. ISBN: 978-5-469-01381-5
42. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: Дис., канд. техн. наук. - Харьков, 1970, 153 с.
43. Гецович Е.М. Исследование предельных возможностей противоблокировочных систем по обеспечению устойчивости автомобиля: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. - Харьков, 1980. - 24 с.

44. Гецович Е.М. К вопросу синтеза алгоритма функционирования пневматической противоблокировочной системы // Сб. науч. тр. "Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин" / СибАДИ, ОмПИ. - 1983. - С. 91-98.
45. Гецович, Е.М. О влиянии кривизны дороги в горизонтальной плоскости на рабочие процессы АБС. // Гецович, Е.М., Шелудченко, В.В., Селевич, С.Г. 2007.
46. Гибридные автомобили. Пути повышения их энергетической эффективности / Д. А. Загарин, В. И. Сальников, А. В. Шабанов [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 1. – С. 4-7. – EDN VQXNAV.
47. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей. - М. Транспорт. 1970.
48. Горелов, В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом движителей. / В. А. Горелов, М. М. Жилейкин, В. А. Шинкаренко // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – № 12.
49. Горелов, В. В. Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин. / В. В. Горелов, М. М. Жилейкин, А. Н. Ловцов, В. А. Шинкаренко // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2013. – № 9. – С. 56–66.
50. ГОСТ 2.118-73 Единая система конструкторской документации. Техническое предложение. - М. СтандартИнформ, 2007, 7 с.
51. ГОСТ 2.119-73 Единая система конструкторской документации. Эскизный проект. - М. СтандартИнформ, 2007, 6 с.
52. ГОСТ 2.120-73 Единая система конструкторской документации. Технический проект. - М. СтандартИнформ, 2007, 5 с.
53. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и

устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – М.: Стандартинформ, 2013. – 51 с.

54. ГОСТ 33997-2016 Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки (с поправкой), 123 с.

55. ГОСТ 33997-2016. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки. - М. СтандартИнформ, 2018, 67 с.

56. ГОСТ Р 53409-2009. Автомобильные транспортные средства. Сцепления сухие фрикционные. Общие технические требования и методы испытаний. – М.: Стандартинформ, 2010. – 12 с.

57. ГОСТ Р 53816-2010. Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний. – М.: Стандартинформ, 2010. – 17 с.

58. ГОСТ Р 8.736-2001. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. – М.: Стандартинформ, 2013. – 20 с.

59. ГОСТ Р ЕН 1986-1-2011 Автомобили с электрической тягой. Измерение энергетических характеристик. Ч а с т ь 1. Электромобили. - М. СтандартИнформ, 2007, 23 с.

60. ГОСТ Р ЕН 1986-2-2011 Автомобили с электрической тягой. Измерение энергетических характеристик. Ч а с т ь 2. Гибридные транспортные средства. - М. СтандартИнформ, 2007, 16 с.

61. Грачев, Ю.П. Математические методы планирования эксперимента / Ю.П. Грачев. – М. : Пищевая промышленность, 1979. – 195 с.

62. Гуревич Л.В. Современные методы дорожных испытаний автомобильных антиблокировочных систем. - : НИИНавтопром, 1978. - 98 с.

63. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. - М.:

Транспорт, 1978. - 152 с.

64. Гуревич Л.В., Тормозное управление автомобиля. / Р.А. Меламуд - М., Транспорт, 1978, 152 с.

65. Двигатели Toyota: сайт. - М., 2022. - URL: https://www.toyota-club.net/files/faq/05-07-10_faq_nz.htm (дата обращения: 16.10.2021)

66. Дементьев Ю.В., Круташов А.В., Деев О.И. Оценка эффективности модульной комбинированной энергетической установки при выборе электродвигателей определенного диапазона мощности // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 3 (21). Т. 1. С. 5-12.

67. Демидов В.З. Принципы автоматизации процесса диагностирования автомобилей. / Зелик А. - В кн.: Кибернетика и диагностика, Рига, 1979.

68. Джонсон, М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке / М. Джонсон, Ф.М. Лион. – М. : Мир, 1981. – 610 с.

69. Дик А.Б. Исследование динамических характеристик тормозящего колеса // Сб. науч. тр. "Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин" / СиБАДИ, ОмПИ. - 1983. - С.38-53.

70. Дик А.Б., Федотов А.И. Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой // Сб. научн. тр. "Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. - 1984. - С. 94-110.

71. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. г. Омск, 1988.

72. Динамика системы «Дорога-шина-автомобиль-водитель» / Под ред. А.А. Хачатурова. - М.: Машиностроение, 1976. - 535 с.

73. Домберг Е. Методы Измерения динамических сил на колесах автомобиля // Экспресс-инф. «Автомобилестроение». - 1970. - № 38. - С. 1-16.

74. Дунаев А.П. Организация диагностирования при обслуживании автомобилей. - М: Транспорт, 1987, 207с.

75. Дыгало, В. Г. Методология виртуально-физических испытаний автоматизированных тормозных систем колесных машин : специальность 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Дыгало Владислав Геннадиевич. – Волгоград, 2015. – 22 с. – EDN ZPRCQJ.

76. Дыгало, В. Г. Средства и методы формирования эксплуатационных свойств колёсной машины в режиме торможения / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 10. – С. 19-12.

77. Дыгало, В.Г. Технология испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. – М.: Машиностроение, 2012. – 388 с.

78. Ечеистов Ю.А. и др. Качение тормозящего колеса по твердой дороге при действии на него боковой силы // Сб. науч. тр. "Безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. - 1980. - С.32-43.

79. Ечеистов Ю.А. Исследование некоторых эксплуатационных качеств автомобиля с учетом преобразующих свойств его шин: Автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. - М., 1973. - 32 с.

80. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колёсных машин на базе методов нечёткой логики / М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 238 с.

81. Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Качественный анализ методов повышения управляемости и устойчивости колесных машин // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 1. С. 42 – 48.

82. Жилейкин, М. М. Алгоритм работы системы динамической

стабилизации для автомобиля 4x4 с подключаемой задней осью. / М. М. Жилейкин, А. О. Чулюкин // Наука и образование, 2014. – № 4

83. Жилейкин, М. М. Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электромеханической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор-ось». / М. М. Жилейкин, В. А. Середюк // Наука и образование, 2014 – № 05

84. Заватский А.М., Малышев А.Н., Дебелов В.В., Келлер А.В. Математическая модель алгоритма распределения момента по осям электромобиля с двухмоторной схемой // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 2. С. 7-14. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-123092>.

85. Заватский А.М., Харитонов С.А. Имитационное моделирование критических режимов, выявленных при эксплуатации систем автоматически подключаемого полного привода //Труды НАМИ. – 2018. – № 2 (273). – С. 26–34.

86. Заватский А.М., Харитонов С.А. Развитие алгоритмов активного распределения момента по осям легкового автомобиля // Труды НАМИ. – 2017. – № 2 (269). – С. 37–44.

87. Загарин, Д. А. Аккумуляторные батареи автомобилей с электроприводом / Д. А. Загарин, В. И. Сальников, А. В. Шабанов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 5. – С. 24-27.

88. Загарин, Д. А. Полигонные испытания - критерий оценки надежности отечественных транспортных средств / Д. А. Загарин, А. И. Зарайский // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 3(68). – С. 10-15.

89. Загородний В.В. Разработка и исследование автомобильной антиблокировочной тормозной системы нециклического действия: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. - М., 1985. - 205 с.

90. Зарщиков А.М. Влияние изменения нормальной нагрузки колеса на

эффективность работы антиблокировочной тормозной системы автомобиля: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. - М., 1984. - 118 с.

91. Зарщиков А.М., Федотов А.И. Стенд для исследования динамических характеристик колеса в тормозном режиме // Сб. науч. тр. "Безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. - 1983. - С. 192-195.

92. Иванов А.М. Экспериментальная проверка методов оценки эффективности систем динамической стабилизации АТС / А.М. Иванов, А.А. Ревин, Э.Н. Никульников, Е.В. Балакина, А.А. Барашков, С.А. Лосев, С.С. Шадрин, Ю.Н. Козлов // Автомобильная промышленность. 2009. №7. С. 31-33.

93. Иванов А.М. Экспериментальная проверка методов оценки эффективности систем динамической стабилизации АТС / А.М. Иванов, А.А. Ревин, Э.Н. Никульников, Е.В. Балакина, А.А. Барашков, С.А. Лосев, С.С. Шадрин, Ю.Н. Козлов // Автомобильная промышленность. – 2009. - №7. – С. 31-33.

94. Иларионов В.А., Пчелин И.К. Влияние случайных возмущений и колебаний на тормозную динамичность автомобиля с противоблокировочными системами // Автомобильная промышленность. - 1979. - № 3. - С.20-22.

95. Иларионов В.А., Пчелин И.К. Пространственная математическая модель для исследования активной безопасности автомобиля // Сб. науч. тр. "Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин" / СибАДИ, ОмПИ. - 1979. - С. 25-41.

96. Иларионов В.А., Пространственная математическая модель для исследования активной безопасности автомобиля / И.К. Пчелин // Сб. науч. тр. «Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин». - Омск.: СибАДИ, 1979, С. 25-41.

97. Информационный портал про электромобили: сайт. - М., 2022. - URL: www.e-cars.tech (дата обращения: 02.12.2021)

98. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский, В.Н. Кравец [и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
99. Испытания колёсных транспортных средств: учебное пособие / А.М. Иванов, С.Р. Кристальный, Н.В. Попов, А.Р. Спинов. – М.: МАДИ, 2018. – 124 с.
100. Исследование динамики колесных машин на стенде с беговыми барабанами // Котиев Г.О., Горелов В.А., Захаров А.Ю. / Автомобильная промышленность. 2014. № 7. С. 9-12.
101. К вопросу о диагностике технического состояния динамической системы курсовой стабилизации / А. И. Федотов, А. В. Тен, О. С. Яньков, А. С. Чернышков // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 2. – Иркутск: Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2021. – С. 162-171.
102. Как Tesla навсегда изменила автомобильную индустрию URL: <https://rb.ru/story/tesla-future/> (дата обращения 05.06.2024)
103. Калачев Ю.Н. Векторное регулирование (заметки практика). М.: Издательский дом МЭИ, 2013. – 72 с
104. Камнев, А. В. Влияние давления воздуха в шинах на силовые потери при качении колес автомобиля по опорным роликам стенда / А. В. Камнев, А. И. Федотов, О. С. Яньков // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 10. – С. 28-32.
105. Камнев, А. В. Влияние давления рабочего тела в шине на силу сопротивления качению КТС на стендах с беговыми барабанами / А. В. Камнев, А. И. Федотов, О. С. Яньков // Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 116-й Международной научно-технической конференции, Улан-Удэ, 12–13 сентября 2023 года. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2023. – С. 86-92.

– DOI 10.53980/9785907746091_86.

106. Камнев, А. В. Определение коэффициента сопротивления качению колеса с эластичной шиной по роликам силового стенда / А. В. Камнев, О. С. Яньков, А. И. Федотов // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 2. – Иркутск: Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2021. – С. 103-112.

107. Карузин О.И., Малюгин П.Н., Федотов А.И. Особенности работы антиблокировочной системы в условиях помех // Сб. науч. тр. "Надежность и активная безопасность автомобиля" / МАМИ . - 1985. - С. 31-38.

108. Келлер, А. В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между двигателями колесных машин. / А. В. Келлер // Вестник ЮУрГУ, №11, – 2006.

109. Келлер, А.В. Повышение подвижности военной автомобильной техники управлением блокировкой межколесного дифференциала / С.В. Ушнурцев, А. В. Келлер, В. Ю. Усиков [и др.] – Омск, 2018. – 143 с.

110. Келлер, А.В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси / А. В. Келлер, И.А. Мурог. – Челябинск: ЧВВАКИУ – 2009. – С. 224.

111. Ким, В.А. Критерии оценки устойчивости движения автомобиля / В. А. Ким // Автомобильная промышленность. –2003. –№ 5. – С. 12–14.

112. Ким, В.А. Критерии оценки устойчивости криволинейного движения автомобиля / В.А. Ким, Ж.Л. Курек, О.В. Билык // Материалы международной научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА: Материалы междунар. 53-й науч. –техн. конф. – Мн., – 1999. – Ч. 1. – С. 98.

113. Киселев, П. А. Математическое описание процессов функционирования электродвигателя-генератора автомобиля с гибридной силовой установкой / П. А. Киселев, А. И. Федотов, О. С. Яньков // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 2. – С. 130-149. – DOI 10.12731/2227-930X-2023-13-2-130-149.

114. Кисуленко Б. В. Технология разработки методов испытаний и критериев оценки устойчивости автомобилей (опыт США) / Б. В. Кисуленко, А. В. Бочаров // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 11. – М: Машиностроение.– С. 37 – 40.

115. Кнороз В.И. Автомобильные колеса. - М.: НИИНавтопром, 1972.- С. 19-35.

116. Колчина З. В. Экономика автотранспортной отрасли : учебное пособие / З. В. Колчина, 2014. - 114.

117. Компания Michelin. 5 проблем электромобилей и как их решить URL: <https://www.drive2.ru/o/b/589131250497793586/> (дата обращения 05.06.2024)

118. Комплекс для измерения нормальных и касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта эластичной шины с плоской опорной поверхностью / А. В. Бойко, В. П. Халезов, О. С. Яньков, А. С. Марков // Автомобиль для Сибири и крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика : 90-я Международная научно-техническая конференция ААИ в ИРНИТУ, Иркутск, 09–10 апреля 2015 года. – Иркутск: ИРНИТУ, 2015. – С. 102-110.

119. Контроль эффективности функционирования динамической системы курсовой стабилизации (ДСКС) автомобилей на стендах с беговыми барабанами / А. И. Федотов, А. В. Тен, А. С. Чернышков, О. С. Яньков // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : Сборник научных трудов по материалам 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 25–26 января 2022 года

/ Под общей редакцией А.А. Солнцева. – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2022. – С. 153-158.

120. Котиев, Г. О. Закон распределения мощности по колесам для транспортного робототехнического комплекса. / Г. О. Котиев, В. А. Горелов // Известия ЮФУ. Тематический выпуск, Технические науки. – 2010. – Т. 104, № 3. – С. 124–127.

121. Круташов А. В. Методы формирования рационального распределения мощности в трансмиссии легкового полноприводного автомобиля: автореферат дис. канд. техн. наук, Москва. 2009.

122. Круташов А.В., Баулина Е.Е. Проблемы формирования концепции интеллектуального привода класса «Кроссовер». // международный автомобильный научный форум "Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем", Москва, 2018 г. С.160-177.

123. Кулько П.А., Государственный технический осмотр. Проблемы и решения. / К.В. Ушаков / Автотранспортное предприятие №9, 2005, с.15-19.

124. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов. Дисс. д-ра техн. наук. М., 2004.

125. Кушвид, Р.П. Испытания автомобилей / Р.П. Кушвид. – М.: Изд-во МГИУ, 2011. – 351 с.

126. Лаптев, С.А. Автомобильные полигоны / С.А. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1966. – 504 с.

127. Лаптев, С.А. Комплексная система испытаний автомобилей / С.А. Лаптев. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 172 с.

128. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с. 112. Смирнов Г.А.

Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

129. Ле Ван Луан. Диагностика тормозных систем АТС на основе измерения сил в пятнах контакта колес с беговыми барабанами стенда: дис. ... канд. техн. наук 05.22.10. Иркутск, 2015.

130. Левинсон Б.В., Пособие по диагностированию технического состояния автомобиля. Б.В. Гернер - Техніка, 1974, 84с.

131. Лившиц В.М. Пути совершенствования системы технического обслуживания сельскохозяйственных машин // Методы и средства технической диагностики. – Новосибирск, 1982. - Вып. 23.

132. Лигай В.В. Исследование устойчивости и эффективности торможения автомобиля с антиблокировочной тормозной системой (АБС): Автореферат дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03.- М.,1979. - 25 с.

133. Литвинов А.С. и др. Расчетный метод определения некоторых характеристик шин при одновременном действии на них верти-кальных, боковых и продольных сил // Автомобильная промыш-ленность. - 1979. - № 2. - С. 17-20.

134. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.

135. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. - Харьков, 1966. - 27 с.

136. Ломакин В.В. Тенденции развития автомобилестроения: учеб. пособие / В.В. Ломакин, К.Е. Карпухин, В.Н. Кондрашов. - М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2008. - 70 с.

137. Малышев А.Н., Груненков Е.А., Дебелов В.В., Мизин М.Д. Имитационное моделирование системы контроля изоляции высоковольтной электросети транспортного средства с гибридной силовой установкой. УДК 629.331.

138. Малюков А.А. Научные основы стендовых испытаний автомобилей на активную безопасность: Дис. докт. техн. наук.: – Москва. 348 с.

139. Математическая модель взаимодействия колеса с опорной поверхностью роликов диагностического стенда в среде "Универсальный Механизм" / О. С. Яньков, А. С. Чернышков, П. А. Киселев, М. И. Штерман // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 2. – Иркутск: ИРНИТУ, 2021. – С. 119-132.

140. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, М.: Машиностроение, 1980, с. 231

141. Методика экспериментальных исследований процесса взаимодействия эластичной шины с двумя цилиндрическими и плоской опорой поверхностями / А. В. Бойко, В. П. Халезов, О. С. Яньков, А. С. Марков // Автомобиль для Сибири и крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика : 90-я Международная научно-техническая конференция ААИ в ИРНИТУ, Иркутск, 09–10 апреля 2015 года. – Иркутск: ИРНИТУ, 2015. – С. 124-131.

142. Методические положения по диагностике двигателей внутреннего сгорания энергонасыщенной техники динамическим методом / В. В. Альт, С. Н. Ольшевский, О. Ф. Савченко [и др.] ; Федеральное агентство научных организаций России, Сибирский федеральный научный центр агробιοтехнологий РАН, Сибирский физико-технический институт аграрных проблем. – Новосибирск : Сибирский федеральный научный центр агробιοтехнологий Российской академии наук, 2017. – 56 с. – ISBN 9875950087950.

143. Методологические основы автоматизации разработки измерительных экспертных систем автотракторных двигателей / В. В. Альт, И. П. Добролюбов, О.

Ф. Савченко [и др.] // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. – 2020. – Т. 50, № 4. – С. 80-92. – DOI 10.26898/0370-8799-2020-4-10.

144. Мирошников Л.В. Теоретические основы технической диагностики автомобилей: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1976, 126 с.

145. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. [Текст]. - М. Колос, 1976.

146. Михлин В.М. Современные методы и средства технического диагностирования сельскохозяйственных машин // Международный сельскохозяйственный журнал, 1982, №1, С. 55-58.

147. Моделирование процесса оптимального определения параметров состояния двигателя внутреннего сгорания измерительной экспертной системой / И. П. Добролюбов, О. Ф. Савченко, В. В. Альт [и др.] // Вычислительные технологии. – 2015. – Т. 20, № 6. – С. 22-35.

148. Модернизация комплекса для исследования процессов, происходящих в пятне контакта эластичной шины / А. В. Бойко, В. П. Халезов, О. С. Яньков, А. С. Марков // Автомобиль для Сибири и крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика : 90-я Международная научно-техническая конференция Ассоциации автомобильных инженеров в ИРНИТУ, Иркутск, 09–10 апреля 2015 года. – Иркутск: Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2015. – С. 110-115.

149. Монтгомери, Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д.К. Монтгомери ; пер. с англ. – Л. : Судостроение, 1980. – 384 с.

150. Набоких, В.А. Испытания автомобилей: учебное пособие / В.А. Набоких. – М.: ИНФРА-М, 2017. – 224 с.

151. Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автмотехники. Техническая система водополива. Технический отчёт. – Дмитров, 1998. –

29 с.

152. Нго Фыонг Ле. Расчет механической характеристики тягового электродвигателя электромобиля / Нго Фыонг Ле, Г.И. Гульков // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. - Т. 60, № 1. - 2017. - С. 41-53.

153. Некоторые аспекты и тенденции развития экологически чистых автомобилей с электроприводом / Д. А. Загарин, А. В. Шабанов, В. В. Ломакин [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 7. – С. 6-8.

154. Некоторые пути совершенствования метода диагностирования тормозных систем автомобилей по изменению частоты вращения вывешенных колес. // А.А. Отставнов, Д.Н. Ильин «Поддержание и восстановление работоспособности транспортных средств.»: Тез. докл. междунар. науч. техн. конф. Саратов,– Саратов, 1995. с. 74-75. – рус. РЖ №7/1996.

155. Нефедьев Я.Н. Антиблокировочная система с использованием информации о скорости автомобиля // Тр. НИИАвтоприборов. - 1979. - Вып. 47. - С. 69-76.

156. Нефедьев Я.Н. К вопросу построения адаптивной антиблокировочной системы // Тр. НИИАвтоприборов. - 1979. - Вып. 47. - С. 59-68.

157. Нефедьев Я.Н. Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм. - М.: НИИНавтопром, 1979. - 61 с.

158. О диагностике автомобильных гибридных силовых установок на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, О.С. Яньков, П.А. Киселев, Д.О. Ухватов // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 1. – С. 42-61. – DOI 10.12731/2227-930X-2023-13-1-42-61.

159. Обоснование динамических тестовых режимов функционирования транспортного средства с гибридной силовой установкой / П.А. Киселев, А.И.

Федотов, О.С. Яньков, Н.В. Лобов // Грузовик. – 2024. – № 7. – С. 27-37. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-7-27-37.

160. Огиенко Ю.Г. Статистические характеристики сцепных свойств покрытий автомобильных дорог // Сб. науч. тр. "Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин" / СибАДИ, ОмПИ. - 1979. - С. 103-110.

161. Описание и эксплуатация KIA SOUL EV сайт. - URL: https://www.ksoulev.com/description_and_operation-2405.html (дата обращения: 02.03.2022)

162. Определение коэффициента сопротивления качению колеса с эластичной шиной по двум роликам диагностического стенда / А. В. Камнев, О. С. Яньков, А. И. Федотов, В. А. Войцеховский // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 2. – Иркутск: Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2021. – С. 112-119.

163. Основы технической диагностики / Пархоменко П.П., Карибский В.В., Согомонян Е.С., Халчев В.Ф. М.: Энергия, 1976, 462 с.

164. Пархоменко П.П., Основы технической диагностики / Е.С. Согомонян -М.: Энергия, 1981, 319 с.

165. Патент № 2755626 С1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M 15/00. Способ контроля технического состояния динамической системы курсовой стабилизации автомобиля на стендах с беговыми барабанами и устройство для его осуществления : № 2020143881 : заявл. 30.12.2020 : опубл. 17.09.2021 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков, А. В. Тен ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет".

166. Патент на полезную модель № 198516 U1 Российская Федерация, МПК

G01L 5/28. бесконтактный измеритель для силового тормозного роликового стенда : № 2020113148 : заявл. 26.03.2020 : опубл. 14.07.2020 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков [и др.] ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Фритрейн".

167. Патент на полезную модель № 199093 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13. Гибридный универсальный полноопорный стенд для контроля технического состояния колесных транспортных средств : № 2020111732 : заявл. 23.03.2020 : опубл. 13.08.2020 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет" (ФГБОУ ВО "ИРНИТУ").

168. Патент на полезную модель № 213401 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M 17/007. Стенд контроля технического состояния колесных транспортных средств с обгонной муфтой : № 2022106787 : заявл. 16.03.2022 : опубл. 09.09.2022 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, М. В. Холманских, А. С. Чернышков ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет".

169. Патент на полезную модель № 215729 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13. Гибридный стенд с планетарным балансирным редуктором для контроля технического состояния колесных транспортных средств : № 2022130297 : заявл. 23.11.2022 : опубл. 23.12.2022 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков, П. А. Кисилев ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет".

170. Патент № 2823398 С1, Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M

17/007. Способ контроля технического состояния колесных транспортных средств с гибридной, электрической силовой установкой на стендах с опорными роликами в условиях эксплуатации и устройство для его осуществления: № 2023128983 : заявл. 09.11.2023 : опубл. 23.07.2024 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков, П. А. Киселёв ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет".

171. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. - Омск.: Зап. Сиб. книжн. изд. 1973, 224 с.

172. Попов А.И. Динамический расчет контура электропневматического тормозного привода. В Сб. Научн. труд.: Исследования конструкции и эксплуатационных свойств автомобилей. М., МАДИ, 1986 г., с. 113-118.

173. Портнягин Е.М. Метод контроля тормозной эффективности и устойчивости автомобилей с ABS при их диагностировании на роликовых стендах. Дисс. ... канд. техн. наук. 05.22.10: Иркутск. 2009.

174. Потапов А.С. Динамический метод диагностирования противобуксовочных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. Наук 05.22.10. Иркутск, 2011.

175. Правила ЕЭК ООН № 13-11. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r013r6r.pdf> (дата обращения 05.12.2017).

176. Правила ЕЭК ООН № 13-Н Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – М.: Госстандарт России.

177. Правила ЕЭК ООН № 13Н-00 Единообразные предписания,

касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2015/R013Hr3r.pdf> (дата обращения 05.12.2017).

178. Правила ЕЭК ООН № 83-06 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2017/R086r3e.pdf> (дата обращения 05.12.2017).

179. Правила ЕЭК ООН № 90-02 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения сменных тормозных накладок в сборе, тормозных накладок барабанного тормоза и дисков и барабанов для механических транспортных средств и их прицепов. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/R090r3r.pdf> (дата обращения 05.12.2017).

180. ПРИКАЗ Минюста РФ от 20.04.2023 N 72 "Об утверждении перечня родов (видов) судебных экспертиз, выполняемых в федеральных бюджетных судебно - экспертных учреждениях минюста России, и перечня экспертных специальностей, по которым предоставляется право самостоятельного производства судебных экспертиз в федеральных бюджетных судебно - экспертных учреждениях Минюста России" (Зарегистрировано в Минюсте РФ 24.04.2023 N 73133) – URL: <https://minjust.consultant.ru/documents/47374?items=1&page=5> (дата обращения 05.06.2024)

181. Пустыльник Е. И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. - М.: Наука, 1968, 288 с.

182. Развитие средств автоматизации измерений и анализа рабочих процессов при испытаниях ДВС / О. Ф. Савченко, В. В. Альт, И. П. Добролюбов, С. Н.

Ольшевский // Двигателестроение. – 2014. – № 2(256). – С. 26-31.

183. Разработка компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания / И. П. Добролюбов, О. Ф. Савченко, В. В. Альт, С. Н. Ольшевский // Вычислительные технологии. – 2013. – Т. 18, № 6. – С. 54-61.

184. Разработка метода испытаний по оценке уровня эмиссии летучих органических соединений (ЛОС) и альдегидов от деталей внутреннего интерьера автомобилей в рамках деятельности рабочих органов ИСО и Европейской экономической комиссии ООН / З. Ю. Булычева, Д. А. Загарин, А. Б. Лагузин [и др.] // Труды НАМИ. – 2022. – № 4(291). – С. 35-42. – DOI 10.51187/0135-3152-2022-4-35-42.

185. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. Учебник для вузов. - М. «Высш. Школа», 1975, 320с.

186. Ракляр А.М. Исследование ф-с диаграмм дорог автополигона: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. -М., 1978. - 24 с.

187. Расчет силы сопротивления качению эластичной шины по цилиндрическим поверхностям беговых барабанов стенда / А. И. Федотов, В. Г. Власов, О. С. Яньков, А. В. Камнев // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 11. – С. 26-31.

188. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с зависимой антиблокировочной системой // Автомобильная промышленность. - IS80. - № 5. - С. 17-20.

189. Ревин А.А. Колебания автомобиля с антиблокировочной системой при торможении // Автомобильная промышленность. - 1976. - № 9.

190. Ревин А.А. Темп изменения тормозного момента и его влияние на некоторые динамические свойства автомобиля с АБС // Сб. науч. тр. "Безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. - 1977.

191. Ревин А.А. Тормозные свойства автомобилей с антиблокировочной

системой при движении на повороте // Автомобильная промышленность. - 1983. - №1. - С. 13-15.

192. РТМ 37.031.021-80. Методы испытаний автотранспортных средств, оборудованных антиблокировочными системами. - М.: НАМИ, 1980. - 32 с.

193. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Механическая система как объект моделирования» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: https://www.universalmechanism.com/download/90/rus/02_um_technical_manual.pdf (дата обращения: 13.10.2022).

194. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Многовариантные расчёты» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: https://www.universalmechanism.com/download/90/rus/06_um_experiments.pdf (дата обращения: 13.10.2022).

195. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Моделирование трансмиссий» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: https://www.universalmechanism.com/download/90/rus/22_um_driveline.pdf (дата обращения: 13.10.2022).

196. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Программа ввода данных» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: https://www.universalmechanism.com/download/90/rus/03_um_data_input_program.pdf (дата обращения: 13.10.2022).

197. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Программа моделирования» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: https://www.universalmechanism.com/download/90/rus/04_um_simulation_program.pdf (дата обращения: 13.10.2022).

198. Руководство пользователя «Универсальный механизм: Редактор структурных схем» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL:

http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/24_um_blockeditor.pdf. (дата обращения: 13.10.2022).

199. Руководство пользователя. LGraph2. – М., 2007. – 33 с.

200. Рябчинский, А.И. Регламентация активной и пассивной безопасности / А.И. Рябчинский, Б.В. Кисуленко, Т.Э. Морозова. – М.: Изд. центр «Академия», 2006. – 432 с.

201. Рязанцев В.А. Метод совершенствования управления антиблокировочной системой автомобиля при индивидуальном регулировании тормозных механизмов Автореферат дисс. канд. техн. Наук. - Москва - 2020.

202. Савенков, Н.В. Анализ характеристик современного оборудования для определения тягово-скоростных свойств автомобилей в лабораторных условиях [Текст] / Н.В. Савенков, В.В. Понякин, С.А. Чекулаев, В.В. Бутенко // Вестник СибаДИ. 2019. Т. 16. № 3. С. 276-289.

203. Сайт компании MTS. URL: <https://www.mts.com/en> (дата обращения 05.07.2024).

204. Сайт компании БЛМ Синержи. URL: <https://blms.ru/rolikovye-stendy> (дата обращения 05.06.2024).

205. Сайт компании ООО «КАТЕ» URL: <https://katem.ru/competence/stendovye-ispytaniya/> (дата обращения 05.06.2024)

206. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021613529 Российская Федерация. Расчёт параметров процесса функционирования электромобиля при контроле его тягово-динамических качеств на стенде с беговыми барабанами : № 2021612484 : заявл. 03.03.2021 : опубл. 10.03.2021 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков ; заявитель ФГБОУ ВО «ИРНИТУ».

207. Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта. - М.: Транспорт, 1988, 247 с.

208. Серов А.В. Стенды для контроля технического состояния и обкатки лесотранспортных машин. Издательство «Лесная промышленность». Москва 1969 г, 168 с.

209. Системы полного привода. URL: <https://dvizhok.su/parts/sistemyi-polnogo-privoda-kakie-byivayut-i-kakix-problem-zhdut-ot-kazhdoj-iz-nix> (дата обращения 05.06.2024)

210. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

211. Современные методы испытаний транспортных средств на экологическую безопасность / Д. А. Загарин, А. Б. Лагузин, Д. В. Кондратьев, В. В. Агапов // Труды НАМИ. – 2022. – № 2(289). – С. 34-40.

212. Согин А.З. Исследование влияния вероятностных характеристик микро- и макропрофиля дорог на тяговую динамику автомобиля: Дис. ...канд. техн. наук.: 05.05.03 . - Горький, 1979. - 238 с.

213. Соколовский Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием / Г.Г. Соколовский. - М.: АКАДЕМИА, 2006. - 265 с.

214. Соломатин, Н.С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля: учеб. пособие / Н.С. Соломатин. – Тольятти: Изд-во ТГУ, 2013. – 143 с.

215. Специальные транспортные средства (испытания): учебник для вузов [Текст] / Г.И. Гладов, А.М. Петренко. Под ред. Г.И. Гладова. М: ООО «Гринлайт+», 2010. – 384 с.

216. Спинов А.Р. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Теория наземных транспортных средств»: Учебные дорожные испытания автомобиля / А.Р. Спинов, С.Р. Кристальный, Н.В. Попов. – М.: МАДИ, 2015. – 48 с.

217. Спинов, А.Р Учебные дорожные испытания автомобиля: учеб. Пособие для вузов / Спинов А.Р., Кристальный С.Р., Попов Н.В. – М.: МАДИ

218. Стартовало производство систем ABS и ESP: выпуск налажен в Костроме URL: <https://www.kolesa.ru/news/startovalo-proizvodstvo-sistem-abs-i-esp-vypusk-nalazhen-v-kostrome> (дата обращения 05.06.2024)

219. Стационарность и стабильность процесса торможения вывешенных колес автомобилей КамАЗ. / А.А. Отставнов, А.Ю. Жарков, // Эффектив. эксплуатация трансп. / Саратовский государственный технический университет - Саратов, 1995, С. 15-20. - Рус. РЖ № 9/1996. Табл. 2, Библ. 2.

220. Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с двумя беговыми барабанами / А. В. Бойко, О. С. Яньков, А. С. Марков, Н. Ю. Кузнецов // Автомобиль для Сибири и крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика : 90-я Международная научно-техническая конференция ААИ в ИРНИТУ, Иркутск, 09–10 апреля 2015 года. – Иркутск: ИРНИТУ, 2015. – С. 115-123.

221. Степанов А.Н. Метод последовательного диагностирования тормозной системы АТС с функционирующей ABS на одноплатформенном стенде с беговыми барабанами. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.10. Иркутск: ИРНИТУ, 2010, 184 с.

222. Сычев В.П. Повышение синхронности торможения звеньев автопоезда тяжеловоза путем разработки и применения электропневматического привода тормозов: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. - Челябинск: ЧПИ, 1992, 156 с.

223. Терских И.П. Научные основы функциональной диагностики (эксплуатационных параметров) машинно-тракторных агрегатов. - Автореферат диссертации доктора технических наук. - Л.: 1973, 51 с.

224. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов // Под ред. Крамаренко Г.В. М.: Транспорт, 1983, 413 с.

225. Технические средства диагностирования. / В.П. Калявин, А.В. Мозгалевский - Л.: Судостроение, 1984, 208 с. ил. - (Качество и надежность).

226. Технический регламент таможенного союза (ТР ТС 018/2011) о

безопасности колесных транспортных средств – URL: [http://webportalsrv.gost.ru/portal/GostNews.nsf/acaf7051ec840948c22571290059c78f/9fe752e7e38cc18e44257bde0024e7d4/\\$FILE/TR_TS_018-2011_text.pdf](http://webportalsrv.gost.ru/portal/GostNews.nsf/acaf7051ec840948c22571290059c78f/9fe752e7e38cc18e44257bde0024e7d4/$FILE/TR_TS_018-2011_text.pdf) (дата обращения 05.12.2017).

227. Технический регламент таможенного союза (ТР ТС 018/2011). О безопасности колесных транспортных средств (с изменениями на 21 апреля 2023 года) (редакция, действующая с 20 мая 2023 года) – 2011 г.

228. Точность идентификации состояния двигателей внутреннего сгорания с настраиваемой моделью с помощью измерительной экспертной системы / И. П. Добролюбов, О. Ф. Савченко, В. В. Альт [и др.] // Вычислительные технологии. – 2021. – Т. 26, № 6. – С. 54-67. – DOI 10.25743/ICT.2021.26.6.005.

229. Ухаботов, М.М. Влияние системы стабилизации на скорость прохождения поворота / М.М. Ухаботов, Е.П. Рудаков, С.С. Шадрин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. - 2019. - № 4 (22). - С. 2

230. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля – М.: Машгиз, 1963, 239 с.

231. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. 176 с.

232. Федотов А.И. Диагностика автомобиля // Учебник для студентов вузов по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" / Иркутск, 2012. 467 с.

233. Федотов А.И. Испытания шин колесных транспортных средств : монография / Федотов А.И. – Иркутск: Издательство ИРНТУ, 2023. – 156 с. Ил. 91. Табл. 12, Библиогр.: 66 назв.

234. Федотов А.И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях нормальной нагрузки на колесах автомобиля: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. М.: МАМИ, 1986.

235. Федотов, А. И. Кинематика колеса, тормозящего на роликах диагностического стенда / А. И. Федотов, В. Г. Власов, О. С. Яньков // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 6(125). – С. 159-172. – DOI 10.21285/1814-3520-2017-6-159-172.

236. Федотов, А. И. Математическая модель для расчета нормальных и продольных касательных реакций в пятне контакта шины автомобильного колеса с поверхностями опорных роликов диагностического стенда / А. И. Федотов, В. Г. Власов, О. С. Яньков // Вестник ИРГТУ. – 2017. – Т. 21, № 3(122). – С. 193-203.

237. Федотов, А. И. Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей : учебное пособие для аспирантов вузов по направлению подготовки "Техника и технологии наземного транспорта" / А. И. Федотов, А. В. Бойко. – Иркутск : Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2016. – 160 с. – ISBN 978-5-8038-1096-4.

238. Федотов, А. И. О силовом радиусе колеса с эластичной шиной / А.И. Федотов, О.С. Яньков, А.В. Камнев // Труды НАМИ. – 2022. – № 1(288). – С. 52-60.

239. Федотов, А.И. О тестовых режимах контроля тягово-динамических свойств колёсных транспортных средств с электрическим приводом на стендах с беговыми барабанами / А.И. Федотов, О.С. Яньков, А.С. Чернышков // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 8. – С. 16-21.

240. Федотов, А.И. Циркуляция мощности при взаимодействии шины тормозящего колеса АТС с опорными роликами диагностического стенда / А.И. Федотов, В.Г. Власов, О.С. Яньков // Вестник ИРГТУ - 2017. - Т.21, №7(126). – С. 178-186.

241. Федотов, А.И. Контроль систем безопасности автомобилей на стендах с беговыми барабанами // Федотов А.И., Яньков О.С., Потапов А.С., Портнягин Е.М. / Иркутск, 2021. 364 с.

242. Федотов, А.И. Технология и организация диагностики при сервисном

сопровождении. / Учебник, Издательство Академия. Москва, 2015. 350 с.

243. Фомичев В.А. Метод оценки эффективности действия систем электронного контроля устойчивости на автомобилях, оснащенных шипованными шинами. Дисс. ... канд. техн. наук.: МАДИ. Москва - 2017.

244. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс. 2-е издание.: Пер с англ – М.: Издательский дом «Вильямс», 2006 -1104 с.: ил. – Парал. тит. алг.

245. Харазов А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей.: Справ. пособие. – М.: Высш. шк., 1990, 208 с.

246. Центр испытаний «НАМИ». – URL: <http://autorc.ru> (дата обращения 05.12.2017).

247. Чернышков А.С. Контроль технического состояния агрегатов электрического силового привода автомобилей на стендах с беговыми барабанами. Дисс. ... канд. техн. наук. 2.9.5: Иркутск. 2024.

248. Чернышков, А.С. Математическое моделирование процесса функционирования электромобиля при контроле его тягово-динамических свойств на стенде с беговыми барабанами / А.С. Чернышков, О.С. Яньков // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : Сборник научных трудов по материалам 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, МАДИ, 2022. – С. 89-97.

249. Чернышков, А.С. О функциональной диагностике автомобилей с электрической силовой установкой / А.С. Чернышков, А.И. Федотов, О. С. Яньков // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 3. – С. 203-223.

250. Чернышков, А. С. Экспериментальное исследование метрологических характеристик магнитострикционных датчиков при изменении их конструктивных параметров / А. С. Чернышков, О. С. Яньков, Г. А. Безносков // Безопасность

колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : материалы 106-й Международной научно-технической конференции ААИ, Иркутск, 23–26 апреля 2019 года. – Иркутск: ИРНТУ, 2019. – С. 514-524.

251. Шадрин, С.С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний: дисс. канд. техн. наук Текст. / С.С. Шадрин. М.: МАДИ, 2009. -121 с.

252. Экспериментальное исследование радиуса качения колеса в ведомом режиме на роликовом стенде / А. И. Федотов, А. В. Бойко, О. С. Яньков, А. С. Марков // Вестник ИРНТУ. – 2016. – № 1(108). – С. 152-157.

253. Электромобили: сайт. - М., 2022. - URL: <https://elektro-mobili.ru/> (дата обращения: 06.05.2022)

254. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: пер. с англ. М.: Машиностроение, 1975. 216 с.

255. Яньков О.С. Повышение качества контроля тормозных систем АТС на стендах с кинематически связанными опорными роликами. Дисс. ... канд. техн. наук. 05.22.10: Иркутск. 2017.

256. Яньков, О. С. Исследование силового радиуса колеса при его взаимодействии с роликами диагностического стенда / О. С. Яньков, А. В. Камнев, С. С. Шестернев // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации : материалы 106-й Международной научно-технической конференции. – Иркутск: ИРНТУ, 2019. – С. 420-429.

257. Яньков, О. С. К вопросу о диагностике систем подключаемого полного привода / О. С. Яньков, Д. О. Ухватов, А. В. Куртова // Мировая наука на пути к устойчивому развитию: естественно-научные исследования, технический прогресс : Материалы IV Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 31 марта 2023 года. – Ростов-на-Дону: Общество с ограниченной

ответственностью "Издательство "Манускрипт", 2023. – С. 253-257.

258. Яньков, О. С. Контроль технического состояния автомобилей, электро-мобилей и беспилотных колёсных транспортных средств на стендах с беговыми барабанами / О. С. Яньков // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : Сб. научных трудов, посвященный 85-летию кафедры ЭАТиС МАДИ, по материалам 79-й научно-методической и научно-исследовательской конференции, – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2021. – С. 203-212.

259. Яньков, О. С. Математическая модель процесса функционирования колесного транспортного средства с системой подключаемого полного привода на стенде с беговыми барабанами / О. С. Яньков, Д. О. Ухватов, А. В. Куртова // Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации : Материалы 116-й Международной научно-технической конференции, Улан-Удэ, 12–13 сентября 2023 года. – Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2023. – С. 105-115.

260. Яньков, О. С. Математическая модель силовой установки электро-мобиля / О. С. Яньков, А. С. Чернышков // Грузовик. – 2022. – № 9. – С. 15-21. – DOI 10.36652/1684-1298-2022-9-15-21.

261. Яньков, О. С. Совершенствование конструкции силоизмерительного магнитострикционного датчика тормозного стенда / О. С. Яньков, А. С. Чернышков // Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация : II Всероссийская научно-практическая конференция, Чита, 30–31 октября 2018 года. – Чита: ЗабГУ, 2018. – С. 53-59.

262. Яньков, О.С. Результаты исследования процесса функционирования систем управления подключаемым полным приводом автомобилей на стендах с беговыми барабанами по обоснованию диагностических параметров / О.С. Яньков, Д.О. Ухватов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 4(42). – С. 30-

48.

263. Яньков, О. С. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с опорными роликами диагностического стенда / О. С. Яньков // Вестник ИРНИТУ. – 2016. – № 2(109). – С. 127-134.

264. Ясенков Е.П., Парфенова Л.А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: Учебное пособие.- 2-е изд., перераб. - Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2005. - 140 с.

265. A Single Input Single Output Formulation for Yaw Rate and Sideslip Angle Control via Torque-Vectoring Basilio Lenzo¹, Aldo Sorniotti², Patrick Gruber²

266. A. Pennycott, L. De Novellis, A. Sorniotti, P. Gruber The application of control and wheel torque allocation techniques to driving modes for fully electric vehicles SAE Int J Pass Cars – Mech Syst, 7 (2) (2014)

267. A. Zavatskii, M. Zavatskii, O.Veduta. Applying Simulation for the Development of Active All-wheel-drive Systems. International Journal of Applied Exercise Physiology. Vol.8 No.3.1

268. Agliullin T., Ivanov V., Ricciardi V., Acosta M., Augsburg K., Sandu C., Shyrokau B., & Savitski D. (2019).

269. Agliullin T., Ivanov V., Sliding Mode Methods in Electric Vehicle Stability Control November 2019 DOI: 10.1109/ICCVE45908.2019.8965171 Conference: 2019 IEEE International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE)

270. Anwar, S. / Yaw stability control of an automotive vehicle via generalized predictive algorithm/S. Anwar // Proc. American Control Conference 2005. – 2005. – P.435– 440.

271. Applus IDIADA Proving Ground. – URL: www.applusidiada.com (дата обращения 05.12.2017)

272. Ascosta M., Kanarachos S., Blundell M. Road Friction Virtual Sensing A

Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches // Applied Sciences. 2017. Vol. 7(12). URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/7/12/1230> (дата обращения 21.10.2018).

273. Baffet, G., Charara, A., Stephant, J., "Sideslip angle, lateral tire force and road friction estimation in simulations and experiments," IEEE International Conference on Control Applications, 2006.

348. Bergman, W. The Basic Nature of Vehicle Understeer / Oversteer, SAE-Paper 957 B, 1965

274. Bill Post, Xiaodi Kang and Theodore Klaus, «The Influence of Direct Yaw Control AWD Systems on Vehicle Stability and Response in All Driving Conditions», SAE Technical Paper 2008-01-059, 2008

275. Box, G.E.P.; Wilson, K.B. "On the Experimental Attainment of Optimum Conditions". Journal of the Royal Statistical Society, Series B 13 (1): 1–45. 1951.

276. Bucchi, F., Lenzo, B., Frenzo, F., Sorniotti, A., De Nijs, W., "The effect of the front-to-rear wheel torque distribution on vehicle handling: an experimental assessment," 25th International Symposium on dynamics of vehicles on roads and tracks (IAVSD), 2017.

277. Bundorf, T., "The Influence of Vehicle Design Parameter on Characteristic Speed and Understeer," SAE Technical Paper 670078, 1967, <https://doi.org/10.4271/670078>.

278. Chen M., Rincon-Mora G. A. Accurate electrical battery model capable of predicting runtime and IV performance // Energy conversion, IEEE transactions on. — 2006. — T. 21. — №. 2. — С. 504-511.

279. Clutch control system for power transfer unit in four-wheel drive vehicle: патент US7873457, 18.01.2011

280. Commission Directive 93/116/EC Adapting to technical progress Council

Directive 80/1268/EEC relating to the fuel consumption of motor vehicles. Об адаптации к техническому прогрессу Директива Совета 80/1268/ЕЕС, касающаяся расхода топлива автотранспортными средствами.

281. D. Yin, S. Oh & Y. Hori, Y. "A novel traction control for EV based on maximum transmissible torque estimation." *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(6), pp. 2086-2094, 2009.

282. Das, S., Pan, I., Halder, K., Das, S. et al., "LQR Based Improved Discrete PID Controller Design via Optimum Selection of Weighting Matrices Using Fractional Order Integral Performance Index," *Applied Mathematical Modelling* 37.6:4253-4268, 2013, <https://doi.org/10.1016/j.apm.2012.09.022>.

283. De Novellis L., Sorniotti A., Gruber P., Shead L., Ivanov V., Hoeppling K. *Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments*, 2012.

284. De Novellis, L., Sorniotti, A., Gruber, P. Wheel torque distribution criteria for electric vehicles with torque-vectoring differentials *IEEE Trans Veh Technol*, 63 (4) (2013), pp. 1593-1602

285. De Novellis, L., Sorniotti, A., Gruber, P., "Driving modes for designing the cornering response of fully electric vehicles with multiple motors," *Mechanical Systems and Signal Processing*, 64-65, pp. 1-15, 2015.

286. De Novellis, L., Sorniotti, A., Gruber, P., Orus J. Direct yaw moment control actuated through electric drivetrains and friction brakes: Theoretical design and experimental assessment. *Mechatronics Volume 26*, March 2015, Pages 1-15

287. De Novellis, L., Sorniotti, A., Gruber, P., Pennycott, A, "Comparison of feedback control techniques for torque-vectoring control of fully electric vehicles," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(8), pp. 3612-3623, 2014.

288. Ding, H., Guo, K., and Chen, H., "LQR Method for Vehicle Yaw Moment

Decision in Vehicle Stability Control, Jilin Univ (Eng Technol Ed) 40(3):597-601, 2010.

289. Dygalo V.G., Keller A.V., Zavatskiy A.M., HIL models formation principle in the design of automated vehicle braking system. International Automobile Scientific Forum, IASF 2019 "Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems". 2020.

290. ECE/TRANS/180/Add.8 31.07.2008 Организация Объединенных Наций. Соглашения о введении глобальных технических правил для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах. Глобальные технические правила №8. Электронные системы контроля устойчивости.

291. Ersoy M., Heiβing B. Chassis handbook: Fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives, 2011.

292. Evis E. Antilock Braking system// Auto car. – 1979, 134.

293. Experimental study of metrological properties of magnetostrictive sensors when changing their design parameters / O.S. Yan'kov, A.S. Chernyshkov, M.V. Korniyakov, A.V. Gilev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ICI2AE 2019, Irkutsk, 27 мая – 01 2019 года. Vol. 632. – Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012025.

294. Farroni, F., Pasquino, N., Rocca, E., Timpone, F., "A comparison among different methods to estimate vehicle sideslip angle," World Congress on Engineering, 2015.

295. Farzad Tahami, Reza Kazemi, Shahrokh Farhanghi, "Direct Yaw Control of an All-Wheel-Drive EV Based on Fuzzy Logic and Neural Networks", 2003 SAE World Congress, Detroit, Michigan March 3-6, 2003

296. Fedotov, A. I. Circulation of Power During Braking of Tyre of Vehicle

Wheel On Support Rollers of the Diagnostic Stand / A. I. Fedotov, S. N. Krivtsov, O. S. Yankov // International Conference "Aviamechanical engineering and transport" (AVENT 2018) : Proceedings of the International Conference "Aviamechanical engineering and transport" (AVENT 2018), Irkutsk, 21–26 мая 2018 года. Vol. 158. – Irkutsk: Atlantis Press, 2018. – P. 147-151.

297. Fedotov, A. Traction control and diagnostics of electric and unmanned vehicles on roller stands / A. Fedotov, O. Yankov, A. Chernyshkov // E3S Web of Conferences : Key Trends in Transportation Innovation, KTTI 2019, Khabarovsk, 24–26 октября 2019 года. Vol. 157. – Khabarovsk: EDP Sciences, 2020. – P. 01021.

298. Fenton 3. Focus on antilock Braking system // Automotive Engineer -1985, October / November. - p. 33-41.

299. Fritzsche G. Elektronisches Bremsregelsystem für Nutzfahrzeuge // Ausblick der ATG – Tagung -, 75 Jahre Dieselmotor" - 1975, s. 21.

300. Gadola, M., Chindamo, D., Romano, M., Padula, F., "Development and validation of a Kalman filter-based model for vehicle slip angle estimation," *Vehicle System Dynamics*, 52(1), pp. 68-84, 2014.

301. Geng, C., Mostefai, L., Denai, M., and Hori, Y., "Direct Yaw Moment Control of an In-Wheel Motored Electric Vehicle Based on Body Slip Angle Fuzzy Observer," *IEEE Trans Indust Electron* 56(5):1411-1419, 2009.

302. Ghosh J., Tinoli A., Amati N. A Torque Vectoring Strategy for Improving the Performance of a Rear-Wheel-Drive Electric Vehicle // *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. Montreal. 2015.

303. Ghosh, S., Deb, A., Mahala, M., Tanbakuchi, M., and Makowski, M., "Active Yaw Control of a Vehicle Using a Fuzzy Logic Algorithm," *SAE Technical Paper Series*, 2012.

304. Girling limited. Advanced control system car brake standard Development

Methods Wheel slide Assessment -22 - 9-/975.

305. Goggia, T., Sorniotti, A., De Novellis, L., Ferrara, A.: Torque-vectoring control in fully electric vehicles via integral sliding modes, In: American Control Conference (ACC), Portland, OR, USA (2014).

306. Gory G. Le sistem Anti-Bloc (ABS) de Mercedes-Bens / Taldix // Auto - Volt - 1971, 423. - s 9. 11. 13.

307. Guo, J. Integrated Control of Variable Torque Distribution and Electronic Stability Program Based on Slip Angle Phase/ Guo. J. – 2011 International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT). – 2011. – P.133-141

308. H. Kataoka, H. Sado, I. Sakai & Y. Hori, “Optimal slip ratio estimator for traction control system of electric vehicle based on fuzzy inference”. *Electrical Engineering in Japan*, 135(3), pp. 56-63, 2001.

309. Hac A., Simpson M.D. Estimation of Vehicle Side Slip Angle and Yaw Rate. // *SAE Technical Papers*. 2000. Vol. 109. P. 1032-1038.

310. Haiying, M., Chaopeng, L., and Zhifu, W., “Direct Yaw-Moment Control Based on Fuzzy Logic of Four Wheel Drive Vehicle Under the Cross Wind,” *Energy Procedia* 105:2310-2316, 2017,

311. Hancock M.J., Williams R.A., Gordon T.J., Best M.C. A comparison of braking and differential control of road vehicle yaw-sideslip dynamics // *Loughborough University Institutional Repository*. 2005. Pp 309 – 327.

312. Hans B. Pesejka. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Second Edition. 2006.

313. Haviland G.S. Automatic bracke control for trucks. What good is it? // *SAE Prepr. № 660597*. - 11 p.

314. Hu X., Li S., Peng H. A comparative study of equivalent circuit models for Li-ion batteries // *Journal of Power Sources*. – 2012. – T. 198. – C. 359-367.

315. Huang, T., Zhao, J., and Li, H., “Research on Stability Control of a Rear-Wheel Distributed Drive Electric Formula SAE Vehicle Based on Differential Drive,” SAE Technical Paper 2020-01-5234, 2020.
316. Hunting suppressive power distribution control system for automotive vehicle with four-wheel drive power train layout. Patent US 5119298 A, 02.06.1992.
317. ISO 8855:2011 (en) Road vehicles; vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary.
318. Ivanov V., Klaus A. Savitski D. Torque vectoring for improving the mobility of all-terrain electric vehicles // 12th European Regional Conference of the International Society for Terrain-Vehicle Systems , 2012, Pretoria, South Africa.
319. Jason J. Poon, Michel A. Kinsy, Nathan A. Pallo, Srinivas Devadas, Ivan L. Celanovic. Hardware-in-the-Loop Testing for Electric Vehicle Drive Applications. 2012.
320. João Antunes André Antunes Pedro Outeiro Paulo Oliveira. Testing of a torque vectoring controller for a Formula Student prototype March 2019 Robotics and Autonomous Systems 113(8).
321. Joao Pedro Marques Antunes; Torque Vectoring for a Formula Student Prototype, Lisboa, Portugal, 2017.
322. Jonathan Nibert, Marc E.Herniter, Zachariah Chambers. Model-Based System Design for MIL, SIL, and HIL. Los Angeles, California, May 6-9, 2012. World Electric Vehicle Journal Vol. 5 – ISSN 2032-6653.
323. Jong-Hwa Yoon, Peng H. A Cost-Effective Sideslip Estimation Method Using Velocity Measurements from Two GPS Receivers // IEEE Transactions on Vehicular Technology. Vol. 63.
324. Karbalaei, R. Design of an integratedAFS/DYC based on fuzzy logic control / R. Karbalaei, A. Ghaffari, R. Kazemi, and S. H. Tabatabaei//ICVES Vehicular Electronics and Safety IEEE International Conference 2007. – 2007. – P. 1–6.

325. Kissai, M., Monsuez, B., Mouton, X., Martinez, D. et al., "Optimal Yaw Rate Control for Over-Actuated Vehicles," SAE Technical Paper 2020-01-1002, 2020.
326. Klomp M. (2005) "Passenger Car All-Wheel Drive Systems Analysis", Department of Technology, Mathematics and Computer Science.
327. Klomp M. Graphical Methods for Road Vehicle System Dynamics Analysis. Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II August 2022.
328. Lao, D., Wu, J., He, R., Zhu, B. et al., "Research on Yaw Stability Control of Unmanned Vehicle Based on Integrated Electromechanical Brake Booster," SAE Technical Paper 2020-01-0212, 2020.
329. Le systeme elektronique anti-bloc // Revue automobile/ - 1970. 65 - №53 - p. 13 - 21.
330. Lee D., Yi K., Klomp M. Combined Lateral and Longitudinal Control with Variable Reference Path for Automated Driving Conference: The IAVSD International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks At: Gothenburg February 2020.
331. Leiber H., Crinczel A. Der Electronische bremsregler und seine Problematic // ATZ. - 1972, №7 - s. 269-277.
332. Lenssen, D., Bertipaglia, A., Santafe, F., and Shyrokau, B., "Combined Path Following and Vehicle Stability Control using Model Predictive Control," SAE Technical Paper 2023-01-0645, 2023.
333. Li Auto: Лучше, чем NIO на Китайском Рынке Электромобилей. URL: <https://chinastocks.net/auto-ru/li-ru/li-auto-ili-nio/> (дата обращения 05.06.2024)
334. Lin, C., Xu, Z. Wheel torque distribution of four-wheel-drive electric vehicles based on multi-objective optimization (2015) Energies, 8 (5), pp. 3815-3831
335. Lindegger M. Economic viability, applications and limits of efficient permanent magnet motors / M. Lindegger. - Switzerland: Swiss Federal Office of Energy, 2009.

- 156 p.

336. Lithium Ion Rechargeable Batteries: Technical Handbook, Sony Corporation [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL <http://www.sony.com.cn/products/ed/battery/download.pdf> (дата обращения: 15.05.2021)

337. Liu, C.S., Peng, H., "Road friction coefficient estimation for vehicle path prediction," *Vehicle system dynamics*, 25(S1), pp. 413-425, 1996.

338. Lu, Q., Gentile, P., Tota, A., Sorniotti, A., Gruber, P., Costamagna, F., De Smet, J., "Enhancing vehicle cornering limit through sideslip and yaw rate control," *Mechanical Systems and Signal Processing*, 75, pp. 455-472, 2016.

339. Ma B., Y. Liu, Y. Gao, Y. Yang, X. Ji and Y. Bo. Estimation of Vehicle Sideslip Angle Based on Steering Torque // *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 2018. Vol. 94. P. 3229–3237.

340. Maharun M., Mohamad Noor Iman Mohd Nor A Study of Torque Vectoring and Traction Control for an All-Wheel Drive Electric Vehicle (2014) MATEC Web of Conferences 13,01003.

341. Market research future. URL: <https://www.marketresearchfuture.com/reports/automatic-transmission-market-1826> (дата обращения 05.06.2024).

342. Marotta R., Ivanov V., Tordela S. Estimation of the Tire-Road Interaction Forces by using Pacejka's Formulas with Combined Slips and Camber Angles. April 2023 DOI: 10.4271/2023-01-0646 Conference: WCX SAE World Congress Experience

343. Melentjev S., Lebedev D. Overview of Simplified Mathematical Models of Batteries. // 13th International Symposium "Topical problems of education in the field of electrical and power engineering". — Doctoral school of energy and geotechnology : Parnu, Estonia, January 14-19, 2013. — pp. 231-235

344. Merwerth Dr. J. The hybrid-synchronous machine of the new BMW i3 & i8 challenges with electric traction drives for vehicles / Dr. J. Merwerth. - Lund: BMW

Group, Workshop University Lund, 2014. - 9 p.

345. Muller M., Czinczel A. Electronic anti-skid System, Performance and application // 14 th Int. Automobil Technolog. Congr. Fisita. - 1972, p. 3092-3110.

346. Nam K., H. Fujimoto and Y. Hori. Lateral Stability Control of Inwheelmotordriven Electric Vehicles Based on Sideslip Angle Estimation Using Lateral Tire Force Sensors // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2012.

347. Nishio, A. Development of vehicle stability control system based on vehicle sideslip angle estimation/ A.Nishio, K. Tozu, H. Yamaguchi, K. Asano, and Y. Amano// Vehicle Dynamics and Simulation, vol. SP-1602. – 2001. – P.1–10.

349. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle dynamics // Second Edition: Butterworth-Heinemann. - 2006. p. 642.

350. Pat. WO 2010 144306 A1. World Intellectual Property Organization, Int. F 16 D 7/04. Compact Transfer Case With Beveloid Gearset / William A. et al.; Applicant MAGNA POWERTRAIN OF AMERICA, INC., – №PCT/US/2010/037349; Filing: 04.06.2010, Pub. Date: 16.12.2010.

351. Pawar V. T. Active Torque Vectoring for All Wheel Drive FSAE Electric Car. Dissertation of Master of Science in Mechanical Engineering. 2016. 80 p.

352. Pistoia G. (ed.). Lithium-Ion Batteries: Advances and Applications. – Newnes, 2013. – 634 p.

353. Qiguang Wang, Ye Zhuang, Jiannan Wei, Konghui Guo, A driver model-based direct yaw moment controller for in-wheel motor electric vehicles, Advances in Mechanical Engineering Volume 11, Issue 9, September 20192019, Article Reuse Guidelines.

354. Rahimian S. K., Rayman S., White R. E. Comparison of single particle and equivalent circuit analog models for a lithium-ion cell //Journal of Power Sources. – 2011. – T. 196. – №. 20. – C. 8450-8462.

355. Rahimi-Eichi H., Ojha U., Baronti F., Chow M. Battery Management System: An Overview of Its Application in the Smart Grid and Electric Vehicles // Industrial Electronics Magazine, IEEE — June 2013. — vol.7, no.2, — pp.4-16
356. Reinecke E. Blockierschutz Elektronisches bzemsregelsystem fur Nutzfahrzeuge – Wabco – Westinghouse. - 1971.
357. Sakai, S.-I., Sado, H., Hori, Y. Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors (1999) IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 4 (1), pp. 9-16.
358. Savitski D., Ivanov V., Augsburg K., Fridman L. Wheel Slip Control for the Electric Vehicle With In-Wheel Motors: Variable Structure and Sliding Mode Methods. November 2019 IEEE Transactions on Industrial Electronics PP(99):1-1.
359. Savitski, D., Schleinin, D., Ivanov, V., Augsburg, K.: Robust Continuous Wheel Slip Control with Reference Adaptation: Application to Brake System with Decoupled Architecture, IEEE Transactions on Industrial Informatics, 14(9), 2018.
360. Segel L. The Physics of tire traction theory and experiment // Edited by. Plenum press. - 1974.
361. Torque Vectoring Control on Ice for Electric Vehicles with Individually Actuated Wheels. In M.Klomp, F. Bruzelius, J. Nielsen, & A. Hillemyr (Eds.), Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks : Proceedings of the 26th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics, IAVSD 2019 (pp. 1543-1551).
362. Toyota Prius (XW20/NHW20, Mark II, MC Platform) с гибридной установкой [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [URL:https://vnx.su/content/avto/toyota/prius-xw20.html](https://vnx.su/content/avto/toyota/prius-xw20.html) (дата обращения: 13.10.2022).
363. Tremblay O., Dessaint L. A. Experimental validation of a battery dynamic model for EV applications // World Electric Vehicle Journal. — 2009. — Т. 3. — №. 1. — С. 1-10.

364. Understeer and oversteer detector for a motor vehicle: патент US10293852, 21.21.2019
365. Vilaplana M.A., Leith D., Leithead W.E. Control of Sideslip and Yaw Rate in 4-Wheel Steering Cars Using Partical Decoupling and Individual Channel Design // 2003 European Control Conference (ECC), Cambridge, 2003.
366. Waide P. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems: International Energy Agency Working Paper, Energy Efficiency Series / P. Waide, C.U. Brunner. - Paris, 2011. - 132 p.
367. Wang, S., Zhao, X., Yu, Q., Shi, P. et al., "Research on the Driving Stability Control System of the Dual-Motor Drive Electric Vehicle," SAE Technical Paper 2019-01-0436, 2019, doi:10.4271/2019-01-0436.
368. Wu, A., Li, C., Zhao, Y., and Cui, J., "Axle Torque Distribution to Improve Vehicle Handling and Stability," SAE Technical Paper 2019-01-5037, 2019.
369. Y. Hori, "Future vehicle driven by electricity and control-research on four-wheel-motored UOT Electric March II". IEEE Transactions on Industrial Electronics, 51(5), pp. 954-962, 2004.
370. Yan'kov, O.S. The research into the rolling radius of a wheel when dealing with rollers of a roller tester / O.S. Yan'kov, S.S. Sherstenev, A.V. Kamnev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering, ICI2AE 2019, Irkutsk, 27 мая – 01 2019 года. Vol. 632. – Irkutsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012055.
371. Yoshimoto K., Tanaka H., Kawakami S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering // IEEE International Vehicle Electronics Conference. 1999. Pp. 514 – 519.
372. Yoshino, T. and Nozaki, H., "Effect of Direct Yaw Moment Control Based on Steering Angle Velocity and Camber Angle Control," SAE Technical Paper 2014-01-

2386, 2014.

373. Yuan Chao-chun Research of Electronic Stability Program Based on the Mu Control Theory/Yuan Chao-chun, Chen Long, Wang Shao-hua, Jiang Hao-binm// 2010 International Conference on Computer and Communication Technologies in Agriculture Engineering (CCTAE). – 2010. – P. 410-460.

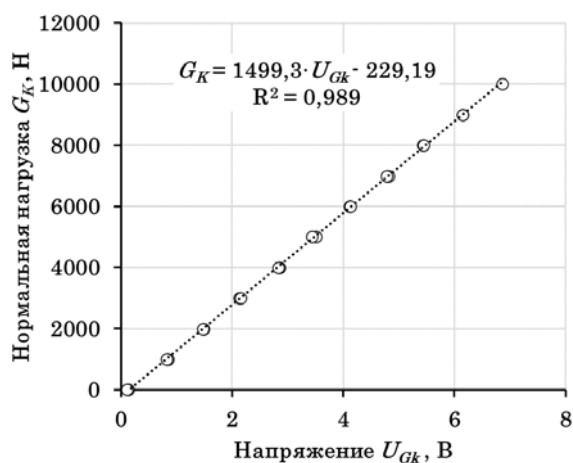
374. Zhao, S. Vehicle lateral stability control based on sliding mode control / S. Zhao, Y. Li, L. Zheng, and S. Lu// IEEE International Conference on Automation and Logistics. – 2007. – P. 638–642.

375. Zhao, Y., Cui, J., Zhou, Z., Fang, Y. et al., “Direct Yaw Moment Control of Electric Vehicle with 4 In-Wheel Motors to Improve Handling and Stability,” SAE Technical Paper 2020-01-0993, 2020.

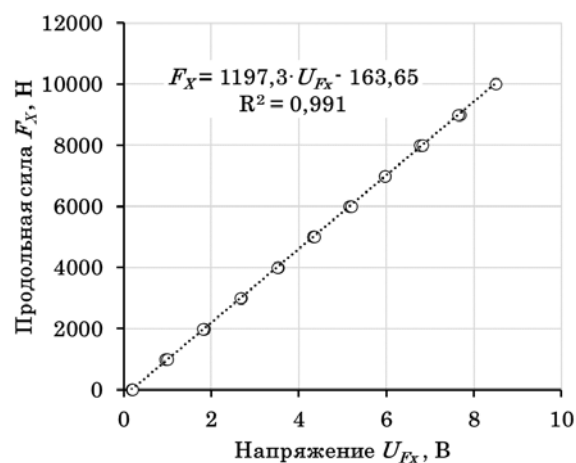
Приложение А – Метрологические характеристики оборудования

Метрологические характеристики систем измерения оборудования, используемого для экспериментального исследования, определяют точность измерения силовых, кинематических и энергетических параметров исследуемых процессов и тем самым влияют на качество результатов экспериментальных исследований. Согласно методикам экспериментального исследования, системы измерения должны соответствовать требованиям, приведённым в третьей главе диссертации.

Тарировка систем измерения шинного тестера ИРНТУ осуществлялась в соответствии с методиками, приведёнными в работе². Результаты тарировки подсистемы измерения силовых параметров шинного тестера ИРНТУ приведены на рисунке А.1.



a



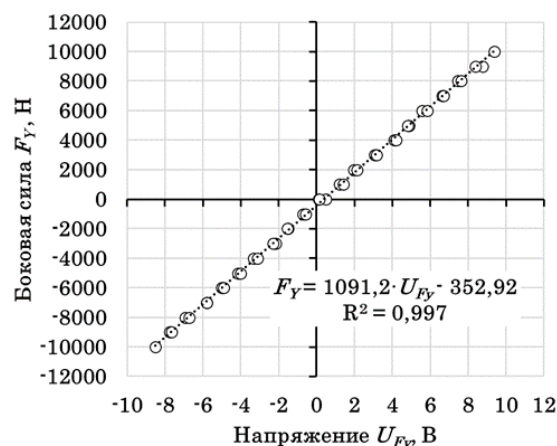
б

Рисунок А.1 – Графики тарировки подсистем измерения силовых параметров шинного тестера ИРНТУ:

a – нормальной нагрузки G_K ;

б – продольной силы F_X ;

в – боковой силы F_Y .



в

² Кузнецов, Н. Ю. Контроль технического состояния автомобильных амортизаторов на основе характеристик сцепления шин с опорной поверхностью : специальность 05.22.10 "Эксплуатация автомобильного транспорта" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кузнецов Николай Юрьевич, 2019. – 221 с. – EDN NGZCXT.

Результаты тарировки подсистемы измерения силовых параметров шинного тестера ИРНТУ приведены на рисунке А.2.

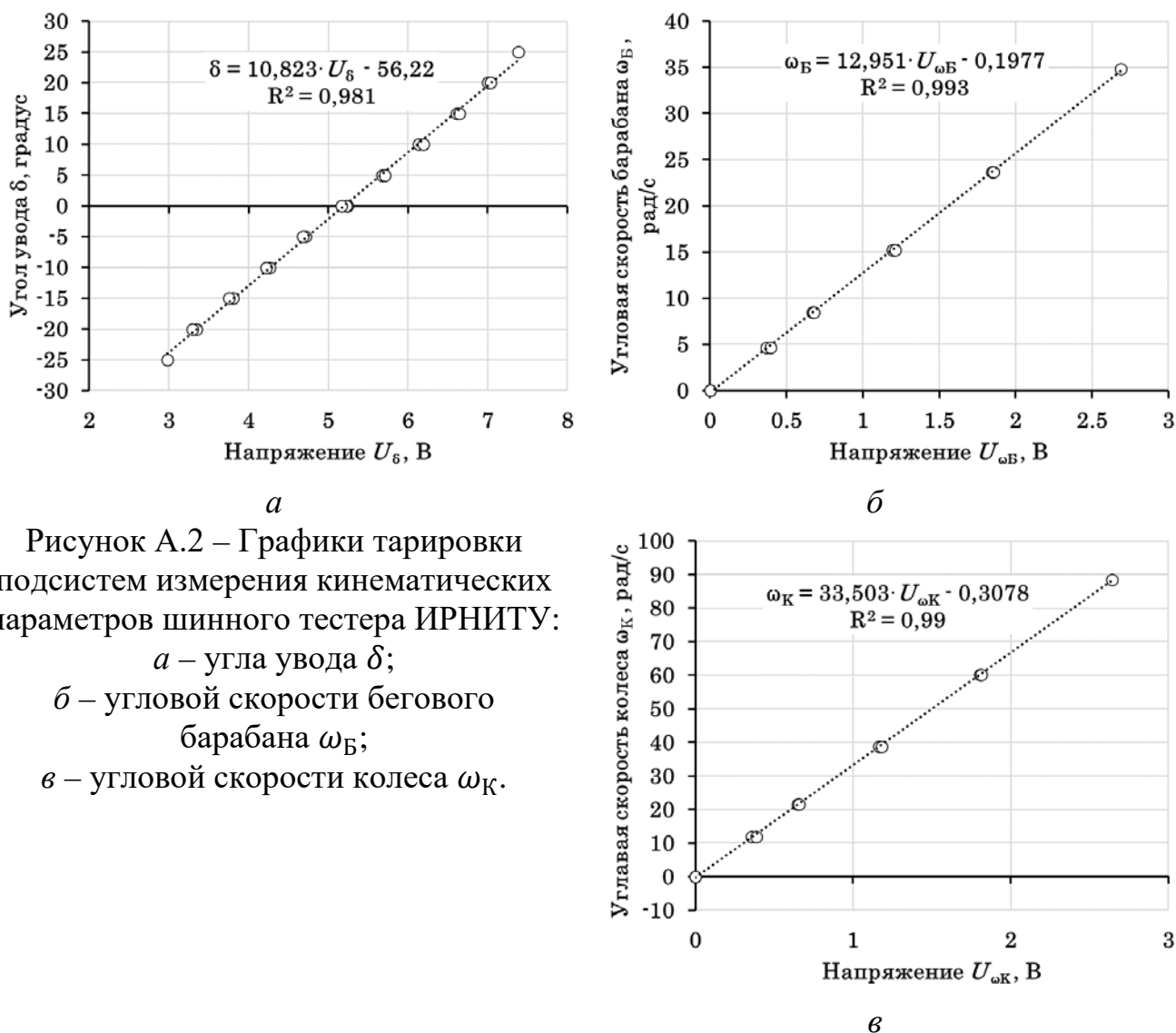


Рисунок А.2 – Графики тарировки подсистем измерения кинематических параметров шинного тестера ИРНТУ:

a – угла увода δ ;

б – угловой скорости бегового барабана ω_B ;

в – угловой скорости колеса ω_K .

Метрологические характеристики подсистем измерения шинного тестера ИРНТУ приведены в таблице А.1.

Таблица А.1 – Метрологические характеристики подсистем измерения шинного тестера ИРНТУ

№ п.п.	Подсистема измерения	Абсолютная погрешность $ \Delta_{max} $	Приведённая погрешность $ \gamma_{max} $	Диапазон измеряемой величины
1	Нормальной нагрузки G_K	77,76 Н	0,78 %	9934 Н
2	Продольной силы F_X	72,33 Н	0,72 %	9970 Н
3	Боковой силы F_Y	113,58 Н	0,57 %	19895 Н
4	Угла увода δ	1,25°	2,62 %	47,99°
5	Угловой скорости бегового барабана ω_B	0,29 рад/с	0,83 %	35 рад/с
6	Угловой скорости колеса ω_K	0,72 рад/с	0,81 %	88 рад/с

Тарировка систем измерения комплекса для экспериментального исследования процесса взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с двумя беговыми барабанами осуществлялась в соответствии с методиками, приведёнными в работе³. Результаты тарировки подсистемы измерения приведены на рисунке А.3. Метрологические характеристики подсистем измерения приведены в таблице А.2.

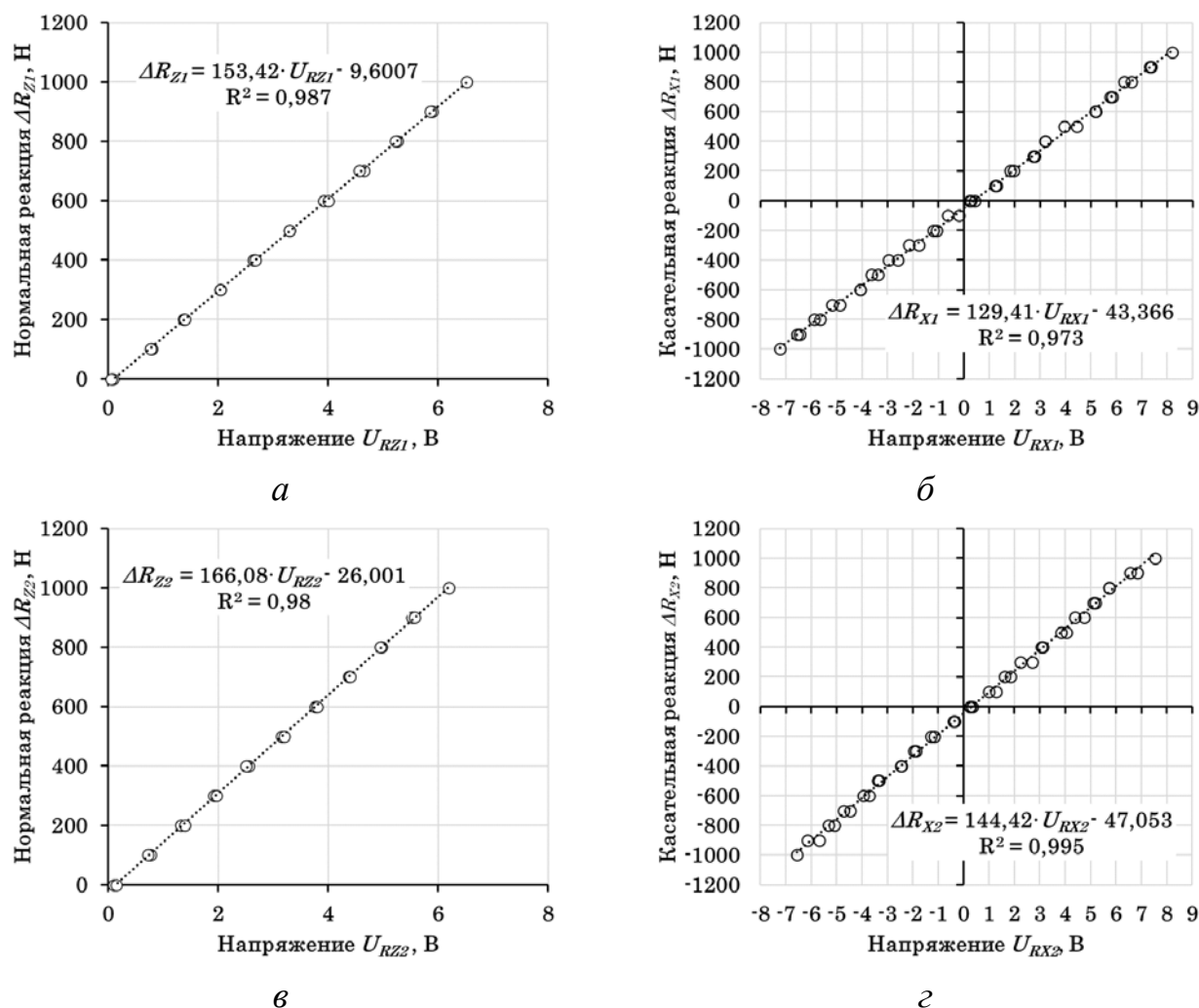


Рисунок А.3 – Графики тарировки подсистем измерения комплекса для экспериментального исследования процесса взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с двумя беговыми барабанами:

a – элементарной нормальной реакции ΔR_{Z1} , распределённой по длине пятна контакта с передним беговым барабаном; *б* – элементарной касательной реакции ΔR_{X1} , распределённой по длине пятна контакта с передним беговым барабаном; *в* – элементарной нормальной реакции ΔR_{Z2} , распределённой по длине пятна контакта с задним беговым барабаном; *г* – элементарной касательной реакции ΔR_{X2} , распределённой по длине пятна контакта с задним беговым барабаном.

³ Яньков, О. С. Повышение качества контроля тормозных систем АТС на стендах с кинематически связанными опорными роликами : специальность 05.22.10 "Эксплуатация автомобильного транспорта" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Яньков Олег Сергеевич, 2017. – 283 с. – EDN UTCOON.

Таблица А.2 – Метрологические характеристики подсистем измерения комплекса для экспериментального исследования процесса взаимодействия эластичной шины автомобильного колеса с двумя беговыми барабанами

№ п.п.	Подсистема измерения	Абсолютная погрешность $ \Delta_{max} $	Приведённая погрешность $ \gamma_{max} $	Диапазон измеряемой величины
1	Элементарной нормальной реакции ΔR_{Z1}	14,97 Н	1,49 %	1002 Н
2	Элементарной касательной реакции ΔR_{X1}	36,57 Н	1,81 %	2018 Н
3	Элементарной нормальной реакции ΔR_{Z2}	9,80 Н	0,98 %	995 Н
4	Элементарной касательной реакции ΔR_{X2}	40,8 Н	2,08 %	1953 Н

Тарировка систем измерения исследовательского стендового комплекса ИРНИТУ осуществлялась в соответствии с методиками, приведёнными в работах⁴⁵⁶⁷. Результаты тарировки подсистемы измерения угла поворота стенда приведена на рисунке А.4.

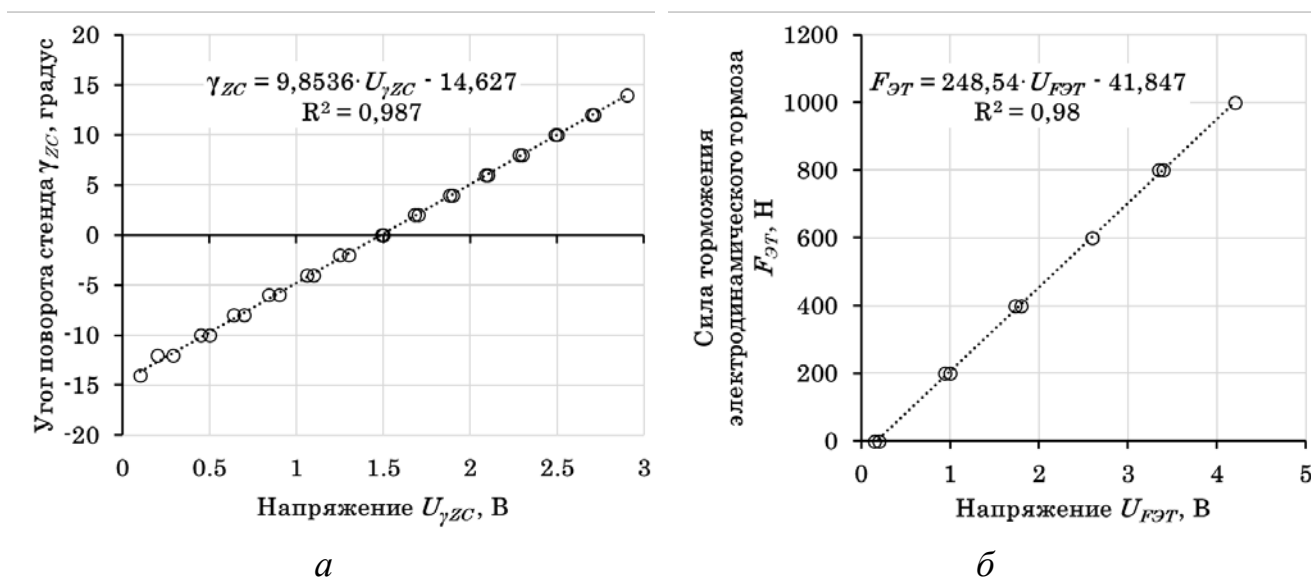


Рисунок А.4 – График тарировки подсистемы измерения угла поворота γ_{ZC} (а) и силы $F_{ЭТ}$ торможения электродинамического тормоза (б) исследовательского стендового комплекса ИРНИТУ

⁴ Портнягин Е.М. Метод контроля тормозной эффективности и устойчивости автомобилей с ABS при их диагностировании на роликовых стендах. Дисс. ... канд. техн. наук. 05.22.10: Иркутск. 2009.

⁵ Потапов А.С. Динамический метод диагностирования противобуксовочных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. 05.22.10. Иркутск, 2011.

⁶ Степанов А.Н. Метод последовательного диагностирования тормозной системы атс с функционирующей ABS на одноплатформенном стенде с беговыми барабанами. Дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.10. Иркутск: ИРНИТУ, 2010, 184 с

⁷ Чернышков А.С. Контроль технического состояния агрегатов электрического силового привода автомобилей на стендах с беговыми барабанами. Дисс. ... канд. техн. наук. 2.9.5: Иркутск. 2024.

Результаты тарировки подсистемы измерения силовых параметров исследовательского стендового комплекса ИРНТУ приведена на рисунках А.5.

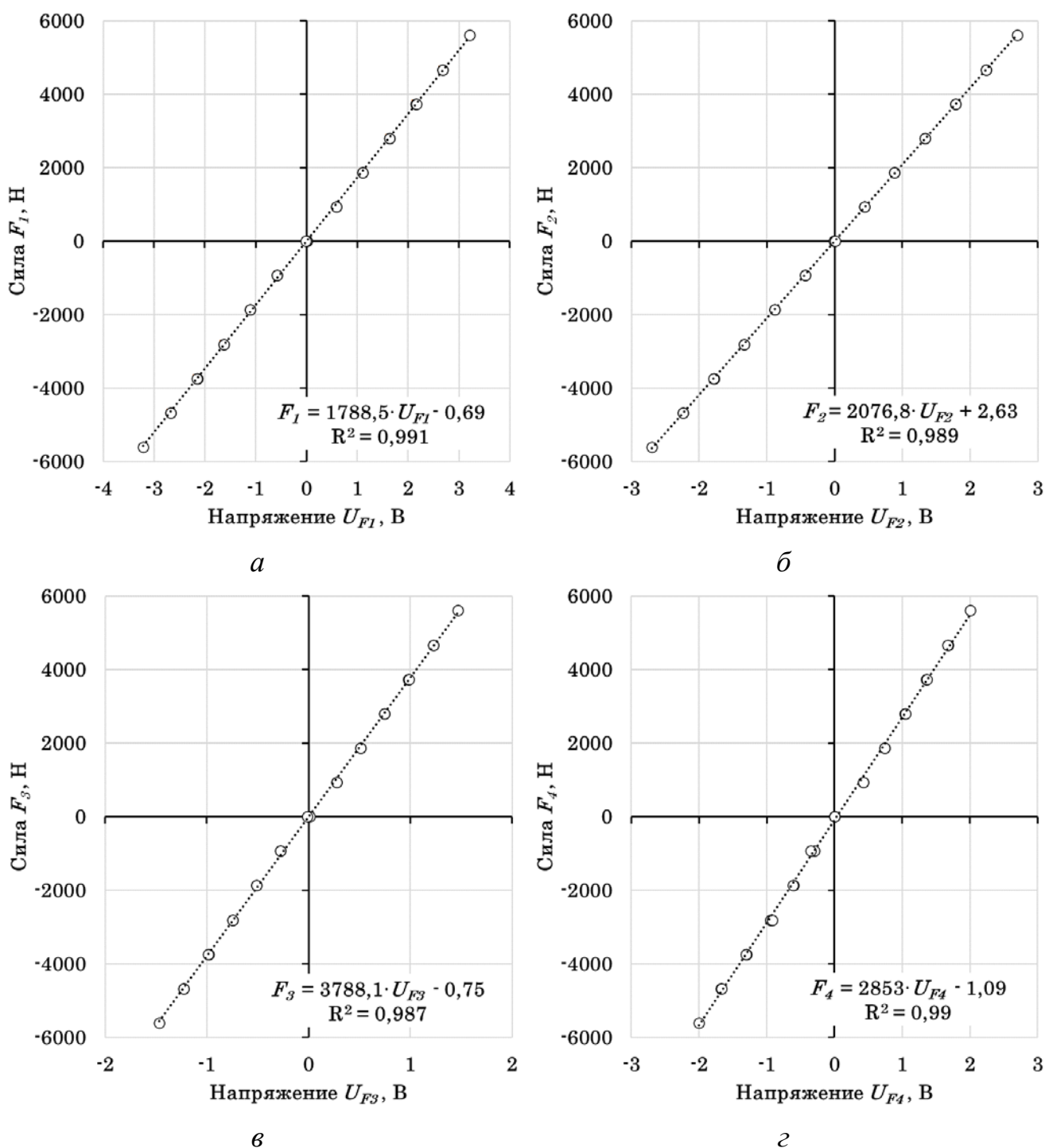


Рисунок А.5 – Графики тарировки подсистем измерения силовых параметров исследовательского стендового комплекса ИРНТУ:

а – сила F_1 на переднем левом блоке беговых барабанов; *б* – сила F_2 на переднем правом блоке беговых барабанов; *в* – сила F_3 на заднем левом блоке беговых барабанов; *г* – сила F_4 на заднем правом блоке беговых барабанов.

Результаты тарировки подсистемы измерения энергетических параметров исследовательского стендового комплекса ИРНТУ приведена на рисунках А.6.

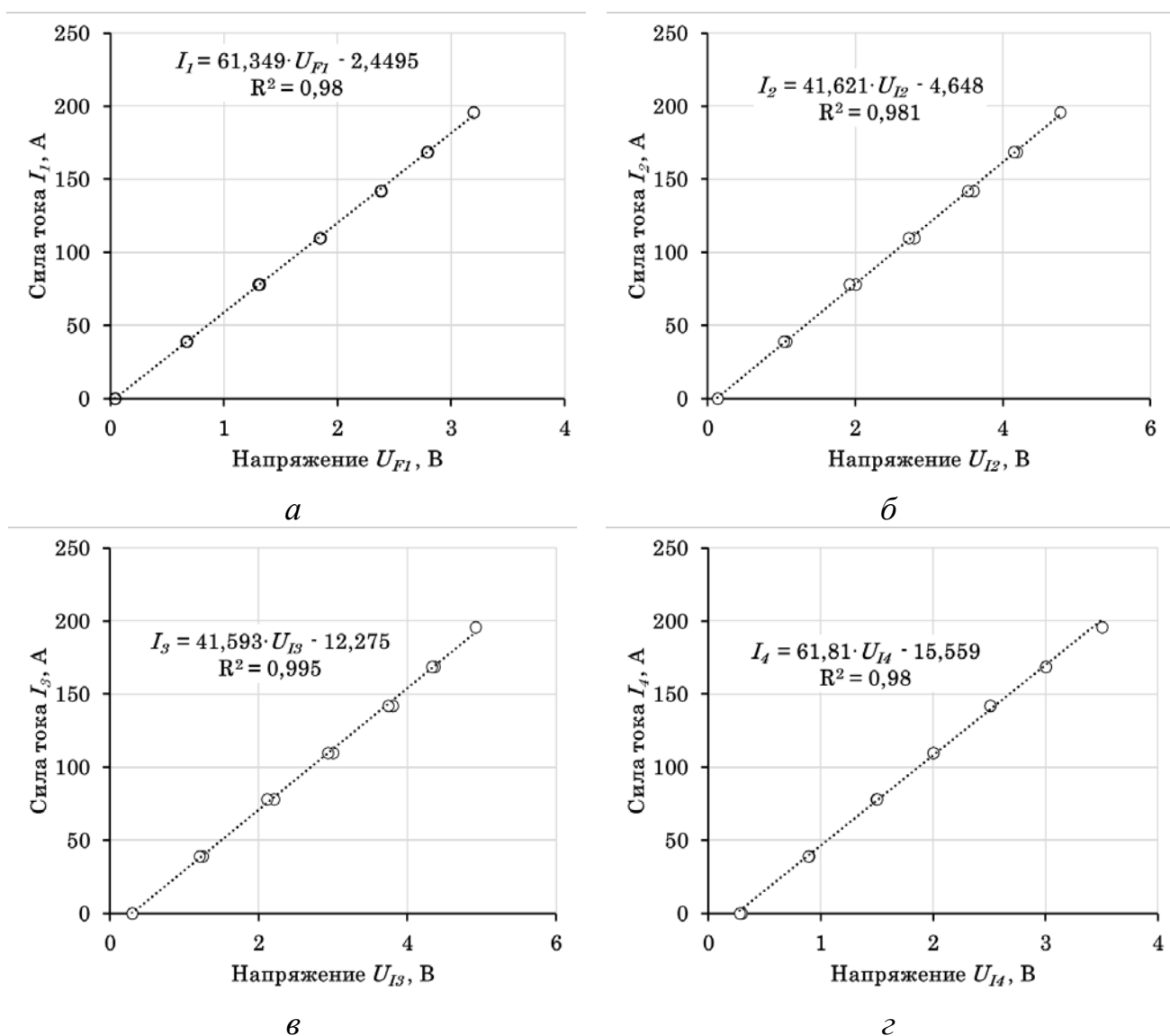


Рисунок А.6 – Графики тарировки подсистем измерения энергетических параметров исследовательского стендового комплекса ИРНТУ (см. рисунок 3.50):

а – сила тока I_1 , регистрируемая датчиком «А»; *б* – сила тока I_2 , регистрируемая датчиком «В»; *в* – сила тока I_3 , регистрируемая датчиком «С»; *г* – сила тока I_4 , регистрируемая датчиком «И».

Результаты тарировки подсистемы измерения угловых скоростей роликов следящей системы исследовательского стендового комплекса ИРНТУ приведена на рисунках А.7.

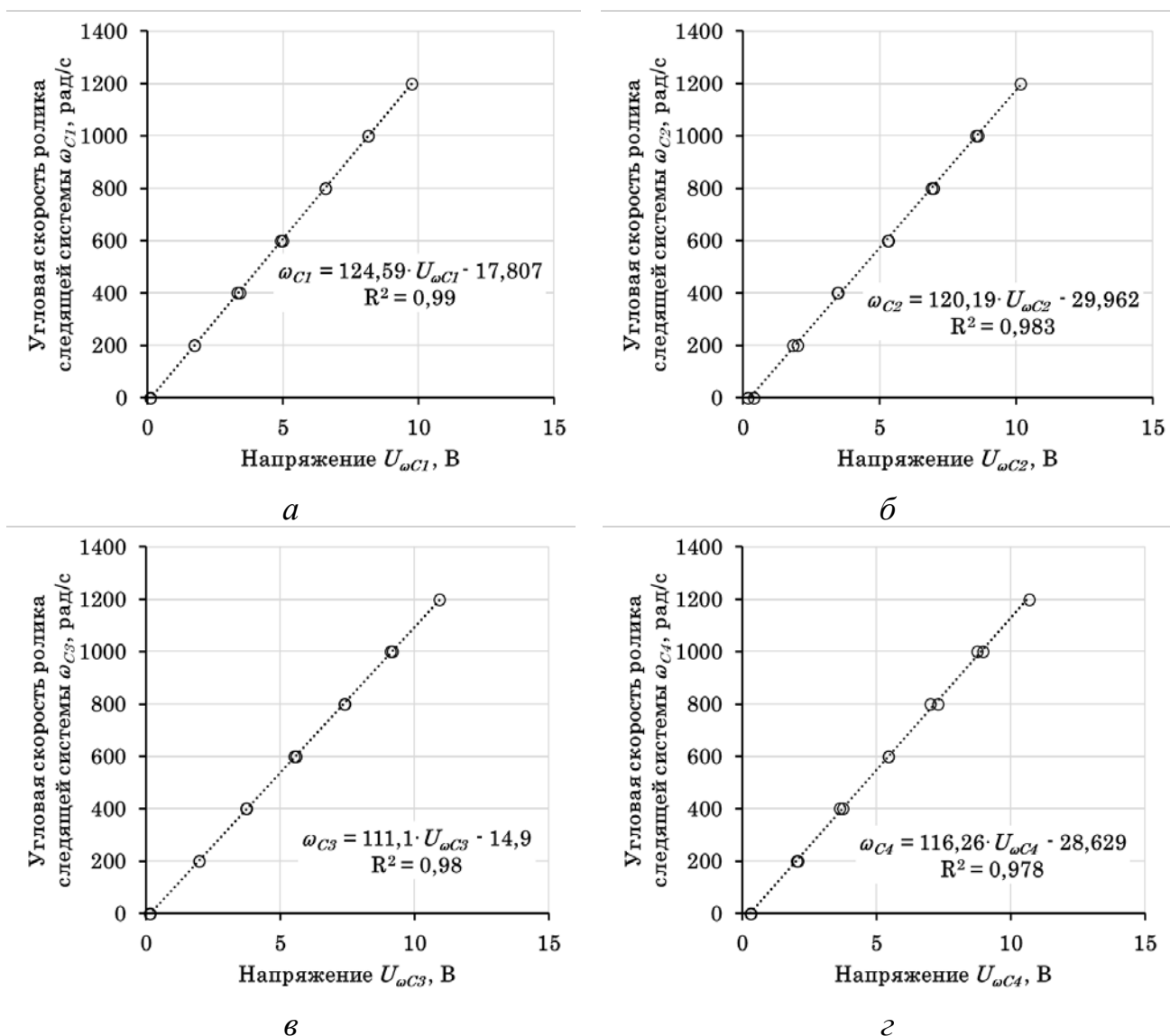


Рисунок А.7 – Графики тарировки подсистем измерения угловых скоростей роликов следящей системы исследовательского стендового комплекса ИРНТУ:

- а* – скорость ролика ω_{C1} на переднем левом блоке беговых барабанов;
- б* – скорость ролика ω_{C2} на переднем правом блоке беговых барабанов;
- в* – скорость ролика ω_{C3} на заднем левом блоке беговых барабанов;
- г* – скорость ролика ω_{C4} на заднем правом блоке беговых барабанов.

Результаты тарировки подсистемы измерения угловых скоростей беговых барабанов исследовательского стендового комплекса ИРНТУ приведена на рисунках А.8.

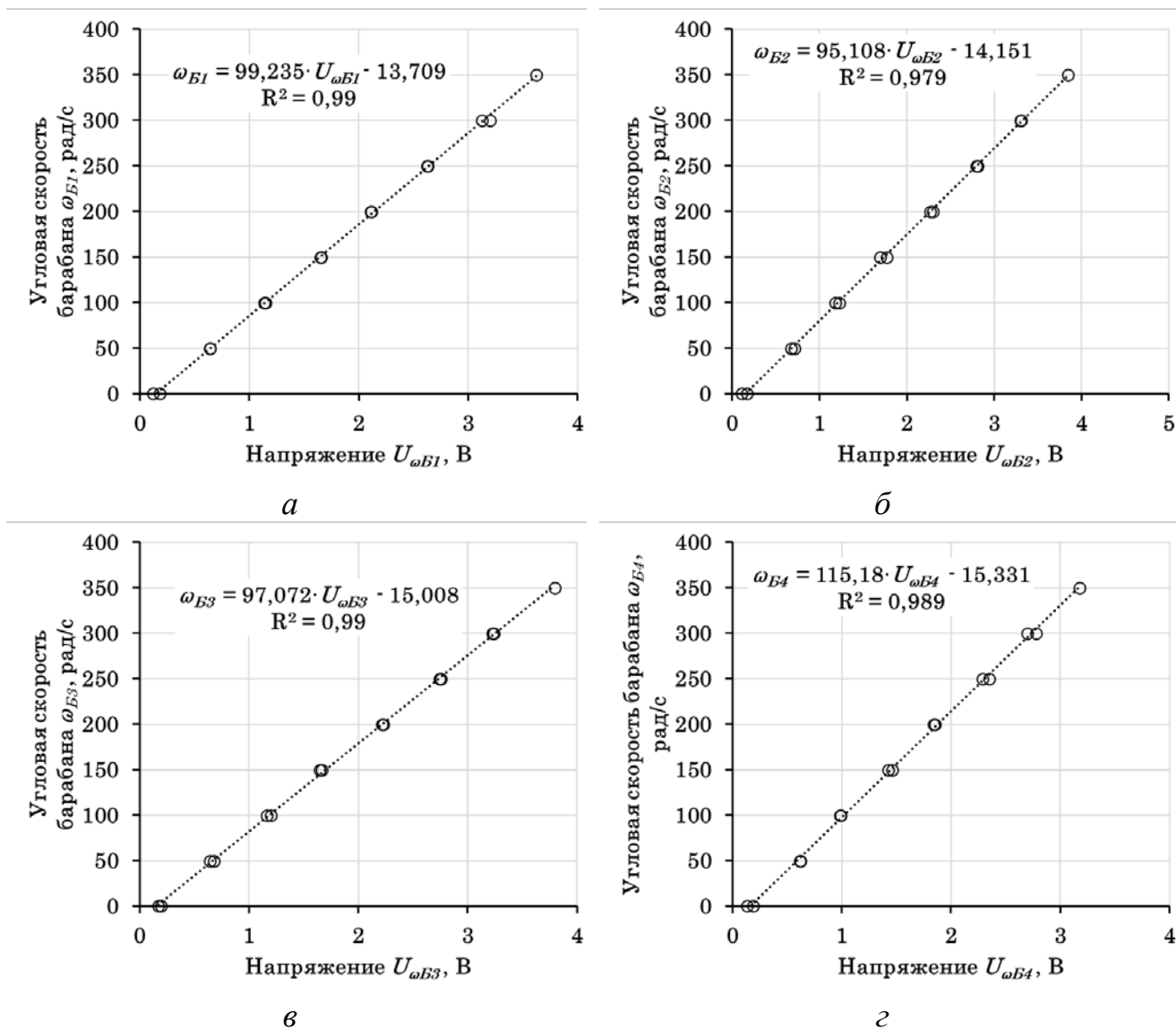


Рисунок А.8 – Графики тарировки подсистем измерения угловых скоростей беговых барабанов исследовательского стендового комплекса ИРНТУ:

- a* – скорость $\omega_{Б1}$ передних левых беговых барабанов;
- б* – скорость $\omega_{Б2}$ передних правых беговых барабанов;
- в* – скорость $\omega_{Б3}$ задних левых беговых барабанов;
- г* – скорость $\omega_{Б4}$ задних правых беговых барабанов.

Метрологические характеристики подсистем измерения приведены в таблице А.3.

Таблица А.3 – Метрологические характеристики подсистем измерения исследовательского стендового комплекса ИРНТУ

№ п.п.	Подсистема измерения	Абсолютная погрешность $ \Delta_{max} $	Приведённая погрешность $ \gamma_{max} $
1	Угла поворота $\gamma_{zс}$	0,65°	2,33 %
2	Силы F_1 на переднем левом блоке беговых барабанов	81,38 Н	0,73 %
3	Силы F_2 на переднем правом блоке беговых барабанов	40,61 Н	0,36 %
4	Силы F_3 на заднем левом блоке беговых барабанов	109,08 Н	0,98 %
5	Силы F_4 на заднем правом блоке беговых барабанов	57,1 Н	0,50 %
6	Силы тока I_1 , регистрируемая датчиком «А»	2,09 А	1,08 %
7	Силы тока I_2 , регистрируемая датчиком «В»	4,28 А	2,19 %
8	Силы тока I_3 , регистрируемая датчиком «С»	5,27 А	2,72 %
9	Силы тока I_4 , регистрируемая датчиком «И»	4,11 А	2,05 %
10	Скорости ролика $\omega_{с1}$ на переднем левом блоке беговых барабанов	11,96 рад/с	1,00 %
11	Скорости ролика $\omega_{с2}$ на переднем правом блоке беговых барабанов	23,32 рад/с	1,91 %
12	Скорости ролика $\omega_{с3}$ на заднем левом блоке беговых барабанов	5,74 рад/с	0,47 %
13	Скорости ролика $\omega_{с4}$ на заднем правом блоке беговых барабанов	18,10 рад/с	1,49 %
14	Скорости $\omega_{Б1}$ передних левых беговых барабанов	7,20 рад/с	2,08 %
15	Скорости $\omega_{Б2}$ передних правых беговых барабанов	5,63 рад/с	1,61 %
16	Скорости $\omega_{Б3}$ задних левых беговых барабанов	7,94 рад/с	2,32 %
17	Скорости $\omega_{Б4}$ задних правых беговых барабанов	6,37 рад/с	1,85 %
18	Сила $F_{ЭТ}$ торможения электродинамического тормоза	11,96 Н	1,19 %

Общество с ограниченной ответственностью
«Научно-технический центр «Интайр»
 119571, город Москва, пр-кт Вернадского, д.94, корп.5, пом. ХС1Х (оф.21)
 Тел.: (495) 980-55-39 факс (495) 980-55-39 (доб. 44-00)
 ОГРН 1097746333706, ИНН 7704728127, КПП 772901001
 e-mail: doc@cordiant-ntc.ru



АКТ

внедрения в производство результата научно-исследовательской работы О.С. Янькова
ПОВЫШЕНИЕ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЕСНЫХ
 ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЙ НА СТЕНДАХ С
 БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

(наименование темы диссертационной работы)

ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

(наименование организации, выполнившей научно-исследовательскую работу)

ООО «Научно-технический центр «Интайр»

(наименование организации, принявшей решение о внедрении)

Основные характеристики научно-технической разработки

1. **Наименование** Исследования процессов формирования силовых и кинематических параметров автомобильных шин, работающих в динамических режимах на стенде с беговым барабаном

2. **Назначение** Результаты испытаний шин отражают их сцепные свойства, сопротивление уводу и др., они необходимы для совершенствования конструкций шин и подбора материалов для их изготовления.

3. **Показатели качества:**

Метрологические характеристики систем измерения шинного тестера ИРНТУ

№ п.п.	Измеряемый параметр	Абсолютная погрешность $ A_{max} $	Приведённая погрешность $ γ_{max} $
1	Нормальная нагрузка на колесо G_k	77,8 Н	0,78 %
2	Продольная сила F_x	72,3 Н	0,72 %
3	Боковая сила F_y	132,8 Н	0,67 %
4	Угол увода колеса с шиной $δ$	1,25°	2,62 %
5	Угловая скорость бегового барабана $ω_б$	0,29 рад/с	0,83 %
6	Угловая скорость колеса $ω_k$	0,72 рад/с	0,81 %

4. **Количество внедряемых объектов** - 3 комплекта шин типоразмера 205/55R16.

5. **Цель внедрения** Получение фактических экспериментальных данных по выходным динамическим характеристикам шин на барабанном стенде с полимерным покрытием.

6. **Практическая значимость** При разработке новых и совершенствовании существующих конструкций шин используются следующие графики измеряемых характеристик шин, полученные на стенде при постоянной нормальной нагрузке G_k :

- график изменения продольной силы F_x при движении шины от ведомого режима до блока;
- график изменения боковой F_y силы при движении шины с уводом δ (*оптимизирована скорость изменения угла увода при изменении боковой силы*);
- график изменения стабилизирующего момента при движении шины с уводом. (*оптимизирована скорость изменения угла увода δ при изменении стабилизирующего момента*).

Изменение продольной силы F_x измеряли в тормозном режиме при низком темпе затормаживания колеса до полного блока колеса (*оптимизирована скорость торможения колеса*).

Изменение боковой силы F_y измеряли в режиме движения колеса с боковым уводом δ при его повороте (*влево и вправо*) на углы до 20 град.

Изменение стабилизирующего момента измеряли в режиме движения колеса с боковым уводом δ при повороте колеса (*влево и вправо*) на углы до 20 град.

По результатам испытаний выполнены вычисления следующих параметров шин:

- коэффициент продольного сцепления;
- коэффициент бокового сцепления;
- коэффициент сцепления при продольном скольжении;
- коэффициент бокового сцепления при угле увода 20 градусов;
- критическое продольное проскальзывание;
- критический угол бокового увода;
- коэффициент сопротивления боковому уводу;
- коэффициент стабилизирующего момента по углу увода;
- максимальный стабилизирующий момент.

Настоящий акт составлен на основании протокола НИОКР на тему «Подготовка и проведение экспериментальных научных исследований процессов формирования силовых и кинематических параметров автомобильных шин, работающих в динамических режимах на стенде с беговым барабаном» в том, что ООО «НТЦ "Интайр"» получило результаты исследования процессов формирования силовых и кинематических параметров автомобильных шин, работающих в динамических режимах на стенде с беговым барабаном и в настоящее время использует их по назначению.

Заместитель директора по науке
и инжинирингу процессов

Юсупов А.А.

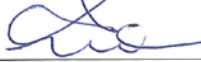
Ответственный исполнитель,
доцент ФГБОУ ВО «ИРНИТУ», к.т.н.

Яньков О.С.



ООО «Вычислительная механика»
241525, Брянская область, Брянский район, с. Глинищево, ул. Восточная 2-14
Тел.: +7 (4832) 56-86-37. Email: um@umlab.ru. Web: www.umlab.ru
ИНН 3245505205, ОКПО 63344137, ОГРН 1093254014105

«Утверждаю»
Директор
ООО «Вычислительная механика»


Г.В. Михеев

«02» августа 2024 г.



«Утверждаю»
Ректор
ФГБОУ ВО «ИРНИТУ»


М.В. Корняков


«02» августа 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы кандидата технических наук, доцента кафедры Автомобильный транспорт ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

1. Наименование работы: «Повышение активной безопасности и эффективности колесных транспортных средств на основе исследований на стендах с беговыми барабанами».
2. Наименование предприятия (организации), где осуществлялось внедрение: ООО «Вычислительная механика», 241525, Брянская область, с. Глинищево, ул. Восточная, д. 2, кв. 14.
3. Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу: ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет», 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, д. 83.
4. Краткое описание работы.
В период с сентября 2021 г по июнь 2024 г. Яньковым О.С. выполнено:
 - 4.1. Проведены испытания фрикционных динамических характеристик шин в лаборатории ИРНИТУ на стенде «Шинный тестер» для совершенствования математической модели шины в программном комплексе «Универсальный механизм» при моделировании процессов взаимодействия эластичной шины *Dunlop SP Sport LM705W 205/55 R 16* автомобильного колеса с опорной поверхностью бегового барабана с полимерным покрытием;
 - 4.2. Проведены стендовые испытания автомобиля *Kia Soul EV* с работающей динамической системой курсовой стабилизации в режиме бокового заноса, с целью совершенствования математической модели данного процесса в программном комплексе «Универсальный механизм»;
 - 4.3. Проведены стендовые испытания процессов функционирования электрической и гибридной силовой установки автомобилей *Toyota Prius XW20* и *Kia Soul EV* с целью совершенствования математических моделей этих процессов в программном комплексе «Универсальный механизм».
5. Полученные результаты.
Результаты проведенных О.С. Яньковым экспериментальных испытаний фрикционных динамических характеристик шин, экспериментальных исследований автомобиля *Kia Soul EV* с работающей динамической системой курсовой стабилизации в режиме бокового заноса, а также процессов функционирования электрической и гибридной силовой установки автомобилей *Toyota Prius XW20* и *Kia Soul EV* приняты к внедрению и используются в процессе совершенствования математических описаний этих процессов в программном комплексе «Универсальный механизм».

Научный руководитель
д.ф.-м.н., профессор


Д.Ю. Погорелов

«02» августа 2024 г.

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО «ИРНИТУ»


А.М. Кононов

«02» августа 2024 г.

**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ФРИТРЕЙН»**

620027, Свердловская обл., г. Екатеринбург, ул. Короленко, д. 5, пом. 20
ОГРН 1156658084560, ИНН 6671025780, КПП 667801001



«Утверждаю»

Генеральный директор

ООО «Фритрейн»

Г.А. Безносков

« 17 » июля 2024 г.

«Утверждаю»

Проректор ФГБОУ ВО ИРНИТУ

по научной работе

А.М. Кононов

« 02 » сентября 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы к.т.н. доцента кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

1. Наименование работы: Повышение активной безопасности и эффективности колесных транспортных средств на основе исследований на стендах с беговыми барабанами.
2. Предприятие, где осуществляется внедрение и его адрес: ООО «Фритрейн», 620133, Россия, Свердловская обл., г. Екатеринбург, ул. Короленко, д. 5.
3. Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу: ФГБУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), кафедра «Автомобильный транспорт».
4. Краткое описание работы: Результаты научно-исследовательской работы к.т.н. доцента Янькова О.С. прошли производственную проверку в ООО «Фритрейн», в период с 2018-2024 гг.:
 - 4.1) разработанная методология проектирования стендов, реализующих принцип обратимости движения, позволяющая:
 - учитывать, снижать и устранять силовые потери, вызванные инерционностью элементов трансмиссии стенда;
 - повышать точность измерения тормозных сил за счёт применения бесконтактных магнитоупругих датчиков;
 - синтезировать конструкции стендов, реализующих принцип обратимости движения и оценивать правильность принятых технических решений на каждом этапе их проектирования;
5. По итогам внедрения в технологический процесс ООО «Фритрейн» результатов научных исследований к.т.н. доцента Янькова О.С.:
 - 5.1) разработаны и изготовлены опытные образцы тормозных силовых стендов, на конструкцию которых получены патенты:
 - № 213401 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/13, G01M

17/007. Стенд контроля технического состояния колесных транспортных средств с обгонной муфтой : № 2022106787 : заявл. 16.03.2022 : опубл. 09.09.2022 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, М. В. Холманских, А. С. Чернышков ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский национальный исследовательский технический университет". – EDN LLPAAN;

- № 198516 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/28. бесконтактный измеритель для силового тормозного роликового стенда : № 2020113148 : заявл. 26.03.2020 : опубл. 14.07.2020 / А. И. Федотов, О. С. Яньков, А. С. Чернышков [и др.] ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Фритрейн". – EDN REWMZI;

- № 167143 U1 Российская Федерация, МПК G01L 5/28. стенд для контроля технического состояния тормозных систем колесных транспортных средств : № 2016119931/28 : заявл. 23.05.2016 : опубл. 27.12.2016 / А. И. Федотов, Н. Ю. Кузнецов, О. С. Яньков, А. В. Бойко ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Фритрейн" (ООО "Фритрейн"). – EDN TPJTHP;

5.2) налажено мелкосерийное производство стендов под наименованием «ТОПСТО» с модификациями «ТОПСТО-3000М», «ТОПСТО-3000Б», «ТОПСТО-13000М», «ТОПСТО-13000Б», «ТОПСТО-16000Б» и «ТОПСТО-18000Б»;

5.3) разработка и изготовление стендов выполнялись на основе финансирования как участников и победителей конкурсов:

- СТАРТ-2, заявка С2-52130 «Разработка стенда тормозного силового роликового для технического диагностирования тормозных систем КТС на соответствие обязательным требованиям безопасности в целях допуска к участию в дорожном движении», договор 2828ГС2/24360 от 21.12.2018 г. Регистрационный № АААА-А19-119011090060-0;

- СТАРТ-3, заявка С3-74507 «Доработка стенда и испытание опытного образца силового тормозного роликового с моноприводом и одним мотор-редуктором для диагностирования тормозной системы КТС, с максимальной массой, приходящейся на ось, до 3000 кг. и до 13000 кг», договор 3539ГС3/24360 от 14.04.2020 г. Регистрационный № АААА-А20-120051290027-3.

Технический директор
ООО «Фритрейн»


М.В. Холманских

« 17 » июля 2024 г.

Директор Института Авиамашиностроения и транспорта
ИРНИТУ


А.Е. Пашков

« 02 » сентября 2024 г.

АТОМ

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «КАМА» (АО «Кама»)
Город Набережные Челны, Республика Татарстан

«Утверждаю»

Главный инженер

АО «КАМА»

И. С. Горячев

« 31 »

«КАМА» 2024 г.



«Утверждаю»

Проректор ФГБОУ ВО ИРНИТУ

по научной работе,

А. М. Кононов

« 2 » сентября 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы к.т.н. доцента кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

- 1. Наименование работы:** Комплекс математических моделей динамической системы «Колесное транспортное средство – стенд с беговыми барабанами», позволяющих выполнять имитационное моделирование процессов функционирования КТС с традиционными силовыми установками, с электрическими и гибридными силовыми установками, с автоматизированными системами - ABS, ПБС, с системами динамической курсовой устойчивости (VDC), а также с системами управления трансмиссией с подключаемым полным приводом (ТПП) на стендах с беговыми барабанами.
- 2. Предприятие, где осуществляется внедрение и его адрес:** АО «КАМА», 423824, Татарстан, г. Набережные Челны, ул. Машиностроительная 91, этаж 9 помещение 13.
- 3. Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), кафедра «Автомобильный транспорт».
- 4. Краткое описание работы:** Результаты научно-исследовательской работы к.т.н. доцента Янькова О. С. прошли проверку в АО «КАМА» при подготовке и составлении технического задания на разработку испытательного маршрута на территории НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» для проведения ускоренных ресурсных испытаний автомобиля АТОМ с электрическим силовым приводом и других автомобилей схожих по техническим характеристикам с автомобилем АТОМ.

Наиболее важным с точки зрения АО КАМА является то, что, разработанный Яньковым О. С. комплекс математических моделей динамической системы «Колесное транспортное средство – стенд с беговыми барабанами», позволяет выполнять имитационное моделирование стендовых испытаний КТС:

- с электрическими силовыми установками;

- с автоматизированными системами - ABS, ПБС, системами динамической курсовой устойчивости (VDC)

Внедрение в процесс разработки ездового цикла и методики ускоренных ресурсных испытаний автомобиля АТОМ результатов научных исследований к.т.н. доцента Янькова О. С. позволяет:

- записывать сигналы дорожной нагрузки в формате, необходимом для составления нагрузочной модели стенда с беговыми барабанами:

- воспроизводить ездовой цикл для ускоренных ресурсных испытаний на стенде с беговыми барабанами. Необходимо отметить, что данный стенд позволяет воспроизводить нагрузку не только по оси Z, но и по двум другим осям.

- используя комплекс математических моделей «Колесное транспортное средство – стенд с беговыми барабанами» оптимизировать нагрузку от стенда на автомобиль, что позволит: во-первых, проводить ресурсные испытания на стенде круглогодично; во-вторых, значительно сокращать время проведения испытаний; в-третьих, значительно повышать точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС с электрическими силовыми установками на стендах с беговыми барабанами, что в конечном итоге позволяет повышать их функциональные свойства и активную безопасность.

Руководитель направления
валидации и бенчмаркинга АО

«КАМА», к.т.н.

ИНН 165004549
ОГРН 1211600055424
АКЦИОНЕРНОЕ
ОБЩЕСТВО

Ф. Ю. Дьяков

« 31 »  2024 г.

Директор Института
Авиамашиностроения и
транспорта
ИРНТУ

А.Е. Пашков

« 2 » сентября 2024 г.

«Утверждаю»



Директор АО «ГАРО - ТРЕЙД»

А.В. Николаёнов

2023 г.

«Утверждаю»



Ректор ФГБОУ ВО ИРНИТУ,

М.В. Корняков

«07»

ноября

2023 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы кандидата технических наук, доцента кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

1. **Наименование работы:** Методология экспериментальных исследований колесных транспортных средств, их агрегатов и систем на стендах с беговыми барабанами.
2. **Наименования предприятия, где осуществляется внедрение:** АО «ГАРО - Трейд»
3. **Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБОУ ВО Иркутский национальный исследовательский технический университет, кафедра «Автомобильный транспорт».
4. **Краткое описание работы:** Результаты выполненной научно-исследовательской работы в виде методик испытаний, контроля технического состояния агрегатов силового привода автомобилей, электромобилей, автомобилей с гибридным силовым приводом, а также их агрегатов и автоматизированных систем на стендах с беговыми барабанами, прошли производственную проверку в АО «ГАРО - Трейд».

По итогам выполненной производственной проверки внедрены:

а) Комплекс имитационных математических моделей, обеспечивающих виртуально-физическое моделирование процессов функционирования автомобилей с традиционным, а также с электрическим и гибридным силовым приводом, автоматизированными системами на стендах, учитывающих влияние негомономных связей при взаимодействии эластичной шины с цилиндрическими поверхностями беговых барабанов, позволяющий оптимизировать тестовые режимы их испытаний, а также обоснованно устанавливать нормативные значения контролируемых параметров;

б) Методология экспериментальных исследований колесных транспортных средств, их агрегатов и автоматизированных систем в процессе испытаний, контроля технического состояния и экспертизы на стендах с беговыми барабанами, рекомендована к внедрению.

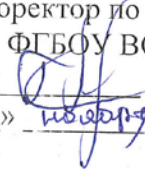
Результаты научно-исследовательской работы Янькова Олега Сергее-

вича позволяют значительно повышать эффективность разрабатываемых в АО «ГАРО - Трейд» методик и совершенствовать стендовые средства испытаний, технического контроля автомобилей с электрическим и гибридным силовым приводом, с современными автоматизированными системами на стендах с беговыми барабанами.

Главный конструктор
«ГАРО - ТРЕЙД»


Н.Ю. Брычин
« 17 » 10 2023 г.

Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО ИРНИТУ,
А.М. Кононов


« 07 » 10 2023 г.



НАЦЫЯНАЛЬНАЯ АКАДЭМІЯ НАВУК БЕЛАРУСІ
Дзяржаўная навуковая ўстанова
**АБ'ЯДНАНЫ ІНСТЫТУТ
МАШЫНАБУДАВАННЯ НАЦЫЯНАЛЬнай
АКАДЭМІІ НАВУК БЕЛАРУСІ**
вул. Акадэмічная, 12, 220072, г. Мінск
Тэл. (017) 3700749; факс (017) 3520241
E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by
http://oim.by

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
Государственное научное учреждение
**ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ
МАШИНОСТРОЕНИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ
АКАДЕМИИ НАУК БЕЛАРУСИ**
ул. Академическая, 12, 220072, г. Минск
Тел. (017) 3700749; факс (017) 3520241
E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by
http://oim.by

Утверждаю
директор НТЦ «Республиканский
полигон для испытаний мобиль-
ных машин» Республики Беларусь
Кот С.А.
ВУ № 1/Ж05/019 от 26.05.2024 г. 2024 г.

АКТ

производственной проверки методик сертификационных испытаний автомобилей категории М1, разработанных Яньковым Олегом Сергеевичем, к.т.н., доцентом ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Настоящий акт составлен в том, что НТЦ «Республиканский полигон для испытаний мобильных машин» Республики Беларусь приняты к внедрению методики сертификационных испытаний автомобилей категории М1 с традиционными силовыми установками, с электрическими и гибридными силовыми установками, с автоматизированными системами (*ABS, ПБС, с системами динамической курсовой стабилизации, с системами управления трансмиссией с подключаемым полным приводом*) на стендах с беговыми барабанами.

Целью производственной проверки являлось выявление функциональных и метрологических возможностей методик сертификационных испытаний автомобилей категории М1.

В ходе производственной проверки в период с 2023-2024 гг. установлено, что разработанные О.С. Яньковым методики стендовых испытаний обеспечивают высокие метрологические показатели, а также снижение временных затрат на проведение одного сертификационного испытания КТС категории М1 на 12,7%, среднюю трудоемкость испытательных работ - на 8,12%.

Начальник отдела стендовых
и дорожных испытаний НТЦ РПИММ

Хорошавин Д.Г.

Исполнитель, к.т.н., доцент

Яньков О.С.



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ИННОВАЦИОННЫЙ ЦЕНТР «КАМАЗ»

«Утверждаю»

Исполнительный директор
ООО «Инновационный центр
КАМАЗ»

А.В. Горбатовский
«30» _____ 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы к.т.н. доцента кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

1. **Наименование работы:** Повышение активной безопасности и эффективности КТС на основе исследований на стендах с беговыми барабанами
2. **Предприятие, где осуществляется внедрение и его адрес:** ООО «Инновационный центр КАМАЗ», 121205, г. Москва, Инновационный центр Сколково, ул. Большой бул., 62
3. **Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), кафедра Автомобильного транспорта.
4. **Краткое описание работы:** Результаты научно-исследовательской работы к.т.н. Янькова О.С. прошли производственную проверку в ООО «Инновационный центр КАМАЗ», в период с 2023-2024 гг., а именно методология проведения исследований КТС на стендах с беговыми барабанами с использованием разработанных методик исследования:
 - процессов функционирования КТС с ЭСУ и ГСУ;
 - рабочих процессов КТС с антиблокировочными системами;
 - рабочих процессов КТС с противобуксовочными системами;
 - рабочих процессов КТС с динамическими системами курсовой стабилизации;
 - рабочих процессов КТС с системами управления трансмиссией с подключаемым полным приводом.

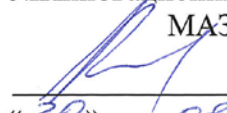
Методики включают в себя научно-обоснованные и оптимизированные

тестовые режимы, измеряемые на стендах функциональные параметры испытуемых КТС и их компонентов, выявленные закономерности измеряемых на стендах параметров КТС от обеспечивающих и задающих параметров тестовых режимов.

Внедрение в процессы разработки службы электрифицированных автомобилей ООО «Инновационный центр КАМАЗ» результатов научных исследований к.т.н. доцента Янькова О.С. позволило:

- сформировать подход к комплексному исследованию показателей эксплуатационных свойств КТС за счёт рационального комбинирования методик исследований КТС;
- значительно повысить точность исследований (испытаний) КТС с электрическими и гибридными силовыми агрегатами;
- оптимизировать тестовые режимы виртуальных исследований (испытаний) КТС, на математических моделях.

Главный конструктор ООО
№Инновационный центр КА-
МАЗ»


«30» _____ А.Н. Чичин
2024 г.

Руководитель службы электри-
фицированных автомобилей ООО
«Инновационный центр КА-
МАЗ», к.т.н.


«30» _____ А.В. Климов
2024 г.



ОИЦ
ОБЪЕДИНЁННЫЙ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ЦЕНТР

ООО «Объединенный инженерный центр»
603004, г. Нижний Новгород,
пр-т Ленина, д. 88.
Тел.: +7 (831) 290 91 00, 299 05 22,
факс: +7 (831) 290 84 10
uec@uecenter.ru

«Утверждаю»

Генеральный конструктор –
управляющий директор

ООО «ОИЦ»

В.Д. Четвериков
«05» 07 2024 г.
В.Д. Четвериков
«Объединенный инженерный центр»
г. Нижний Новгород

«Утверждаю»

Проректор ФГБОУ ВО ИРНИТУ
по научной работе

А.М. Кононов
«2» 07 2024 г.
А.М. Кононов
ФГБОУ ВО ИРНИТУ

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы к.т.н. доцента кафедры
«Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный
исследовательский технический университет» Янькова Олега Сергеевича

- 1. Наименование работы:** Комплекс математических моделей динамической системы «Колесное транспортное средство – стенд с беговыми барабанами», позволяющих выполнять имитационное моделирование процессов функционирования КТС с традиционными силовыми установками, с электрическими и гибридными силовыми установками, с автоматизированными системами - ABS, ПБС, с системами динамической курсовой стабилизации (ДСКС), а также с системами управления трансмиссией с подключаемым полным приводом (ТПП) на стендах с беговыми барабанами.
- 2. Предприятие, где осуществляется внедрение и его адрес:** ООО «Объединенный инженерный центр», 603004, г. Нижний Новгород, пр. Ленина, 88.
- 3. Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), кафедра «Автомобильный транспорт».

4. **Краткое описание работы:** Результаты научно-исследовательской работы к.т.н. доцента Янькова О.С. прошли апробацию в ООО «Объединенный инженерный центр» в период с 2023-2024 гг.:

Комплекс математических моделей динамической системы «Колесное транспортное средство – стенд с беговыми барабанами», позволяет выполнять имитационное моделирование стендовых испытаний КТС:

- с традиционными силовыми установками;
- с электрическими и гибридными силовыми установками;
- с автоматизированными системами - ABS, ПБС, системами динамической курсовой стабилизации (ДСКС) а также с системами управления трансмиссией с подключаемым полным приводом (ТПП).

Внедрение в технологический процесс проектирования Центра компетенции Инженерные расчеты и анализ автомобиля результатов научных исследований к.т.н. доцента Янькова О.С. позволило:


- значительно повысить точность имитационного моделирования процессов испытаний КТС с электрическими и гибридными силовыми агрегатами, а также автоматизированными системами на стендах с беговыми барабанами;
- учитывать влияние неголономных связей при взаимодействии эластичных шин с поверхностями беговых барабанов стендов;
- оптимизировать тестовые режимы испытаний КТС, воспроизводимые на стендах с беговыми барабанами.

Руководитель ЦК
Инженерные расчеты и анализ
автомобиля ООО «ОИЦ»


« 3 » июля 2024 г.



Директор Института
Авиамашиностроения и
транспорта
ИРНТУ


« 2 » сентября 2024 г.