

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
**ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический
университет»**

Институт «Авиамашиностроение и транспорт»

Кафедра «Автомобильный транспорт»

На правах рукописи

МАРКОВ АЛЕКСЕЙ СЕРГЕЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ СТЕНДОВОГО
КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТС
КАТЕГОРИИ М1 В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Диссертация на соискание учёной степени

кандидата технических наук по специальности

05.22.10 - Эксплуатация автомобильного транспорта

Научный руководитель:

доктор технических наук,

профессор **Федотов А.И.**

Иркутск - 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ ...	13
1.1 Общие положения.....	13
1.2 Техническая диагностика тормозных систем АТС	17
1.3 Показатели эффективности функционирования тормозной системы АТС в условиях эксплуатации.....	20
1.4 Анализ конструкций современных роликовых стендов	23
1.5 Анализ методов контроля технического состояния тормозной системы на роликовых стендах.....	26
1.6 Анализ факторов, влияющих на величину продольного коэффициента сцепления ϕ автомобильных шин с опорной поверхностью.....	30
1.7 Обзор математических моделей, описывающих процесс взаимодействия автомобильного колеса с опорными поверхностями	38
1.8 Выводы по первой главе.....	45
1.9 Задачи исследования.....	46
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТС НА СИЛОВЫХ ТОРМОЗНЫХ СТЕНДАХ.....	47
2.1 Анализ математических моделей процесса взаимодействия эластичной шины тормозящего колеса с опорной поверхностью.....	47
2.2 Разработка структурной схемы исследуемого процесса	48
2.2.1 Математическое описание процесса торможения АТС в дорожных условиях	51
2.2.2 Математическое описание динамики процесса торможения автомо- бильного колеса.....	54
2.2.3 Математическое описание характеристик сцепления эластичной шины тормозящего колеса с опорной поверхностью	56
2.2.4 Математическое описание характеристик тормозного механизма	58

2.2.5	Алгоритм расчета системы «Дорога – Шина – Автомобиль».....	59
2.2.6	Математическое описание процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на двух опорных роликах диагностического стенда.....	61
2.2.7	Математическое описание процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на плоской опорной и одиночной цилиндрической опорных поверхностях.....	64
2.2.8	Описание скоростей движения точек в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью стенда.....	65
2.2.9	Расчет эпюр продольной касательной и нормальной реакций, распределенных по длине пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью.....	67
2.2.10	Алгоритм расчета параметров системы «Шина – Опорная поверхность – Стенд»	73
2.3	Выводы по второй главе.....	74
3	МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	76
3.1	Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в блоке на плоской и цилиндрических опорных поверхностях	76
3.1.1	Обоснование требований к испытательному оборудованию и системе измерения параметров исследуемых процессов	79
3.1.2	Оборудование для экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоковом» режиме на плоской и цилиндрических опорных поверхностях	80
3.1.3	Методика планирования экспериментального исследования.....	94
3.1.4	Методика тарирования систем измерения	97
3.1.4.1	Методика тарирования системы измерения элементарных нормальных реакций, распределенных по длине пятна контакта с цилиндрической опорной поверхностью	100

3.1.4.2	Методика тарирования системы измерения элементарных касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта с цилиндрической опорной поверхностью	104
3.1.4.3	Методика тарирования системы измерения элементарных нормальных реакций, распределенных по длине пятна контакта с плоской опорной поверхностью	107
3.1.4.4	Методика тарирования системы измерения элементарных касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта с плоской опорной поверхностью	112
3.1.4.5	Методика тарирования системы измерения суммарной тормозной силы	115
3.2	Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичных шин с дорогой при экстренном торможении АТС	118
3.2.1	Требования к оборудованию для проведения дорожных испытаний, и методика проведения испытаний	120
3.3	Методика экспериментальных исследований параметров тормозной эффективности АТС на силовом роликовом стенде.....	123
3.4	Методика исследования силового радиуса колеса с эластичной шиной	124
3.5	Методика определения износа рисунка протектора.....	127
3.6	Установление функциональных зависимостей основных параметров процесса торможения АТС от параметров влияющих на объект исследования.....	129
3.6.1	Методика аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований	129
3.6.2	Методика аппроксимации результатов экспериментальных исследований	131
3.7	Методика оценки адекватности математической модели исследуемого процесса.....	134
3.8	Выводы по третьей главе.....	136

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	138
4.1 Результаты экспериментальных исследований процесса торможения АТС и его колес.....	138
4.1.1 Результаты экспериментальных исследований силового радиуса колеса с эластичной шиной на опорных поверхностях	139
4.1.2 Результаты экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичных шин с опорными поверхностями.....	143
4.1.2.1 Результаты экспериментального исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной на плоской опорной поверхности	143
4.1.2.2 Результаты экспериментального исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной на одиночной цилиндрической опорной поверхности.....	147
4.1.2.3 Результаты экспериментального исследования процесса торможения заблокированного колеса с эластичной шиной на двух цилиндрических опорных поверхностях	151
4.1.3 Результаты экспериментального исследования процесса торможения АТС на силовом тормозном стенде СТМ-3500	157
4.1.4 Результаты экспериментального исследования процесса торможения АТС в дорожных условиях	161
4.2 Разработка многофакторных регрессионных моделей для расчета параметров процесса торможения АТС в дорожных и стендовых условиях.....	170
4.3 Аналитические исследования процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях.....	176
4.3.1 Оценка адекватности математической модели процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях	181
4.3.2 Результаты исследования процесса экстренного торможения АТС категории М1	183
4.4 Методика расчета показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, на основе результатов стендового контроля	187

4.5 Производственная проверка и социально-экономическая оценка результатов проведенного научного исследования.....	192
4.6 Выводы по четвертой главе	194
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	195
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	197
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	218

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность научного исследования. Автомобильный транспорт является самым массовым и при этом самым опасным видом транспорта. Ежегодно на территории Российской Федерации происходит более 150 тысяч дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в которых гибнет более 16 тысяч человек и получают ранения более 190 тысяч человек. При этом подавляющее большинство ДТП происходят либо при торможении автотранспортных средств (АТС), либо сопровождается торможением. Количество ДТП и тяжесть их последствий во многом зависят от технического состояния и эффективности работы тормозной системы АТС.

Согласно требованиям существующих нормативных документов, регламентирующих контроль технического состояния тормозных систем АТС в условиях эксплуатации, для этого используют дорожный или стендовый методы. Оба эти метода имеют свои достоинства и недостатки. На территории нашей страны с её большим разнообразием климатических условий, предпочтительными являются стендовые испытания.

Согласно результатам исследований, выполненным в Волжском политехническом институте, 50% из четырех десятков автобусов «Волжанин 5270» не обеспечили нормативных значений установившегося замедления и превысили линейное отклонение АТС при контроле дорожным методом. Хотя все они показали положительные результаты контроля тормозной эффективности и устойчивости АТС на роликовых силовых тормозных стендах.

Анализ факторов, снижающих достоверность стендового контроля тормозной эффективности АТС, показывает, что на стендах и в дорожных условиях этот контроль выполняют при разных режимах торможения колес. На стендах контроль тормозной эффективности производится при критическом проскальзывании шин тормозящих колес на уровне $S \cong 0,2$, а в дорожных условиях – при движении АТС с заблокированными колесами, при $S = 1$. Значимым фактором, снижающим достоверность стендового контроля тормозной эффективности АТС, является малая скорость вращения их колес, которая на стендах поддерживается на уровне 2-4 км/ч, в то время как в дорожных условиях торможение начинают

при скорости 40 км/ч. Негативно влияет на достоверность контроля тормозной эффективности АТС различие форм пятна контакта шин тормозящих колес на плоской дороге и на цилиндрических поверхностях роликовых стендов.

Попытки повышения качества контроля тормозной эффективности АТС на силовых тормозных стендах сдерживаются недостатком знаний о закономерностях взаимодействия эластичных шин тормозящих колес АТС с опорными поверхностями стендов. Поэтому научное исследование, направленное на выявление этих закономерностей является актуальным. Оно позволит значительно повысить достоверность контроля тормозной эффективности АТС в условиях эксплуатации и тем самым повысить их активную безопасность.

Цель исследования. Повышение достоверности контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах в условиях эксплуатации.

Научная гипотеза. Достоверность контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах можно значительно повысить если обеспечить одинаковые режимы торможения колес и учитывать зависимости между параметрами, характеризующими процесс торможения на стендах и в дорожных условиях.

Объект исследования. Процесс торможения АТС в дорожных условиях. Процесс взаимодействия эластичных шин с опорными цилиндрическими поверхностями стенда при контроле технического состояния тормозной системы АТС.

Предмет исследования. Закономерности, связывающие показатели тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах, с показателями тормозной эффективности АТС в дорожных условиях.

Задачи исследования:

1) Разработать математическую модель, позволяющую рассчитывать параметры, характеризующие тормозную эффективность АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях, учитывающую профиль опорной поверхности, нагрузку на шины, величину их износа, а также температуру окружающей среды;

2) Выявить закономерности изменения показателей тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях, от профиля опорной поверхности, нагрузки на шины, величины их износа, а также температуры окружающей среды;

3) Научно обосновать методику, повышающую достоверность контроля тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах с учетом выявленных закономерностей;

4) Выполнить производственную проверку проведенного исследования и дать ему социально-экономическую оценку.

Научной новизной обладают:

1) Математическая модель, позволяющая рассчитывать параметры характеризующие тормозную эффективность АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях, учитывающая профиль опорной поверхности, нагрузку на шины, величину их износа, а также температуру окружающей среды;

2) Выявленные функциональные зависимости, характеризующие изменение показателей тормозной эффективности АТС в дорожных и стендовых условиях от профиля опорной поверхности, величины нормальной нагрузки на шины и их износа, а также температуры окружающей среды;

3) Разработанная многофакторная регрессионная модель, позволяющая выполнять расчет показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по результатам стендовых испытаний;

4) Методика стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1, учитывающая влияние на результаты контроля профиля опорной поверхности, величины нормальной нагрузки на шины и их износа, а также температуры окружающей среды и позволяющая прогнозировать показатели тормозной эффективности данного АТС в дорожных условиях.

Практическая значимость результатов исследования заключается в том, что они позволяют:

Стациям технического обслуживания и центрам инструментального контроля - значительно повысить достоверность контроля тормозных систем и активную безопасность АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах;

Организациям занимающимся разработкой силовых тормозных стендов для контроля тормозной системы АТС категории М1 - оптимизировать конструкцию выпускаемого оборудования;

Заводам - изготовителям технологического оборудования - разрабатывать и изготавливать высокоэффективные стенды для контроля тормозных систем АТС категории М1.

Методы исследований использованные при выполнении работы:

При проведении аналитических исследований использовались численные методы решения дифференциальных уравнений, математического моделирования и математического анализа;

Экспериментальные методы исследования процесса торможения АТС в дорожных условиях и на силовых роликовых стендах с использованием современного и оригинального научно-исследовательского оборудования, а также компьютерной техники;

При планировании эксперимента и оценке адекватности математической модели использовались статистические методы;

Обработка результатов эксперимента осуществлялась с использованием методов математического анализа и математической статистики.

Реализация результатов работы. Результаты исследований внедрены в ООО «Фритрейн» г. Екатеринбург, ООО СТО «Браво» г. Иркутск, а также в учебный процесс кафедры «Автомобильный транспорт» института Авиационного машиностроения и транспорта ФГБОУ ИРНИТУ.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Разработанная математическая модель, позволяет выполнять расчет параметров тормозной эффективности АТС категории М1 как в дорожных, так и в стендовых условиях, с учетом его массы, износа протекторов шин, профиля опорной поверхности, количества опорных роликов стенда и температуры окружающей среды;

2. Параметры, характеризующие эффективность процесса торможения *заблокированных колес* АТС на роликовых стендах, в значительной мере зависят от профиля опорной поверхности (*плоская или цилиндрическая*), от её фрикционных свойств, от количества опорных роликов, от нормальной нагрузки, а также

от типа и износа шин;

3. Достоверность стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 в условиях эксплуатации можно значительно повысить, если использовать разработанную методику, включающую затормаживание колес до блока, измерение на них тормозных сил, а также выполнение на разработанной регрессионной модели расчета параметров тормозной эффективности АТС в дорожных условиях по результатам стендового контроля.

Апробация работы. Материалы и результаты научного исследования доложены и одобрены: на 90-й международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров в г. Иркутске (апрель 2015 г.); на IV Всероссийской научно-практической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» в Иркутске (апрель 2016 г.); на Международной научно-практической конференции «Транспортные системы Сибири: развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства» в г. Красноярске (апрель 2016 г.); на I Всероссийской заочной научно-практической конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация» в г. Чите (октябрь 2016 г.); на 99-й международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров в г. Иркутске (апрель 2017 г.); на X Международной научно-технической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» в Иркутске (май 2018 г.); на научно-практической конференции ВСГУТУ посвященной 95-летию образования Республики Бурятия в г. Улан-Удэ (апрель 2018 г.); на II Всероссийской научно-практической конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация» в г. Чита (октябрь 2018 г.), на 106-й международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров в г. Иркутске (апрель 2019 г.).

Личный вклад автора. При проведении данного исследования автором лично:

- Разработал математическую модель, позволяющую выполнять расчет параметров тормозной эффективности АТС категории М1 как в дорожных, так и в стендовых условиях, а также выполнил расчеты на ней;

- Провел экспериментальные и аналитические исследования, в ходе которых выявил функциональные зависимости, характеризующие изменение показателей тормозной эффективности АТС в дорожных и стендовых условиях, обосновал научные положения, выносимые на защиту диссертации;

- Разработал многофакторную регрессионную модель, позволяющую выполнять расчет показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по результатам стендовых испытаний;

- Разработал методику стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1, позволяющую прогнозировать показатели тормозной эффективности данного АТС в дорожных условиях. Начиная от идеи, заканчивая производственной проверкой;

Структура и её объем. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, основных выводов и результатов, списка использованных источников, включающего 215 наименований, в том числе 30 на иностранном языке и приложений с материалами результатов. Данная работа изложена на 232 страницах машинописного текста и включает в себя 21 таблицу, 94 рисунка и 4 приложений.

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» в Иркутском национальном исследовательском техническом университете в период с 2015 по 2019 гг.

Свою глубокую признательность за непосредственную помощь в период выполнения работы и ценные советы автор выражает научному руководителю, заведующему кафедрой «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ, д.т.н., профессору А.И. Федотову.

В разные периоды времени в экспериментальных и аналитических исследованиях принимал участие к.т.н., доцент Бойко А.В., в экспериментальных исследованиях принимали участие инженер Халезов В.П., к.т.н., доцент Яньков О. С., и аспирант Кузнецов Н. Ю., которым автор выражает свою искреннюю благодарность.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе представлена статистика дорожно-транспортных происшествий (ДТП), а также краткий обзор их причин, связанных с низкой тормозной эффективностью автотранспортных средств (АТС). Приведен анализ методов контроля технического состояния тормозной системы АТС, а также погрешностей измерительного оборудования, используемого при контроле тормозной эффективности. Выполнен анализ причин возникновения погрешностей измерения тормозных сил на тормозных стендах. Приведен анализ существующих математических моделей, описывающих стационарные характеристики сцепления автомобильных шин с опорной поверхностью. Методы моделирования процессов торможения АТС и их колес разделены на несколько групп, и для каждой из них проанализированы достоинства и недостатки.

1.1 Общие положения

Автомобильный транспорт является самым массовым в мире, его количество с каждым годом неуклонно растет. Автомобильный транспорт используется на предприятиях и различного рода фирмах, как для внутригородских, так и междугородних перевозок пассажиров, грузов и т.д. Автомобильный транспорт в соответствии с реалиями современного мира совершенствуется, как в плане динамики, экологии, так и безопасности, за счет использования современных вспомогательных систем безопасности. Согласно статистике, приводимой Государственной инспекцией безопасности дорожного движения, за 2017 год произошло около 170 тысяч дорожно-транспортных происшествий, в которых погибло 19 тысяч человек и 215 тысяч человек получили ранения и травмы различной степени тяжести [215].

Подавляющая часть ДТП происходит из-за человеческого фактора т.е. по

вине водителя АТС или пешеходов, а также по причине недостаточного сцепления шин АТС с дорожным полотном в процессе торможения. Часто ДТП происходят по причинам технической неисправности АТС и их тормозной системы [215]. Для снижения числа ДТП и снижения тяжести последствий разработана и реализуется Федеральная целевая программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2013 – 2020 годах» [148]. Для достижения поставленных целей, эта программа подразумевает формирование пропаганды соблюдения требований правил дорожного движения, как водителями, так и пешеходами, улучшение системы подготовки водителей и повышение требований к автошколам, подготовку граждан к оказанию эффективной первой помощи пострадавшим в ДТП.

Одним из направлений повышения безопасности АТС в условиях эксплуатации является повышение качества контроля технического состояния их тормозной системы. Показатели тормозной эффективности и устойчивости при торможении АТС регламентируются нормативными документами [49, 141]. Соблюдение требований нормативных документов [49, 141] возможно при выполнении качественного и информативного периодического контроля технического состояния тормозной системы АТС.

В условиях эксплуатации АТС регламентируются следующие свойства, которые должна обеспечивать их тормозная система *в дорожных условиях*: тормозная эффективность и устойчивость при торможении.

Тормозная эффективность АТС в дорожных условиях оценивается при помощи измерения тормозного пути S_T или установившегося замедления $\dot{j}_{уст}$ и времени срабатывания тормозной системы АТС.

Устойчивость при торможении АТС в дорожных условиях оценивается при помощи выхода их из коридора движения, вследствие линейного отклонения $L_{откл}$.

Контроль стояночной тормозной системы АТС выполняют уклон дороги, на котором должно неподвижно удерживаться АТС [49, 141].

При стендовом методе контроля также контролируются два свойства АТС, которые им обеспечивает тормозная система, это тормозная эффективность и

устойчивость при торможении.

Контроль тормозной эффективности АТС на стендах выполняют посредством измерения удельной тормозной силы γ_t , которая рассчитывается по итогам контроля тормозных сил на всех колесах АТС.

Контроль устойчивости АТС при торможении на стендах выполняют посредством измерения относительной разности тормозных сил на колесах одной оси K_n [49, 141].

Немаловажным параметром, определяющим показатели тормозной эффективности АТС и его колес является реализованный коэффициент сцепления φ эластичных шин с опорной поверхностью дороги. Он определяет способность автомобильных шин создавать продольные касательные и поперечные реакции в пятне их контакта с дорогой.

Контроль технического состояния АТС в условиях эксплуатации осуществляется при помощи методов технической диагностики, которые позволяют определять их техническое состояние и пригодность для эксплуатации на дорогах общего пользования.

Техническая диагностика – отрасль знаний, изучающая признаки неисправностей технического объекта, методы, средства и алгоритмы, определения их технического состояния без разборки, а также технологии и организацию использования систем диагностирования в процессах эксплуатации этих объектов [152].

Диагностирование – процесс определения технического состояния объекта без его разборки по внешним признакам, путем измерения величин, характеризующих его состояние и сопоставления их с нормативами [152].

Диагностирование тормозных систем АТС подразделяется на общее и локальное диагностирование. Общее диагностирование или *функциональное* определяет пригодность тормозной системы (ТС) к эксплуатации. Оно не определяет неисправности ТС и причины их возникновения. Локальное или *поэлементное* диагностирование наоборот, призвано выявлять неисправности, причины и место их возникновения.

Современные автомобили, оборудованы множеством электронных систем помощи водителю, такие как антиблокировочная, противозаносная, противобуксовочная системы и т.д. Для диагностирования сложных тормозных систем современных автомобилей требуются новые высокоинформативные методы и реализующие их средства.

Разработкой методов и средств технической диагностики АТС занимаются во всем мире. Значительный вклад в их развитие внесли следующие организации: МАДИ, НИИАТ, Санкт-Петербургский ГАСУ, Новосибирский ГАУ, Саратовский ГТУ, Волгоградский ГТУ, ГОСНИТИ, Сибирский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства (СибИМЭ), СФУ, Курганский государственный университет, ИрНИТУ, Ташкентский, Харьковский и Киевский автодорожные институты; а также зарубежные организации, такие как: Френкфордский арсенал, «General Electric», «Robert Bosch GmbH», «WABCO» и множество других ведущих организаций и фирм Японии, США, Германии, Англии, Италии, Франции и т.д.

Весомый вклад в развитие теоретических основ технической диагностики внесли выдающиеся отечественные и зарубежные ученые: Аллилуев В.А. [3], Аригин И.Н. [4, 5], Беляев В.М. [16], Биргер И.А. [20], Борц А.Д. [24], Бойко А.В. [22], Васильев В.И. [23, 29-38, 180], Веденяпин Г.В. [39, 40], Верзаков Г.Ф. [41], Гернер Б.В. [84], Говорущенко Н.Я. [47, 48], Гребенников А.С. [50], Гришкевич А.И. [44], Гурьянов С.И. [45], Денисов А.С. [46-52], Дыгало В.Г. [53], Колчин А.В. [52], Косолапов Г.М. [77, 78], Крамаренко Г.В. [139], Кузнецов Е.С. [140], Левинсон Б.В. [84], Лившиц В.М. [85], Малюков А.А. [92, 93], Михлин В.М. [99-101], Мозгалевский А.В. [102], Мирошников Л.В. [97, 98], Павлов Б.В. [109], Сергеев А.Г. [127, 128], Серов А.В. [129, 130], Терских И.П. [136-138], Топалиди В.А. [142-144], Федотов А.И. [151-154, 156-159, 161, 164, 165,], Черноиванов В.И. [181], Харазов А.М. [173-178], Н. Gethoffen [197], F. H. Lange [200], R. Rabiner [209] и многие другие.

Разработаны уникальные высокоинформативные методы для оценки тех-

нического состояния АТС, его систем, агрегатов, узлов и механизмов. Для выполнения технической диагностики современных АТС подавляющее большинство разработанных высокоинформативных диагностических методов используют микрокомпьютеры, электронные и информационные технологии. Особое положение в общем ряду методов, занимают методы диагностики тормозной системы АТС, т.к. она является системой активной безопасности, от её технического состояния зависят жизни и здоровье людей и сохранность грузов.

1.2 Техническая диагностика тормозных систем АТС

Тормозная система современных АТС включает в себя рабочую, вспомогательную, стояночную и запасную тормозные системы.

Рабочая тормозная система используется для снижения скорости движения АТС, а также для его остановки. По типу привода тормозной системы различают гидравлический, механический, пневматический и комбинированный тип привода. Стояночная тормозная система используется для удержания АТС при стоянке, а также при начале движения автомобиля в гору. Запасная тормозная система призвана остановить автомобиль, при выходе из строя рабочей тормозной системы.

В соответствии с нормативными документами [49, 161] контроль технического состояния тормозной системы АТС в условиях их эксплуатации может осуществляться двумя методами: *стендовым* или *дорожным*.

Дорожный метод является наиболее эффективным, с точки зрения достоверности контроля технического состояния тормозной системы АТС. Для реализации дорожного метода контроля не требуются дорогостоящее оборудование и приборов [152]. Недостатком дорожного метода является его малая информативность при поиске неисправностей тормозной системы. Для этого необходима дальнейшая её диагностика, но уже в сервисных условиях. Широкое распространение дорожные методы в нашей стране не получили по причине их сильной зависимости от погодных и климатических условий.

Стендовые методы контроля получили более широкое распространение, за счет проведения контроля технического состояния тормозной системы АТС в специальных помещениях, закрытых от влияния климатических и погодных условий [152]. Однако стенды для контроля технического состояния тормозной системы весьма дороги и металлоемки. В основе стендовых методов контроля лежит принцип «*обратимости движения*», т.е. автомобиль находится в неподвижном состоянии, а его системы функционируют так, как они функционируют в дорожных условиях [152].

Контроль технического состояния тормозной системы АТС выполняют установкой колес проверяемой оси на стенд. Для этого, как правило, используют силовые стенды, имеющие по два опорных ролика на каждое из колес диагностируемой оси АТС. Силовая установка стенда приводит во вращение его опорные ролики, тем самым имитируя движение АТС. Встроенные системы измерения стенда позволяют измерять тормозные силы F_T , каждым из тормозящих колес АТС, величину нормальной нагрузки G_{oc} , приходящейся на колеса диагностируемой оси. После проведения измерений, программное обеспечение стенда рассчитывает *показатель тормозной эффективности*: удельную тормозную силу γ_T , а также *показатели устойчивости АТС при торможении*: коэффициенты относительной разности тормозных сил K_n на колесах каждой диагностируемой оси индивидуально [152].

Развитию методов контроля и технической диагностики тормозных систем АТС на роликовых стендах посвятили свои труды следующие авторы: Бойко А.В. [22], Гернер Б.В. [84], Говорущенко Н.Я. [47], Григорьев И.М. [51], Дыгало В.Г. [95], Левинсон Б.В. [84], Малюков А.А. [93], Малюгин П.Н. [88], Мороз С.М. [104], Потапов А.С. [118], Портнягин Е.М. [116], Ревин А.А. [9, 106], Сергеев А.Г. [127, 128], Серов А.В. [130], Смолин А.А. [132], Степанов А.Н. [133], Топалиди В.А. [145], Федотов А.И. [152,153,160,162], Харазов А.М. [173, 174, 178, 179], и многие другие.

Следует особо отметить разработку группы ученых Саратовского техниче-

ского университета, ими был предложен метод бесстендовой диагностики тормозной системы АТС [107, 108, 184]. Суть которого заключается в вывешивании колес АТС, их раскручивание и торможение с измерением частоты вращения. Для данного метода обоснованы режимы диагностирования, измеряемые параметры, а также разработан математический аппарат, описывающий процесс торможения вывешенных колес автомобиля. Недостатком данного метода является отсутствие контакта автомобильной шины с опорной поверхностью. Метод позволяет выполнять контроль эффективности действия тормозного привода и тормозных механизмов. При этом он не дает возможности оценивать величину реализованных колесами автомобиля тормозных сил F_T , и прогнозировать показатели процесса торможения АТС в реальных дорожных условиях.

Разработаны и существуют площадочные (*платформенные*) тормозные стенды, использование которых запрещено в многих странах Мира. Однако на территории нашей страны, их можно встретить кое где при проведении инструментального контроля АТС. Площадочные стенды имеют простую конструкцию, пятно контакта автомобильной шины по форме аналогично пятну контакта шины на дороге. Однако на этих стендах не выполняется принцип «обратимости движения», в связи с их конструктивными ограничениями. Не обеспечивается центрирование колес автомобиля по отношению к оси симметрии стенда, а колес – к оси симметрии его площадок.

В своих исследованиях [127, 128] профессор Сергеев А.Г. установил, что разброс результатов измерений на площадочных и платформенных стендах может достигать 50%. Также автор отмечает что: «... регистрируется только конечный результат, а наблюдение за нарастанием тормозной силы с увеличением усилия на педали не возможно» и «...тормоза проверяются, как правило, не в прогретом состоянии, трудно различить биение тормозных механизмов, износ тормозных колодок и зависимость между усилием на педали и тормозной силой» [128].

В работах Федотова А.И. площадочные стенды и их метрологические ха-

рактические характеристики подвергаются критике [166, 167, 170]. Автором установлены причины таких разбросов. Они носят системный характер и вызваны колебаниями площадок стенда при наезде колес диагностируемой оси АТС [170]. Весомую долю погрешности измерения тормозных сил F_T вызывает «...невозможность точного позиционирования колес АТС относительно оси симметрии стенда, при одновременной необходимости точного позиционирования колес относительно центров площадок».

1.3 Показатели эффективности функционирования тормозной системы АТС в условиях эксплуатации

Согласно *Техническому регламенту о безопасности колесных транспортных средств* [141], принятому на территории Российской Федерации, для АТС, находящихся в эксплуатации, установлены требования к техническому состоянию их тормозных систем. Для каждого метода контроля технического состояния ТС (*стендового* и *дорожного*), установлены свои требования к уровню показателей тормозной эффективности и устойчивости АТС при торможении [141, 158].

Нормативы эффективности торможения рабочей тормозной системой АТС при контроле в дорожных условиях приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Нормативы эффективности торможения рабочей тормозной системой АТС при контроле в дорожных условиях [141, 158]

Категория АТС	Усилия на органе управления F_n , [Н], не более	Тормозной путь, S_T , [м], не более	Установившееся замедление, $[j_{уст}]$, не менее
M1	490	16,6	4,9
M2, M3	686	18,6	4,9
N1	686	16,6	4,9
N2, N3	686	20,0	4,4

Дорожные испытания эффективности функционирования рабочей тормозной системы АТС в дорожных условиях выполняют при начальной скорости 40 км/ч. При этом автомобили категории *M1*, *N1*, *O1* не должны выходить из нормативного коридора движения шириной 2,6 м, а для АТС категории *M2*, *M3*, *N2*, *N3*, *O3*, *O4* из коридора шириной 3 м [141, 158].

Как уже было отмечено выше, при стендовом методе контроля технического состояния тормозной системы, оценку технического состояния ТС выполняют по нескольким параметрам.

Тормозную эффективность АТС на стендах оценивают по величине *удельной тормозной силы* γ_T . Удельная тормозная сила определяется как [152, 158]:

$$\gamma_T = \frac{\sum_{N=1}^N F_T}{G_A} \quad (1.1)$$

где N – число тормозящих колес;

$\sum F_T$ – сумма реализованных тормозных сил на колесах АТС, [Н];

G_A – вес автомобиля, [Н].

Вес автомобиля определяют по формуле [141, 158]:

$$G_A = \sum_{K=1}^K M_i \cdot g \quad (1.2)$$

где: K – число тормозящих осей автомобиля;

M_i – масса диагностируемой оси автомобиля, [кг];

g – ускорение свободного падения, [м/с²].

Устойчивость АТС при торможении, оценивают на основе измерения относительной разности тормозных сил K_H . Её измеряют для каждой оси АТС индивидуально. Относительная разность тормозных сил определяется как [141, 158]:

$$K_H = \left| \frac{F_{Tл} - F_{Tп}}{F_{\max}} \right| \cdot 100\% \quad (1.3)$$

где: $F_{Tл}$ – реализованная тормозная сила на левом колесе диагностируемой оси АТС;

F_{Tn} – реализованная тормозная сила на правом колесе диагностируемой оси АТС;

F_{max} – максимальная реализованная тормозная сила на колесах диагностируемой оси АТС.

Установлены нормативные значения относительной разности тормозных сил K_n . Для АТС, оборудованных дисковыми тормозными механизмами, она не должна превышать 20%, а для АТС, оборудованных барабанными тормозными механизмами - 25% [141, 158].

Нормативы тормозной эффективности АТС, при работе тормозной системы, для контроля на роликовых стендах, приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 Нормативы эффективности торможения рабочей тормозной системой АТС при контроле в на роликовых стендах [141, 158]

Категория АТС	Усилия на органе управления F_n , [Н], не более	Удельная тормозная сила, γ_T , не менее
M1	490	0,5
M2, M3	686	0,5
N1	686	0,45
N2, N3	686	0,45
O1, O2 (прицепы с инерционным тормозом)	490	0,5
O2, O3, O4 (прицепы, исключая оборудованные инерционным тормозом)	686	0,45
O2, O3, O4 (прицепы с центральной осью и полуприцепы, исключая оборудованные инерционным тормозом)	686	0,41

Результаты контроля технического состояния АТС, полученные дорожным, либо стендовым методом, сравниваются с их табличными значениями, регламентируемыми *Техническим регламентом о безопасности колесных транспортных средств*. При несоответствии одного из показателей, тормозная система АТС признается неисправной, и АТС не допускается к эксплуатации, пока не будет устранена неисправность.

1.4 Анализ конструкций современных роликовых тормозных стендов

Наибольшее распространение в России и во всем Мире получили силовые роликовые стенды. Разработка первого роликового стенда датируется 1924 годом. Автором этого стенда является российский ученый, профессор В.И. Сороко-Новицкий. Затем уже в 1938 году ученым И.Н. Чернышевым был разработан стенд с опорными роликами для оценки топливо-экономических характеристик АТС. [158].

Развитие теоретических основ стендовых методов контроля и диагностики АТС на стендах с опорными роликами, связаны с именами таких ученых как: Аригин И.Н. [4, 5]; Бойко А.В. [21, 22]; Гернер Б.В. [46], Говорущенко Н.Я. [47, 48]; Дик А.Б. [65]; Дыгало В.Г. [95]; Левинсон Б.В. [84]; Малюгин П.Н. [89, 90]; Малюков А.А. [92, 93]; Портнягин Е.М. [116]; Потапов А.С. [118, 119]; Ревин А.А. [9, 106]; Сергеев А.Г. [127, 128], Серов А.В. [129]; Смолин А.А. [132]; Степанов А.Н. [133-135, 171, 172]; Топалиди В.А. [143, 144]; Федотов А.И. [152-154, 156, 158]; Харазов А.М. [173-178] и др.

Тормозные роликовые стенды различают по типу нагружающего устройства: *инерционные, силовые и комбинированные* [139, 158].

Инерционные роликовые тормозные стенды обычно имеют привод опорных роликов, как от электродвигателя, так и от ведущих колес автомобиля. В случае если конструкция стенда позволяет установку всех колес автомобиля на ролики стенда, то такие стенды называются полноопорными, а измерение параметров тормозной эффективности выполняется на всех колесах одновременно. В

конструкции инерционных стендов как правило применяются электромагнитные муфты, которые кинематически объединяют между собой все блоки опорных роликов в режиме разгона колес АТС. И разъединяют их перед торможением. Для достижения равного тестового воздействия, данные стенды симметричны относительно их продольной оси. Схема инерционного роликового стенда изображена на рис. 1.1.

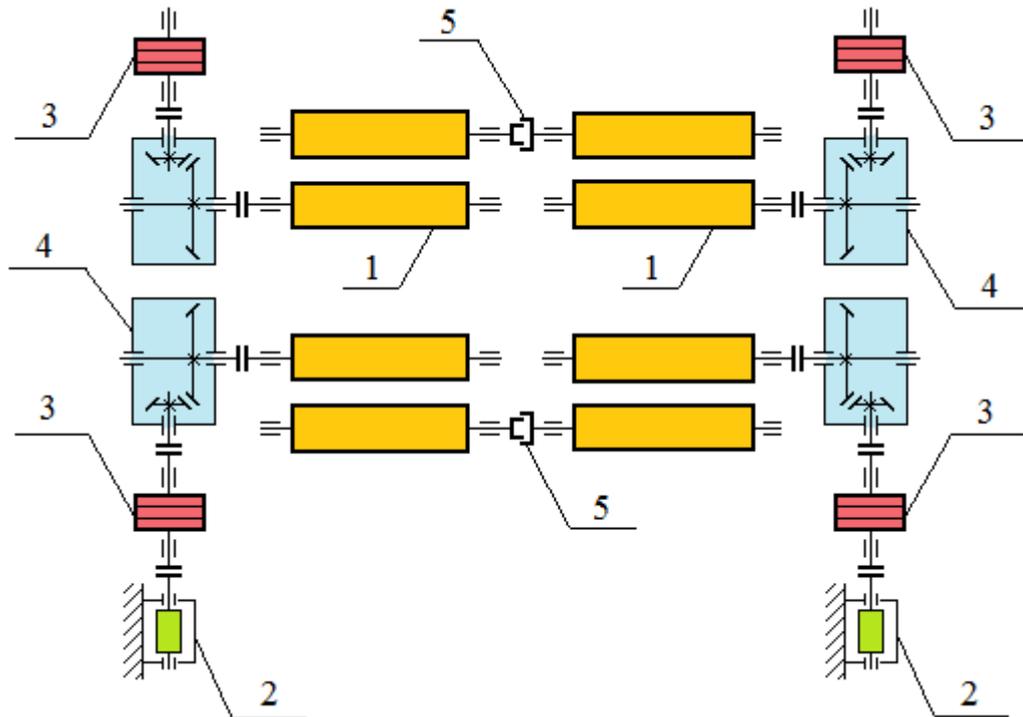


Рис. 1.1. Схема роликового инерционного стенда: 1 – опорные ролики; 2 – электродвигатели; 3 – маховики; 4 – редукторы, 5 – электромагнитные муфты [139, 158].

подавляющее большинство тормозных стендов, находящихся в эксплуатации, являются силовыми. Главным достоинством силовых стендов является их способность измерять силовые параметры: *тормозные силы* и *нормальную нагрузку*, приходящуюся на диагностируемую ось АТС. Благодаря этой особенности данных стендов и реализуемому на них силовому методу, обеспечивается возможность гораздо более достоверного контроля технического состояния тормозной системы [16, 24, 87, 98].

На современных силовых тормозных роликовых стендах измеряются следующие параметры: *тормозные силы* F_T на левом и правом колесах диагностируемых осей АТС; вес, приходящийся на колеса диагностируемой оси G_K ; усилие на органе управления тормозной системой F_H . Некоторые стенды имеют функцию измерения *времени срабатывания тормозной системы* τ_{cp} . К сожалению, последний параметр исключен из нормативных документов, регламентирующих показатели тормозной эффективности АТС при стендовом методе контроля их тормозных систем. Типовая схема силового роликового стенда изображена на рис. 1.2. [139, 158].

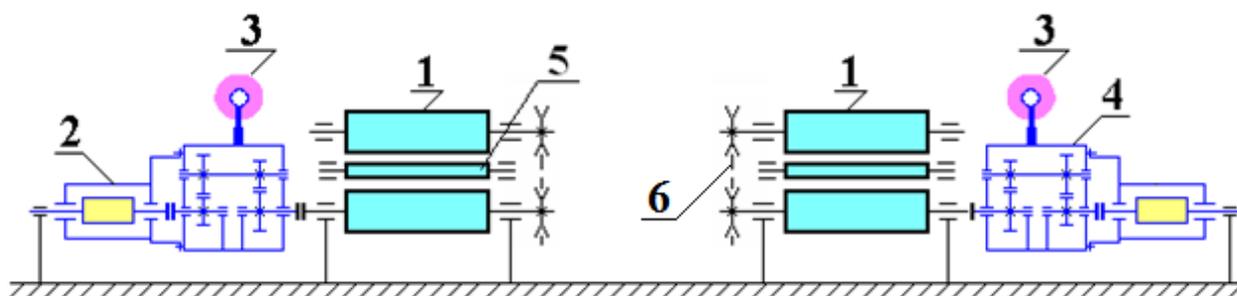


Рис. 1.2. Схема роликового силового тормозного стенда: 1 – опорные ролики; 2 – электродвигатели; 3 – датчики тормозной силы; 4 – балансирные редукторы; 5 – ролики следящей системы с датчиками частоты вращения колеса; 6 – цепные передачи.

Аналогично инерционным тормозным стендам, силовые тормозные стенды бывают полно-опорными с четырьмя блоками опорных роликов, применяемые для контроля технического состояния тормозной системы автомобилей с постоянным полным приводом, а также с моноблоком, содержащим две пары опорных роликов для диагностирования автомобилей с передним или задним приводом ведущих колес.

На территории Российской Федерации широко распространены силовые тормозные стенды с опорными роликами, производителями которых являются как отечественные, так и зарубежные фирмы: СТМ фирмы «Мета»; СТС фирмы «ГАРО»; фирмы «Hoffmann»; фирмы «Hunter Engineering»; фирмы «Muller»;

фирмы «Cartec» США; фирм «Richard Langlechner» и «Macha» Германии и т.д.

Широкое применение силовые тормозные стенды нашли на автотранспортных предприятиях, осуществляющих грузопассажирские перевозки, для проверки АТС перед их выпуском на линию, на станциях технического обслуживания и фирменных центрах, в технологических процессах сервисного обслуживания автомобилей. Они используются на авторемонтных заводах, при контроле качества выполненных работ, а также в центрах инструментального контроля АТС при проведении их технического осмотра.

1.5 Анализ методов контроля технического состояния тормозной системы на роликовых стендах

При всех своих положительных качествах, силовые тормозные стенды с опорными роликами имеют и определенные недостатки, связанные с особенностями их конструкции. К настоящему времени выполнено много научно-исследовательских работ посвященных анализу причин возникновения погрешностей измерения контролируемых параметров на силовых тормозных стендах с опорными роликами. В своей работе [67] Доморозов А.Н. проанализировал процесс измерения нормальной нагрузки G_k на колесах диагностируемой оси АТС при их постановке на опорные ролики стенда (рис. 1.3).

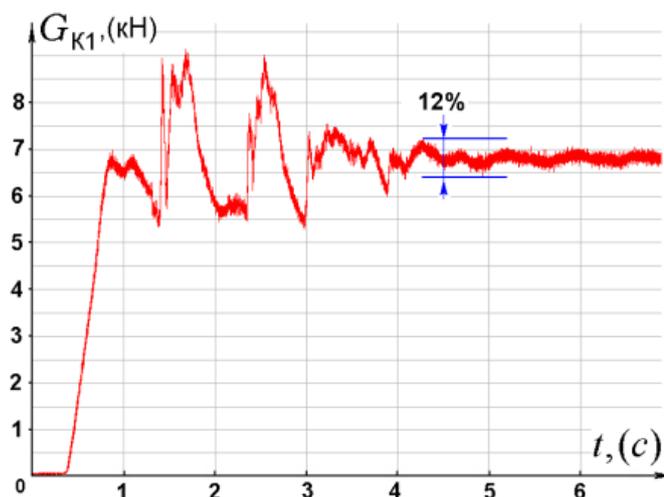


Рис. 1.3 График изменения нормальной нагрузки G_k на диагностируемой оси АТС при наезде на опорные ролики [67]

Полученные автором результаты (рис. 1.3) показывают погрешность измерения нормальной нагрузки G_k на колесах диагностируемой оси АТС, которая в результате колебаний АТС и стенда может изменяться в пределах от 38,5% до 12,3%, а это в свою очередь вызывает погрешность расчета удельной тормозной силы γ_T от 21,5% до 7,2% [67].

Согласно ГОСТ 33997-2016 [16] погрешность измерения удельной тормозной силы γ_T должна составлять не более $\pm 3\%$. Полученный автором результат показывает несоответствие измерительной системы силового тормозного роликового стенда требованиям ГОСТ 33997-2016 [49].

Проведенные исследования доказывают, что даже точное измерение веса, приходящегося на колеса диагностируемой оси АТС, не позволяет снизить погрешность измерения до значения $\pm 3\%$. Связано это с тем, что в процессе торможения колес АТС на силовом тормозном стенде, величина нормальной нагрузки G_k на них изменяется в диапазоне от -3,1% до +1,8% от статической величины (см. рис. 1.4). Это вызывает погрешность измерения удельной тормозной силы γ_T от -13,7% до 6,3% [67].

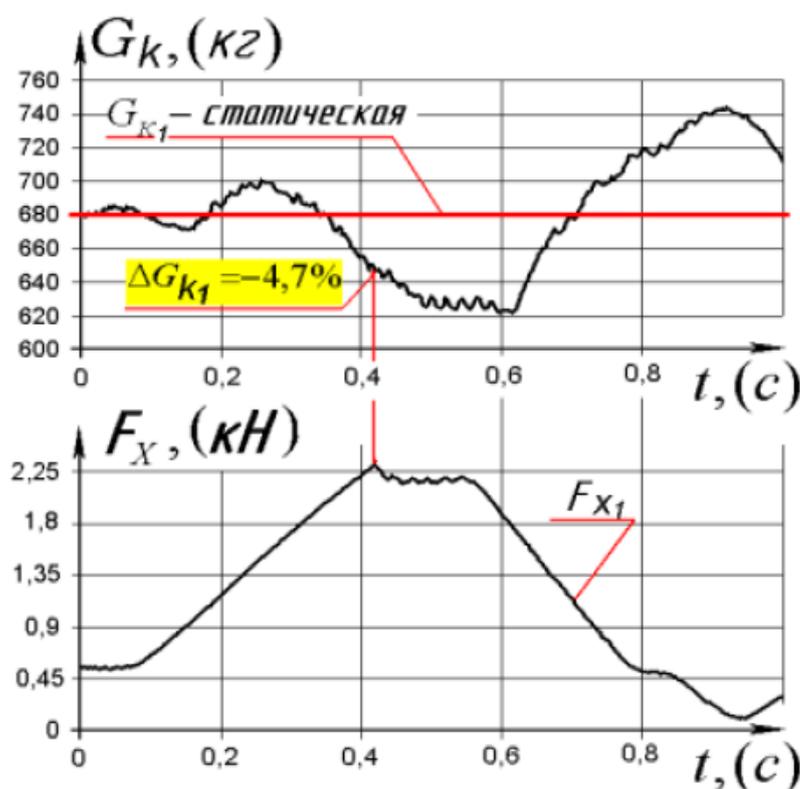


Рис. 1.4. График изменения величины нормальной нагрузки G_k на колесах

диагностируемой оси автомобиля и реализуемой тормозной силы F_T на силовом тормозном стенде с опорными роликами [67]

Исследования повторяемости результатов измерений параметров, характеризующих процесс торможения колес АТС на силовом тормозном роликовом стенде, выполненные Бойко А.В, показывают, что: «...разброс измеренных значений нагрузки на колеса диагностируемой оси автомобилей может достигать от -3,4%, до +5,4%; тормозных сил – от -40% до +26,9%. При этом погрешность измерения относительной разности тормозных сил может находиться в диапазоне от -13,2%, до +19,5%, а удельной тормозной силы - от -19,5%, до +6,6%» [22, 149-151].

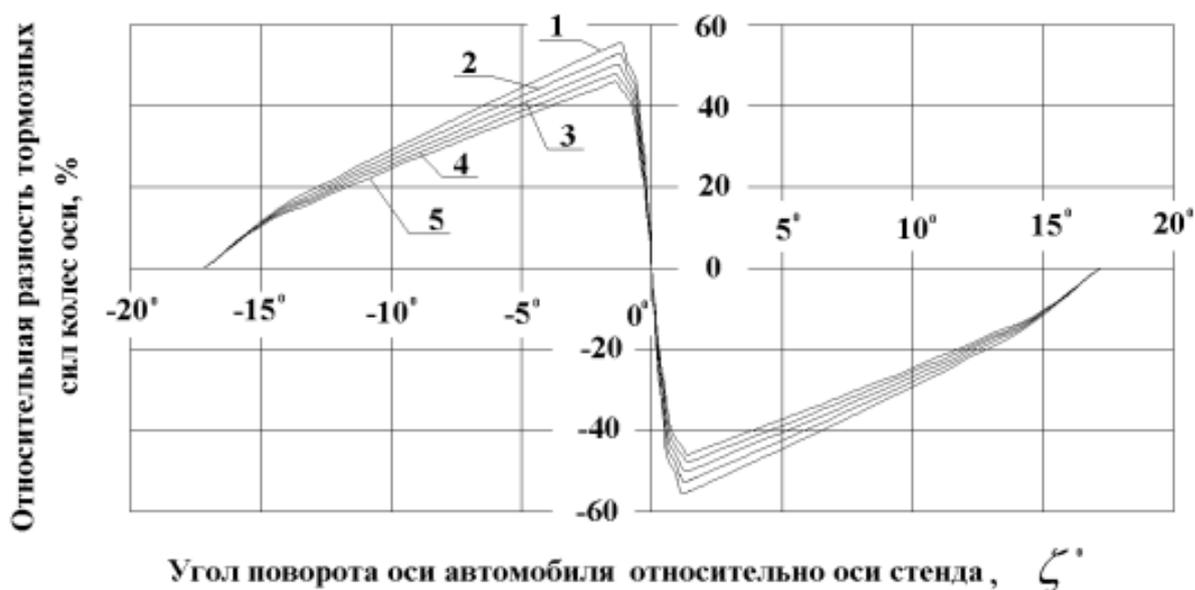


Рис. 1.5 Графики зависимости относительной разности тормозных сил K_n колес диагностируемой оси АТС от угла непараллельности установки диагностируемой оси колес АТС относительно оси роликов стенда [22, 149]

Также автор установил, что изменение непараллельности установки диагностируемой оси АТС и оси симметрии опорных роликов стенда в диапазоне от $-2,5^\circ$ до $+2,5^\circ$ (рис. 1.5 и 1.6) «...вызывает изменение измеренных значений: нагрузки на ось, до +5,4%; удельных тормозных сил, до +37%; относительной разности тормозных сил, до +57%. Вариация значений нагрузки на ось, измеренных на роликовых стендах, достигает от минус 3,8% до плюс 5,4%.» [22, 149].

Эти результаты, подтверждаются исследованиями, выполненными в Волжском политехническом институте. Группой его ученых было экспериментально установлено, что «...при положительных результатах контроля технического состояния тормозной системы автобусов «Волжанин 5270» 50% из них при повторном контроле дорожным методом, не обеспечили нормативное значение величины установившегося замедления $j_{уст}$ и превысили линейное отклонение $L_{откл}$, при условии соблюдения разности тормозных сил K_n на силовых роликовых тормозных стендах» [81].

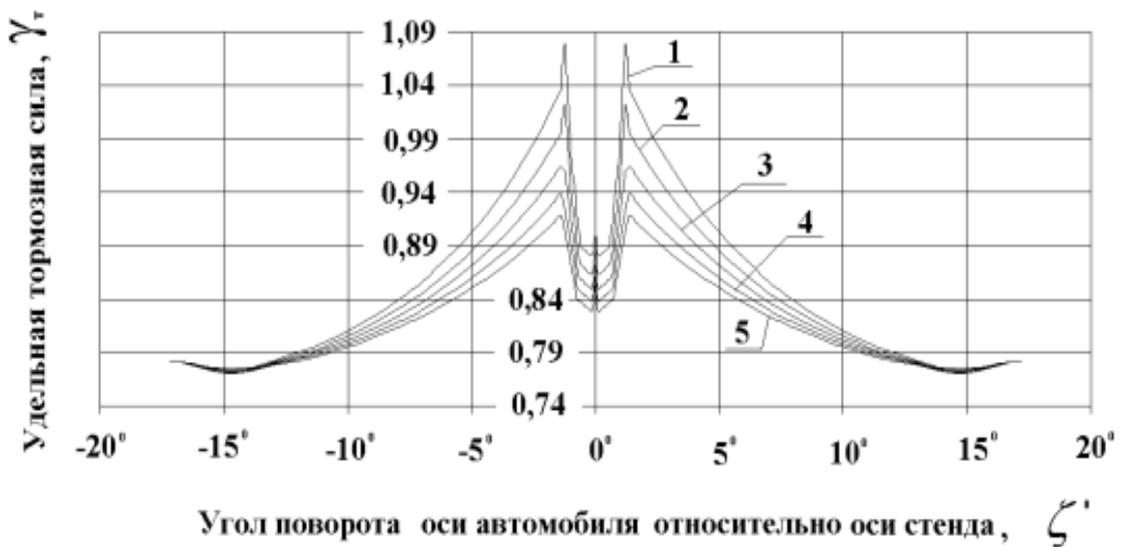


Рис. 1.6. Графики зависимости удельной тормозной силы γ_T от угла поворота автомобиля относительно оси стенда, при отсутствии перемещения колес: 1 - Шина 175/70 R13; 2 - Шина 205/70 R14; 3 - Шина 195/65 R15; 4- Шина 225/70 R16; 5 - Шина 225/50 R17 [22, 149]

Необходимо отметить, что при стендовом контроле тормозных систем АТС на роликовых стендах измерение тормозных сил F_T производится при критическом проскальзывании $S = 0,1 \div 0,2$ т.е., когда реализованные касательные реакции R_x на тормозящих колесах АТС достигают своих максимальных значений. При этом, в процессе контроля тормозной эффективности АТС в дорожных условиях их колеса доводятся до заблокированного состояния при $S = 1$. Как известно, при этом реализованные касательные реакции R_x на тормозящих колесах АТС снижаются [158].

Значительно влияет на погрешность измерения силовых параметров, имитируемая на стендах скорость «движения» колес АТС. Торможение на роликовых стендах выполняют при скорости вращения опорных роликов, соответствующей движению АТС со скоростью 2-4 км/ч. Торможение АТС при дорожном методе контроля тормозной эффективности АТС производится при начальной скорости 40 км/ч [158].

На рис. 1.7 представлены ($\varphi - s$) – диаграммы радиальной шины АТС, наглядно показывающие *принципиальное различие* в действующих на колеса АТС удельных тормозных силах при стендовом и дорожном контроле тормозной эффективности.



Рис. 1.7 Графики зависимости коэффициента сцепления от величины проскальзывания

Количественный анализ рис. 1.7 показывает, что значения коэффициента сцепления φ при стендовом методе контроля тормозной системы АТС на 22% выше коэффициента сцепления φ при дорожном методе контроля. В результате показатели тормозной эффективности при контроле АТС на стендах оказываются выше показателей, полученных в дорожных условиях.

1.6 Анализ факторов, влияющих на величину коэффициента продольного сцепления φ автомобильных шин с опорной поверхностью

На величину коэффициента продольного сцепления φ влияет множество факторов, зависящих как от фрикционных характеристик шин, их типа и модели,

режимов их качения, так и от профиля и фрикционных характеристик опорной поверхности. На величину коэффициента продольного сцепления ϕ влияют и климатические условия.

Изучению факторов, влияющих на величину коэффициента продольного сцепления ϕ эластичных шин с опорной поверхностью посвятили свои труды, следующие ученые: Балакин В.Д. [112], Балакина Е.В. [10], Бойко А.В. [22, 160, 162], Бухин Б.Л. [28], Дик А.Б. [63, 65], Евтюков С.А. [68], Кнороз В.И. [74], Ковригин В.А. [75], Кочетков А.В. [10], Малюгин П.Н. [88, 91], Петров М.А. [111, 115], Федотов А.И. [160, 162], Konrad Reif [1], Расејка Н.В. [186, 201, 202, 205] и многие другие.

Основными параметрами, влияющими на величину коэффициента продольного сцепления шин, являются: тип шины (*диагональная, радиальная*); её радиальная жесткость; износ рисунка протектора; насыщенность рисунка и характеристики резины протектора; его фрикционные свойства, внутреннее давление в шине; режим работы колеса (*тормозной, свободный, ведомый и т.д.*) и т.д.

К характеристикам опорной поверхности относятся следующие параметры: вид дорожного покрытия; его профиль; состояние покрытия; фрикционные свойства дорожного покрытия; наличие на дорожном покрытии воды, грязи, пыли и частиц резины и т.д.

1) Влияние износа рисунка протектора на коэффициент продольного сцепления ϕ .

Во многих работах указывается что коэффициент сцепления ϕ эластичной шины с опорной поверхностью дороги при увеличении износа рисунка протектора снижается. Так, например, в своей работе Евтюков С.А. [68] отмечает, что увеличение износа протектора шины до предельного состояния, снижает продольный коэффициент сцепления ϕ на 35÷45%, в сравнении с новой шиной, а при движении по мокрому дорожному полотну снижает еще на 20÷25%. Это подтверждается исследованиями других авторов [25, 74]. В работе Ковригина В.А. говорится, что для зимних шин: «... с уменьшением высоты рисунка протектора от 8 мм до 1 мм коэффициент сцепления снижается на 30÷40% ...» [75].

В своих исследованиях Кнороз В.И. установил, что: «... шины с полностью изношенным рисунком протектора обладают по сравнению с новыми на большинстве опорных поверхностей примерно в 2 раза меньшими тягово-цепными качествами» [74].

Однако в работах Балакиной Е.В. и Konrad Reif приводится таблица (см. табл. 1.3), в которой приведены значения реализованного коэффициента сцепления φ в зависимости от износа рисунка протектора [1, 10].

Представленные авторами значения коэффициента сцепления φ для шин очень малых размеров, которые показывают, что при увеличении износа рисунка протектора беговой дорожки шины, от состояния новой шины, до предельно изношенной, вызывает увеличение коэффициента сцепления φ на сухом асфальто-бетонном покрытии от 17% до 20%, что абсолютно противоречит результатам в работах Евтюкова С.А [68], Кнороза В.И. [74] и Ковригина В.А. [75]. Что говорит об отсутствии корреляции между силовым балансом в пятне контакта обычных автомобильных шин и силовым балансом в пятне контакта шин очень малых размеров.

Таблица 1.3. Коэффициенты сцепления φ автомобильной шины с сухим асфальтобетонным покрытием [1, 10]

Скорость движения АТС, км/ч	50	90	130
Состояние шины	Коэффициент сцепления φ		
Новая	0,85	0,8	0,75
Предельно изношенная	1	0,95	0,9

Однако, между износом протектора шин и коэффициентом их продольного сцепления φ с мокрой опорной поверхностью, корреляция имеет место.

2) Влияние погодных факторов на величину коэффициента продольного сцепления φ .

Значительное влияние на величину коэффициента продольного сцепления φ колеса с опорной поверхностью оказывают климатические условия, такие как

дождь, снег, температура окружающей среды, влажность воздуха и т.д. Сравнительный анализ зависимости коэффициентов φ сцепления шин от состояния дорожного покрытия приведен в таблице 1.4. [68]

Таблица 1.4. Значения продольного коэффициента сцепления φ автомобильной шины с опорными поверхностями в зависимости от их состояния и внешних факторов [68]

Дорожное покрытие	Состояние покрытия	Продольный коэффициент сцепления φ
Асфальт, бетон	сухой	0,7÷0,8
	мокрый	0,5÷0,6
	грязный	0,25÷0,45
Булыжник, брусчатка	сухая	0,6÷0,7
	мокрая	0,4÷0,5
Грунтовая дорога	сухая	0,5÷0,6
	мокрая	0,2÷0,4
	грязная	0,15÷0,3
Песок	влажный	0,4÷0,5
	сухой	0,2÷0,3
Асфальт, бетон	обледенелый	0,09÷0,1
Укатанный снег	обледенелый	0,12÷0,15
Укатанный снег	без ледяной корки	0,22÷0,25

Похожие результаты были получены В.А. Ковригиным (СибАДИ), который выполнял исследования, на поверхности, покрытой снежным накатом и льдом. Коэффициент продольного сцепления φ автомобильной шины на укатанном снегу составил около 0,1÷0,25, а на стекловидном льду - от 0,08 до 0,15 [75].

В своей работе [68] С.А. Евтюков утверждает: «... в начале дождя φ уменьшается из-за того, что из-за влаги, дорожная пыль, частицы резины, капли нефтепродуктов и т.п. образуют жидкую грязь, по которой, как по смазке,

скользят колеса ...» и «... пропитка вяжущими материалами поверхности дорог (избыток вяжущих материалов) делает поверхность скользкой, в жаркую погоду вяжущий материал размягчается, выступает на поверхность дороги, при этом φ уменьшается ...».

В работе [25] автор указывает, что на поверхности дороги покрытой снегом и льдом, коэффициент продольного сцепления φ автомобильной шины с опорной поверхностью увеличивается с уменьшением температуры, и это явно прослеживаются в температурном диапазоне от 0°C до -15°C (рис. 1.8).

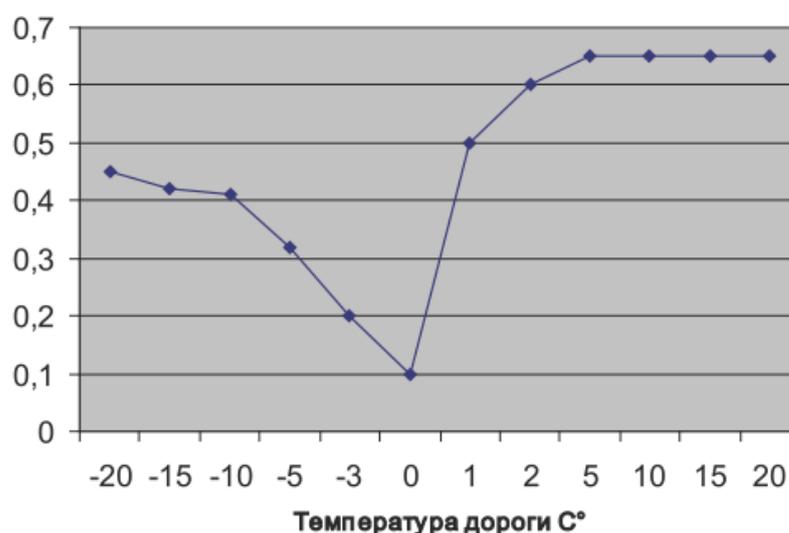


Рис. 1.8. Влияние температуры дороги на коэффициент продольного сцепления φ [25]

Проанализировав представленный на рисунке 1.8 график, отчетливо видно, что коэффициент продольного сцепления φ автомобильной шины с опорной поверхностью, при повышении температуры от -20°C до 0°C снижается, а затем при дальнейшем её повышении до $+20^{\circ}\text{C}$, начинает резко возрастать.

3) Влияние нормальной нагрузки, приложенной к колесу на величину коэффициента продольного сцепления φ .

Фактором, влияющим на коэффициент продольного сцепления φ эластичной шины с опорной поверхностью, является величины нормальной нагрузки G_k , приложенной к колесу. Так Евтюков С.А. в своей работе [68] утверждает, что: «...на твердых покрытиях дорог при увеличении нагрузки φ снижается...».

Экспериментальные исследования, выполненные Петровым М.А., по изучению влияния величины нормальной нагрузки на коэффициент трения скольжения μ элемента беговой дорожки шины, показывают, что при увеличении удельного давления q в пятне контакта трущихся тел, коэффициент трения скольжения μ снижается по экспоненциальной зависимости (рис.1.9) [111].

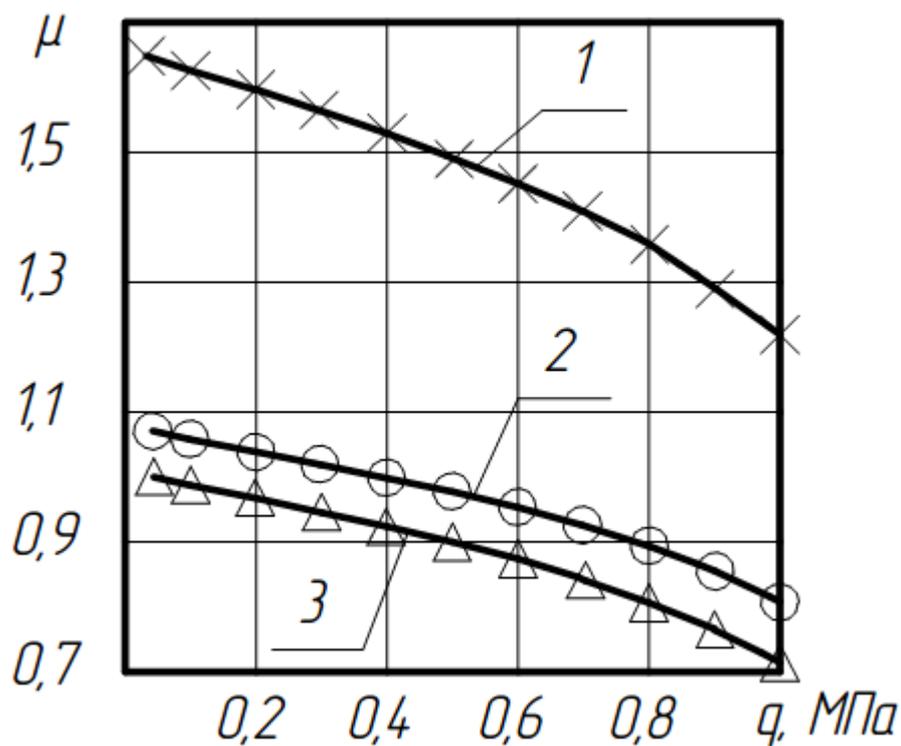


Рис. 1.9. Экспериментальная зависимость коэффициента трения скольжения μ протекторной резины от удельного давления: μ - коэффициент трения при скольжении со скоростью 10 мм/сек; q – среднее удельное давление, 1 – стальная поверхность; 2 – цементобетон; 3 – асфальтобетон [111]

4) Влияние линейной скорости движения на величину коэффициента продольного сцепления φ .

Линейная скорость движения колеса с эластичной шиной, оказывает значительное влияние на величину коэффициента продольного сцепления φ с опорной поверхностью дороги. Данное высказывание подтверждается следующими исследованиями [12, 13, 17, 68, 111, 115].

В работе [17] В.В. Бернацкого приведены результаты экспериментальных исследований $\varphi(S)$ – диаграммы для различных скоростей (рис. 1.10).

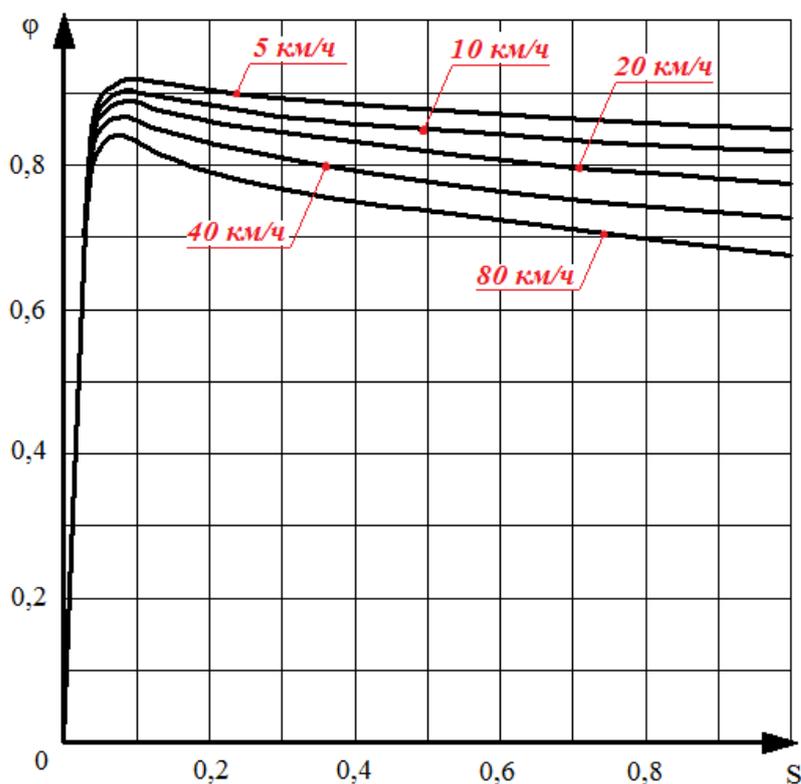


Рис. 1.10. Экспериментальные $\varphi(S)$ – диаграммы при торможении с различными скоростями [17]

Как видно из рисунка 1.10, при увеличении линейной скорости движения колеса, уменьшается как φ_{max} при $S_{кр}$, так и $\varphi_{\text{бл}}$ при заблокированном колесе. Снижение φ_{max} при увеличении скорости от 5 км/ч до 80 км/ч составляет примерно 8%, а $\varphi_{\text{бл}}$ снижается на 17% при тех же скоростях движения.

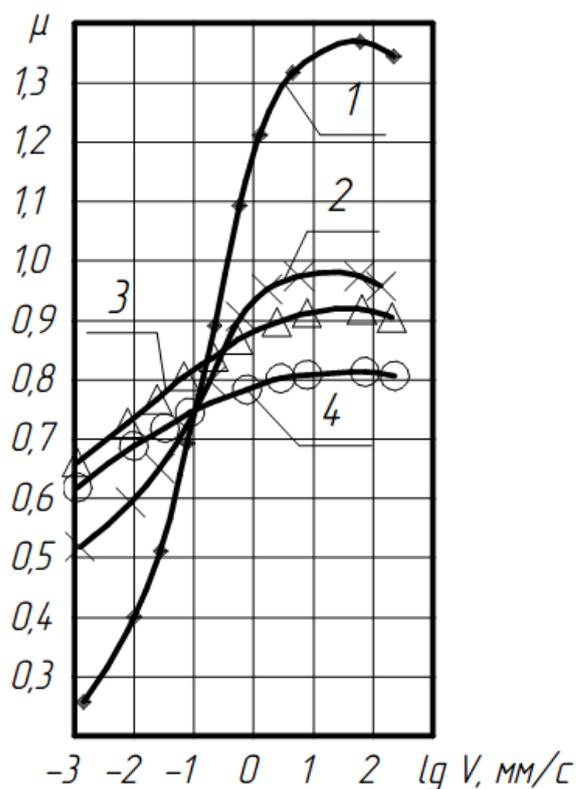


Рис. 1.11 Экспериментальная зависимость коэффициента трения μ протекторной резины от скорости скольжения (удельное давление 7,4 кгс/см²): μ – коэффициент трения; V – скорость скольжения; 1 – по стали; 2 – по цементобетону; 3 – по асфальтобетону; 4 – по влажному асфальтобетону [111]

Экспериментальные М.А. Петрова (см. рис 1.11.) убедительно доказывают, что: «...характер кривых свидетельствует о значительном росте коэффициента трения с увеличением скорости скольжения от 0,001 мм/сек до 10÷100 мм/сек...», а также «...при скоростях скольжения более 100 мм/сек обычно наблюдается монотонное снижение коэффициента трения с увеличением скорости...» [111].

5) Влияние режима торможения колеса на величину коэффициента продольного сцепления ϕ (рис. 1.12).

Режим торможения колеса с эластичной шиной определяется величиной его проскальзывания S . Проскальзывание S определяется как [169]:

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{ко}}{V} \quad (1.4)$$

где ω_k – угловая скорость вращения колеса;

$r_{ко}$ – радиус качения колеса в ведомом режиме;

V – линейная скорость движения колеса.

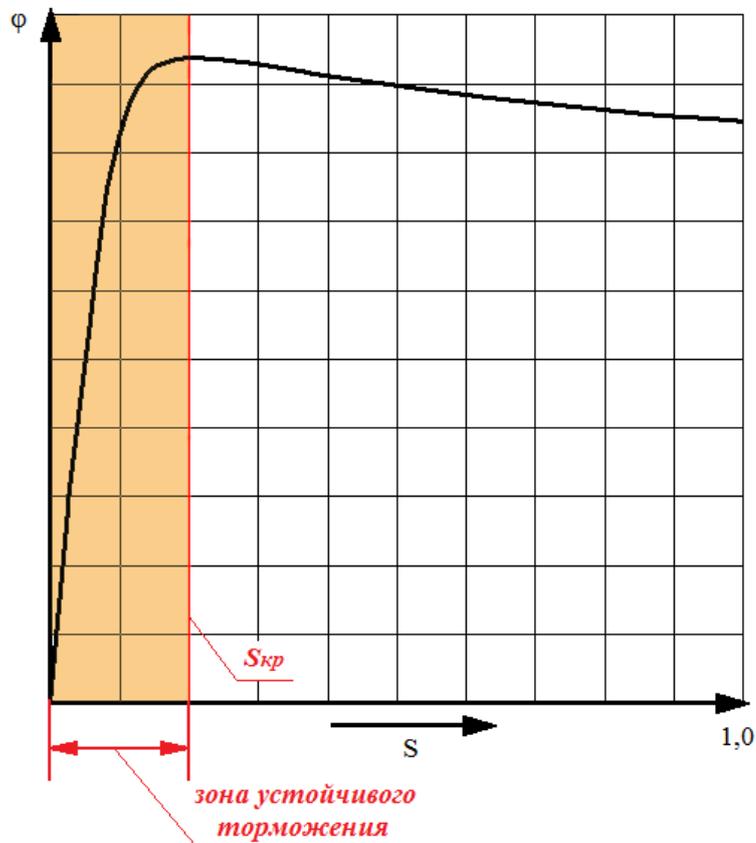


Рис. 1.12. График зависимости продольного коэффициента сцепления ϕ с дорогой от величины проскальзывания [169]

Согласно приведенному на рис. 1,12 графику, процесс торможения автомобильного колеса можно разделить на два участка: «зона устойчивого торможения» и «зона неустойчивого торможения». Максимальное значение коэффициента продольного сцепления φ достигается при критическом проскальзывании колеса, $S_{кр} \approx 0,2$. Дальнейшее увеличение проскальзывания до $S = 1$ вызывает снижение величины продольного коэффициента сцепления φ на 20-25% при торможении на асфальтобетоне, и до 50% при торможении на льду [169].

1.7 Обзор математических моделей, описывающих процесс взаимодействия автомобильного колеса с опорными поверхностями

В настоящее время, для решения вопроса моделирования процесса взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью посвящено много научных трудов, как российских, так и зарубежных авторов: Балакина Е.В. [6-8, 11], Вирабов Р.В. [45, 94], Гусев А.Г. [54], Дик А.Б. [63,65], Ечеистов Ю.А. [69], Зотов В.М. [70, 71], Кнороз В.И. [74], Малюгин П.Н. [91], Морозов Б.И. [105], Петров М.А. [111, 113, 114], Ракляр А.М [123], Рыков С.П. [125], Смирнов И.А. [131], Туренко А.Н. [146], Федотов А.И [161, 163], Чудаков Е.А. [182, 183], Расејка Н.В [186, 201, 202, 205], Burckhardt [192], Dugoff Н. [193], Lu Gre [207] и многие другие.

Для выполнения аналитических исследований, учеными создано множество математических моделей, описывающих процесс взаимодействия эластичных шин с опорными поверхностями. Эти математические модели можно разделить на несколько групп, схожих по принципу моделирования процесса.

- *Модели на основе физического аналога* [29, 42- 44, 83, 188- 190, 193-196, 208, 214]. Математические модели этой группы обладают простой структурой, это обеспечивает высокое быстродействие выполнения расчетов. Недостаточная точность расчета описываемого процесса препятствует их использованию для выполнения серьезных аналитических исследований.

- *Эмпирические модели* [27, 63, 86, 168, 186, 187, 205]. Данная группа моделей обладает достаточной точностью описания работы шины на конкретном режиме. Однако, для использования таких моделей необходимо определение большого числа исходных коэффициентов и функций по результатам экспериментов с реальной шиной, что вызывает повышение временных и материальных затрат.

- *Полуэмпирические модели* [62, 110, 191, 210, 213]. Данные модели имеют довольно простое математическое описание, достаточную точность расчета, как и эмпирические модели. Недостатки данных моделей аналогичны эмпирическим моделям, исключая необходимость определения большого числа исходных данных для расчета.

- *Модели метода-конечных элементов* [14, 15, 79, 80, 199, 210, 211]. Эта группа моделей обладает самой высокой точностью расчетов из всех представленных групп. Однако очень высокая точность расчета компенсируется длительностью расчета и необходимостью достаточно мощного персонального компьютера для проведения этих расчетов.

- *Комбинированные модели* [126, 198, 212]. Данные модели представляют собой комбинацию из нескольких методов моделирования и моделей, имеющих простое описание и структуру, которые описывают только соответствующий им элемент шины.

Каждая группа вышеуказанных методов имеет свои положительные стороны и свои недостатки. Необходимо рассмотреть некоторые математические модели подробнее.

Щеточная модель шины (рис. 1.13) представляет собой хорошо известный подход для моделирования эластичной шины, например, щеточные модели Dugoff, H.V.Pacejka или Wong.

Эта модель была очень популярна в 1960-х и 1980-х годах. В общем виде щеточная модель шины моделирует следующие ситуации [214]: чистый увод; чистое продольное скольжение; комбинированное скольжение.

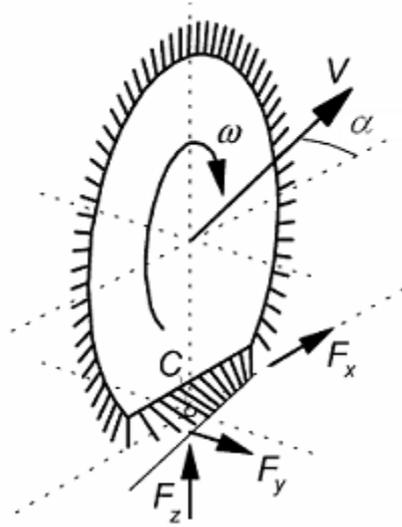


Рис. 1.13 - Расчетная схема щеточной модели при чистом уводе [214].

При чистом уводе, при нормальном распределении сил используется следующие выражения [214]:

Сила увода:

$$F_y = \mu F_z - \frac{(\mu F_z)^2}{c_{py} 8a^2 \tan(\alpha)} \quad (1.5)$$

Восстанавливающий момент:

$$M_z' = \frac{(\mu F_z)^2}{8c_{py} a \tan(\alpha)} - \frac{(\mu F_z)^2}{48c_{py} \alpha^3 \tan^2(\alpha)} \quad (1.6)$$

Коэффициент трения:

$$\mu = \frac{2c_{py} a \tan(\alpha)}{F_z} x_{bs} \quad (1.7)$$

При комбинированном скольжении используется следующая группа выражений [214]:

Сила сопротивления:

$$F = 3\mu F_z \frac{\sigma}{\sigma_m} \left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_m} + \frac{1}{3} \frac{\sigma^2}{\sigma_m^2} \right) \quad (1.8)$$

Восстанавливающий момент:

$$M_z' = -\mu F_z a \frac{\sigma}{\sigma_m} \left(1 - 3 \frac{\sigma}{\sigma_m} + 3 \frac{\sigma^2}{\sigma_m^2} - \frac{\sigma^3}{\sigma_m^3} \right) \quad (1.9)$$

Коэффициент трения:

$$\mu = \frac{2c_p a^2}{3F_z} \sigma_m \quad (1.10)$$

К достоинствам данной модели стоит отнести её широкие возможности использования и высокая достоверность получаемых результатов.

Математическая модель Е. Fiala. В данной математической модели приняты следующие допущения [196]:

- пятно контакта имеет прямоугольную форму;
- контактные давления внутри пятна контакта одинаковы;
- шина моделируется как балка на упругом основании;
- контактная сила не зависит от угла развала.

Данная математическая модель состоит из следующих основных выражений, с помощью которых определяют:

- вертикальную силу [196]:

$$F_z = -k_z \Delta r - d_z V_{\Delta r} \quad (1.11)$$

- продольную силу [196]:

$$F_x = s_x c_x \text{ если } |s_x| < s^* \quad (1.12)$$

$$F_x = \text{sign}(s_x) \left[\mu F_z \frac{(\mu F_z)^2}{4|s_x|c_x} \right] \text{ если } |s_x| \geq s^* ; \quad (1.13)$$

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (1.14)$$

$$\mu = \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)s \quad (1.15)$$

$$s^* = \frac{\mu F_z}{2c_x} \quad (1.16)$$

- поперечную силу [196]:

$$F_y = \mu F_z (1 - h^3) \text{sign}(s_y) \text{ если } |s_y| < s' \quad (1.17)$$

$$F_y = \mu F_z \text{sign}(s_y) \text{ если } |s_y| \geq s' \quad (1.18)$$

$$h = 1 - \frac{c_y |s_y|}{3\mu F} \quad (1.19)$$

$$s' = \frac{3\mu F_z}{c_y} \quad (1.20)$$

- направляющий момент [196]:

$$M_z = -2\mu F_z r_t (-h) h^3 \text{sign}(s_y) \text{ если } |s_y| < s' \quad (1.21)$$

$$M_z = 0 \text{ если } |s_e| \geq s' \quad (1.22)$$

- стабилизирующий момент [196]:

$$M_x = \eta_y \gamma \quad (1.23)$$

Достоинством данной модели является её простота. Но данная модель имеет и один минус — это принятое допущение «*шину представляют как балку на упругом основании*».

Наиболее распространённой является модель взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью автора Н. В. Расејка. Её основой является так называемая «Магическая формула» (рис. 1.14).

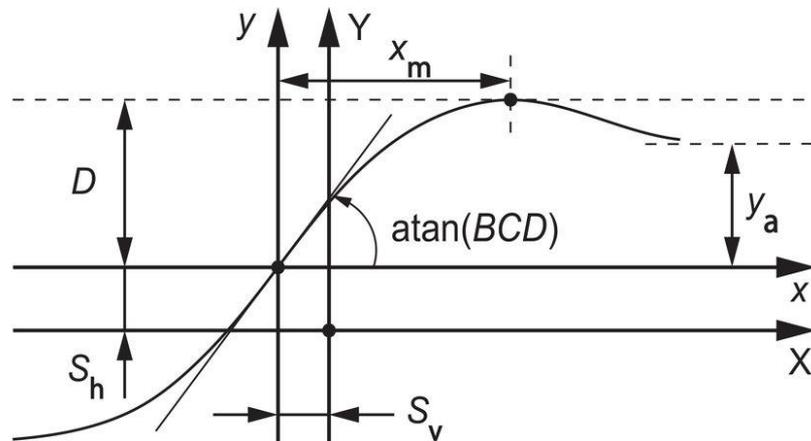


Рис. 1.14 – Схема для расчета коэффициентов «Магической формулы» Н.В. Расејка [186].

Основные вычисления производятся по следующим выражениям [186]:

$$Y(x) = D \sin[C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))] + S_v \quad (1.24)$$

$$x = X + S_h \quad (1.25)$$

Функция $Y(x)$ позволяет вычислять продольную и поперечную силы и ста-

билизирующий момент. Под символом x может пониматься продольное или поперечное проскальзывание.

Большим преимуществом этой модели являются низкие вычислительные затраты. Это очень важное достоинство при моделировании работы эластичных шин. Модель позволяет моделировать характеристики шин при расчетах динамики работы колес транспортного средства, когда шина — это лишь одна часть общей модели. Использование данной модели затрудняется необходимостью использования пятнадцати эмпирических коэффициентов, полученных в процессе испытаний характеристик сцепления реальной шины.

Модель шины Н. В. Расејка была усовершенствована А.Б. Диком [62-65]. Результатом его работы стала нормированная функция проскальзывания с упрощенным описанием [62, 65, 168]:

$$f(S) = \sin(a \cdot \arctan(b \cdot S)) \quad (1.26)$$

где: a и b – коэффициенты, определяющие характер протекания функции.

Для использования математической модели Н. В. Расејка - А.Б. Дика с упрощенной нормированной функцией, нужна нормированная функция проскальзывания шины, которую можно получить только экспериментально с использованием специального оборудования.

Н. Dugoff разработал свою математическую модель основанную на анализе модели Fiala [196]. Он предлагает использовать постоянный коэффициент трения и постоянную нормальную нагрузку. Модель Н. Dugoff использует следующие выражения для расчета [193]:

$$F_{x_line} = C_k \sigma_x \quad (1.28)$$

$$F_{y_line} = C_k \sigma_y \quad (1.29)$$

$$\begin{cases} F_x = F_{x_line} \times 1 \\ F_y = F_{y_line} \times 1 \end{cases}, \text{ если } \sqrt{F_{x_lin}^2 + F_{y_lin}^2} \leq \frac{\mu F_z}{2} \quad (1.30)$$

$$\begin{cases} F_x = F_{x_line} \times (2\lambda - \lambda^2) \\ F_y = F_{y_line} \times (2\lambda - \lambda^2) \end{cases}, \text{ если } \sqrt{F_{x_lin}^2 + F_{y_lin}^2} > \frac{\mu F_z}{2} \quad (1.31)$$

$$\lambda = \frac{\frac{\mu F_z}{2}}{\sqrt{F_{x_line}^2 + F_{y_line}^2}} \quad (1.32)$$

К достоинствам данной модели стоит отнести то, что для определения сил используется коэффициент трения.

Использование метода конечных элементов при моделировании процесса взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью, позволяет с высокой точностью моделировать протекающие процессы. В основе таких моделей лежат сложные дифференциальные уравнения, описывающие процессы кинематического и динамического взаимодействия с опорной поверхностью отдельных мелких элементов шины. Шина разделена на множество мелких элементов, где каждый такой элемент имеет свой набор дифференциальных уравнений, описывающих его поведение. Связь элементов осуществляется через граничные поверхности.

С использованием метода конечных элементов разработали математические модели взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью следующие авторы: Лапин А.А. [82], Бидерман В.Л. [18, 19], Куликов Г.М. [79, 80], Purdy J.F., Rivlin R.S., Hanus J., Hadekel R., Hofferberth W.

Использование метода конечных элементов позволяет с высокой точностью описывать сложные динамические и силовые процессы, проходящие в шине, а также в зоне её контакта с опорной поверхностью, но существенным минусом этих моделей является трудоемкость расчетов, для которых нужна огромная вычислительная мощность персонального компьютера.

Проанализировав вышеизложенные математические модели, можно с уверенностью сказать, что данные модели не идеальны. Каждые из них имеют свои достоинства и недостатки, в частности ни одна из моделей не учитывает величину износа рисунка протектора беговой дорожки шины.

1.8 Выводы по первой главе

Выполненный анализ литературных источников содержащих описание методов контроля и диагностирования тормозных систем АТС в условиях эксплуатации, обзор факторов, влияющих на величину коэффициента продольного сцепления эластичной шины с опорной поверхностью и математических моделей, используемых для описания процесса взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью, позволили установить следующее:

1) Для диагностирования и контроля технического состояния тормозной системы АТС в условиях эксплуатации, могут применять как стендовые, так и дорожные методы. В связи с неблагоприятным влиянием на процесс торможения АТС в дорожных условиях климатических факторов, широкое распространение получили стендовые методы контроля тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах.

2) Контроль технического состояния тормозных систем АТС на силовых роликовых стендах, не всегда обеспечивает достоверные результаты определения показателей тормозной эффективности АТС. Причинами низкой достоверности контроля тормозной эффективности АТС на силовых роликовых стендах являются погрешности измерения силовых и кинематических параметров, вызванные:

- значительными отличиями механики взаимодействия эластичной шины с двумя опорными роликами стенда и плоской опорной поверхностью дороги;
- колебаниями колес АТС при торможении на опорных ролика стенда;
- непараллельностью установки диагностируемой оси АТС и оси симметрии роликов стенда;
- значительным различием скоростного режима торможения колеса на стенда (2-4 км/час) и в дорожных условиях (40-0 км/час);
- значительным отличием режимов качения тормозящего колеса при выполнении измерений ($S=0,2$) на стенде, и ($S=1,0$) в дорожных условиях.

3) Обзор математических моделей процесса взаимодействия эластичной

шины с опорной поверхностью показывает, что большинство математических моделей не учитывает механику взаимодействия эластичной шины с двумя опорными роликами, а также не учитывает износ рисунка протектора беговой дорожки шины.

4) Для повышения точности расчетов процессов торможения колес с эластичными шинами и АТС необходимо разработать математическое описание этих процессов, как для дорожных условий, так и для стендовых, позволяющее анализировать тормозную эффективность АТС и его колес, учитывающее износ протектора шины, профиль опорных поверхностей дороги и стенда, изменение нагрузки на тормозящее колесо, а также температуру окружающей среды.

Представленные выше выводы позволили сформулировать задачи исследования, которые необходимо выполнить для достижения поставленной цели.

1.9 Задачи исследования

1) Разработать математическую модель, позволяющую рассчитывать параметры, характеризующие тормозную эффективность АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях, учитывающую профиль опорной поверхности, нагрузку на шины, величину их износа, а также температуру окружающей среды;

2) Выявить закономерности изменения показателей тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях, от профиля опорной поверхности, нагрузки на шины, величины их износа, а также температуры окружающей среды;

3) Научно обосновать методику, повышающую достоверность контроля тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах с учетом выявленных закономерностей;

4) Выполнить производственную проверку проведенного исследования и дать оценку социального эффекта.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТС НА СИЛОВЫХ ТОРМОЗНЫХ СТЕНДАХ

Для решения поставленных задач научного исследования, в данной главе диссертации разработаны теоретические предпосылки, позволяющие выполнять аналитические исследования процесса торможения АТС, оценивать потенциальные способности автомобильных шин, заторможенных до блокового режима колес к созданию продольных касательных реакций. Разработанный математический аппарат позволяет прогнозировать характеристики тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, такие как, установившееся замедление $j_{уст}$ и тормозной путь S_T по результатам их стендовых испытаний.

2.1 Анализ математических моделей процесса взаимодействия эластичной шины тормозящего колеса с опорной поверхностью

Всесторонние исследования процессов взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями позволили ученым создать большое количество математических описаний, которые можно условно разделить по подходу к моделированию этого процесса на несколько групп:

- физические модели [29, 42-44, 83, 188-190, 193-196, 208, 214] представляют собой структуру, основанную на описании физических процессов торможения колеса с эластичной шиной, что положительно сказывается на результатах расчетов. К недостатку физических моделей можно отнести невысокую точность расчета, что далеко не всегда позволяет использовать их при выполнении сложных аналитических исследований.

- эмпирические модели [27, 63, 86, 168, 186, 187, 205] обладают достаточной для расчетов точностью описания взаимодействия шины с опорной поверхностью но, как правило, только на определенных режимах её работы. Недостатком данных моделей является необходимость определения большого количества

коэффициентов, которые можно определить только экспериментально, на реальной шине и специальном оборудовании, что повышает временные и материальные затраты для их использования.

- полуэмпирические модели [62, 110, 191, 210, 213] имеют простое математическое описание, высокую точность расчета исследуемого процесса. Достоинством полуэмпирических математических моделей, в отличие от эмпирических, является меньшее количество коэффициентов необходимых для работы с предложенным математическим описанием, которые определяются для реальных шин на специальном оборудовании.

- модели метода конечных элементов [14, 15, 79, 80, 199, 210, 211] обладают самой высокой точностью расчетов из всех представленных групп. Но высокая точность расчета на этих моделях это, пожалуй единственное их достоинство. Очевидными недостатками моделей, основанных на методе конечных элементов, является необходимость использования мощной вычислительной техники и большая длительность выполняемых расчетов.

- комбинированные модели [126, 198, 202, 212] представляют собой комбинацию из нескольких методов моделирования и моделей, имеющих простое описание и структуру, которые описывают только соответствующий им элемент шины.

Каждый из представленных методов моделирования имеет свои положительные и отрицательные стороны.

Наиболее распространенной моделью шины, используемой как в исследованиях, так и в разного рода симуляторах движения колесных транспортных средств является модель голландца по происхождению *Racejka Н.В.*, а также её частный случай с упрощенной нормированной функцией проскальзывания – модель *Racejka Н.В.* – *Дика А.Б.* [62, 63, 168].

2.2 Разработка структурной схемы исследуемого процесса

Как известно на объект исследуемого процесса влияют внешние и внутренние факторы, а также управляющие параметры. Совокупность этих факторов

оказывает значительное влияние на выходные параметры исследуемого процесса. Для наглядности влияния этих факторов была составлена обобщенная структурная схема (рис. 2.1) исследуемого процесса [155].

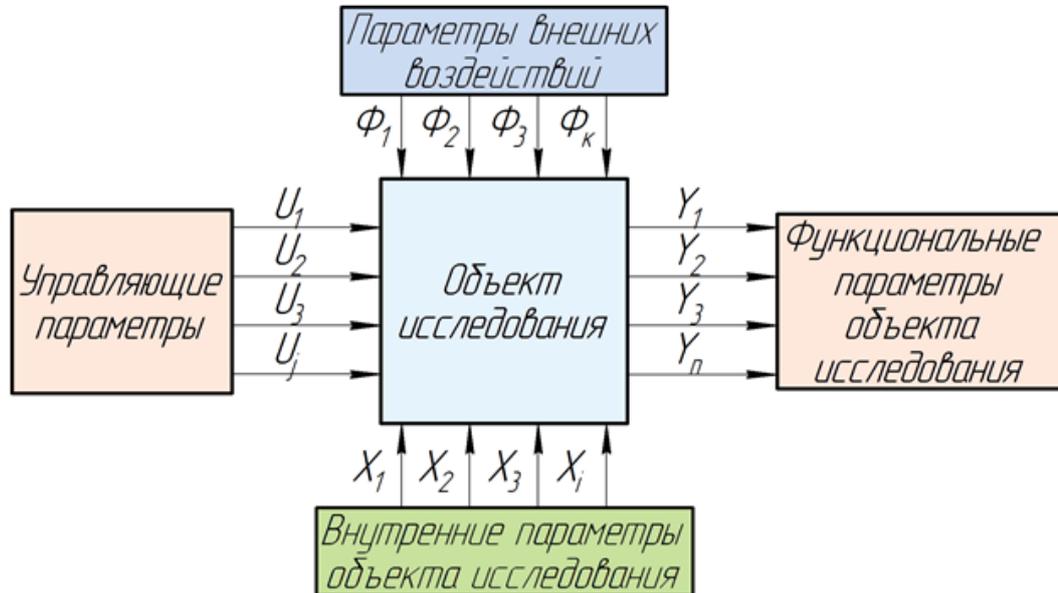


Рис. 2.1. Обобщенная структурная схема исследуемого процесса [155]

Управляющими являются параметры, обеспечивающие управляющие воздействия на объект исследования. В нашем случае это: скорость движения автомобиля V , темп и усилие нажатия на педаль тормоза.

Внешние факторы представляют собой факторы воздействующие на объект исследования и не зависящие от него. К ним в нашем случае относятся: влажность воздуха, скорость и направление ветра, осадки, температура окружающей среды, коэффициент сцепления, воздействие неровностей дороги на шины тормозящих колес АТС и т.п.

Внутренние факторы представляют собой параметры, которые действуют между элементами объекта исследования и характеризуют их, такие как: тормозные моменты, силы и реакции, действующие в пятне контакта шины с опорной поверхностью, износ протектора Δ_{np} , жесткость шины $c_{ш}$, силовой радиус колеса $r_{ко}$, давление воздуха в шине P_w , проскальзывание шины тормозящего колеса S , его угловая скорость и т.п.

Выходные параметры исследуемого процесса — это функциональные па-

параметры, характеризующие тормозную эффективность АТС, такие как: установившееся замедление $j_{уст}$, тормозной путь S_T , тормозные силы на колесах АТС, удельная тормозная сила.

Используя принцип – «от общего к частному» [155] перейдем от обобщенной схемы исследуемого процесса к его подробной схеме, наглядно представляющей причинно-следственные связи между элементами исследуемого процесса (рис. 2.2).

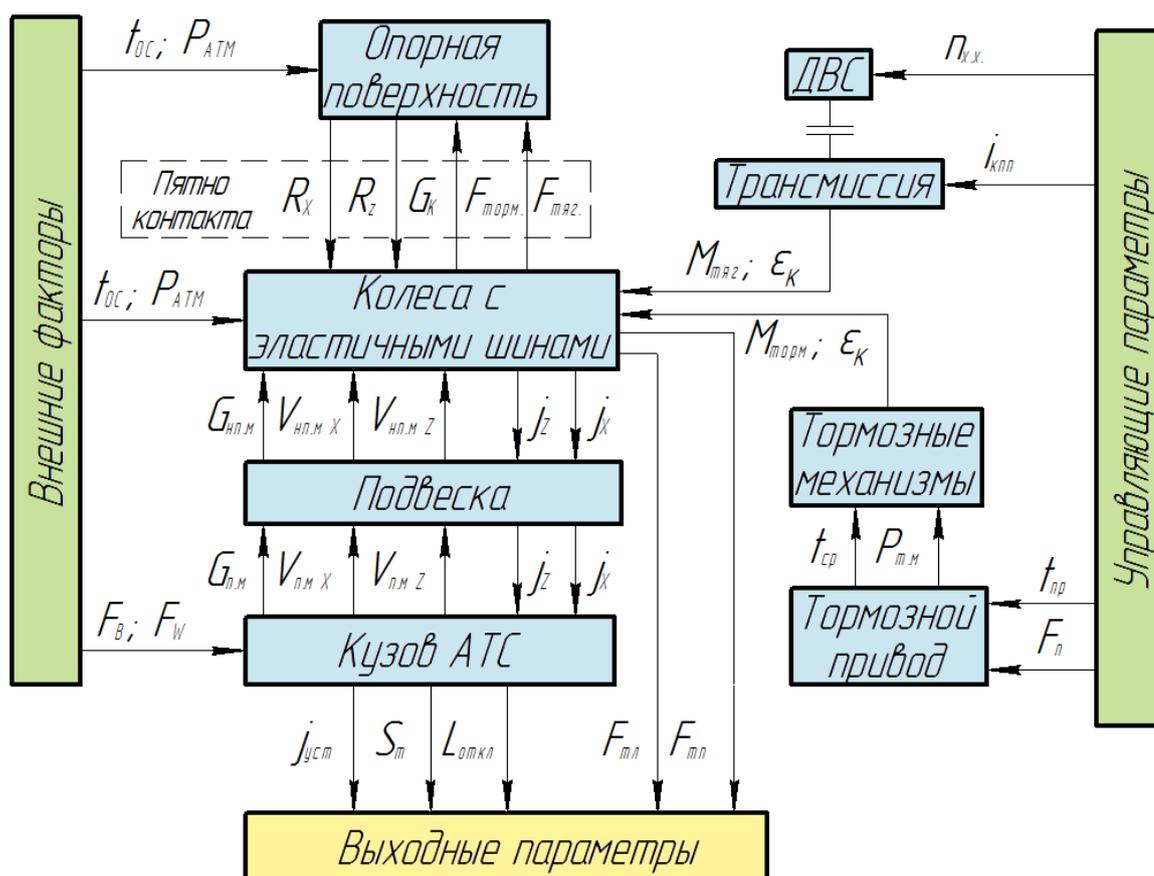


Рис. 2.2. Обобщенная структурная схема исследуемого процесса

Обобщенная структурная схема включает: колеса с эластичными шинами, тормозную систему, включающую тормозные механизмы и тормозной привод, трансмиссию, ДВС, подвеску и кузов (*поддрессоренную массу*) АТС.

Анализ структурной схемы исследуемого процесса позволил выявить внутренние связи между элементами исследуемого процесса, что позволяет более корректно подойти к разработке его математической модели.

2.2.1 Математическое описание процесса торможения АТС в дорожных условиях

Обобщенная структурная схема процесса торможения автомобиля в дорожных условиях с выявленными внутренними связями между её элементами позволила составить расчетную схему (рис. 2.3) для моделирования колебаний подвесочных масс АТС при его торможении. При разработке математического описания колебаний подвесочной массы приняты следующие допущения:

- центр масс АТС совпадает с центром его деферента;
- при повороте (*деференте*) подвесочной массы относительно центра масс в продольном направлении, расстояния *A* и *B* от центра масс до передней и задней осей АТС остаются неизменными.

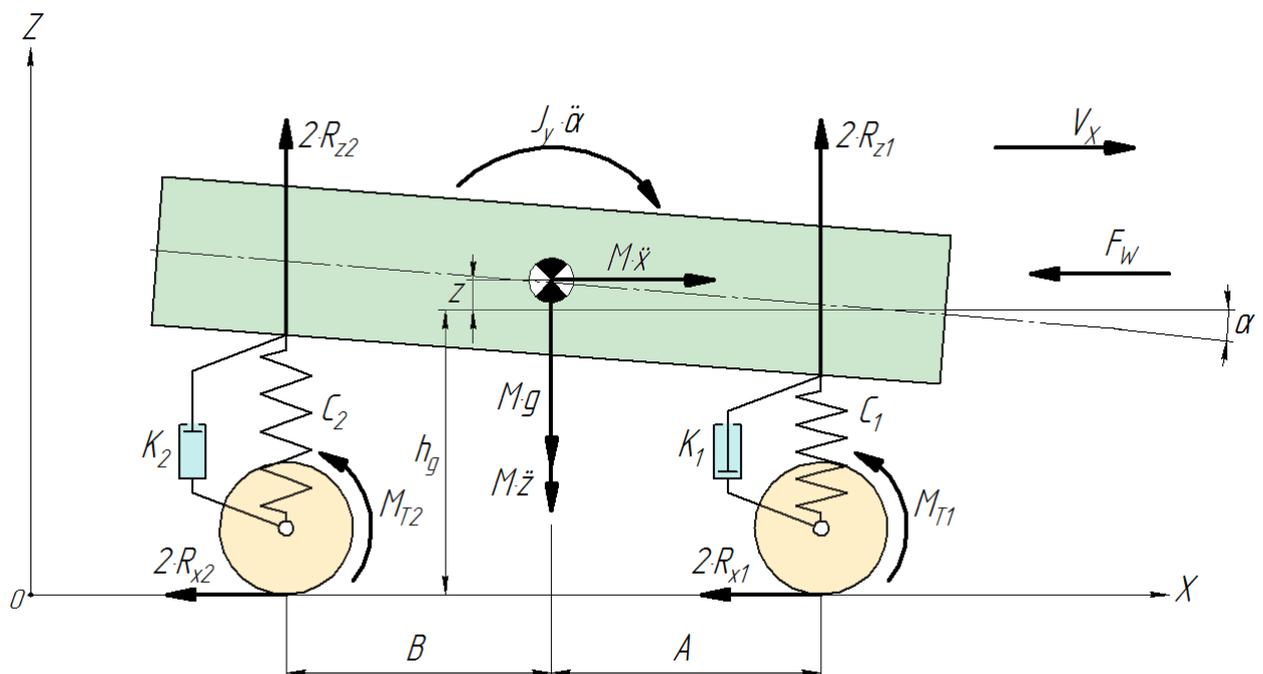


Рис. 2.3. Расчетная схема колебаний подвесочной массы АТС при торможении в дорожных условиях: R_{x1} и R_{x2} - продольные касательные реакции в пятнах контакта эластичных шин передней и задней оси с дорогой; R_{z1} и R_{z2} - нормальные реакции, возникающие от элементов передней и задней осей авто-

мобиля; M - масса автомобиля; J_Y - осевой момент инерции автомобиля относительно оси Y ; h_g - высота центра масс автомобиля; Z_T - координата изменения положения высоты центра масс автомобиля; A и B - расстояния от осей автомобиля до его центра масс; C_1 и C_2 – жесткость передней и задней подвески включающая жесткость шины; K_1 и K_2 – коэффициенты демпфирования передней и задней подвески;

Расположение автомобиля в пространстве задается системой координат в плоскости XOZ . Поддресоренная масса обладает возможностью совершать перемещение вдоль оси Z , а также совершать поворот (*деферент*) относительно оси Y , которая проходит через центр масс автомобиля.

Исходя из расчетной схемы (рис. 2.3), с использованием принципа Д'аламбера, составим дифференциальные уравнения динамического равновесия поддресоренной массы АТС, описывающие этот процесс торможения АТС в дорожных условиях, по методике, изложенной в [161]. И решим их относительно старшей производной:

1) Ускорение АТС по оси X :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{2 \cdot R_{x1} + 2 \cdot R_{x2}}{M} \quad (2.1)$$

2) Ускорение АТС по оси Z :

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{2 \cdot R_{z1} + 2 \cdot R_{z2} + G_a}{M} \quad (2.2)$$

3) Угловое ускорение относительно центра масс:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{-2 \cdot R_{z1} \cdot A + 2 \cdot R_{z2} \cdot B + (2 \cdot R_{x1} + 2 \cdot R_{x2}) \cdot (h_g + Z_T)}{J_Y} \quad (2.3)$$

Используя принципа Д'аламбера, и расчетную схему (рис. 2.3) составим уравнения статического равновесия для расчета нормальных реакций на передней и задней осях автомобиля:

$$R_{z1} = \frac{G_a \cdot B}{2 \cdot (A + B)} \quad (2.4)$$

$$R_{Z2} = \frac{G_a \cdot A}{2 \cdot (A + B)} \quad (2.5)$$

Нормальные реакции от действия упругих элементов передней и задней подвески выражаются как:

$$R_{Z1} = Z_{Z1} \cdot C_1 + K_1 \cdot V_{Z1} \quad (2.6)$$

$$R_{Z2} = Z_{Z2} \cdot C_2 + K_2 \cdot V_{Z2} \quad (2.7)$$

где: Z_{Z1} и Z_{Z2} - координата смещения подрессоренной массы над передней и задней осями;

V_{Z1} и V_{Z2} – скорость перемещения подрессоренной массы над передней и задней осями.

Используя принцип численного интегрирования дифференциальных уравнений методом Эйлера, запишем уравнения для расчета перемещений подрессоренной массы над передней и задней осями АТС:

$$Z_{Z1} = Z_{Z1-1} + V_{Z1} \cdot dt \quad (2.8)$$

$$Z_{Z2} = Z_{Z2-1} + V_{Z2} \cdot dt \quad (2.9)$$

Деформация упругих элементов подвески передней и задней осей [45]:

$$\Delta Z_i = \frac{R_{Zi}}{C_i} \quad (2.10)$$

Силу аэродинамического сопротивления движению АТС определим как [147]:

$$F_w = K_B \cdot S_x \cdot \left(\frac{V_a}{3,6} \right)^2 \quad (2.11)$$

где: K_B - коэффициент обтекаемости формы кузова автомобиля;

S_x – площадь миделя;

V_a – скорость автомобиля.

Для определения коэффициента обтекаемости формы кузова автомобиля воспользуемся формулой [147]:

$$K_B = \frac{C_x \cdot \rho_B}{2} \quad (2.12)$$

где: C_x - коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ_B - плотность воздуха.

2.2.2 Математическое описание динамики процесса торможения автомобильного колеса

При торможении АТС именно эластичные шины связывают АТС с опорной дорожной поверхностью. Возникающие в процессе их взаимодействия продольные касательные и нормальные реакции передаются от колес на кузов АТС, вызывая его торможение.

Используя принципа Д'аламбера, и расчетную схему (рис. 2.4) составим уравнение динамического равновесия тормозящего колеса [152]:

$$M_J = M_f + M_T - M_\varphi \quad (2.13)$$

где: M_T - тормозной момент;

M_f - момент сопротивления качению;

M_φ - реализованный момент по сцеплению.

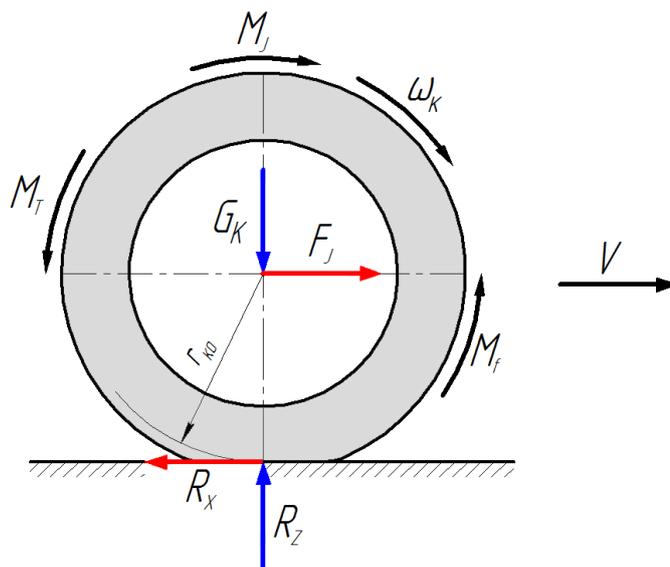


Рис. 2.4. Расчетная схема динамики процесса торможения автомобильного колеса

Решив уравнение (2.13) относительно старшей производной получим следующее выражение [168]:

$$\frac{d^2 \omega_K}{dt^2} = \frac{M_T + M_f - R_X \cdot r_{ко}}{J_K} \quad (2.14)$$

где: R_X - продольная касательная реакция;

$r_{ко}$ - радиус качения колеса в ведомом режиме;

J_K - момент инерции колеса.

Момент сопротивления качению определяется из следующего выражения [152]:

$$M_f = R_Z \cdot f(V) \cdot r_{ко} \quad (2.15)$$

где: $f(V)$ - коэффициент сопротивления качению, как функция от скорости;

R_Z - нормальная реакция, передающаяся от опорной поверхности на колесо.

Коэффициент сопротивления качению зависит от скорости и рассчитывается по формуле [183]:

$$f(V) = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1543} \right) \quad (2.16)$$

где: f_0 - коэффициент сопротивления качению;

V - линейная скорость движения колеса [м/с].

Для расчета силового радиуса колеса используется следующее выражение:

$$r_{ко} = r_o \cdot \left(1 - CC1 \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{1000}} + CC2 \cdot \frac{R_Z}{1000} \right) \quad (2.17)$$

где: r_o - радиус свободного, не нагруженного колеса;

$CC1$ и $CC2$ - корректирующие коэффициенты;

R_Z - нормальная реакция, действующая на колесо от опорной поверхности.

2.2.3 Математическое описание характеристик сцепления эластичной шины тормозящего колеса с опорной поверхностью

Для описания характеристик сцепления эластичной шины с опорной поверхностью воспользуемся достаточно популярной и распространенной моделью Расејка Н.В., а именно её частным случаем - моделью Расејка Н.В. – Дика А.Б. с использованием упрощенной нормированной функцией проскальзывания [62, 65, 168]:

$$f(S) = \sin[a_1 \cdot \arctan(b_1 \cdot S)] \quad (2.18)$$

где: a_1 и b_1 - коэффициенты, определяющие функцию $f(S)$.

$$a_1 = \frac{\eta_s}{b} \quad (2.19)$$

$$b_1 = \frac{(1 + b_{11}^2) \cdot \arctan(b_{11}) - b_{11}}{K_z \cdot (1 + b_{11}^2) - 1} \quad (2.20)$$

$$b_{11} = \frac{\pi}{2 \cdot K_z} \quad (2.21)$$

$$K_z = \frac{\pi - \arcsin(f_{БЛ})}{\eta_s} \quad (2.22)$$

где: η_s - коэффициент «жёсткости» проскальзывания;

$f_{БЛ}$ - коэффициент снижения фрикционных свойств шины в блоке.

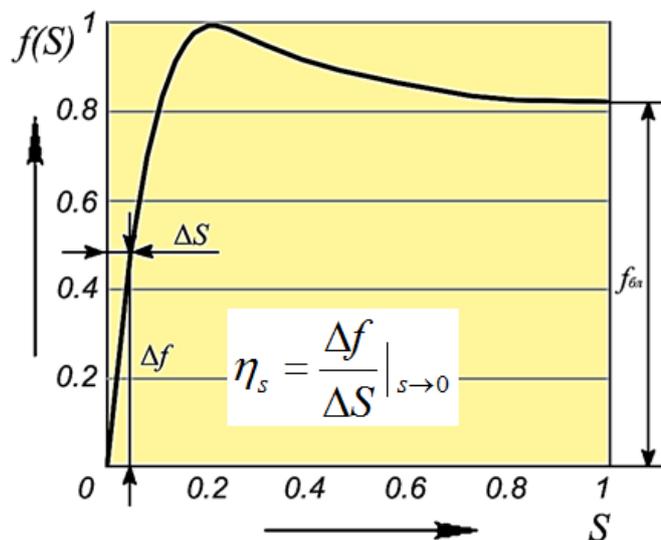


Рис. 2.5 Нормированная $f(S)$ – диаграмма

Коэффициент жесткости проскальзывания η_s характеризует крутизну нарастания нормированной $f(S)$ – диаграммы (рис. 2.5) и определяется как отношение приращения функции к приращению аргумента [63,168] в начале координат:

$$\eta_s = \frac{\Delta f}{\Delta S} \text{ при } S \rightarrow 0 \quad (2.23)$$

Коэффициент $f_{БЛ}$ характеризует величину снижения фрикционных свойств шины в блоке, и рассчитывается при $S = 1$ по формуле [63,168]:

$$f_{БЛ} = \frac{R_{X \text{ бл}}}{R_{X \text{ max}}} \text{ при } S = 1 \quad (2.24)$$

где: $R_{X \text{ бл}}$ – величина продольной касательной силы при заблокированном колесе;

$R_{X \text{ max}}$ – максимально возможная продольная касательная реакция по сцеплению.

Режим торможения колеса с эластичной шиной в дорожных условиях определяется коэффициентом проскальзывания S , рассчитываемого по формуле [63,168]:

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{ко}}{V} \quad (2.25)$$

где: ω_k – угловая скорость колеса, [1/с];

$r_{ко}$ – радиус качения колеса в ведомом режиме, [м];

V – скорость АТС, [м/с].

Для определения величины реализованной продольной касательной реакции R_x используются параметры стационарной характеристики сцепления эластичной шины тормозящего колеса АТС с опорной поверхностью [63,168]:

$$R_x = R_z \cdot \varphi_{\text{max}} \cdot f(S) \quad (2.26)$$

где: φ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления эластичной шины с опорной поверхностью в области критического проскальзывания.

2.2.4 Математическое описание характеристик тормозного механизма

Математическое описание характеристик тормозного механизма базируется на его экспериментальных диссипативных динамических выходных характеристиках, представленных на рис. 2.6 (а). Для математического описания динамических диссипативных характеристик тормозного механизма применен метод кусочно-линейной аппроксимации (рис. 2.6 (б)).

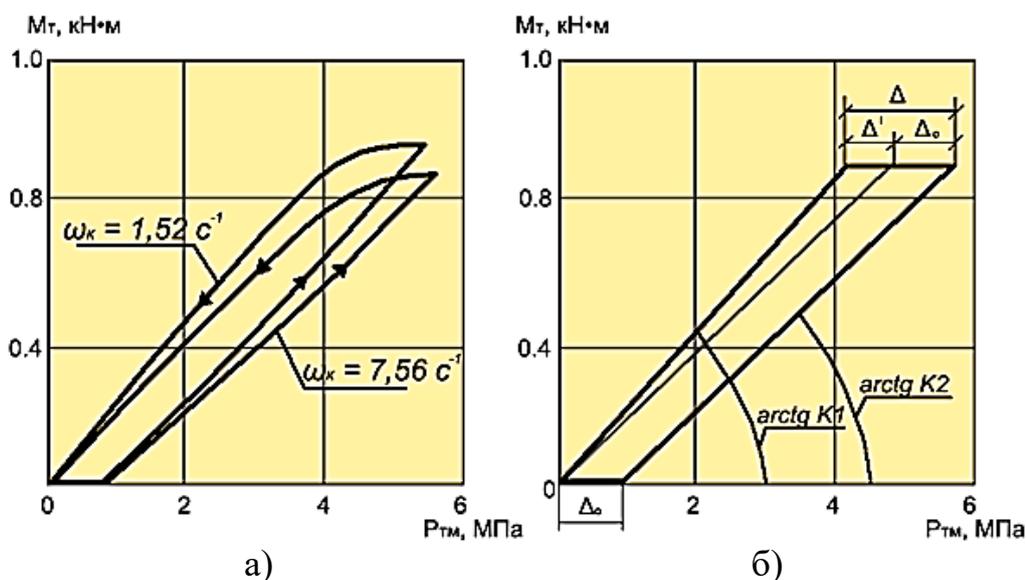


Рис. 2.6. Диссипативные характеристики тормозного механизма: а) экспериментальные; б) расчетная.

Разработанное математическое описание выходных характеристик тормозного механизма учитывает зону его нечувствительности, а также снижение величины тормозного момента M_T до величины момента по сцеплению M_ϕ при блокировании колеса [161]:

$$M_T = \begin{cases} K_1 \cdot (P_{TM} - \Delta_0), & \text{если } \Delta P_{TM} > 0 \text{ и } K_1 \cdot (P_{TM} - \Delta_0) - M_{TP} > 0 \\ K_2 \cdot P_{TM}, & \text{если } \Delta P_{TM} \leq 0 \text{ и } K_2 \cdot P_{TM} - M_{T3} < 0 \\ M_{TP}, & \text{если } \Delta P_{TM} > 0 \text{ и } K_1 \cdot (P_{TM} - \Delta_0) - M_{TP} \leq 0 \\ M_{T3}, & \text{если } \Delta P_{TM} \leq 0 \text{ и } K_2 \cdot P_{TM} - M_{T3} \geq 0 \\ 0, & \text{если } \Delta P_{TM} > 0 \text{ и } P_{TM} < \Delta_0 \text{ или } P_{TM} \leq 0 \\ R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot f_{БЛ} \cdot r_{ко}, & \text{если } \omega_k \leq 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

где: Δ_0 - зона нечувствительности тормозного механизма при нарастании давления в исполнительном механизме;

P_{TM} - давление в исполнительном механизме;

M_{T3} и M_{TP} - значение тормозного момента в момент изменения знака первой производной давления в исполнительном механизме;

K_1 и K_2 - коэффициенты темпа нарастания и снижения тормозного момента.

В связи с ростом скорости относительного скольжения пар трения в тормозном механизме происходит снижение тормозного момента, это учитывается корректировкой коэффициентов K_1 и K_2 в зависимости от угловой скорости вращения тормозящего колеса [156, 161]:

$$K_1 = K_{10} - K_{\omega 1} \cdot \omega_k \quad (2.28)$$

$$K_2 = K_{20} - K_{\omega 2} \cdot \omega_k \quad (2.29)$$

где: ω_k - угловая скорость вращения тормозящего колеса;

K_{10} , K_{20} , $K_{\omega 1}$ и $K_{\omega 2}$ - корректирующие коэффициенты.

Инерционность тормозного механизма описана в виде уравнения динамического звена первого порядка [156, 161]:

$$T_{TM} \cdot \Delta \dot{P}_{TM} = P_T - P_{TM} \quad (2.30)$$

где: P_T - давление на входе в исполнительный механизм;

P_{TM} - давление в исполнительном механизме;

$\Delta \dot{P}_{TM}$ - первая производная давления в исполнительном механизме;

T_{TM} - постоянная времени тормозного механизма.

2.2.5 Алгоритм расчета системы «Дорога – Шина – Автомобиль»

Для аналитических исследований процесса торможения АТС в дорожных условиях, был разработан алгоритм расчета, представленный на рис. 2.7.

Разработанный алгоритм расчета параметров системы «Дорога – Шина – Автомобиль» включает в себя несколько этапов:

1 Этап – «Ввод начальных условий».

Ввод в программу начальных условий: начальной скорости торможения автомобиля V , свободный радиуса колеса $r_{св}$, износ рисунка протектора шины $\Delta_{пр}$, а также вводим характеристики автомобиля.

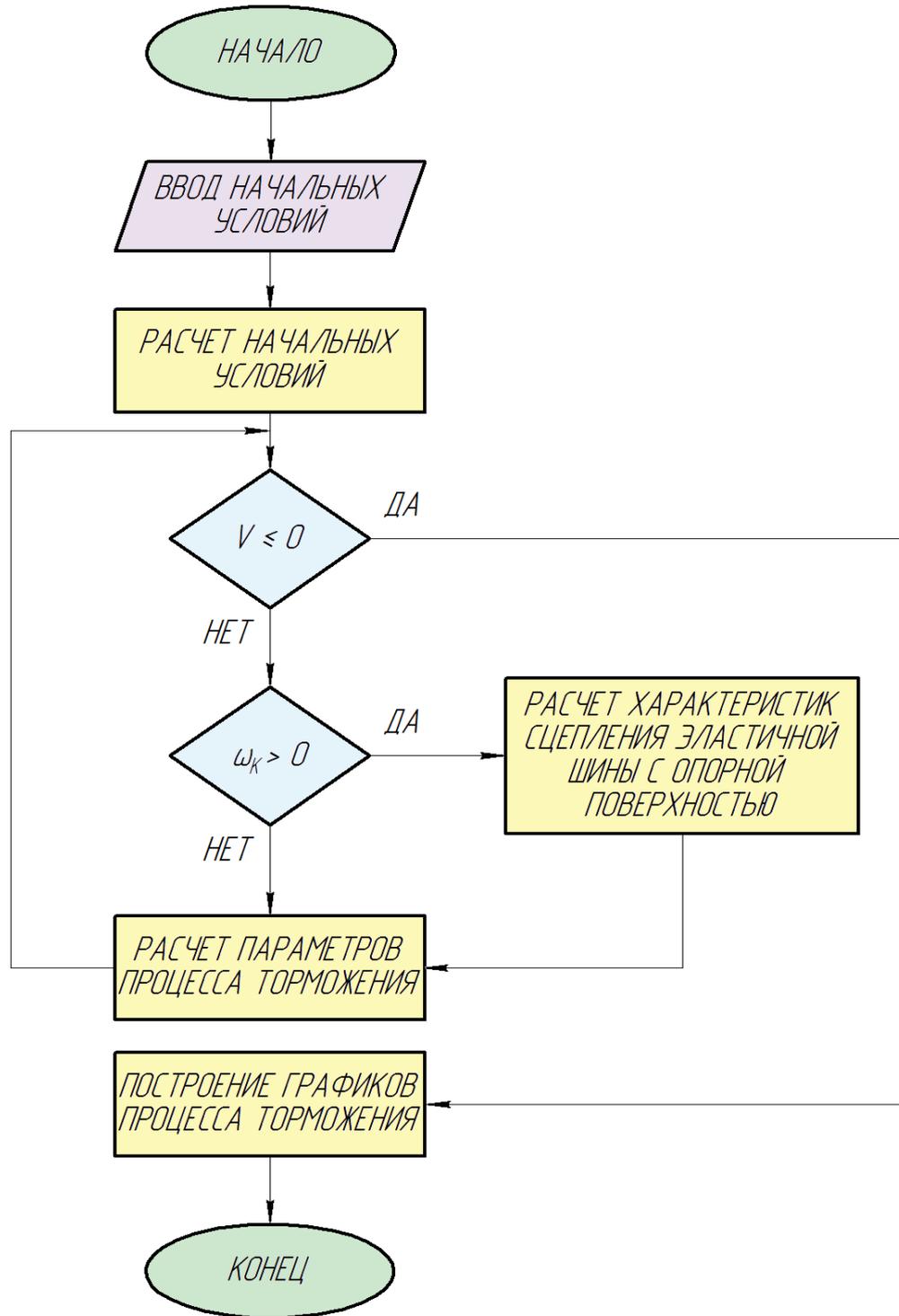


Рис. 2.7. Алгоритм расчета параметров системы «Дорога – Шина – Автомобиль».

2 Этап – «*Расчет начальных условий*».

Расчет начальных условий: нормальных реакций R_z в статике, радиус качения колеса $r_{ко}$, прогиб элементов подвески передней и задней осей, угловые скорости вращения колес ω_k АТС.

3 Этап – «*Расчет параметров процесса торможения АТС*».

Расчет силы сопротивления воздуха F_w , момента сопротивления качению M_f , ускорений АТС вдоль осей X и Z, углового ускорения поддрессоренной массы относительно оси Y, угловых ускорений колес передней и задней осей, тормозных моментов M_T , перемещения поддрессоренных масс передней и задней осей, продольных касательных R_x и нормальных R_z реакций на переднюю и заднюю оси.

4 Этап – «*Построение графиков процесса торможения АТС*».

Построение графиков: установившегося замедления $\dot{j}_{уст}$, тормозного пути S_T , продольных касательных R_x и нормальных R_z реакций на переднюю и заднюю оси, угловых скоростей колес ω_k , тормозных моментов M_T .

2.2.6 Математическое описание процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на двух опорных роликах диагностического стенда

Разработка математического описания процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на двух опорных роликах диагностического стенда выполнялась с учетом того, что:

- тормозящее колесо установлено на стенд так, что центр его вращения находится в плоскости симметрии блока опорных роликов;
- колесу нагружено нормальной нагрузкой G_K ;
- от опорных роликов на колесо воздействуют нормальные реакции R_{Z1} и R_{Z2} , касательные реакции R_{X1} и R_{X2} от переднего и заднего опорных роликов соответственно.

Исходя из схемы процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на двух опорных роликах диагностического стенда (рис. 2.8) составлено уравнение динамики вращения колеса с эластичной шиной:

$$M_J = M_T + M_f - M_{\varphi 1} - M_{\varphi 2} \quad (2.31)$$

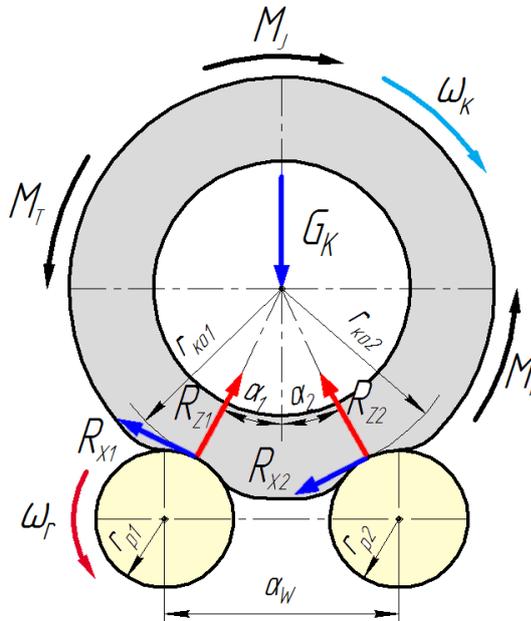


Рис. 2.8 – Схема процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на двух опорных роликах диагностического стенда: M_T – тормозной момент; M_J – инерционный момент колеса; M_f – момент сопротивления качению; ω_k – угловая скорость вращения колеса; ω_p – угловая скорость вращения опорных роликов; G_K – нормальная нагрузка, приложенная к колесу; r_{cv} – свободный радиус колеса; r_{ko1} и r_{ko2} – радиусы качения колеса в ведомом режиме на переднем и заднем опорном роликах стенда; α_w – межосевое расстояние между опорными роликами; α_1 и α_2 – углы между осью симметрии блока опорных роликов и линией соединяющей центр колеса с центром переднего и заднего опорного ролика; R_{X1} и R_{X2} – касательная реакции на переднем и заднем опорном ролике; R_{Z1} и R_{Z2} – нормальная реакции на переднем и заднем опорном ролике.

После преобразования выражения (2.31) получим уравнение динамики процесса торможения колеса на двух опорных роликах диагностического стенда:

$$\frac{d\omega_K}{dt} = \frac{M_T + M_f - M_{\varphi 1} - M_{\varphi 2}}{J_K} \quad (2.32)$$

Углы α_1 и α_2 определяются по формулам:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{(\alpha_W \cdot 0,5)}{r_{p1} + r_{ko1}} \quad (2.33)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{(\alpha_W \cdot 0,5)}{r_{p2} + r_{ko2}} \quad (2.34)$$

Нормальные реакции, действующие на тормозящее колесо от переднего и заднего опорных роликов, определяются как:

$$R_{Z1} = G_K \cdot \cos \alpha_1 \quad (2.35)$$

$$R_{Z2} = G_K \cdot \cos \alpha_2 \quad (2.36)$$

Реализованный момент по сцеплению:

$$M_{\varphi 1} = R_{X1} \cdot r_{ko1} \quad (2.37)$$

$$M_{\varphi 2} = R_{X2} \cdot r_{ko2} \quad (2.38)$$

Реализованная касательная реакция R_x в модели Расејка Н.В. – Дика А.Б. рассчитывается по параметрам стационарной характеристики сцепления эластичной шины с опорной поверхностью, для нашего случая выражение (2.26) будет выглядеть как:

$$R_{X1} = R_{Z1} \cdot \varphi_{\max 1} \cdot f(S_1) \quad (2.39)$$

$$R_{X2} = R_{Z2} \cdot \varphi_{\max 2} \cdot f(S_2) \quad (2.40)$$

где: φ_{\max} – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с эластичной шиной с опорной поверхностью;

$f(S)$ – нормированная функция проскальзывания S .

Качество процесса торможения колеса с эластичной шиной характеризуется коэффициентом сцепления, т.к. колесо установлено на два опорных ролика и имеет по одному пятну контакта с каждым из них, то будет реализовываться два коэффициента сцепления, определяемые как [156, 161]:

$$\varphi_1 = \frac{R_{x1}}{R_{z1}} \quad (2.41)$$

$$\varphi_2 = \frac{R_{x2}}{R_{z2}} \quad (2.42)$$

2.2.7 Математическое описание процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на плоской и одиночной цилиндрической опорных поверхностях

Математическое описание процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на плоской и одиночной цилиндрической опорных поверхностях разрабатывали с условием, что тормозящее колесо было установлено на стенд так, что ось его вращения и ось вращения опорного ролика лежат в плоскости их симметрии, которая перпендикулярна поверхности земли. На тормозящее колесо действует нормальная нагрузка G_K , а со стороны опорного ролика в пятне контакта действуют нормальная R_Z и касательная R_X реакции (рис. 2.9).

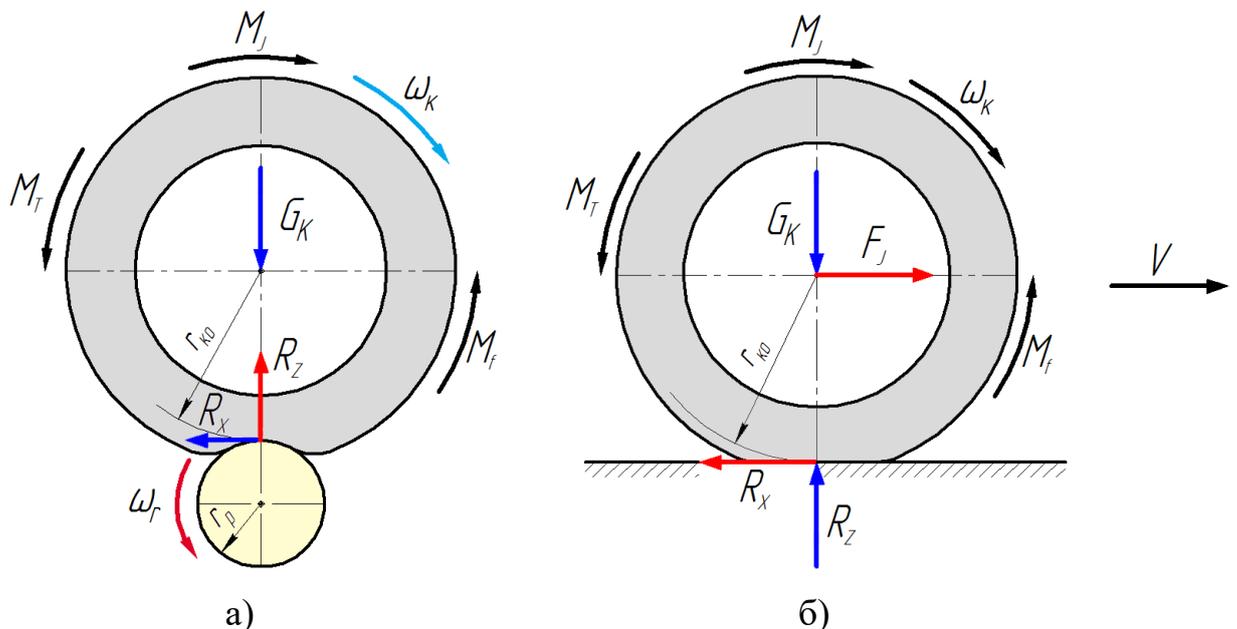


Рис. 2.9 – Расчетные схемы процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на одном опорном ролике (а) и на плоской опорной поверхности (б) диагностического стенда: M_T – тормозной момент; M_J – инерционный

момент колеса; M_f – момент сопротивления качению; ω_k – угловая скорость вращения колеса; ω_p – угловая скорость вращения опорного ролика; G_K – нормальная нагрузка, приложенная к колесу; r_{ko} – радиус качения колеса в ведомом режиме; R_x – касательная реакция со стороны опорного ролика; R_z – нормальная реакция со стороны опорного ролика.

Согласно представленной выше схеме (рис. 2.9) процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на одиночном опорном ролике диагностического стенда составлено уравнение динамического равновесия колеса с эластичной шиной [152]:

$$M_J = M_T + M_f - M_\varphi \quad (2.43)$$

После преобразования выражения (2.43) получено следующее уравнение динамического равновесия колеса:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_T + M_f - M_\varphi}{J_k} \quad (2.44)$$

Реализованный момент по сцеплению рассчитывается как [152]:

$$M_\varphi = R_x \cdot r_{ko} \quad (2.45)$$

Реализованная касательная реакция R_x определяется как [63, 168]:

$$R_x = R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot f(S) \quad (2.46)$$

Реализованный коэффициент сцепления рассчитывается как [63, 168]:

$$\varphi = \frac{R_x}{R_z} \quad (2.47)$$

2.2.8 Описание скоростей движения точек в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью стенда

Чтобы использовать математическую модель *Расејка Н.В. – Дика А.Б.* необходимы стационарные характеристики сцепления эластичной шины с опор-

ной поверхностью. Для решения этой задачи были рассчитаны стационарные характеристики сцепления эластичной шины с опорной поверхностью на основе эпюр продольных $\Delta R_x = f(L_0)$ касательных и нормальных $\Delta R_z = f(L_0)$ реакций, распределенных по длине пятна контакта. Для этого была составлена расчетная схема процесса взаимодействия эластичной шины тормозящего колеса с опорной поверхностью (рис. 2.10).

Расчет окружной скорости движения каждой j -ой точки шины находящейся в пятне контакта с опорной поверхностью выполним по формуле:

$$V_j = \omega_k \cdot r_j \quad (2.48)$$

где: r_j – радиус колеса в j -ой точке пятна контакта.

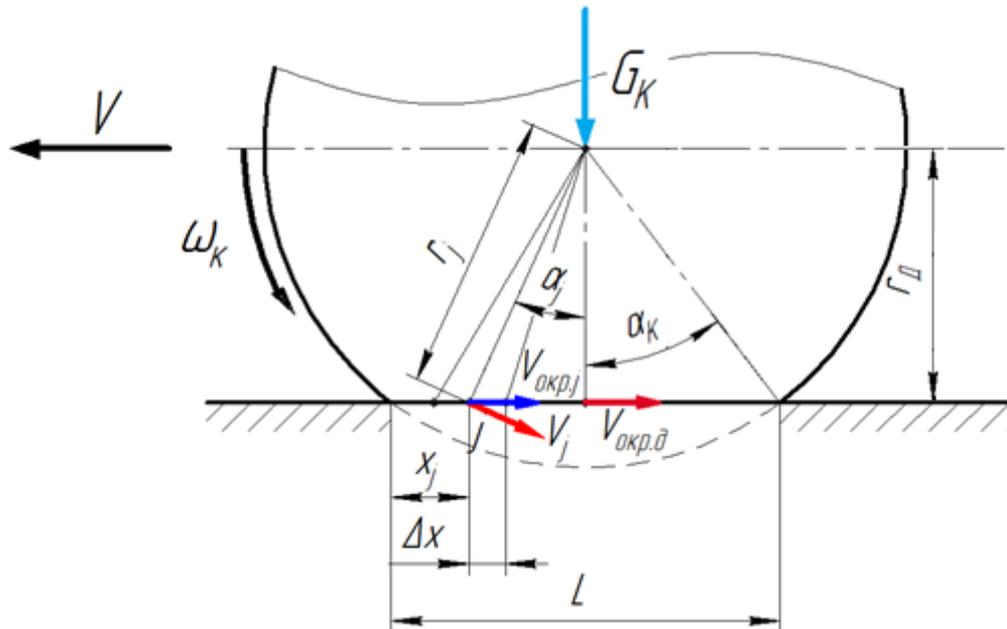


Рис. 2.10. Расчетная схема качения колеса с эластичной шиной по опорной поверхности.

Расчет окружной скорости элементов беговой дорожки шины в пятне контакта с опорной поверхностью, определяли по формуле:

$$V_{окр,д} = \omega_k \cdot r_{дj} \quad (2.49)$$

где: $r_{дj}$ – динамический радиус колеса с эластичной шиной в j -ой точке пятна контакта с опорной поверхностью.

Пятно контакта эластичной шины с опорной поверхностью и центр колеса образуют равносторонний треугольник, тогда расчет динамического радиуса можно выполнить по следующему уравнению:

$$r_{дj} = r_j \cdot \cos \alpha_j \quad (2.50)$$

2.2.9 Расчет эпюр продольной касательной и нормальной реакций, распределенных по длине пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью

Расчет эпюры нормальной реакции, распределенной по длине пятна контакта шины с опорной поверхностью в статическом состоянии, выполняли на основе формулы [21]:

$$\Delta R_{z1} = \begin{cases} K_A \cdot \left(x_j^2 - \frac{L_D^2}{4} \right) & \text{если } \Delta R_{zj} < \Delta R_{z \max} \\ \Delta R_{z \max} & \text{если } \Delta R_{zj} \geq \Delta R_{z \max} \end{cases} \quad (2.51)$$

где: K_A – коэффициент учитывающий распределение нормальной реакции по длине пятна контакта;

x_j – текущее расстояние от точки A до точки x_j ;

$\Delta R_{z \max}$ – максимальное значение величины нормальной реакции распределенной по длине пятна контакта шины с опорной поверхностью;

L_D – длина пятна контакта.

Величина нормальной реакции R_z распределенной по длине пятна контакта L_D шины с опорной поверхностью складывается из:

- силы сжатия воздуха;
- силы, затрачиваемой на деформацию каркаса шины.

Сила сжатия находящегося внутри шины воздуха зависит от деформации шины, прогиба её каркаса и как следствие, изменения её внутреннего объема. Деформация шины вызвана величиной нормальной реакции G_K , приложенной к

колесу [111]. Величину максимального значения нормальной реакции распределенной по длине пятна контакта шины с опорной поверхностью определим по формуле [21]:

$$\Delta R_{z \max} = K_{1д} \cdot P_{1д} \cdot \frac{K_f}{K_L} \quad (2.52)$$

где: $K_{1д}$ – коэффициент характеризующий повышение давления воздуха, при прогибе эластичной шины;

$P_{1д}$ – давление воздуха внутри шины;

K_f – коэффициент, учитывающий максимальный радиальный прогиб эластичной шины, зависящий от величины свободного радиуса колеса;

K_L – коэффициент, учитывающий длину пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью, зависящий от величины свободного радиуса колеса.

Коэффициент, учитывающий максимальный радиальный прогиб эластичной шины, зависящий от величины свободного радиуса колеса, рассчитывается как [21]:

$$K_f = 1 + \frac{\Delta_{\max}}{r_{св}} \cdot K_{fa} \quad (2.53)$$

где: Δ_{\max} – максимальный радиальный прогиб эластичной шины в пятне контакта;

$r_{св}$ – свободный радиус колеса с эластичной шиной;

K_{fa} – коэффициент, зависящий от отношения максимального радиального прогиба шины к свободному радиусу колеса.

Коэффициент, учитывающий длину пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью, зависящий от величины свободного радиуса колеса рассчитывается как [21]:

$$K_L = 1 + \frac{r_{св}}{L_д} \quad (2.54)$$

Вследствие воздействия на эластичную шину продольной касательной реакции изменяется длина пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью.

Продольная касательная сила, действующая на беговую дорожку шины и создающая её деформацию рассчитывается как [21]:

$$F_T = C_\tau \cdot \Delta_\tau - K_\tau \cdot V_\tau \quad (2.57)$$

где: C_τ – продольная жесткость беговой дорожки эластичной шины;

Δ_τ – продольная деформация беговой дорожки эластичной шины;

K_τ – коэффициент демпфирования беговой дорожки эластичной шины вызванный её продольной деформацией;

V_τ – продольная скорость демпфирования беговой дорожки шины.

Следует учитывать изменение длины пятна контакта L_D эластичной шины с опорной поверхностью вызванное продольной деформацией профиля [111].

Корректировку длины пятна контакта шины с опорной поверхностью выполняли по формуле [21]:

$$L_D = L'_D \cdot K_{dl} \quad (2.58)$$

где: K_{dl} – коэффициент, учитывающий окружную деформацию пятна контакта шины с опорной поверхностью.

$$K_{DL} = 0,75 \cdot \left(\frac{r_B}{r_{св}} \right)^{0,0214} \quad (2.59)$$

где: r_B – радиус опорного ролика.

Для использования данного математического описания для анализа процесса торможения колеса на плоской опорной поверхности радиус опорного ролика r_B принимается более 1000 м, таким образом пятно контакта эластичной шины с опорной поверхностью представляет собой практически плоское основание.

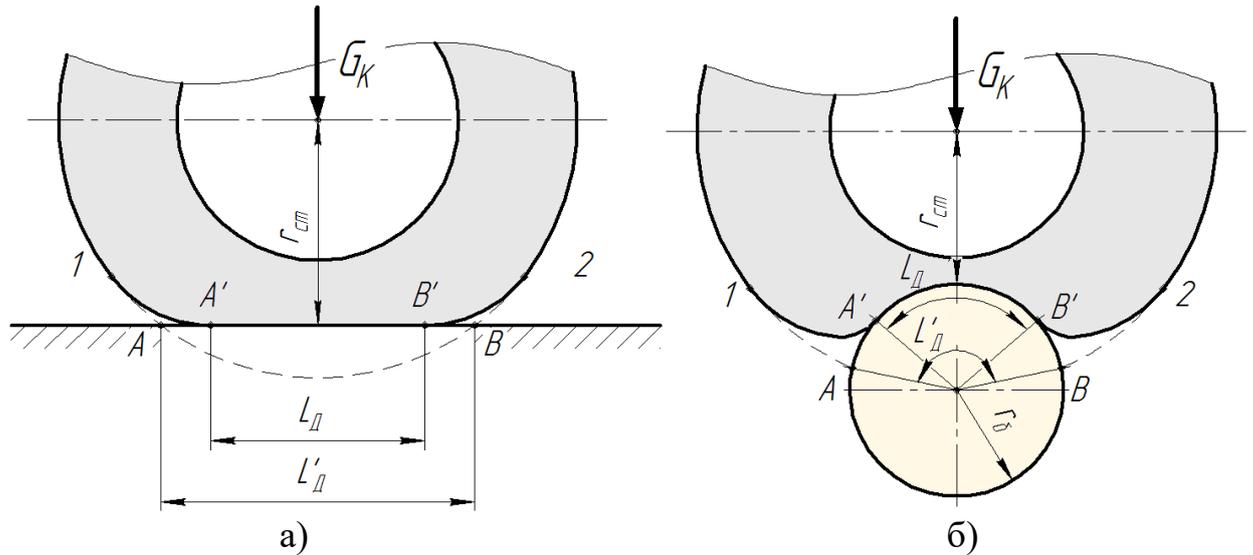


Рис. 2.12. Схема окружной деформации эластичной шины в статике: а) – на плоской опорной поверхности; б) – на цилиндрической опорной поверхности.

Продольную касательную реакцию, распределенную по длине пятна контакта шины с опорной поверхностью, рассчитывали как [21]:

$$\Delta R_x = \begin{cases} \Delta R_{x1} + \Delta R_{x2} & \text{если } (\Delta R_{x1} + \Delta R_{x2}) < \Delta R_z \cdot \mu \\ \Delta R_z \cdot \mu & \text{если } (\Delta R_{x1} + \Delta R_{x2}) \geq \Delta R_z \cdot \mu \end{cases} \quad (2.60)$$

где: ΔR_{x1} – продольная касательная реакция, распределенная по длине пятна контакта, при качении в ведомом режиме;

ΔR_{x2} – продольная касательная реакция, распределенная по длине пятна контакта, образовавшаяся в результате воздействия тормозной силы;

μ – коэффициент трения.

Коэффициент трения описывается функцией вида [21]:

$$\mu = \mu_{\max} \cdot (2,7^{-A_\mu \cdot V}) \quad (2.61)$$

где: μ_{\max} – максимальное значение коэффициента трения;

A_μ – эмпирический коэффициент.

На максимальное значение коэффициента трения влияет величина удельного давления в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью.

Максимальное значение коэффициента трения определяется функцией [21]:

$$\mu_{\max} = \mu_{q_{\max}} \cdot 2,7^{-0,15 \cdot q} \quad (2.62)$$

где: q – удельное давление в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью.

Продольную касательная реакция, распределенная по длине пятна контакта эластичной шины при качение колеса в ведомом режиме, пропорциональная углу α_K (рис. 2.11) находили при помощи уравнения [21]:

$$\Delta R_{x1} = c_{ш} [\arcsin(\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_j) - \alpha_j] \quad (2.63)$$

где: $C_{ш}$ – радиальная жесткость шины.

Продольная касательная реакция, распределенная по длине пятна контакта эластичной шины под действием тормозной силы, определяется как [21]:

$$\Delta R_{x2} = K_r \cdot S \cdot (a_K \cdot a_j) \quad (2.64)$$

Величины нормальной и продольной касательной реакций, распределенных по длине пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью определим, как:

$$R_z = \int_0^{L_d} \Delta R_z(dL) \quad (2.65)$$

$$R_x = \int_0^{L_d} \Delta R_x(dL) \quad (2.66)$$

Представленное математическое описание позволяет выполнить расчет и построение эпюр распределения нормальных и продольных касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью, и на основе полученных эпюр распределения построить диаграммы зависимости коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью от величины проскальзывания колеса.

2.2.10 Алгоритм расчета параметров системы «Шина – Опорная поверхность – Стенд»

Для проведения аналитических исследований процесса торможения заблокированного колеса на опорных поверхностях стенда, был разработан алгоритм расчета, представленный на рис. 2.13.

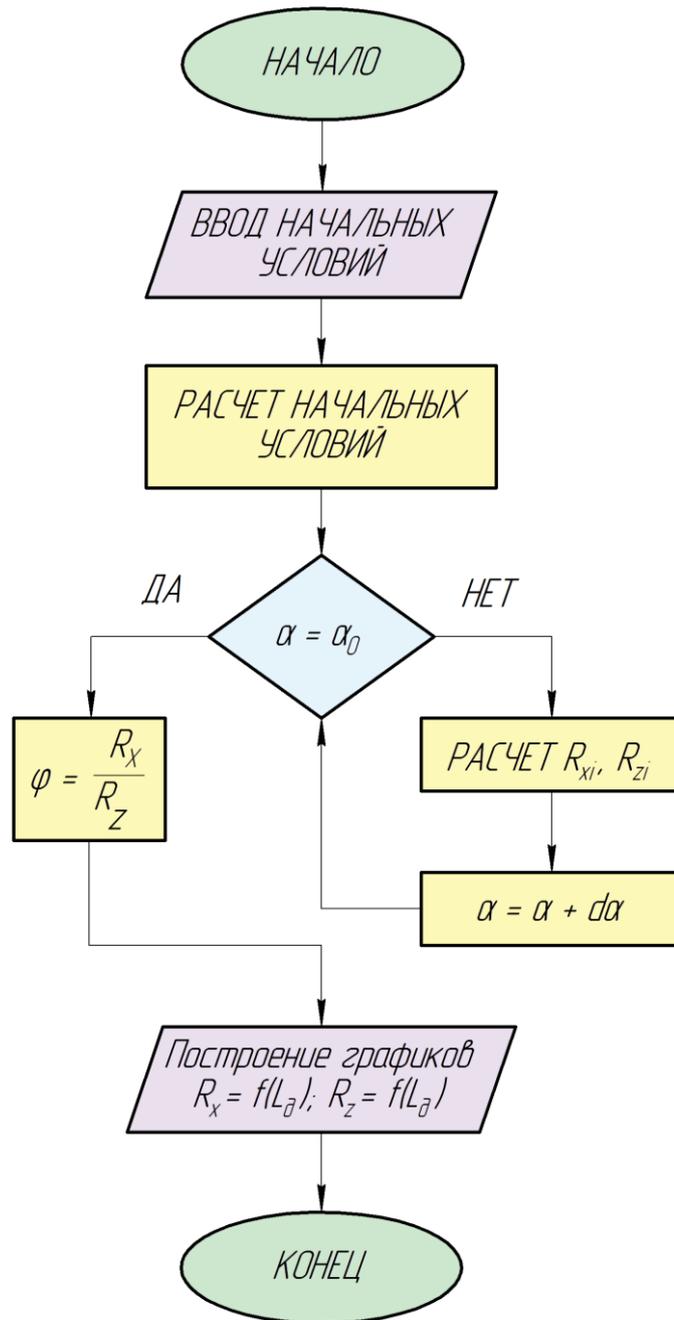


Рис. 2.13 Алгоритм расчета системы «Шина – Опорная поверхность – Стенд»

Алгоритм включает в себя выполнение следующих этапов расчета:

1 этап – Ввод начальных условий. Ввод параметров профиля опорной поверхности, линейной скорости движения опорной поверхности V , величины проскальзывания $S = 1$, коэффициента демпфирования шины, величины давления воздуха в шине P_w , нормальной нагрузки, приходящейся на колесо G_k , коэффициента трения шины с опорной поверхностью, а также поправочного коэффициента, для учета особенностей конструкции шины;

2 этап – Расчет начальных условий. Расчет угловой скорости колеса ω_k , прогиба шины, силового радиуса колеса $r_{ко}$, коэффициента радиальной деформации шины, длины пятна контакта эластичной шины с опорной поверхностью L_0 ;

3 этап – Расчет нормальных R_z и продольных касательных R_x реакций, распределенных по длине пятна контакта L_0 при торможении заблокированного колеса при $S = 1$. Расчет коэффициента сцепления при торможении колеса в «блоковом» режиме.

4 этап – Построение эпюр нормальных и касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта при $S = 1$.

Представленный алгоритм позволяет выполнять исследования процесса торможения заблокированного колеса по опорным поверхностям (*плоской опорной, одной и двум цилиндрическим опорным поверхностям*), и расчетными методами выявлять зависимости коэффициента сцепления тормозящего колеса в «блоке».

2.3. Выводы по второй главе

1) Выполненный обзор математических моделей, их анализ, разработанный на его основе математический аппарат для проведения научного исследования. Разработанная математическая модель позволяет выполнять аналитическое исследование процесса торможения АТС в дорожных условиях, процесса взаимодействия эластичных шин с опорными цилиндрическими поверхностями стэнда при контроле технического состояния тормозной системы АТС.

2) Разработанные теоретические предпосылки, позволяют рассчитывать параметры, характеризующие информативность контроля тормозной системы АТС на силовых тормозных стендах в условиях эксплуатации.

3) Разработанная структурная схема процесса торможения АТС в дорожных условиях, позволяет обоснованно формировать математическую модель исследуемого процесса, выполнять анализ влияния внешних и внутренних факторов, а также управляющих параметров на выходные характеристики процесса торможения.

4) Разработанное математическое описание, позволяет проводить исследования процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях, с учетом радиальной деформации шин, их износа, жесткостей и демпфирований в подвеске АТС, перераспределении нормальной нагрузки между осями АТС, учитывать характеристики аэродинамического сопротивления АТС.

5) Разработанное математическое описание, позволяет выполнять аналитические исследования процессов, происходящих в пятнах контакта шин колес АТС, тормозящих в блоковом режиме, рассчитывать стационарные характеристики сцепления эластичных шин с опорными поверхностями двух опорных роликов, одиночного опорного ролика и плоской поверхностью.

5) Разработанное математическое описание учитывает влияние на параметры тормозной эффективности колес и АТС профиля опорной поверхности, величины нормальной нагрузки на шины и их износа.

ГЛАВА 3 МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальная проверка разработанных во второй главе диссертации теоретических предпосылок повышения тормозной эффективности АТС при контроле на силовых роликовых тормозных стендах, потребовала разработки и выбора эффективных экспериментальных методов исследований. Для решения поставленных в исследовании задач необходимо провести оценку адекватности математической модели, сравнивая результаты математического моделирования исследуемых процессов с результатами их экспериментального исследования.

В данной главе приведены методики экспериментальных исследований, решаемых в данной диссертации научных задач. Приведено подробное описание используемого научно-исследовательского оборудования. Представлены описания систем, обеспечивающих измерение параметров исследуемых процессов и их метрологические характеристики.

3.1 Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в блоке на плоской и цилиндрических опорных поверхностях

На первом этапе экспериментальных исследований возникла потребность в разработке методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоковом режиме» на плоской опорной поверхности, на одиночной цилиндрической, и на двух цилиндрических опорных поверхностях.

Целью данной методики является получение характеристик сцепления эластичной шины с опорной поверхностью при увеличении износа протектора беговой дорожки шины. Структурная схема данной методики и её этапы представлены на рисунке 3.1.

Методика экспериментальных исследований состоит из нескольких этапов.

Этап №1 – Подготовительные операции.

Подготовительные операции перед проведением экспериментальных исследований заключаются в подготовке объекта исследования, а также экспериментального оборудования к проведению исследования.

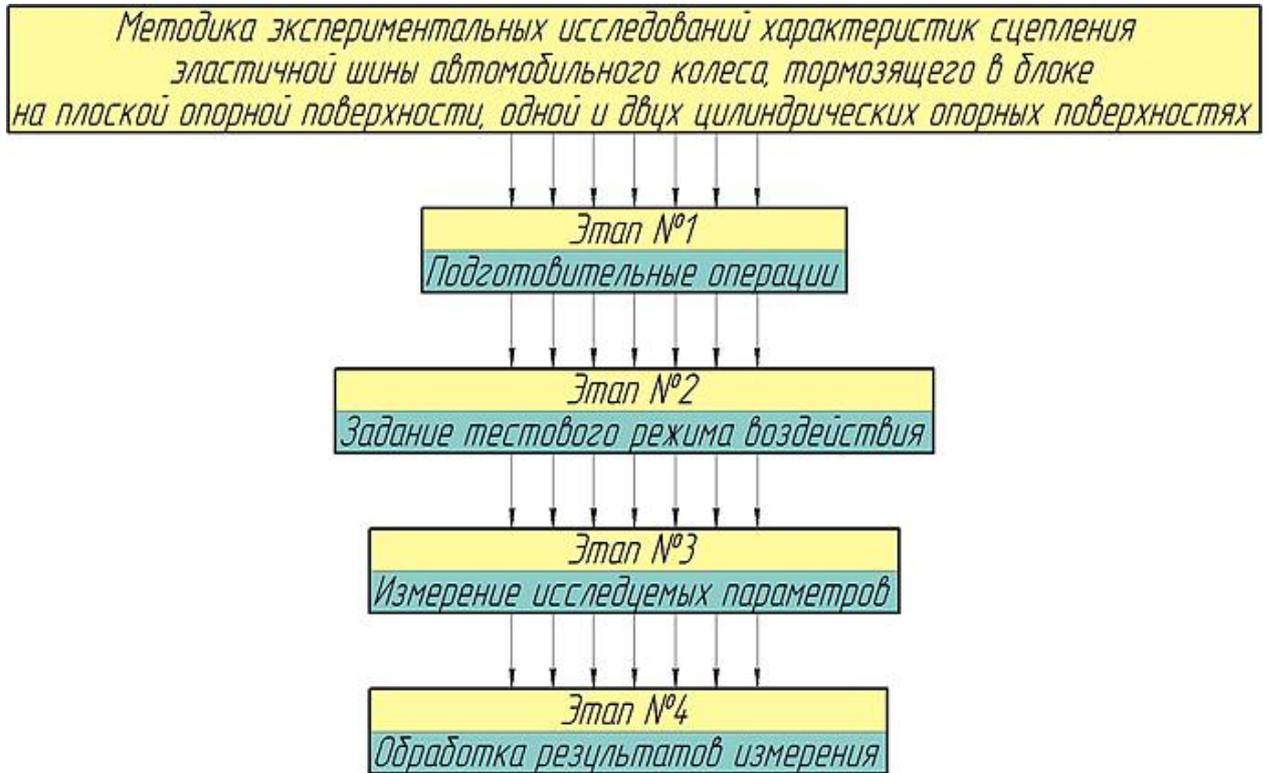


Рис. 3.1. Структурная схема методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоке» на плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической и двух цилиндрических опорных поверхностях.

Подготовка оборудования для проведения экспериментальных исследований состоит из следующих пунктов:

- установка необходимой опорной поверхности (*плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической или двух цилиндрических опорных поверхностей*);
- проверка работоспособности силовой установки стенда;
- проверка работоспособности систем аварийного отключения питания силовой установки;

- очистка опорных поверхностей от пыли, грязи и т.д.;
- прогрев и проверка работоспособности систем измерения стенда.

Подготовка к исследованию эластичной шины автомобильного колеса заключается в следующем:

- проверка эластичной шины на наличие повреждений, грыж и т.д.;
- измерение остаточной высоты рисунка её протектора $h_{пр}$;
- установка колеса на ступицу стенда;
- проверка (*доведение до нормы*) давления воздуха в шине P_w ;
- задание нормальной нагрузки G_k на колесо с эластичной шиной, не превышающей величину соответствующей индексу нагрузки шины;
- прогрев испытуемой шины, путем её обкатки по опорной поверхности.

Этап №2 – Задание испытательного режима.

От задания испытательного режима воздействия, зависит результат экспериментального исследования, и как следствие необходимо точно и корректно устанавливать эти режимы. Задание испытательного режима заключается в следующем:

- нагружение колеса нормальной нагрузкой G_k , в диапазоне от $1,75 \text{ кН}$ до $4,75 \text{ кН}$ с интервалом $0,5 \text{ кН}$;
- задание величины проскальзывания $S=1$;
- задание величины смещения оси симметрии колеса относительно оси симметрии одного опорного или двух опорных роликов, равным 0 мм ;
- задание переносной скорости вращающейся опорной поверхности роликов стенда $V=1,1 \text{ м/с}$.

Этап №3 – Измерение исследуемых параметров.

Во время экспериментальных исследований измеряли следующие параметры исследуемого процесса:

- длину пятна контакта эластичной шины L_0 с опорной поверхностью (*плоской опорной поверхностью, одиночной цилиндрической или двух цилиндрических опорных поверхностей*);

- линейную скорость движения опорной поверхности V ;
- элементарную нормальную реакцию ΔR_x в пятне контакта с опорной поверхностью;
- элементарную касательную реакцию ΔR_z в пятне контакта с опорной поверхностью;
- суммарную тормозную силу F_T .

Этап №4 – Обработка результатов измерения.

Первичная обработка результатов измерений осуществлялась преобразованием полученного аналогового сигнала измерительных систем в численные значения измеряемых параметров ΔR_x и ΔR_z .

Затем на всей длине пятна контакта L_0 эластичной шины с опорной поверхностью производили построение эпюр распределения касательной $\Delta R_x=f(L_0)$ и нормальной реакции $\Delta R_z=f(L_0)$.

Далее выполняли интегрирование полученных экспериментальных зависимостей $\Delta R_x=f(L_0)$ и $\Delta R_z=f(L_0)$ с целью определения соответствующих им реакций R_x и R_z . Для этого использовали формулы (2.65 и 2.66) приведенные во второй главе диссертации.

Затем рассчитывали величину реализованного продольного коэффициента сцепления φ эластичной шины с опорной поверхностью (*плоской опорной поверхностью, одиночной цилиндрической или двух цилиндрических опорных поверхностей*) по формуле (2.44) при торможении колеса в «блоке».

3.1.1 Обоснование требований к испытательному оборудованию и системе измерения параметров исследуемых процессов

В ходе разработки методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоке» на *плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической или двух*

цилиндрических опорных поверхности были сформулированы необходимые требования к испытательному оборудованию и его системам измерения, необходимым для реализации предложенной методики:

1 - возможность оперативной смены профиля опорной поверхности, для торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на *плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической или двух цилиндрических опорных поверхности*;

2 - возможность задания стабильной линейной скорости движения опорной поверхности $V=1,1$ м/с;

3 - возможность полного блокирования вращения колеса для реализации величины проскальзывания $S=1$;

4 - возможность приложения нормальной нагрузки на колесо G_k в диапазоне реальных нагрузок на колесо легкового автомобиля.

5 - измерение параметров исследуемого процесса:

а) элементарной касательной реакции ΔR_x в пятне контакта эластичной шины с опорными поверхностями, с приведенной погрешностью не более $\pm 2,5\%$;

б) элементарной нормальной реакции ΔR_z в пятне контакта эластичной шины с опорными поверхностями, с приведенной погрешностью не более $\pm 2,5\%$;

в) линейной скорости движения опорной поверхности V , с приведенной погрешностью не более 1%.

6 - высокая надежность и долговечность, а также низкое энергопотребление при работе;

7 - безопасность и удобство при выполнении экспериментальных исследований.

3.1.2 Оборудование для экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоковом» режиме на плоской и цилиндрических опорных поверхностях

Для реализации разработанной методики экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичных шин автомобильного колеса, тормозящего в «блоке» на *плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической или*

двух цилиндрических опорных поверхности, и обоснования требований к экспериментальному оборудованию, системам измерения исследуемого процесса, была составлена блок схема исследовательского комплекса, блок-схема которого, представлена на рисунке 3.2.

Блок схема включает в себя несколько основных блоков:

- блок опорной поверхности, состоящий из электродвигателя, редуктора, опорной поверхности (*плоская опорная, одна или две опорные поверхности*) и датчика регистрирующего линейную скорость движения опорной поверхности. В опорных поверхностях смонтированы тензометрические датчики измеряющие элементарные нормальные ΔR_z и касательные ΔR_x реакции распределенные по длине пятна контакта L_0 эластичной шины с опорной поверхностью;
- блок привода и нагружения колеса, который включает в себя: частотный преобразователь, электродвигатель, редуктор, колесо с эластичной шиной и датчик, регистрирующий угловую скорость ω_k вращения колеса;
- блок усиления и преобразования сигналов датчиков;
- аналого-цифровой преобразователь и персональный компьютер.

За счет модульной конструкции стенда имеется возможность заменять опорную поверхность, для проведения экспериментальных исследований как на плоской опорной поверхности, так и на одной или двух цилиндрических опорных поверхностях.

Привод, осуществляющий движение опорных поверхностей стенда осуществляется за счет трехфазного асинхронного электродвигателя мощностью $N=16 \text{ кВт}$, а также червячного механического редуктора типа *1Ч-160* с передаточным числом $i=12,5$.

При установке колеса на два опорных ролика, один из них является ведущим, а второй ведомым, передача крутящего момента от ведущего ролика к ведомому, осуществляется цепной передачей. В целях безопасности цепная передача закрыта защитным кожухом.

Общий вид стендовой установки с цилиндрическими опорными поверхностями, и её функциональная схема изображены на рисунках 3.3 и 3.4 соответственно.

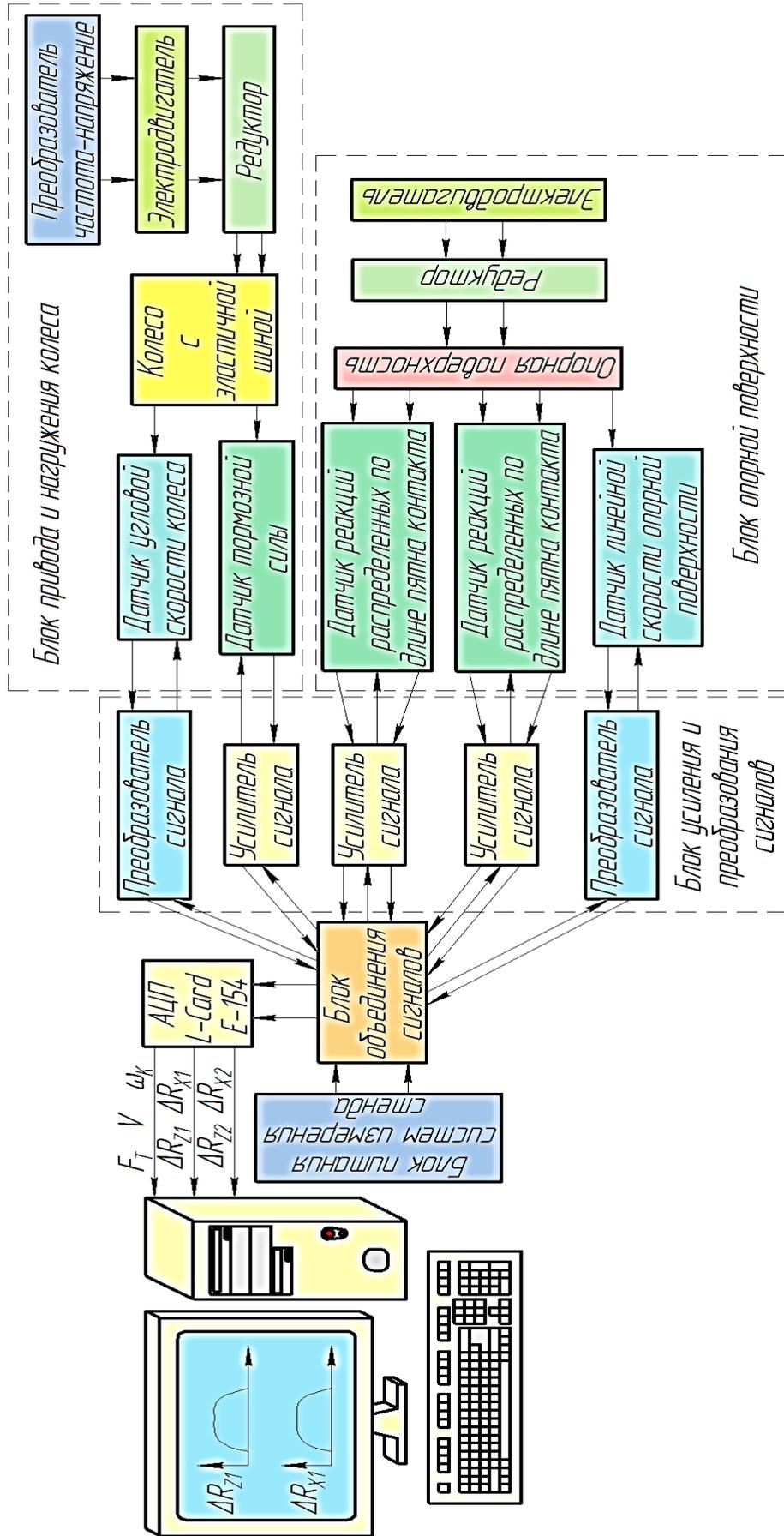


Рис. 3.2. Блок схема измерительного комплекса для экспериментального исследования процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на плоской опорной, одной и двух цилиндрических опорных поверхностях.



Рис. 3.3. Общий вид установки для исследования характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса, тормозящего в «блоковом» режиме на одной и двух цилиндрических опорных поверхностях

Соединение электродвигателя 1 со входным валом червячного редуктора 2 выполнено втулочно-пальцевой муфтой 3, аналогичной муфтой выполнено соединение ведущего опорного ролика с выходным валом червячного редуктора 2 (рис.3.5).

Электродвигатель, приводящий в движение *плоскую опорную поверхность* соединен с входным валом червячного редуктора цепной муфтой. На выходном валу редуктора закреплена шестерня, соединенная с площадкой цепной передачей (рис. 3.6.). Площадка перемещается по желобу. Для ограничения её перемещений, с обеих сторон желоба установлены концевые выключатели питания электродвигателя. Для поглощения толчков и ударов, действующие на раму стенда во время остановки площадки, и для продления долговечности оборудования, в обоих концах желоба установлены демпфирующие элементы. Общий вид установки с плоской опорной поверхностью, и её принципиальная схема представлены на рисунках 3.7 и 3.8 соответственно.

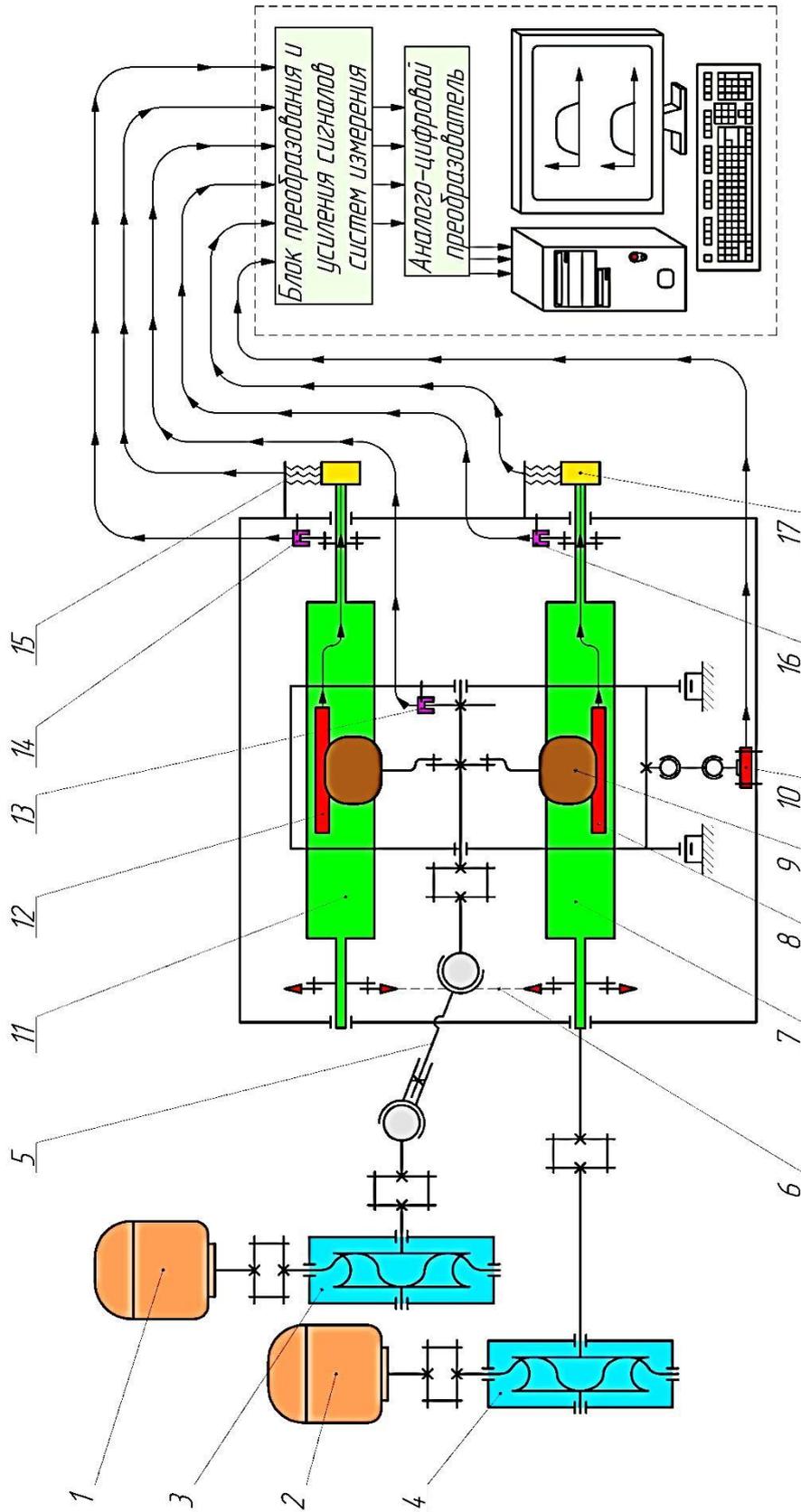


Рис. 3.4. Функциональная схема установки для исследования характеристик сцепления эластичной шины автомобильного колеса на цилиндрических опорных поверхностях: 1, 2 – электродвигатель; 3, 4 – червячный редуктор; 5 – карданная передача; 6 – цепь; 7, 11 – опорные ролики; 8, 12 – тензометрический датчик; 9 – колесо; 10 – датчик измерения суммарной тормозной силы; 13, 14, 16 – датчик частоты вращения; 15, 17 – токосъемный коллектор.

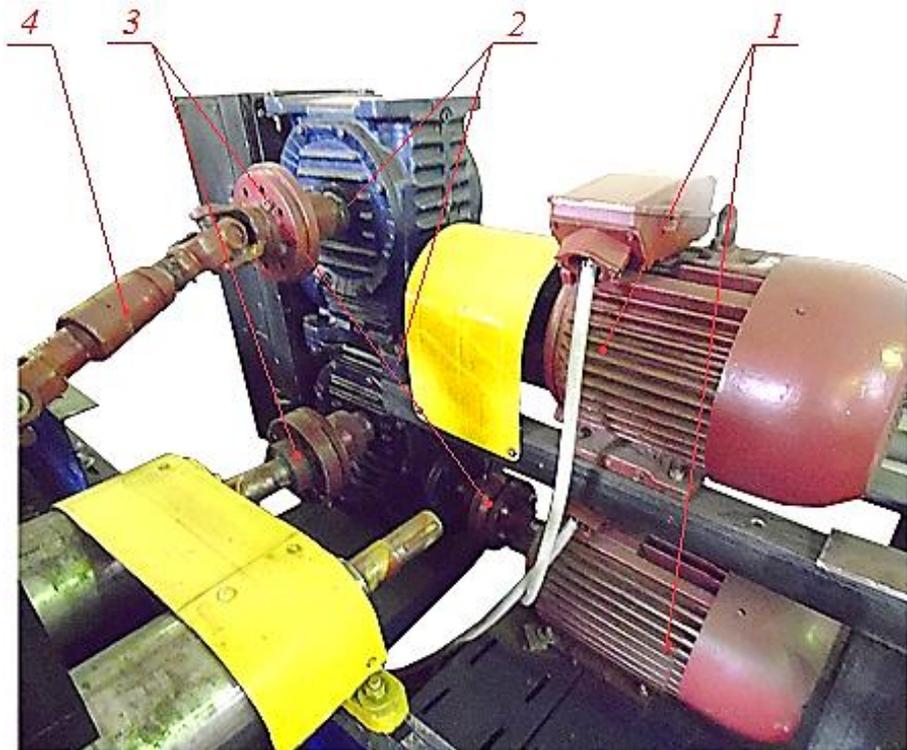


Рис. 3.5. Силовые установки, обеспечивающие привод опорных роликов стендовой установки и колеса: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – втулочно-пальцевая муфта; 4 – карданная передача.

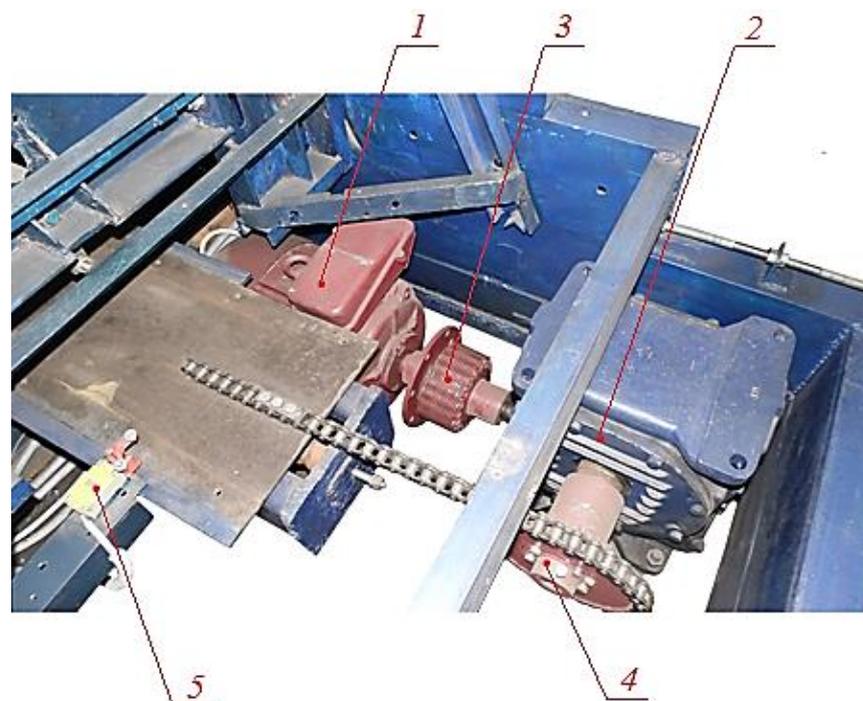


Рис. 3.6. Силовая установка привода плоской опорной поверхности и концевой выключатель питания электродвигателя: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная муфта; 4 – шестерня; 5 – концевой выключатель.

опорной поверхности: 1, 9 – электродвигатель; 2, 10 – червячный редуктор; 3 – карданная передача; 4 – площадка; 5 – тензометрический датчик; 6, 11 – датчик частоты вращения; 7 – колесо; 8 – датчик измерения суммарной тормозной силы.

Для исследования процессов, действующих в пятне контакта шины каждая опорная поверхность стендовой установки оснащена тензометрическими датчиками, представляющими собой стальную балку, с наклеенными на неё тензорезисторами (рис. 3.9.). Эти датчики позволяют измерять элементарные нормальные ΔR_z и элементарные касательные ΔR_x реакции, действующие в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью. Соединение измерительных тензометрических резисторов на каждой балке выполнено в виде четырехжды-активного измерительного моста Уитстона.

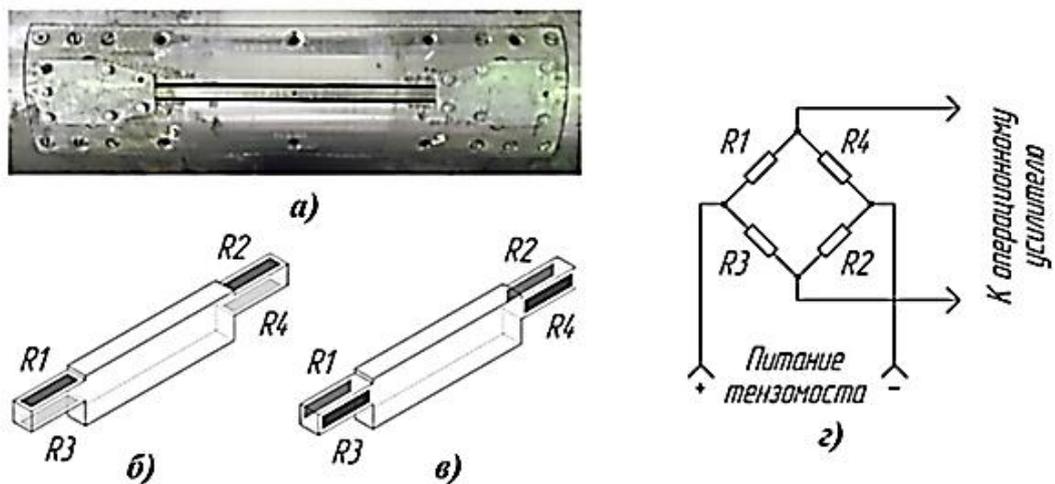


Рис. 3.9. Тензометрический датчик: а) – общий вид датчика; б) – схема расположения тензорезисторов, измеряющих нормальную реакцию; в) – схема расположения тензорезисторов измеряющих касательную реакцию; г) – схема соединения тензорезисторов.

Электронные блоки, усиливающие сигналы тензометрических датчиков расположены внутри их корпусов (рис. 3.9 (а)). Для передачи электрического питания на усилитель и передачи усиленного сигнала на аналого-цифровой преобразователь, в конструкции стенда применены токосъемные коллекторы, которые расположены на торцах валов опорных роликов (рис. 3.10.).

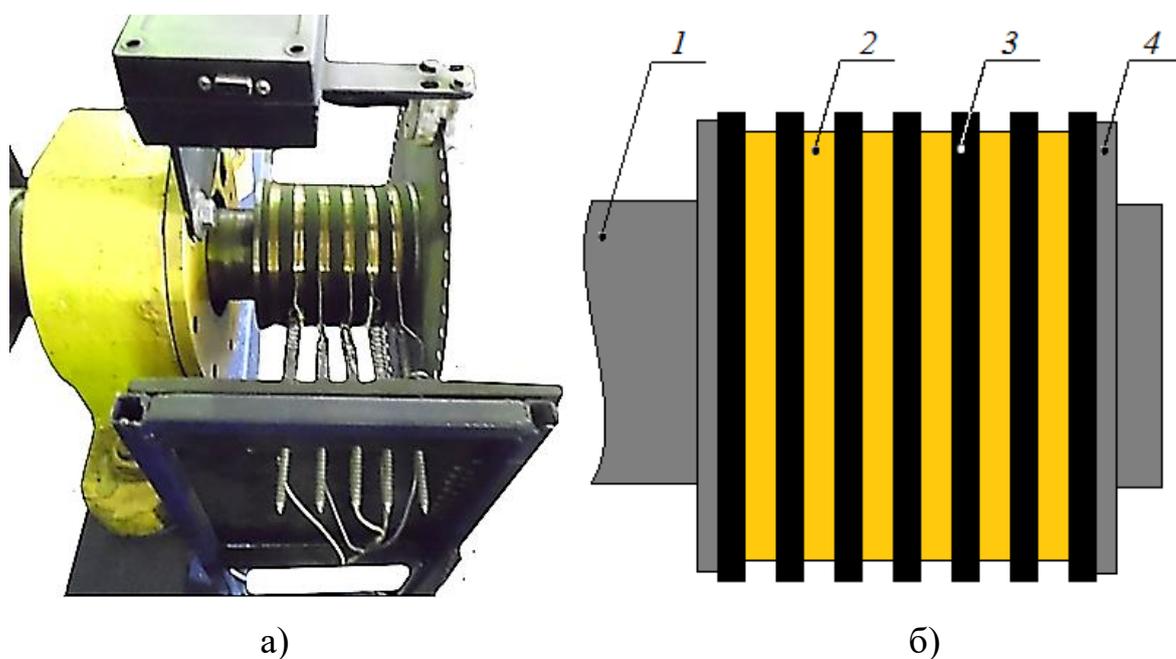


Рис. 3.10. – Токосъемный коллектор, установленный на валу опорного ролика: а) внешний вид; б) принципиальная схема; 1 – вал опорного ролика; 2 – токопроводящее кольцо; 3 – диэлектрическая шайба; 4 – прижимающая гайка.

Привод колеса с эластичной шиной осуществляется трехфазным асинхронным электродвигателем мощностью $N=16 \text{ кВт}$ и червячным редуктором типа *1Ч-160* с передаточным числом $i=10$ (рис. 3.5.). Соединение ротора электродвигателя со входным валом червячного редуктора выполнено втулочно-пальцевой муфтой. Передача крутящего момента от редуктора к колесу осуществляется карданной передачей (рис. 3.11.).

Электромеханический привод стендовой установки позволяет задавать и плавно регулировать каждый из четырех режимов качения колеса:

I - качение колеса в «блоковом» режиме;

II - качение колеса в ведомом режиме;

III - качение колеса в тормозном режиме;

IV - качение колеса в тяговом режиме.

Переключение режимов осуществляется рычагом, расположенным на раме крепления колеса (рис. 3.11).



Рис. 3.11. Привод колеса и механизм задания режима его качения: 1 – рычаг переключения режимов качения; 2 – карданный вал.

Для плавного регулирования режимов качения колеса - величины его проскальзывания относительно опорной поверхности, применен частотный преобразователь тока, модели ProfiMaster PM-G540-15K-RUS (рис. 3.12.). Он обеспечивает регулирование частоты вращения электродвигателя, приводящего во вращение колесо с эластичной шиной.



Рис. 3.12. Частотный преобразователь модели Profi-Master PM-G540-15K-RUS

Частотный преобразователь предназначен для изменения частоты электрического тока, и как следствие для изменения частоты вращения ротора электро-

двигателя, что позволяет варьировать величину проскальзывания S колеса относительно опорной поверхности.

Для измерения угловой скорости ω_p вращения опорных роликов и колеса с эластичной шиной используются импульсные датчики, роторы которых представляют из себя стальные диски 1 (рис. 3.13.) с отверстиями по периметру.

Диски закреплены на торцах осей вращения опорных роликов и колеса. Статоры импульсных датчиков выполнены в виде оптопар 2, сигналы с которых поступают в преобразователи сигнала 1, которые закреплены на неподвижных элементах стендового комплекса.

Система измерения угловой скорости вращения колеса (рис. 3.14) имеет аналогичную конструкцию. Принцип действия датчиков заключается в том, что при включении питания светодиод оптопары подает световой луч на светочувствительную поверхность фотодиода. При вращении диск 3 с отверстиями периодически открывают и закрывают световой луч, освещающий фотодиод, с частотой прямо пропорциональной частоте вращения диска 3.

Преобразователь 1 преобразует выходной сигнал датчика 2 «оптопара» в цифровые сигналы, пригодные для дальнейшей обработки. Расчет угловых скоростей и проскальзывания осуществляется на программном уровне.

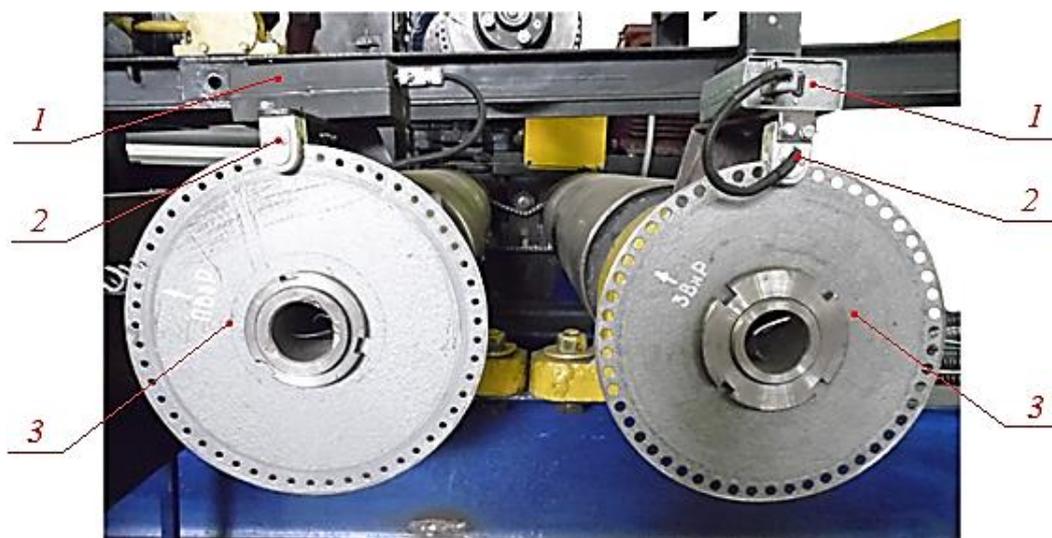


Рис. 3.13. Узел измерения угловой скорости опорных роликов: 1 – преобразователь сигнала; 2 – оптопара; 3 – диск с отверстиями.

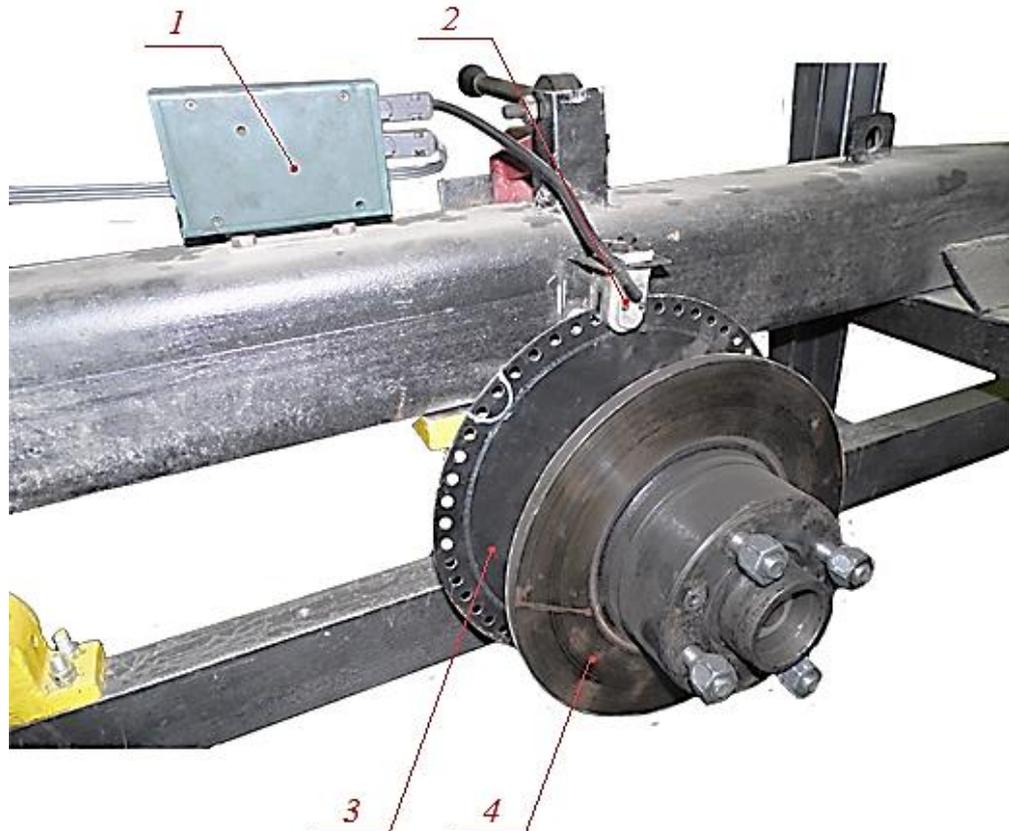


Рис. 3.14. Узел измерения угловой скорости вращения колеса: 1- преобразователь сигнала; 2 – оптопара; 3 – диск с отверстиями; 4 – ступица крепления колеса.

Нагружение колеса нормальной нагрузкой G_k осуществляется путем установки грузов на нагружающую раму, шарнирно связанную с рамой крепления колеса с одной стороны и пружиной с другой (рис. 3.15.). Конструкция позволяет задавать нормальную нагрузку G_k на колесо от $1,75 \text{ кН}$ до $4,75 \text{ кН}$ с шагом $0,5 \text{ кН}$. Пружина передает усилие от нагружающей рамки на раму крепления колеса, и в тоже время дает колесу возможность перемещения, что необходимо для корректной работы датчика суммарной тормозной силы F_T .

Узел измерения суммарной тормозной силы F_T состоит из датчика 1 модели ДСТ-9035, соединенного кронштейном 5 с нагружающей рамкой, тягой 2 соединяющей датчик 1 с рамой крепления колеса 4. Рама крепления колеса 4 соединена с шарниром 6, прикрепленным к валу, установленному на подшипниковых опорах 3, которые закреплены на нагружающей раме.

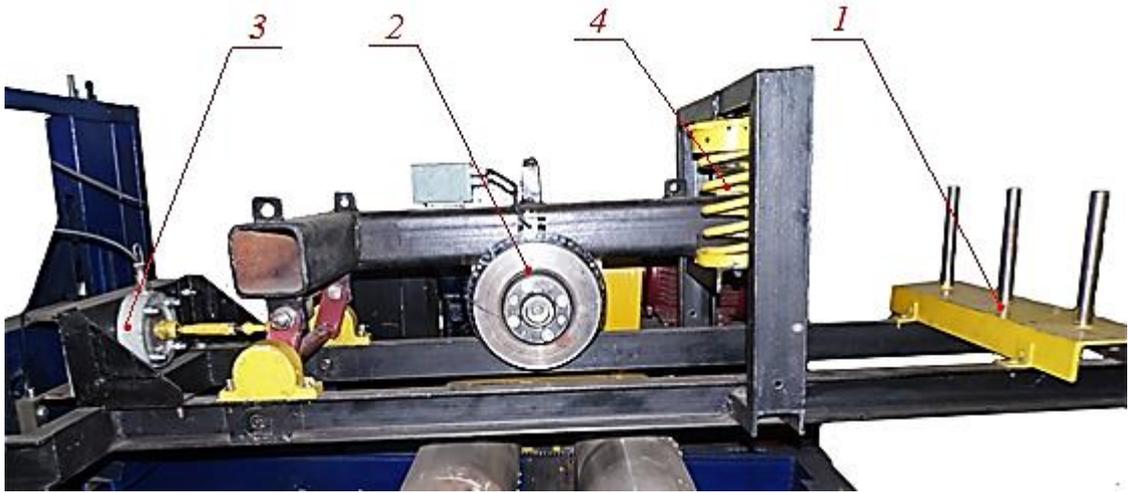


Рис. 3.15. Внешний вид нагружающего устройства и датчика суммарной тормозной силы F_T : 1 – узел нагружения нормальной нагрузкой; 2 – узел крепления колеса; 3 – узел измерения суммарной тормозной силы F_T ; 4 – пружина.

При торможении колеса на опорной поверхности (*плоской опорной поверхности, одиночной цилиндрической или двух цилиндрических опорных поверхностях*) возникающая тормозная сила F_T смещает испытуемое колесо вместе с рамой 4, передавая через тягу 2 усилие на датчик 1.

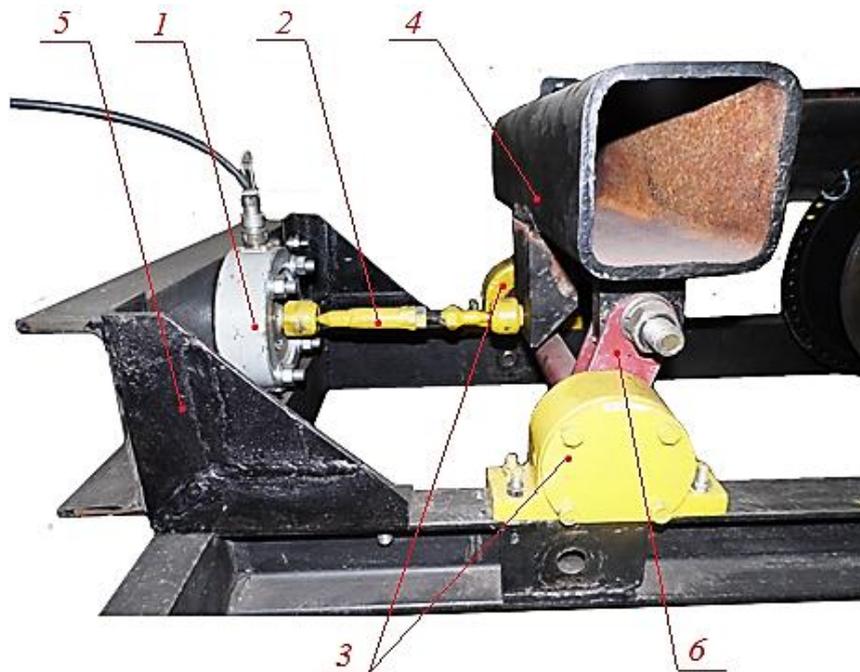


Рис. 3.16. Узел измерения суммарной тормозной силы F_T : 1 – датчик суммарной тормозной силы F_T ; 2 – тяга; 3 – корпус с подшипником; 4 – рама крепления колеса; 5 – кронштейн крепления датчика суммарной тормозной силы; 6 – шарнир.

Управление исследовательской стендовой установкой осуществляется оператором с пульта управления. На панели пульта управления расположены тумблеры включения силовых установок привода; опорных роликов, плоской опорной поверхности, колеса с эластичной шиной, а также включения питания систем измерения комплекса. На пульте управления также расположен блок объединения сигналов измерительных систем и аналого-цифровой преобразователь L-Card модели E-154 (рис. 3.17.).

Сигналы от каждой измерительной системы поступают в блок объединения сигналов, к которому подключен аналого-цифровой преобразователь (АЦП) L-Card модели E-154 [120, 121] (рис. 3.18.).

Основные технические характеристики АЦП L-Card модели E-154:

- 8 каналов с «общей землей»;
- разрядность АЦП 12 бит;
- диапазон измерения ± 5 В;
- максимальная частота преобразования 120 кГц;
- входное сопротивление в режиме одноканального подключения более 20 МОм;
- защита входов ± 10 В.

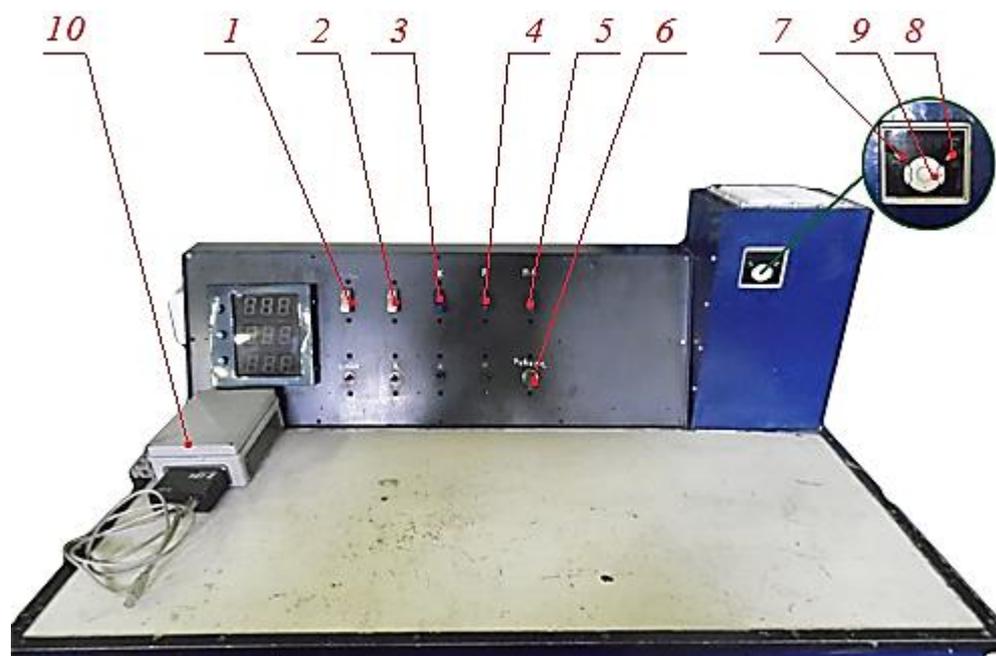


Рис. 3.17. Пульт управления измерительным комплексом: 1 – тумблер включения питания счетчика; 2 – тумблер включения питания систем измерения

комплекса; 3 – тумблер включения питания привода опорных роликов; 4 – тумблер включения питания преобразователя частота-напряжение привода колеса; 5 – тумблер включения питания привода плоской опорной поверхности; 6 – тумблер выбора направления движения опорной поверхности; 7 – кнопка включения питания привода колеса; 8 – кнопка выключения питания привода колеса; 9 – клавиатура настройки частоты тока привода колеса; 10 – аналого-цифровой преобразователь.

Сигналы, поступающие на аналоговые входы АЦП преобразуются в цифровой код посредством процедуры квантования. Дискретность измерения поступающих сигналов на аналоговые входы задается на программном уровне в среде «L-Graph 2». Соединение АЦП с персональным компьютером осуществляется по шине USB.



Рис. 3.18. Общий вид аналого-цифрового преобразователя L-Card E-154

Полученные результаты измерения выводятся в среде «L-Graph 2» в виде графиков зависимостей $R_z=f(t)$, $R_x=f(t)$, $F_t=f(t)$, $\omega_k=f(t)$, $V_{on}=f(t)$. Полученные массивы данных записываются в файл. Дальнейшая обработка результатов производится на программном уровне в среде «Microsoft Excel».

3.1.3 Методика планирования экспериментального исследования

Актуальной задачей является снижение затрат на проведение экспериментальных исследований. Для достижения поставленной цели нужно определить

необходимое и достаточное количество торможений колеса с эластичной шиной на стенде, а также и торможений АТС в дорожных условиях, которое обеспечит требуемую точность полученных результатов измерений контролируемых параметров.

Для решения этой важной задачи выполняли статистические расчеты по планированию экспериментального исследования и выявления минимального числа N_{min} торможений колеса с эластичной шиной на стенде и торможений АТС в дорожных условиях [2, 26].

На процесс торможения колеса и АТС влияет множество факторов, как системных, так и случайных. Влияние этих факторов негативно сказывается на результатах измерений исследуемых параметров процесса торможения колеса и АТС. Поэтому для планирования эксперимента был применен метод проверки статистических гипотез. В основе метода лежит предположение о том, что величина среднеквадратичного отклонения ε измеряемых параметров, полученная в ходе экспериментальных исследований процесса торможения, не превышает величину заданной точности δ_{min} [2, 26]:

$$\delta_{min} = \beta \cdot \bar{X}; \quad (3.1)$$

где: $\beta=0,05$ – коэффициент, учитывающий погрешность как долю от среднего значения измеряемого параметра процесса торможения АТС \bar{X} .

При этом обязательным является соблюдение условия [2, 26]:

$$\delta_{min} \geq \varepsilon. \quad (3.2)$$

Среднее значение измеряемого параметра процесса торможения АТС \bar{X} находится по выражению [2, 26]:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N X_i; \quad (3.3)$$

где: N – количество торможений колеса с эластичной шиной на стенде, так и полных торможений АТС в дорожных условиях;

$\sum_{i=1}^N X_i$ – сумма значений измеряемого параметра процесса торможения

АТС при N количестве торможений колеса с эластичной шиной на стенде, так и полных торможений АТС в дорожных условиях.

Среднеквадратичное отклонение ε измеряемых параметров процесса торможения АТС находится по выражению [2, 26]:

$$\varepsilon = \frac{t \cdot (\gamma, N - 1) \cdot S}{\sqrt{N}}; \quad (3.4)$$

где: $\gamma=0,95$ – доверительная вероятность;

t – коэффициент, определяемый по таблицам распределения Стьюдента при $\gamma=0,95$;

S – среднее квадратичное отклонение, находится по формуле [2, 26]:

$$S = \sqrt{S^2}; \quad (3.5)$$

где: S^2 – дисперсия измеренных параметров процесса торможения АТС, определяется по выражению [2, 26]:

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\bar{X} - X_i)^2}{N - 1}; \quad (3.6)$$

Руководствуясь данной методикой, нахождение количества необходимых торможений колеса с эластичной шиной на стенде, так и полных торможений АТС в дорожных условиях выполняется в пять шагов:

1 – Проведение четырех торможений колеса с эластичной шиной на стенде, так и полных торможений АТС в дорожных условиях подряд;

2 – По формулам (3.1-3.6) необходимо определить статистические параметры $S^2, \varepsilon, \bar{X}, \delta_{\min}$;

3 – Необходимо проверить соблюдение условия $\delta_{\min} \geq \varepsilon$;

4 – Если условие $\delta_{\min} \geq \varepsilon$ не выполняется, необходимо провести дополнительные торможения колеса с эластичной шиной на стенде, так и полные торможения АТС в дорожных условиях;

5 – Повторять с 1 по 3 шаг до тех пор, пока условие $\delta_{\min} \geq \varepsilon$ не будет выполняться.

3.1.4 Методика тарирования систем измерения

Тарирование систем измерения решает несколько задач:

- нахождение функциональных зависимостей, позволяющих рассчитывать величину контролируемого параметра по величине электрического сигнала, поступающего от измерительных систем исследовательского комплекса;
- определения абсолютной и относительной погрешности измерения контролируемого параметра.

Тарирование измерительных систем стенда выполнялась в несколько этапов:

1 – определение количества необходимых воздействий n на измерительный датчик каждой измерительной системы стенда;

2 – проведение ряда воздействий n на измерительные датчики систем измерения стенда, задавая значения физической величины касательной реакции R_x , нормальной реакции R_z или тормозной силы F_T и дискретно увеличивая их до необходимых значений, и потом также дискретно снижая. При этом при каждом воздействии необходимо фиксировать значения выходного сигнала измерительной системы;

3 – после проведения измерений заполнить таблицу 3.1;

4 – используя «Microsoft Excel» построить график зависимости $U_i = f(F_i)$ (рис. 3.19.);

5 – из полученного графика (рис. 3.19.) выявить функциональную зависимость $U_i = f(F_i)$ а также определить уровень достоверности аппроксимации R^2 .

Аппроксимация полученных данных осуществлялась в среде «Microsoft Excel» посредством подбора линии тренда. Оценка степени точности проведенной аппроксимации выполняется по коэффициенту детерминации R^2 . Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 может принимать значения от 0 до 1, чем ближе его значение к 1, тем точнее полученная зависимость описывает исходные данные.

Таблица 3.1 – Расчетная таблица значений физического воздействия и величины показаний напряжения системы измерения

Величина физического воздействия F_i	Показания системы измерения U_i				Средняя величина показаний системы измерения \bar{U}_i
	1	2	\dots	n	
F_1	U_{11}	U_{12}	\dots	U_{1n}	\bar{U}_1
F_2	U_{21}	U_{22}	\dots	U_{2n}	\bar{U}_2
\dots	\dots	\dots	\dots	\dots	\dots
F_n	U_{n1}	U_{n2}	\dots	U_{nn}	\bar{U}_n
\dots	\dots	\dots	\dots	\dots	\dots
F_2	U_{21}	U_{22}	\dots	U_{2n}	\bar{U}_2
F_1	U_{11}	U_{12}	\dots	U_{1n}	\bar{U}_1

На следующем этапе, по найденной функциональной зависимости $U_i = f(F_i)$ находили переводной коэффициент, для конвертирования сигнала измерительной системы в значение величины касательной реакции, нормальной реакции и тормозной силы, а также коэффициенты a и b [103, 122]:

$$U = a \cdot F + b; \quad (3.7)$$

где: a – коэффициент, характеризующий угол наклона линии относительно оси абсцисс;

b – коэффициент, характеризующий точку пересечения линии с осью ординат.

Переводной коэффициент (тарировочный коэффициент) определяется по формуле [103, 122]:

$$K = \frac{1}{a}. \quad (3.8)$$

На следующем этапе, определяли погрешности измерения: абсолютную погрешность измерения и относительную погрешности измерения.

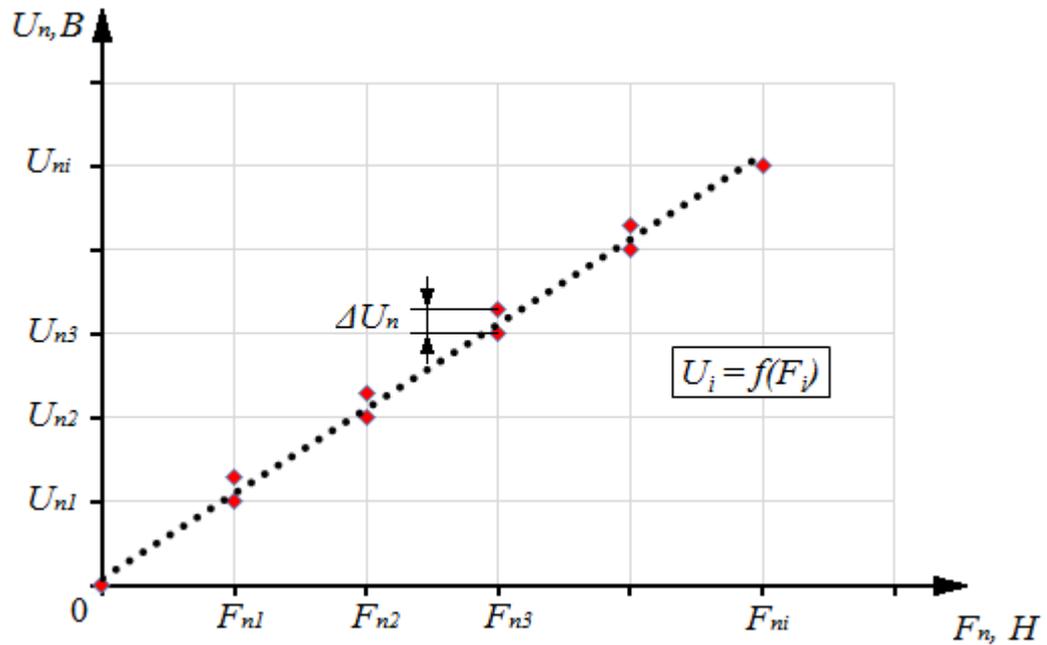


Рис. 3.19. Тарировочный график измеряемой физической величины F_n от величины выходного напряжения U_n системы измерения

Абсолютную погрешность измерения ΔF_{\max} рассчитывали по формуле [103, 122]:

$$\Delta F_{\max} = \max(\Delta F_i); \quad (3.9)$$

где: $\Delta F_i = |U_i^{yB} - U_i^{yM}| \cdot K$ – алгебраическая разность между измеренными значениями параметра F_i измерительной системы касательных реакции, нормальных реакций или тормозной силы;

U_i^{yB} – величина сигнала системы измерения при увеличении значения измеряемой величины касательной реакции, нормальной реакции и тормозной силы F_i , В;

U_i^{yM} – величина сигнала системы измерения при уменьшении значения измеряемой величины касательной реакции, нормальной реакции и тормозной силы F_i , В.

Относительную погрешность измерения исследуемых параметров δ определяли по формуле [103, 122]:

$$\delta = \frac{\Delta F_{\max}}{F_{\max}} \cdot 100\%; \quad (3.10)$$

где: F_{\max} – максимальное значение исследуемого параметра, созданное в процессе тарировки.

Целью тарирования систем измерения исследовательского комплекса является выявление функциональных зависимостей величин касательной реакции R_x , нормальной реакции R_z и тормозной силы F_T от выходных сигналов U_i измерительных систем. В процессе тарировки систем измерения исследовательского комплекса использовались аналого-цифровой преобразователь «L-Card E-154», образцовый динамометр, а также нагружающее устройство.

3.1.4.1 Методика тарирования системы измерения элементарных нормальных реакций, распределенных по длине пятна контакта с цилиндрической опорной поверхностью

Получение функциональных зависимостей $\Delta R_z = f(U_{RZ})$ осуществлялось по разработанной методике, состоящей из следующих пунктов:

- 1) Повернуть опорный ролик так, чтобы установленная в нем тензометрическая балка, была расположена в горизонтальном положении и зафиксировать его от возможного проворачивания;
- 2) Закрутить тарировочный рычаг 1 в технологическое отверстие на опорном ролике и упереть его в тензометрическую пластину (рис. 3.20.);
- 3) Образцовый динамометр 2 шарнирно прикрепить к тарировочному рычагу 1 с одной стороны, с другой стороны, используя талреп 3 и цепь 4, закрепить к жесткой неподвижной опоре (рис. 3.20.);
- 4) Подключить аналого-цифровой преобразователь «L-Card E-154» к блоку объединения сигналов измерительных систем комплекса, а также соединить его с персональным компьютером, используя шину USB и включить персональный компьютер (ПК);
- 5) Включить питание измерительных систем комплекса и прогреть их течение десяти минут;

6) Запустить на ПК установленное программное обеспечение «LGraph 2» и включить запись сигнала системы измерения нормальных реакций ΔR_z ;

7) Используя талреп 3 создать нагрузку на измерительный датчик системы измерения нормальных реакций ΔR_z , контролируя при этом значения нагрузки на динамометре 2 (рис. 3.20.). Нагружение производить в диапазоне от 0 кгс до 35 кгс с шагом 5 кгс;

8) Разгружение измерительного датчика выполнять аналогичным образом от 35 кгс до 0 кгс с шагом 5 кгс;

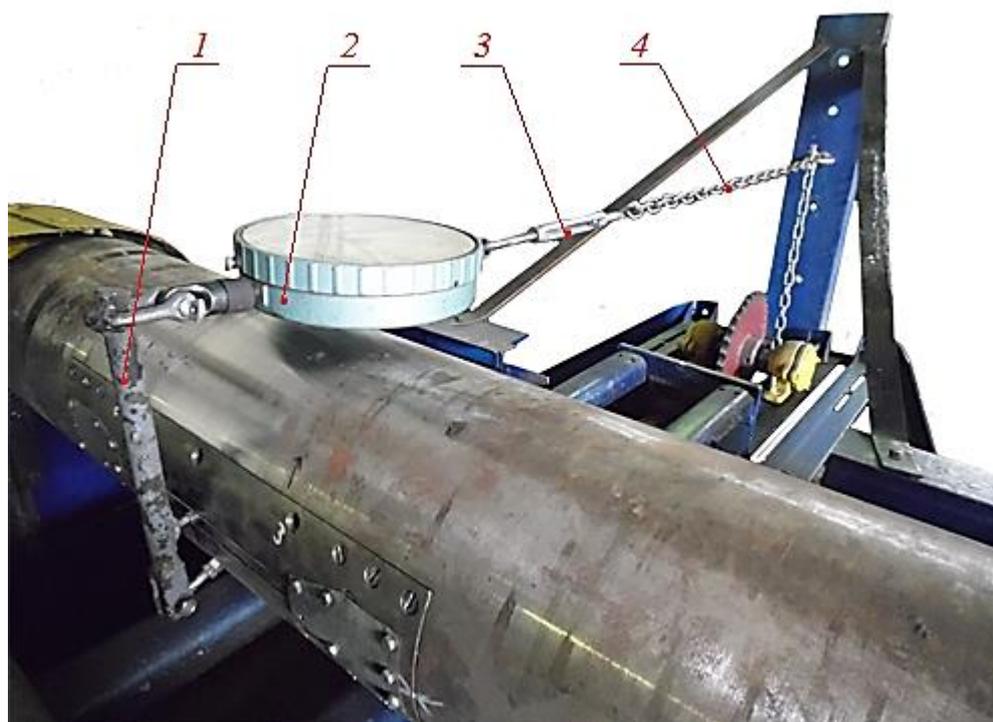


Рис. 3.20. Тарирование системы измерения элементарной нормальной реакции ведомого ролика: 1 – тарировочный рычаг; 2 – образцовый динамометр; 3 – талреп; 4 – цепь.

9) В программе «LGraph 2» остановить запись сигнала системы измерения и сохранить полученные результаты, а также произвести экспорт массива данных в среду «Microsoft Excel»;

10) Отключить питание измерительных систем комплекса, снять с исследовательского комплекса образцовый динамометр 2, талреп 3, цепь 4 и тарировочный рычаг 1 (рис. 3.20.);

11) Используя полученный массив данных в среде «Microsoft Excel» необходимо заполнить таблицу 3.2 тарировки системы измерения нормальных реакций ΔR_z .

12) Используя заполненную таблицу тарировки необходимо построить график тарировки системы измерения элементарных нормальных реакций ΔR_z и выполнить его аппроксимацию.

При заполнении таблицы необходимо выполнить перерасчет фактической величины нагрузки на измерительном датчике по формуле:

$$\Delta R_z = k_p \cdot F_o \cdot g; \quad (3.11)$$

где: k_p – передаточное число тарировочного рычага;

F_o – значение приложенной силы на динамометре;

g – ускорение свободного падения.

Таблица 3.2. Тарировка системы измерения элементарной нормальной реакции ведомого ролика

Показания динамометра приложенной силы F , кгс	Перерасчет приложенной силы на измерительном датчике F , кгс	Перерасчет в значения элементарной нормальной реакции ΔR_z , Н/мм	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы $U_{\Delta R_z}$, В
Нагружение измерительного датчика			
0	0	0	0,22
5	17,5	171,7	0,63
10	35	343,4	1,06
15	52,5	515,0	1,46
20	70	686,7	1,88
25	87,5	858,4	2,26
30	105	1030,1	2,71
35	122,5	1201,7	3,10
Разгружение измерительного датчика			
30	105	1030,1	2,74
25	87,5	858,4	2,38
20	70	686,7	1,95
15	52,5	515,0	1,52
10	35	343,4	1,06
5	17,5	171,7	0,60
0	0	0,0	0,14

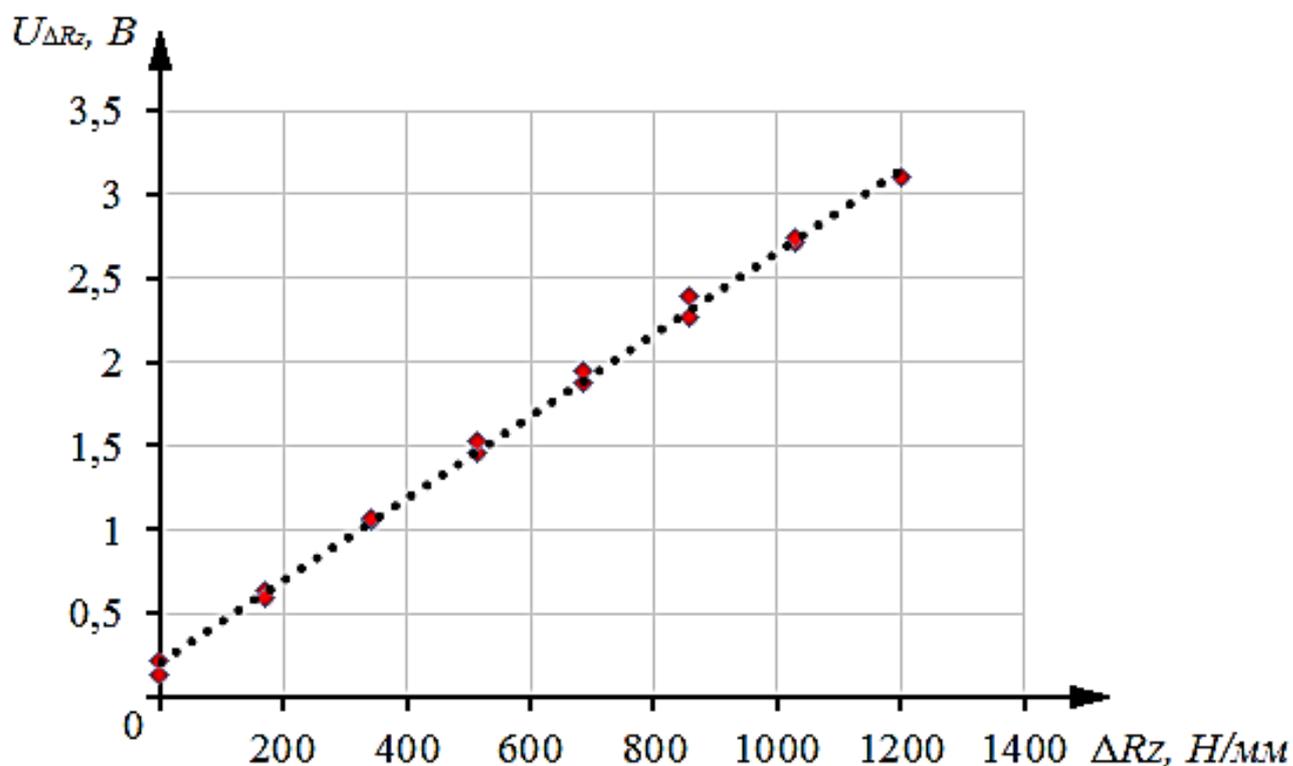


Рис. 3.21. График тарировки системы измерения элементарной нормальной реакции ΔR_z ведомого опорного ролика

Аппроксимировав полученный тарировочный график, получено линейное уравнение зависимости элементарной нормальной реакции ΔR_z от величины выходного напряжения системы измерения:

$$\Delta R_z = 406,6 \cdot U_{RZ} - 82,131. \quad (3.12)$$

где: ΔR_z - элементарная нормальная реакция, распределенная по длине пятна контакта $l_{нк}$, н/мм;

U_{RZ} - выходное напряжение системы измерения, В.

Для полученной функциональной зависимости $\Delta R_z = f(U_{RZ})$ коэффициент достоверности аппроксимации R^2 составляет 0,998. Тарирование системы измерения элементарной нормальной реакции ΔR_z второго опорного ролика осуществляется по приведенной в данном разделе методике.

3.1.4.2 Методика тарирования системы измерения элементарных касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта с цилиндрической опорной поверхностью

Для определения функциональных зависимостей $\Delta R_x = f(U_{RX})$ нами была разработана методика тарирования системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x , распределенных по длине пятна контакта L_0 с цилиндрической опорной поверхностью. Данная методика содержит в себе следующие этапы:

1) Повернуть опорный ролик так, чтобы тензометрическая балка, установленная в нем находилась в вертикальном положении, а также зафиксировать его от возможного проворачивания;

2) Прикрепить к тензометрической балке, тарировочную тягу 1. Тарировочную тягу 1 необходимо закрепить в противоположном направлении вращению опорного ролика;

3) Образцовый динамометр 2 прикрепить к тарировочной тяге 1 с одной стороны, со второй стороны используя талреп 3 и цепь 4 закрепить к жесткой неподвижной опоре (рис. 3.22.);

4) Подключить аналого-цифровой преобразователь «L-Card E-154» к блоку объединения сигналов измерительных систем комплекса, а также соединить его с ПК используя шину USB и включить ПК;

5) Включить питание измерительных систем комплекса и прогреть их в течение одной минуты;

6) Включить на ПК предустановленное программное обеспечение «LGraph 2» и включить запись сигнала системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x ;

7) Используя талреп 3 создавать нагрузку на измерительный датчик системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x , при этом контролируя значения нагрузки на динамометре 2. Нагружение производить в диапазоне от 0 кгс до 60 кгс с шагом 5 кгс;

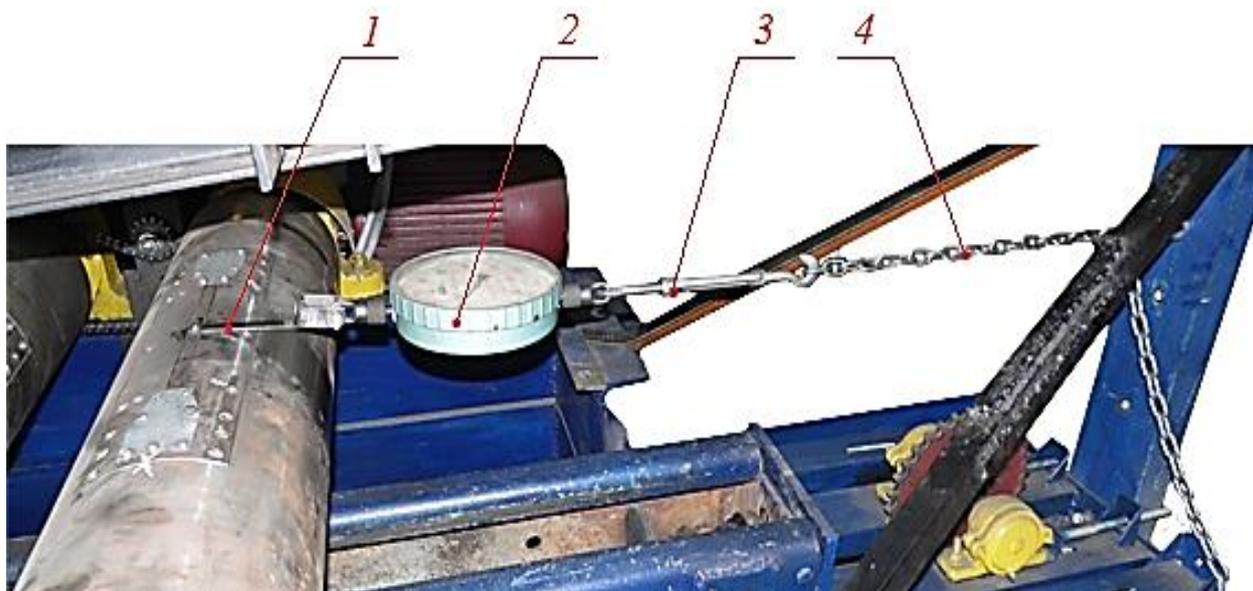


Рис. 3.22. Тарирование системы измерения элементарных касательных реакций ведомого опорного ролика: 1 – тарировочная тяга; 2 – образцовый динамометр; 3 – талреп; 4 – цепь.

8) Разгрузка измерительного датчика выполнять аналогичным образом от 60 кгс до 0 кгс с шагом 5 кгс;

9) В программном обеспечении «LGraph 2» остановить запись сигнала системы измерения и сохранить полученные результаты, а также произвести экспорт массива данных в среду «Microsoft Excel»;

10) Отключить питание измерительных систем комплекса, снять с исследовательского комплекса образцовый динамометр 2, талреп 3, цепь 4 и тарировочную тягу 1;

11) Используя полученный массив данных в среде «Microsoft Excel» необходимо заполнить таблицу тарировки системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x (Таблица 3.3).

12) Используя заполненную таблицу тарировки необходимо построить график тарировки системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x , и выполнить его аппроксимацию (рис. 3.23.).

Таблица 3.3. Тарировка системы измерения элементарной касательной реакции ведомого ролика

Показания динамометра приложенной силы F , кгс	Перерасчет в значения элементарной касательной реакции ΔR_x , Н/мм	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы $U_{\Delta R_x}$, В
Нагружение измерительного датчика		
0	0	0,34
10	98,1	0,81
20	196,2	1,12
30	294,3	1,45
40	392,4	1,74
50	490,5	2,08
60	588,6	2,38
Разгружение измерительного датчика		
50	490,5	2,18
40	392,4	1,87
30	294,3	1,51
20	196,2	1,18
10	98,1	0,78
0	0	0,35

Аппроксимировав полученный тарировочный график, получено линейное уравнение, позволяющее определять величину элементарной касательной реакции ΔR_x , в зависимости от величины электрического сигнала:

$$\Delta R_x = 285,04 \cdot U_{RX} + 118,31 \quad (3.13)$$

где: ΔR_x - элементарная касательная реакция, распределенная по длине пятна контакта, Н/мм;

U_{RX} - выходное напряжение системы измерения, В.

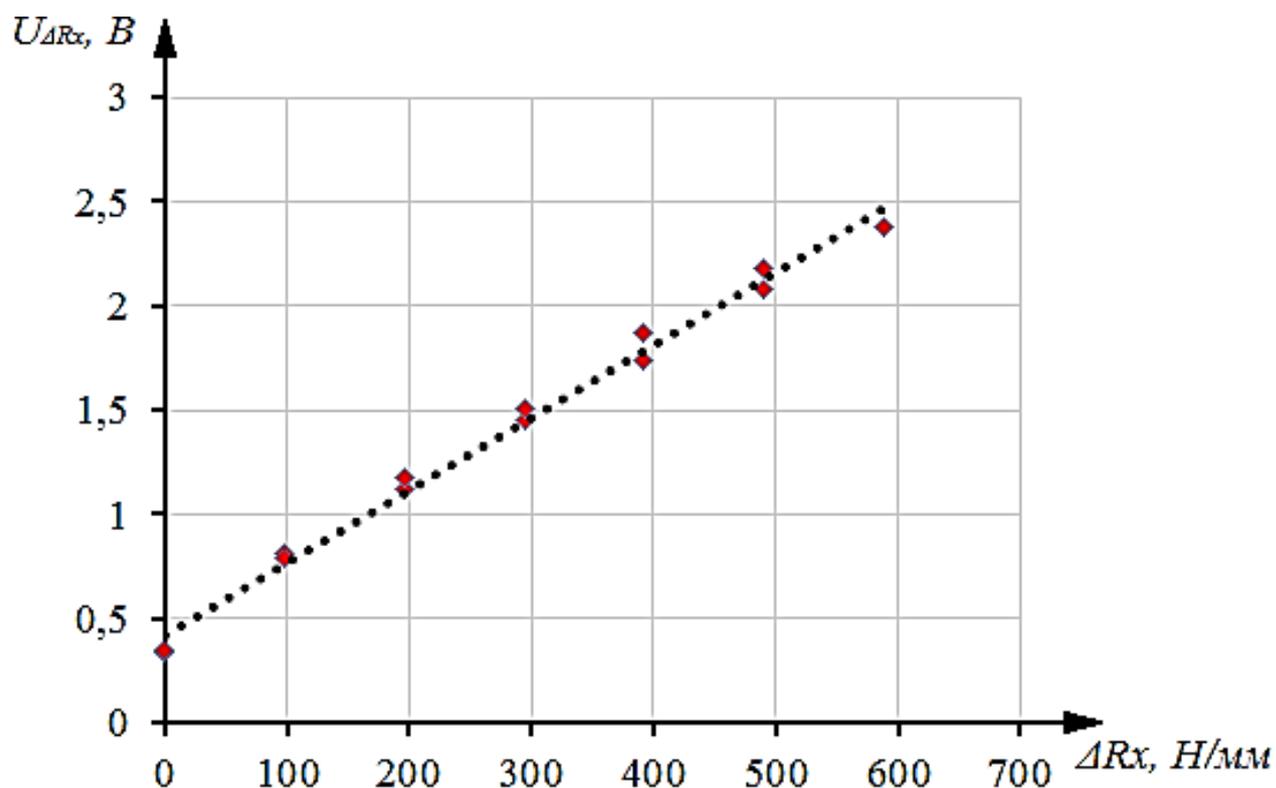


Рис. 3.23. График тарировки системы измерения элементарной касательной реакции ΔR_x ведомого опорного ролика

Для полученной функциональной зависимости $\Delta R_x = f(U_{R_x})$ коэффициент достоверности аппроксимации R^2 составляет 0,9914. Тарирование системы измерения элементарной касательной реакции ΔR_x второго опорного ролика осуществляется в аналогичном порядке.

3.1.4.3 Методика тарирования системы измерения элементарных нормальных реакций, распределенных по длине пятна контакта с плоской опорной поверхностью

Для получения функциональной зависимости выходного напряжения U_{R_z} измерительной системы от величины элементарной нормальной реакции ΔR_z , разработана следующая методика тарировки:

- 1) Закрепить датчик продольных касательных R_x и нормальных R_z реак-

ций на плоской опорной поверхности таким образом, чтобы его рабочая поверхность была направлена вниз;

2) Одну сторону образцового динамометра 3 закрепить к измерительному датчику 1, при помощи тяги 2, вторую сторону соединить талрепом 4 используя шакл 5 к неподвижной опоре (рис. 3.24);

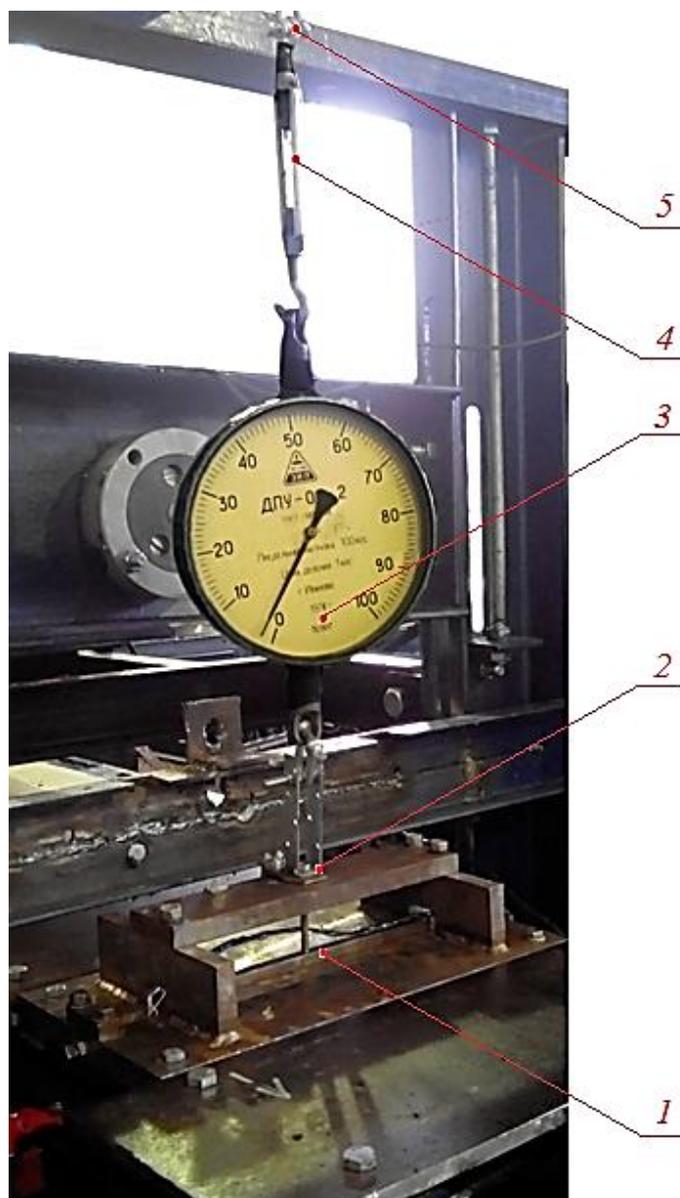


Рис. 3.24. Тарирование системы измерения элементарных нормальных реакций на плоской опорной поверхности: 1 – измерительный датчик; 2 – тарировочная тяга; 3 – образцовый динамометр; 4 – талреп; 5 – шакл.

3) Подключить АЦП «L-Card E-154» к блоку объединения сигналов измерительных систем комплекса, и посредством USB кабеля соединить АЦП с ПК и

затем включить его;

4) Включить питание измерительных систем комплекса и прогреть их течении одной минуты;

5) Включить на ПК предустановленное программное обеспечение «LGraph 2» и включить запись сигнала системы измерения элементарных нормальных реакций ΔR_z ;

6) Используя талреп 4 дискретно создавать нагрузку на измерительный датчик 1 системы измерения элементарных нормальных реакций ΔR_z , в диапазоне от 0 кгс до 90 кгс с шагом 10 кгс, при этом контролируя значения нагрузки на динамометре 3 (рис. 3.24);

7) Разгрузка измерительного датчика 1 выполнять аналогичным образом от 90 кгс до 0 кгс с шагом 10 кгс;

8) На персональном компьютере в программном обеспечении «LGraph 2» остановить запись выходного сигнала системы измерения и сохранить полученные осциллограммы, для последующей обработки в среде «Microsoft Excel»;

9) Выключить питание измерительных систем комплекса, снять с исследовательского комплекса образцовый динамометр 3, талреп 4, шакл 5 и тарировочную тягу 2, затем закрепить датчик элементарных продольных касательных ΔR_x и элементарных нормальных ΔR_z реакций на плоской опорной поверхности таким образом, чтобы его рабочая поверхность была направлена вверх (рис. 3.24);

10) Основываясь на полученных данных в среде «Microsoft Excel» нужно создать таблицу 3.4 сопоставляя значения приложенной нагрузки к измерительному датчику к значениям выходного напряжения системы измерения;

11) Из составленной таблицы построить график тарировки системы измерения элементарных нормальных реакций ΔR_z , от величины выходного сигнала системы измерения $U_{\Delta R_z}$ (рис. 3.25), и затем его необходимо аппроксимировать.

Таблица 3.4. Тарировка системы измерения элементарной нормальной реакции плоской опорной поверхности

Показания динамометра приложенной силы F , кгс	Перерасчет в значения элементарной касательной реакции ΔR_z , Н/мм	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы $U_{\Delta R_z}$, В
Нагружение измерительного датчика		
0	0	0,19
10	98,1	0,50
20	196,2	0,82
30	294,3	1,10
40	392,4	1,39
50	490,5	1,69
60	588,6	2,00
70	686,7	2,30
80	784,8	2,60
90	882,9	2,94
Разгружение измерительного датчика		
80	784,8	2,71
70	686,7	2,43
60	588,6	2,10
50	490,5	1,81
40	392,4	1,50
30	294,3	1,21
20	196,2	0,93
10	98,1	0,61
0	0	0,20

Выполнив аппроксимацию тарировочного графика (рис. 3.25), получена зависимость, позволяющая определять элементарную нормальную реакцию ΔR_z в зависимости от величины сигнала на выходе системы измерения. Зависимость эта линейного вида:

$$\Delta R_z = 322,77 \cdot U_{RZ} - 75,312 \quad (3.14)$$

где: ΔR_z - элементарная нормальная реакция, распределенная по длине пятна контакта, Н/мм;

U_{RZ} - выходное напряжение системы измерения, В.

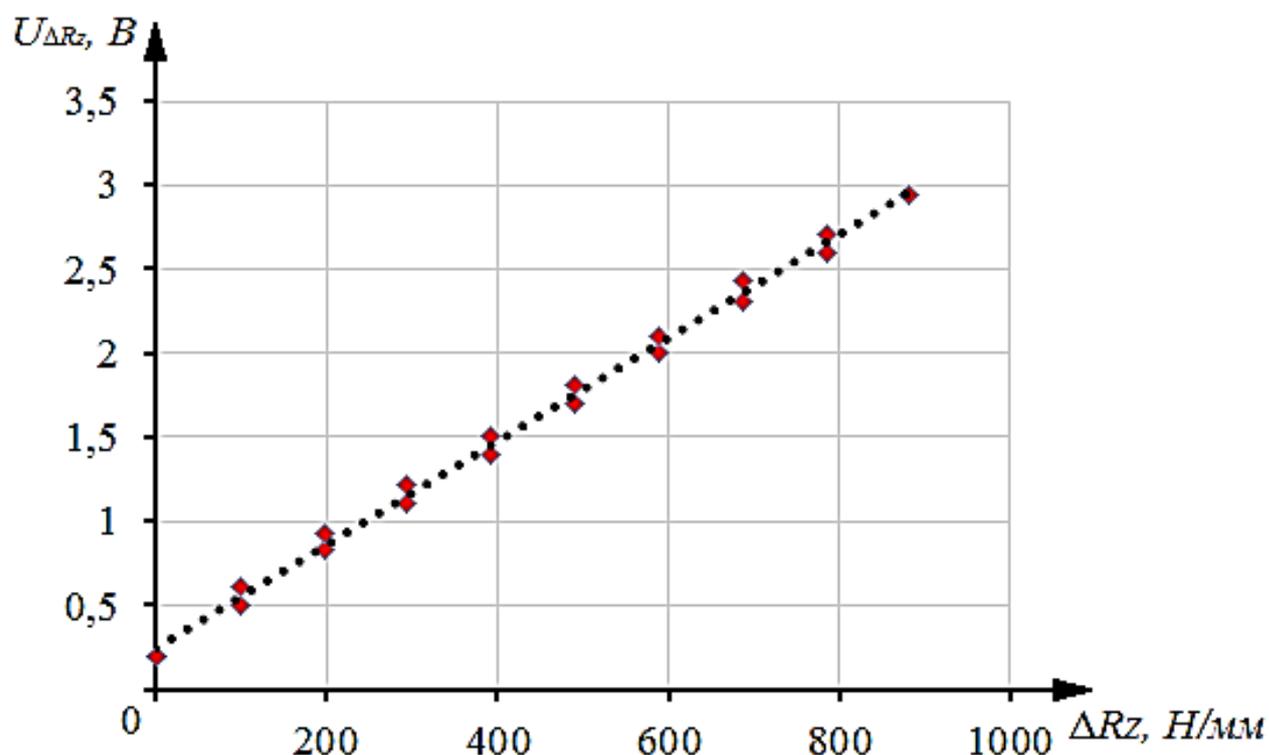


Рис. 3.25. График тарировки системы измерения элементарной нормальной реакции ΔR_z плоской опорной поверхности

Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 полученного линейного уравнения (3.14) тарировки системы измерения составляет 0,9956.

3.1.4.4 Методика тарирования системы измерения элементарных касательных реакций, распределенных по длине пятна контакта с плоской опорной поверхностью

Получение тарировочной зависимости измеряемой элементарной касательной реакции ΔR_x от величины напряжения на выходе измерительной системы, осуществляется следующим образом:

- 1) Закрепить датчик элементарных продольных касательных ΔR_x и элементарных нормальных ΔR_z реакций на плоской опорной поверхности таким образом, чтобы плоскость его рабочая поверхность была направлена вверх;
- 2) Одну сторону образцового динамометра 3 закрепить к измерительному

датчику 1, при помощи тяги 2, вторую сторону соединить талрепом 4 используя шакл 5 к неподвижной опоре (рис. 3.26);

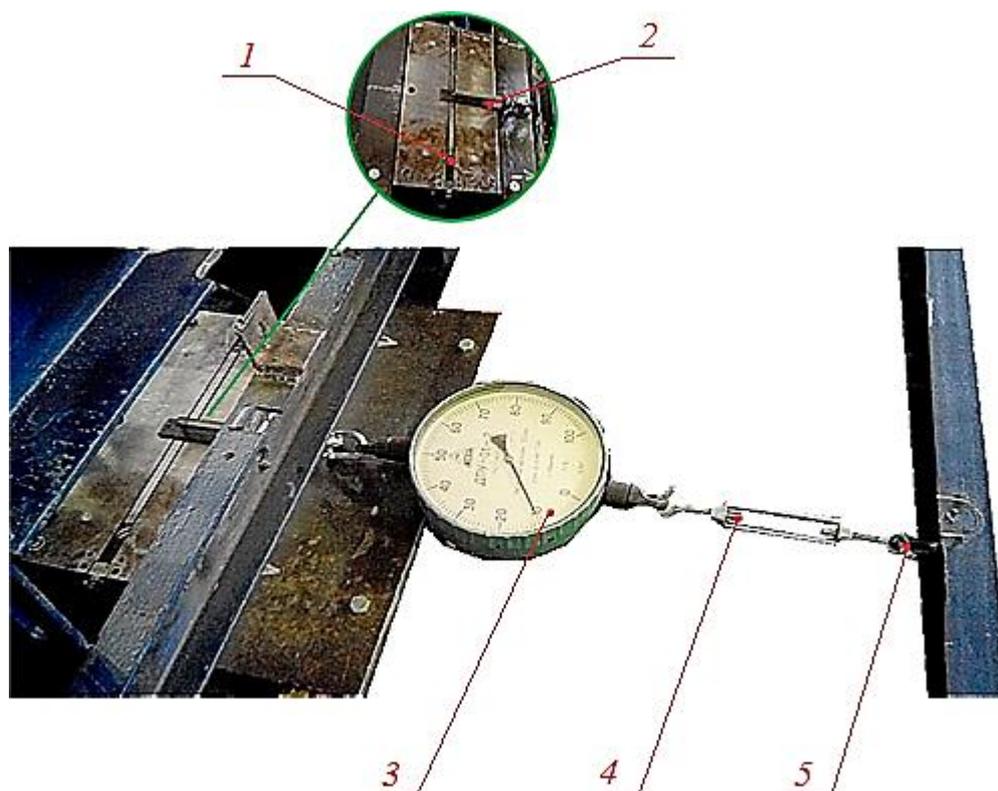


Рис. 3.26. Тарирование системы измерения элементарных касательных реакций на плоской опорной поверхности

3) Подключить блок объединения сигналов измерительных систем комплекса к АЦП «L-Card E-154», и посредством USB кабеля соединить его с ПК, и затем включить ПК;

4) Включить питание измерительных систем комплекса и прогреть их течении одной минуты;

5) Используя на персональном компьютере программное обеспечение «LGraph 2», включить запись величины напряжения на выходе системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x ;

6) Используя талреп 4 дискретно задавать нагрузку на тензометрическую пластину 1 системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x , в диапазоне от 0 кгс до 90 кгс с шагом 10 кгс, при этом контролируя значения нагрузки на динамометре 3;

7) Разгрузка тензометрической пластины 1 выполнять аналогичным образом от 90 кгс до 0 кгс с шагом 10 кгс;

8) На персональном компьютере в программном обеспечении «LGraph 2» остановить запись выходного сигнала системы измерения и сохранить полученные осциллограммы, для последующей обработки в среде «Microsoft Excel»;

9) Выключить питание измерительных систем комплекса, снять с исследовательского комплекса образцовый динамометр 3, талреп 4, шакл 5 и тарировочную тягу 2 (рис. 3.26);

10) Основываясь на полученных данных в среде «Microsoft Excel» нужно создать таблицу сопоставляя значения приложенной нагрузки к измерительному датчику к значениям выходного напряжения системы измерения;

11) Из составленной таблицы построить график тарировки системы измерения элементарных касательных реакций ΔR_x от величины выходного сигнала системы измерения $U_{\Delta R_z}$, и затем его необходимо аппроксимировать.

Таблица 3.5. Тарировка системы измерения элементарной касательной реакции плоской опорной поверхности

Показания динамометра приложенной силы F , кгс	Перерасчет в значения элементарной касательной реакции ΔR_z , Н/мм	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы $U_{\Delta R_z}$, В
Нагружение измерительного датчика		
0	0	0
10	98,1	0,21
20	196,2	0,42
30	294,3	0,64
40	392,4	0,87
50	490,5	1,09
60	588,6	1,30
70	686,7	1,52
80	784,8	1,75
90	882,9	1,99

Продолжение таблицы 3.5.

Показания динамометра приложенной силы F , кгс	Перерасчет в значения элементарной касательной реакции ΔR_z , Н/мм	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы $U_{\Delta R_z}$, В
Разгрузка измерительного датчика		
80	784,8	1,80
70	686,7	1,60
60	588,6	1,41
50	490,5	1,20
40	392,4	0,98
30	294,3	0,74
20	196,2	0,48
10	98,1	0,23
0	0	0

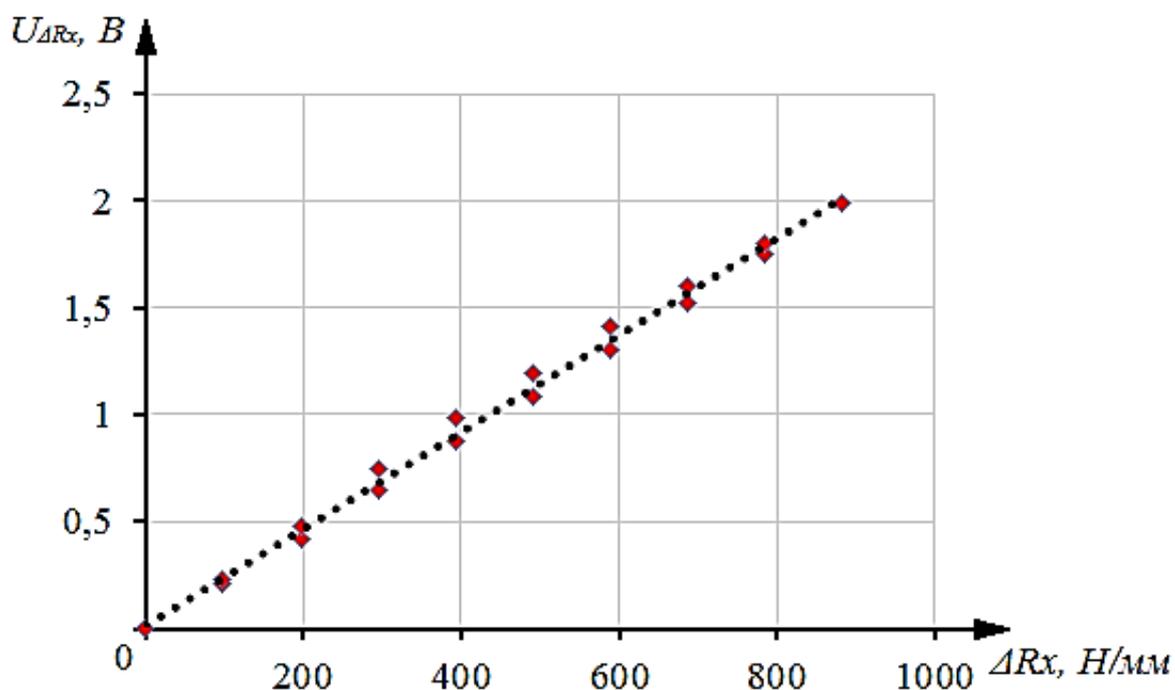


Рис. 3.27. График тарировки системы измерения элементарной касательной реакции ΔR_x плоской опорной поверхности

Выполнив аппроксимацию тарировочного графика, получена зависимость элементарной нормальной реакции ΔR_x от величины выходного напряжения $U_{\Delta R_z}$ системы измерения линейного вида:

$$\Delta R_x = 439,01 \cdot U_{RX} - 3,19 \quad (3.15)$$

где: ΔR_x - элементарная нормальная реакция, распределенная по длине пятна контакта, $H/мм$;

U_{RX} - выходное напряжение системы измерения, B .

Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 полученного линейного уравнения составляет 0,9953.

3.1.4.5 Методика тарирования системы измерения суммарной тормозной силы

Представленная ниже методика тарирования системы измерения суммарной тормозной силы F_T была разработана для выявления функциональной зависимости $\Delta F_T = f(U_{FT})$ и включает в себя несколько пунктов:

1) Установить на измерительный датчик 1 рым-болт 2, затем используя шакл 3 соединить одну сторону динамометра 4 с рым-болтом 2. Вторую сторону динамометра 4 соединить талрепом 5 и цепью 6 с нагружающим устройством стенда (рис. 3.28.);

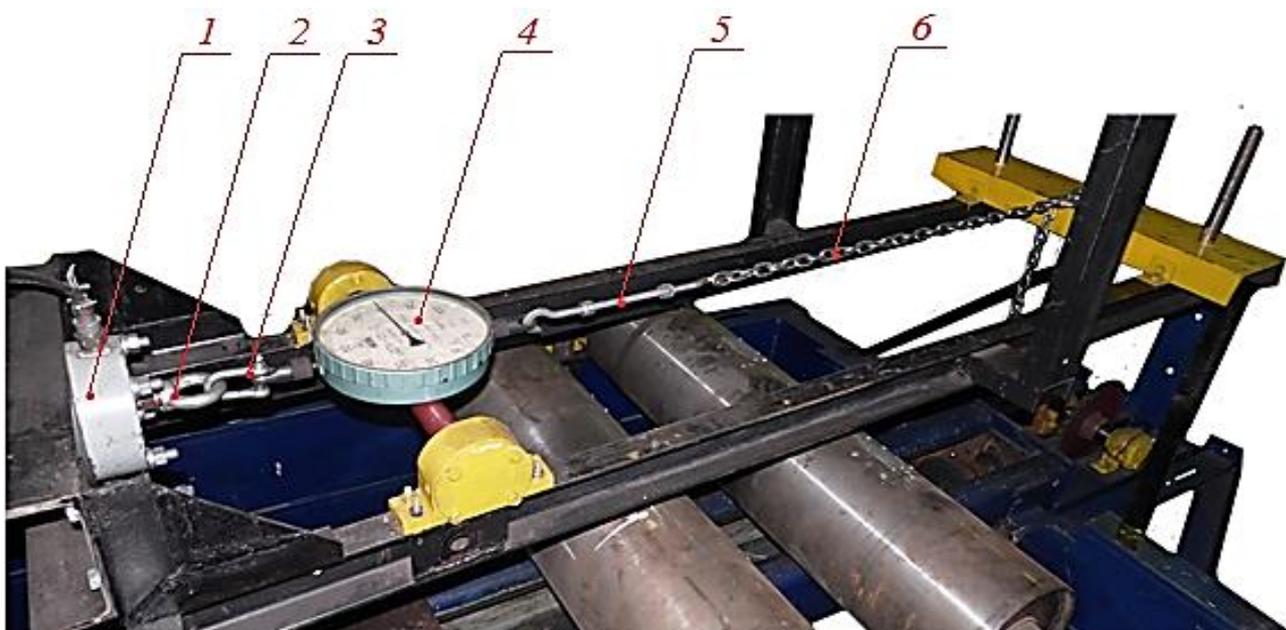


Рис. 3.28. Тарирование системы измерения суммарной тормозной силы: 1 – датчик ДСТ-9035; 2 – рым-болт; 3 – шакл; 4 – образцовый динамометр; 5 – талреп; 6 – цепь.

2) Подключить блок объединения сигналов измерительных систем комплекса к АЦП «L-Card E-154», и посредством USB кабеля соединить его с ПК, и затем включить;

3) Включить питание измерительных систем комплекса и прогреть их течении одной минуты;

4) Используя на персональном компьютере программное обеспечение «LGraph 2», включить запись выходного сигнала системы измерения суммарной тормозной силы F_T ;

5) При помощи талрепа дискретно задавать нагрузку на измерительный датчик в диапазоне от 0 кН до 5 кН с интервалом в $0,5 \text{ кН}$, при этом контролирую величину нагрузки по образцовому динамометру;

6) При достижении максимального значения нагрузки в 5 кН , выполнить разгрузку измерительного датчика до 0 кН с шагом $0,5 \text{ кН}$;

7) На персональном компьютере в программном обеспечении «LGraph 2» остановить запись выходного сигнала системы измерения и сохранить полученные осциллограммы, для последующей обработки в среде «Microsoft Excel»;

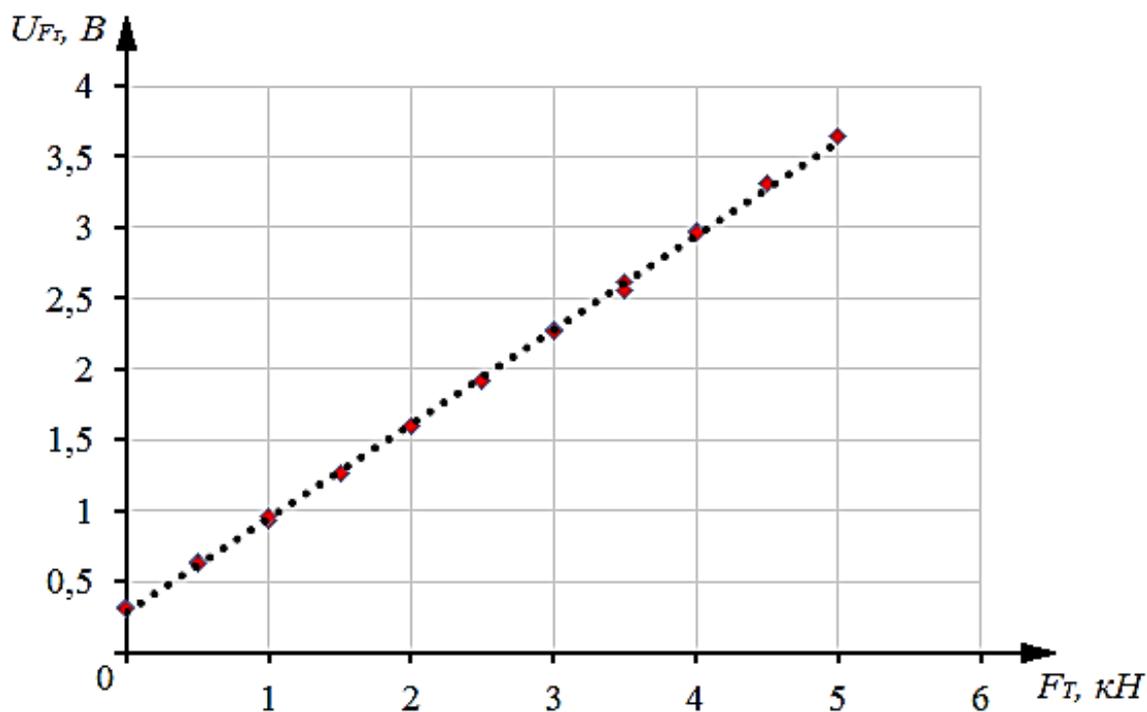
8) Выключить питание измерительных систем, и затем снять с измерительного комплекса цепь 6, образцовый динамометр 4, талреп 5, шакл 3 и рым-бот 2 (рис. 3.28.);

9) Основываясь на полученных данных в среде «Microsoft Excel» нужно создать таблицу, сопоставляя значения приложенной нагрузки к измерительному датчику к значениям выходного напряжения системы измерения;

10) Из составленной таблицы построить график тарировки системы измерения суммарной тормозной реакции от величины выходного напряжения системы измерения, и затем его аппроксимировать.

Таблица 3.6. Тарировка системы измерения суммарной тормозной силы

Показания динамометра приложенной силы F_T , κH	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы U_{FT} , B	Показания динамометра приложенной силы F_T , κH	Величина напряжения выходного сигнала измерительной системы U_{FT} , B
Нагружение		Разгружение	
0	0,35	5	3,64
0,5	0,66	4,5	3,31
1	0,93	4	2,96
1,5	1,27	3,5	2,55
2	1,60	3	2,26
2,5	1,92	2,5	1,92
3	2,28	2	1,60
3,5	2,61	1,5	1,26
4	2,98	1	0,96
4,5	3,31	0,5	0,63
5	3,64	0	0,31

Рис. 3.29. График тарировки системы измерения суммарной тормозной силы F_T

Аппроксимировав полученный тарировочный график, получена зависимость суммарной тормозной силы от величины выходного напряжения системы измерения линейного вида:

$$F_T = 1,4988 \cdot U_{FT} - 0,4202 \quad (3.16)$$

где: F_T - суммарная тормозная сила, H ;

U_{FT} - выходное напряжение системы измерения, B .

Коэффициент достоверности аппроксимации R^2 полученного линейного уравнения составляет 0,9994.

3.2 Методика экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичных шин с дорогой при экстренном торможении АТС

Согласно нормативным документам [141, 49], контроль технического состояния тормозной системы автотранспортного средства (АТС) может осуществляться как в стендовых, так и в дорожных условиях. Стендовые испытания не могут в полной мере учесть все факторы которые влияют на автомобиль в процессе торможения, и как следствие не могут дать объективную оценку работы тормозной системы АТС в дорожных условиях. Для экспериментальных исследований была разработана методика исследования характеристик сцепления эластичной шины при экстренном торможении АТС в дорожных условиях.

Перед проведением экспериментальных исследований производили проверку состояния шин, установленных на АТС, измеряли износ их беговых дорожек, осматривали на наличии повреждений, грыж и т.д. Согласно техническому регламенту Таможенного Союза №720 [141], для АТС категории М1 остаточная высота рисунка протектора должна быть не менее 1,6 мм. Шины, установленные на АТС, на каждой из осей (попарно) должны иметь примерно одинаковый износ рисунка протектора, одинаковый рисунок протектора, а также они должны иметь одинаковую конструкцию (диагональные, радиальные). Далее производили проверку давления в шинах P_w , и при необходимости, доводили его до уровня 0,21

МПА, далее проводили визуальный осмотр тормозных механизмов и тормозных магистралей на наличие повреждений.

Экспериментальные исследования установившегося замедления $j_{уст}$ АТС при его торможении в дорожных условиях проводили при «холодных» тормозных механизмах, т.е. температура тормозных дисков и барабанов была менее 100°C , а также при отключенной системе ABS.

Для проведения исследования выбирали ровный горизонтальный участок дороги (*не относящаяся к дорогам общего пользования*) с сухим асфальтобетонным или цементобетонным покрытием. При проведении испытаний варьировали массу АТС m_a в пределах от 1120 кг до 1280 кг , что не превышает его максимально разрешенной массы, заданной производителем, а также учитывали температуру окружающей среды t_{oc} .

Проведение экспериментального исследования производилось следующим образом:

- включали измерительное оборудования и выполняли его настройку;
- разгоняли АТС до скорости 45 км/ч ;
- включали нейтральную передачу в трансмиссии АТС;
- во время выбега АТС, когда его скорость снижалась до 40 км/ч , выполняли экстренное торможение, усилие на органе управления тормозной системой не превышало 490 Н для АТС категории М1, и время приведение его в действие не более $0,2\text{ с}$. Корректировка направления движения АТС при этом не допускалась;
- измеряли тормозной путь S_T АТС и сохраняли полученные результаты.

Площадка для проведения испытаний была разделена на пять участков (рис 3.30.):

- I – участок подготовки;
- II - участок разгона АТС;
- III - участок выбега АТС;
- IV - участок торможения АТС;
- V - участок безопасности;



Рис. 3.30 – Схема площадки для проведения исследований

Обработка результатов измерений заключалась в расчете реализованного коэффициента сцепления φ шин АТС с дорожным полотном для каждого измерения. Далее выполняли обработку результатов измерений, группируя их по следующим параметрам:

- износ шин;
- нагрузка на колеса АТС;
- температура окружающей среды.

После группирования результатов по каждой из групп строили гистограммы распределения установившегося замедления $j_{уст}$ АТС и реализованного коэффициента сцепления φ шин АТС с дорогой при экстренном торможении, и рассчитывали статистические параметры: *математическое ожидание коэффициента сцепления, среднеквадратичное отклонение* и т.д.

3.2.1 Требования к оборудованию для проведения дорожных испытаний, и методика проведения испытаний

Оборудование для проведения исследований должно быть простым, надежным, легким в эксплуатации, а также должно соответствовать следующим техническим требованиям [152]:

- питание от собственного аккумулятора или от бортовой сети АТС;
- простота установки на АТС;
- непрерывное измерение параметров процесса торможения АТС;

- возможность соединения с ПК для сохранения результатов измерения.

Проанализировав представленное оборудование на рынке, было принято решение использовать прибор - измеритель эффективности тормозных систем «Эффект-02» фирмы МЕТА. Прибор «Эффект-02» [72, 73] предназначен для проверки технического состояния тормозной системы АТС дорожным методом согласно ГОСТ 33997-2016 [49]. Он в полной мере удовлетворяет предъявленным требованиям. Внешний вид прибора и его периферия, используемая в процессе испытаний, представлены на рисунке 3.31.



Рис. 3.31. Внешний вид прибора «Эффект-02» фирмы МЕТА

Передача данных от прибора «Эффект-02» в персональный компьютер осуществлялась при помощи COM-порта, через специально разработанный для этого терминал «EFFEKT» [116]. Внешний вид прибора, установленного на автомобиле, изображен на рисунке 3.32.



Рис. 3.32 – Прибор «Эффект-02» установленный на автомобиль

Методика экспериментальных исследований параметров тормозной эффективности АТС в дорожных условиях [73]:

- установить АТС на участок дороги для проведения исследований [49];
- установить прибор «Эффект-02» на боковом стекле автомобиля согласно руководству по эксплуатации [73];
- соединить прибор «Эффект-02» с датчиком усилия F_n на органе управления тормозной системой, СОМ-портом персонального компьютера;
- подключить питание, применив при этом собственный аккумулятор прибора или соединить его с бортовой сетью АТС используя розетку на 12 вольт;
- установить на органе управления тормозной системой датчик усилия F_n ;
- включить прибор и прогреть его систему измерения в течении 30 секунд, на ПК запустить терминал «EFFEKT»;
- разогнать АТС до скорости в 45 км/ч;
- включить нейтральную передачу в трансмиссии АТС;

- в режиме выбега АТС, когда скорость движения снизится до 40 км/ч произвести экстренное торможение соблюдая требования ГОСТ 33997-2016 [49];

- после полной остановки АТС сохранить полученные результаты на ПК и записать параметры, отображаемые на экране прибора «Эффект-02» характеризующие процесс торможения.

После проведения линейки экспериментов дальнейшая обработка результатов выполнялась в среде «Microsoft Excel».

3.3 Методика экспериментальных исследований параметров тормозной эффективности АТС на силовом роликовом стенде

Целью данных исследований являлось, получение численных значений параметров тормозной эффективности АТС на силовом роликовом стенде. Торможение выполняли на одном и том же АТС с шинами, имеющими отличный друг от друга износ протектора.

Для реализации предложенной методики использовались: силовой тормозной роликовый стенд СТМ-3500, автомобиль *Nissan Sunny FB15* с исправной тормозной системой, две пары шин *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* имеющих отличный друг от друга износ протектора.

Методика предполагала следующую последовательность действий:

Подготовительные операции:

- 1) Прогрев измерительных систем стенда.
- 2) Запуск на ПК программного обеспечения стенда СТМ-3500.
- 3) Установка датчика усилия нажатия на педаль управления тормозной системой АТС.

Измерение параметров тормозной эффективности:

- 4) Заполнить информацию о АТС, выбрать диагностируемую ось.
- 5) После нажатия на кнопку «Проверка» в диалоговом окне программы, на экране появлялось сообщение «Въезжай», затем выполняли постановку колес диагностируемой оси АТС на опорные ролики стенда.

6) После заезда автомобиля автоматически включался режим «Просушка», оператор, находящийся в автомобиле плавно нажимал на педаль управления тормозной системой АТС с небольшим усилием.

7) После режима «Просушка» включали в диалоговом окне программы управления стендом режим измерения тормозной эффективности.

8) При появлении на экране ПК сообщения «Плавно тормози» нажимали на педаль управления тормозной системой АТС.

9) После проведения измерений на экране ПК появлялись результаты измерений, их фиксировали в памяти компьютера.

10) Убирали автомобиль со стенда.

11) Повторяли пункты с 5 по 10 в соответствии с методикой планирования эксперимента.

12) Устанавливали колеса с шинами, имеющими большой износ, и повторяли пункты с 1 по 11.

После проведения экспериментов дальнейшая обработка результатов выполнялась в среде «Microsoft Excel».

3.4 Методика исследования силового радиуса колеса с эластичной шиной

Для выявления функциональной зависимости силового радиуса колеса - радиуса качения в ведомом режиме $r_{ко}$ от величины, приложенной к нему нормальной нагрузки G_k была разработана представленная ниже методика. Данная методика позволяет определять радиусы $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме как на плоской опорной поверхности, так и на одиночной или двух цилиндрических опорных поверхностях стенда (рис. 3.32).

Для реализации предложенной методики использовалось следующее оборудование: стенд модульной конструкции с установленными на нем цилиндрическими опорными поверхностями, шинный тестер, рулетка, автомобильное колесо с эластичной шиной.



а) на одном опорном ролике

б) на двух опорных роликах

Рис. 3.32 – Колесо, установленное на стенде с опорными роликами и нанесенными отметками для отсчета

На рисунке 3.33 представлен вид на колесо с эластичной шиной, установленное на шинном тестере. Т.к. радиус бегового барабана значительно превышает радиус колеса с эластичной шиной, то можно принять допущение, что колесо катится по плоской опорной поверхности.

Радиус качения колеса в ведомом режиме рассчитывался по формуле:

$$r_{ко} = \frac{(2\pi \cdot r_{\phi} \cdot n_{\phi}) + L_{\phi}}{2\pi \cdot n_{к}} \quad (3.17)$$

где n_{ϕ} – число полных оборотов бегового барабана или опорного ролика;

r_{ϕ} – радиус бегового барабана или опорного ролика;

L_{ϕ} – длина дуги барабана или опорного ролика неполного его оборота, которую прошло колесо при качении;

$n_{к}$ – количество полных оборотов колеса.

Экспериментальное исследование зависимости радиуса колеса с эластичной шиной в ведомом режиме от нормальной нагрузки, можно разделить на два этапа: подготовительные работы и проведение испытаний.

Подготовительные работы включают в себя измерение давления в шине, и при необходимости доведение его до нормы в $0,21 \text{ МПа}$, а также последующее её нагружение нормальной нагрузкой в 500 Н .



Рис. 3.33 – Колесо, установленное на шинном тестере

Проведение испытаний:

1. На линии контакта эластичной шины с беговым барабаном или опорным роликом наносили отметку посередине длины пятна контакта на шине и опорной поверхностью, а также наносили метку на неподвижной вилке крепления оси вращения колеса для отсчета числа полных оборотов колеса.
2. Вращали беговой барабан или опорный ролик до совершения десяти полных оборотов считая количество оборотов $n_{\text{б}}$. Считали количество оборотов колеса с эластичной шиной $n_{\text{к}}$.
3. Измерительной рулеткой измеряли пройденный колесом путь $L_{\text{д}}$ за последний неполный оборот бегового барабана или опорного ролика.
4. Повторяли выполнение пунктов с первого по четвертый, затем проводили следующее измерение (до i -го измерения).
5. Рассчитывали радиус качения $r_{\text{ко}}$ колеса в ведомом режиме по формуле 3.17.
6. Записывали результат измерения $r_{\text{ко}}$ и соответствующее ему значение R_z в таблицу.

7. Догружали колесо нормальной нагрузкой на величину равной 500Н и повторяли выполнение пунктов с первой по шестой.

8. При достижении нормальной нагрузкой уровня 4000Н завершали измерения и строили график зависимости $r_{ко} = f(R_z)$.

3.5 Методика определения износа рисунка протектора

Для реализации данной методики необходим измеритель глубины рисунка протектора шины с пределом измерений от 1,6 мм до 12 мм. Максимальный предел измерения в 12 мм обуславливается максимальной высотой протектора легковых зимних шин в 10 мм. Погрешность измерения прибора должна быть не более $\pm 3\%$.

Оптимальным вариантом для использования является измеритель глубины рисунка протектора фирмы GemRed модели QST -601 (рис. 3.34).



Рис. 3.34 Измеритель глубины рисунка протектора фирмы GemRed модели QST -601

Измеритель имеет следующие технические характеристики:

- предел измерения от 0 до 25 мм;
- цена деления 0,01 мм;
- погрешность измерения не более $\pm 2,5\%$;
- рабочий диапазон температур от 0 до 40°C.

Методика включает в себя следующие пункты:

- 1) Откалибровать нулевое положение измерительного датчика на приборе.

2) Очистить измеряемый участок протектора шины от грязи, песка, мелких камней.

3) Выдвинуть измерительный датчик на *15-20 мм*, затем прижать его в канавку на беговой дорожке расположенную ближе к центру (рис. 3.35).



Рис. 3.35 Измерение остаточной высоты рисунка протектора беговой дорожки шины

4) Зафиксировать полученное значение остаточной высоты рисунка протектора h_{np} , и повторить пункты 2 и 3 еще в 4 местах по беговой дорожке шины, равноудаленных друг от друга.

5) Полученное значение остаточной высоты рисунка протектора h_{np} беговой дорожки шины необходимо пересчитать в степень износа рисунка протектора по формуле 3.18.

$$\Delta_{np} = \frac{h_{np.max} - h_{np}}{h_{np.max} - h_{np.min}} \cdot 100\% \quad (3.18)$$

где: h_{np} – измеренное значение высоты рисунка протектора шины;

$h_{np.max}$ – максимальное значение высоты рисунка протектора шины, принимается по каталогу производителя;

$h_{np.min}$ – минимально допустимая величина высоты рисунка протектора шины, принимается по типу шины.

Минимально допустимая остаточная величина высоты рисунка протектора шины для автомобилей категории М1 составляет 1,6 мм для летних шин, и 4 мм для зимних шин [49, 141].

3.6 Установление функциональных зависимостей основных параметров процесса торможения АТС от параметров влияющих на объект исследования

Получаемые результаты в ходе экспериментальных и аналитических исследований представляют собой большой массив данных, занесенных в таблицы. Для дальнейшего использования полученных результатов необходимо подобрать функцию вида $y=f(x)$ как можно более точно описывающая эти зависимости.

Аппроксимация используется для приближенного определения функции $y=f(x)$. Для этого используется полученный массив данных представленный в виде таблицы состоящий из столбца с искомым параметром y и столбца с определяющим параметром x . Затем имеющуюся функцию $y=f(x)$ необходимо представить в виде функции $y=g(x)$ путем приближенной замены точек, так чтобы функция $y=g(x)$ имела минимальное отклонение от функции $y=f(x)$ в заданной области определяющего параметра x .

3.6.1 Методика аппроксимации результатов аналитических и экспериментальных исследований

Результатом проводимых аналитических и экспериментальных исследований процесса торможения АТС в дорожных условиях является получение функциональных зависимостей, математических формул и т.д., чтобы иметь возможность использовать их в дальнейших расчетах.

Аппроксимация данных методом наименьших квадратов (полином Чебышева) получил достаточно широкое распространение. Согласно этому методу, аппроксимирующая функция $y=g(x)$ имеет следующий вид [155]:

$$g(x) = c_1 \cdot \xi_1(x) + c_2 \cdot \xi_2(x) + \dots + c_n \cdot \xi_n(x) \quad (3.19)$$

где: c_1, c_2, c_n - неизвестные параметры функции $g(x)$;

ξ_1, ξ_2, ξ_n - последовательность линейно-независимых функций.

Тогда сумма квадратов отклонений аппроксимирующей функции $g(x)$ от аппроксимируемой функции $f(x)$ в заданном интервале значений точек запишется в виде [155]:

$$J = \sum_{t=1}^n (f(x_t) - g(x_t))^2 \quad (3.20)$$

Руководствуясь условиями минимума данного функционала, выбираются параметры c_1, c_2, \dots, c_n как [155]:

$$\frac{dj}{dc_j} = -2 \cdot \sum_{t=1}^n \left(f(x_t) - \sum_{i=1}^n c_i \cdot \xi_i(x_t) \right) \cdot \xi_j(x_t) \quad (3.21)$$

или

$$\sum_{t=1}^n \sum_{i=1}^n c_i \cdot \xi_i(x_t) \cdot \xi_j(x_t) = \sum_{t=1}^n f(x_t) \cdot \xi_j(x_t) \quad (3.22)$$

Относительно неизвестных параметров c_1, c_2, \dots, c_n , последнее выражение (3.22) можно переписать как систему линейных алгебраических уравнений [155]:

$$\begin{cases} c_1 \sum_{t=1}^n \xi_1^2(x_t) + c_2 \sum_{t=1}^n \xi_1(x_t) \cdot \xi_2(x_t) + \dots + c_n \sum_{t=1}^n \xi_1(x_t) \cdot \xi_n(x_t) = \sum_{t=1}^n f(x_t) \cdot \xi_1(x_t); \\ c_1 \sum_{t=1}^n \xi_1(x_t) \cdot \xi_2(x_t) + c_2 \sum_{t=1}^n \xi_2^2(x_t) + \dots + c_n \sum_{t=1}^n \xi_2(x_t) \cdot \xi_n(x_t) = \sum_{t=1}^n f(x_t) \cdot \xi_2(x_t); \\ \dots \\ c_1 \sum_{t=1}^n \xi_1(x_t) \cdot \xi_n(x_t) + c_2 \sum_{t=1}^n \xi_2(x_t) \cdot \xi_n(x_t) + \dots + c_n \sum_{t=1}^n \xi_n^2(x_t) = \sum_{t=1}^n f(x_t) \cdot \xi_n(x_t); \end{cases} \quad (3.23)$$

Или в матричной форме [155]:

$$A \cdot \bar{c} = \bar{g} \quad (3.24)$$

где: A – симметричная матрица порядка n ;

\bar{g} – n мерный вектор-столбец свободных членов;

\bar{c} – n мерный вектор-столбец неизвестных параметров, которые определяются как [50]:

свою очередь наглядно отображают исследуемый процесс, но так как для проведения расчетов необходимы формулы, зависимости, то встает вопрос об аппроксимации полученных результатов.

Аппроксимация результатов экспериментальных данных исследований выполнялась в среде «Microsoft Excel» по методу наименьших квадратов. Среда «Microsoft Excel» позволяет получать следующие типы аппроксимирующих функций:

- линейная;
- логарифмическая;
- экспоненциальная;
- степенная;
- полиномиальная.

Линейная функция применяется для описания простейших функций, при которой изменение процесса происходит линейно, и описывается уравнением вида:

$$y = f(x) \quad (3.30)$$

Логарифмическая функция применяется для описания процесса, в котором происходит резкое изменение вначале и дальнейшая стабилизация. Описывается уравнением вида:

$$y = a \cdot \ln x + b \quad (3.31)$$

Экспоненциальная функция применяется для описания процесса, когда полученные результаты имеют резкое изменение в начале с последующей плавной стабилизацией процесса и задается уравнением вида:

$$y = b \cdot e^{a \cdot x} \quad (3.32)$$

Степенная функция используется для описания процесса имеющим постоянное увеличение или снижение скорости роста, описывается уравнением вида:

$$y = b \cdot x^a \quad (3.33)$$

Полиномиальная функция используется при описании процесса, имею-

щего точки экстремумов. Количество экстремумов функции определяется степенью полинома. Функция имеет следующий вид:

$$y = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_n \cdot x^n \quad (3.34)$$

Оценка точно аппроксимации экспериментальных данных осуществляется по коэффициенту детерминации R^2 , который находится в пределах от 0 до 1, чем ближе его значение к 1, тем точнее описываются исходные данные.

Выполнение аппроксимации экспериментальных данных в среде «Microsoft Excel» осуществляется в следующей последовательности:

- 1) Построить график изменения параметра процесса по экспериментальным данным;
- 2) На появившейся диаграмме выделить построенный график зависимости и вызвать контекстное меню;
- 3) В появившемся на экране ПК контекстном меню выбрать пункт «Добавить линию тренда»;
- 4) В появившемся на экране ПК окне «Параметры линии тренда» выбрать тип аппроксимирующей функции и включить показ аппроксимирующего уравнения и коэффициента детерминации R^2 на диаграмме.

Также одним из вариантов аппроксимации массива данных является многофакторная регрессия. Для построения многофакторной регрессионной модели в среде Microsoft Excel, необходимо выполнить следующий порядок действий:

- 1) Составить сводную таблицу, включающую в себя результаты экспериментальных исследований, а также параметры которые изменялись в процессе исследования;
- 2) На вкладке «Данные» главного окна программы, выбрать инструмент «Анализ данных»;
- 3) В появившемся экране ПК контекстном меню выбрать пункт «Регрессия»;
- 4) В появившемся на экране ПК диалоговом окне «Регрессия» необходимо указать выходной интервал данных, который представляет собой полученные ре-

зультаты исследований, и входной интервал данных – параметры которые изменялись в процессе исследований. Также в диалоговом окне указывает уровень надежности и параметры вывода регрессионной модели.

5) Полученные коэффициенты в созданной регрессионной модели необходимо проверить на значимость влияния на исследуемый процесс. Анализ выполняется сравнением абсолютных значений t -статистики с критическим значением.

6) В справочнике по математической статистике находится t -критическое для заданного числа степеней свободы. Если абсолютное значение t -статистики больше критического значения, то считается что данный параметр оказывает значительное влияние на расчет в данной регрессионной модели.

3.7 Методика оценки адекватности математической модели исследуемого процесса

Аналитические исследования на математическом аппарате представленном во второй главе диссертации должны максимально точно описывать исследуемый процесс торможения колеса с эластичной шиной. Для этого была предложена методика оценки адекватности математической модели, основанная на F -распределении критерия Фишера [124]. Исходные данные для аналитических исследований строго повторяли параметры реального АТС и условия проведения реальных экспериментов, как стендовых, так и дорожных.

Для оценки адекватности математической модели необходимо рассчитать значение F -распределение критерия Фишера по формуле [96, 122]:

$$F_p = \frac{S_{ад.}^2}{S_{повт.}^2} \quad (3.35)$$

где: $S_{ад.}^2$ - дисперсия адекватности, характеризующая степень рассеяния результатов расчета на математической модели от результатов экспериментального исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной;

$S_{повт.}^2$ - дисперсия повторяемости результатов исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной.

Дисперсия адекватности рассчитывается как [96, 122]:

$$S_{ад.}^2 = \frac{1}{N - k} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - x_i^p)^2 \quad (3.36)$$

где: N – число исследуемых точек опытных характеристик;

k – количество коэффициентов полученных в результате аппроксимации опытной характеристики;

x_i – значение i -точки, полученной в результате экспериментальных исследований процесса торможения колеса с эластичной шиной;

x_i^p – значение i -точки, полученной в результате аналитических исследований процесса торможения колеса с эластичной шиной.

Дисперсия повторяемости рассчитывается как [96, 122]:

$$S_{повт.}^2 = \frac{1}{N_{II} - 1} \cdot \sum_{i=1}^{N_n} (y_i - y_{CP})^2 \quad (3.37)$$

где: N_n – количество проведенных торможений колеса с эластичной шиной на стенде, так и полных торможений АТС в дорожных условиях;

y_i – значение исследуемого параметра при i -ом торможении колеса с эластичной шиной на стенде, так и при экстренном торможении АТС в дорожных условиях;

y_{CP} – среднее значение исследуемого параметра процесса торможения колеса с эластичной шиной на стенде, или при процессе экстренного торможения АТС в дорожных условиях.

Среднее значение исследуемого параметра рассчитывается как [96, 122]:

$$y_{CP} = \frac{1}{N_{II}} \cdot \sum_{i=1}^{N_B} y_i \quad (3.38)$$

Чтобы сравнить значение F -распределения критерия Фишера с табличными значениями, необходимо установить число степеней свободы по выражениям:

$$\begin{cases} \gamma_1 = N_{II} - 1 \\ \gamma_2 = N - k \end{cases} \quad (3.39)$$

Для каждой точки данных задавался 5% уровень значимости, и по таблицам F -распределения критерия Фишера, определялось его значение [96, 122]:

$$F_p < F_{(\gamma_1, \gamma_2, \%)} \quad (3.40)$$

Если равенство 3.39 не выполняется, полученная математическая модель считается неадекватной и подвергается дальнейшей доработке, посредством более детального уточнения некоторых её элементов.

3.8 Выводы по третьей главе

Изложенный в третьей главе материал позволяет сделать следующие выводы:

1) Разработанные с участием автора методики позволяют выполнять экспериментальные исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной в блоковом режиме, на опорных поверхностях (*плоской опорной, одиночной или двух цилиндрических опорных поверхностях*) стенда.

Методики позволяют выполнять экспериментальные исследования процесса торможения АТС с заблокированными колесами в дорожных условиях, обеспечивают возможность получения экспериментальных характеристик шин для оценки влияния величины износа рисунка протектора на реализованный коэффициент сцепления как для стендовых, так и для дорожных испытаний, с целью обеспечения корректных расчетов на математических моделях.

2) Разработанные методики тарирования систем измерения позволяют получать функциональные зависимости между выходными сигналами систем измерения и измеряемыми физическими величинами, а также выполнить оценку абсолютных и относительных погрешностей систем измерения.

3) Предложены методики, позволяющие планировать эксперименты, получать зависимости силового радиуса колеса - радиуса качения в ведомом режиме

на опорных поверхностях стенда (*плоской опорной, одиночной или двух цилиндрических опорных поверхностях*) от величины, приложенной к нему нормальной нагрузки. Они позволяют выполнить аппроксимацию полученных результатов исследования, а также оценку адекватности математических моделей исследуемых процессов.

4) Разработано и изготовлено с участием автора уникальное научно-исследовательское оборудование, позволяющее выполнять экспериментальные исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной в блоке на опорных поверхностях стенда (*плоской опорной, одиночной или двух цилиндрических опорных поверхностях*), обеспечивающее возможность задания стабильных тестовых воздействий.

Разработанные методики и реализующие их оборудование позволяют измерять параметры, характеризующие процесс торможения колеса с эластичной шиной в блоке с приемлемыми погрешностями измерения исследуемых параметров.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В данной главе приведены результаты исследования. Выполнена проверка разработанных во второй главе теоретических предпосылок, повышающих достоверность контроля тормозной эффективности АТС на силовых тормозных стендах.

С этой целью были использованы методики экспериментальных исследований, изложенные в третьей главе диссертации. Полученные результаты экспериментальных исследований сравнивались с результатами аналитических исследований. На основании полученных результатов выполнялась оценка адекватности предложенных математических моделей.

В процессе исследований были получены и проанализированы зависимости коэффициента сцепления от нормальной нагрузки на колесо $\varphi=f(G_k)$, от износа шины $\varphi=f(h_{np})$, а также установившегося замедления АТС категории М1 от его массы $j=f(m)$, износа шин $j=f(h_{nu})$, температуры окружающей среды $j=f(t_{oc})$ характеризующие протекание процесса торможения колес АТС с эластичными шинами в дорожных условиях, а также на опорных поверхностях (*плоской, одной и двух цилиндрических опорных поверхностях*) исследовательского стенда. На основе установленных зависимостей были получены регрессионные модели, позволяющие прогнозировать показатели тормозной эффективности АТС категории М1 при экстренном торможении в дорожных условиях по результатам стендового контроля.

4.1 Результаты экспериментальных исследований процесса торможения АТС и его колес

Экспериментальные исследования тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях выполняли на дороге с асфальтобетонным покрытием и применением метрологически поверенного прибора «Эффект».

Экспериментальные исследования процесса торможения колес АТС с эластичными шинами выполняли на уникальном стендовом специализированном оборудовании, с использованием метрологически поверенных систем измерения кинематических и силовых параметров колес, тормозящих в блоковом режиме.

4.1.1 Результаты экспериментальных исследований силового радиуса колеса с эластичной шиной на опорных поверхностях

Исследование силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме с эластичной шиной проводили с целью получения его функциональной зависимости от величины нормальной нагрузки G_K .

Для этого использовали две летние автомобильные шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* (рис. 4.1) отличающиеся друг от друга остаточной величиной рисунка протектора и имеющие следующие характеристики: максимальная нагрузка на шину – 5600 Н , максимальная допустимая скорость – 180 км/ч , свободный радиус $r_{св}$ при отсутствующем износе рисунка протектора – $0,3073\text{ м}$.

Для определения функциональной зависимости силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме от нормальной нагрузки G_K использовалась методика, предложенная в 3 главе данной работы, в разделе 3.4.

Для реализации предложенной методики исследования силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме использовалось следующее оборудование: шинный тестер, стенд для исследования процессов, протекающих в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью с установленным модулем опорных роликов, грузы для варьирования величины нормальной нагрузки на колесо, рулетка длиной 3м., маркер.

Используя методику планирования экспериментального исследования описанную в разделе 3.1.2 при заданной надежности $H = 0,9$ и относительной ошибке $\Delta_o = 1\%$, было определено необходимое количество измерений, равное 5.



а)



б)

Рис. 4.1 Летние радиальные шины *Bridgestone Sneaker 185/70 R14*, общий вид: а – шина с износом рисунка протектора 10%; б - шина с износом рисунка протектора 90%.

Перед проведением экспериментальных исследований выполнялись подготовительные операции, такие как, установка колеса с эластичной шиной на шинный тестер или на стенд для исследования процессов, протекающих в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью с установленным модулем опорных роликов, а также проверка давления в шине и поддержание его на уровне $P_w = 0,21 \text{ МПа}$.

После проведения экспериментальных исследований, полученные измерения заносили в таблицу и выполняли расчет силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса

в ведомом режиме по формуле (3.17) и заносили в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 Изменение силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме от нормальной нагрузки G_k и профиля опорной поверхности

Тип опорной поверхности	Плоская опора		Один опорный ролик		Два опорных ролика	
	10%	90%	10%	90%	10%	90%
Износ рисунка протектора	10%	90%	10%	90%	10%	90%
Нагрузка $G_k, Н$	Силовой радиус качения $r_{ко}, м$					
1750	0,3017	0,2969	0,2987	0,2939	0,2997	0,2949
2250	0,3008	0,2960	0,2974	0,2926	0,2983	0,2935
2750	0,3003	0,2955	0,2966	0,2918	0,2974	0,2926
3250	0,2999	0,2951	0,2958	0,2910	0,2965	0,2917
3750	0,2997	0,2949	0,2953	0,2905	0,2959	0,2911
4250	0,2996	0,2948	0,2949	0,2901	0,2954	0,2906
4750	0,2996	0,2948	0,2947	0,2899	0,2951	0,2903

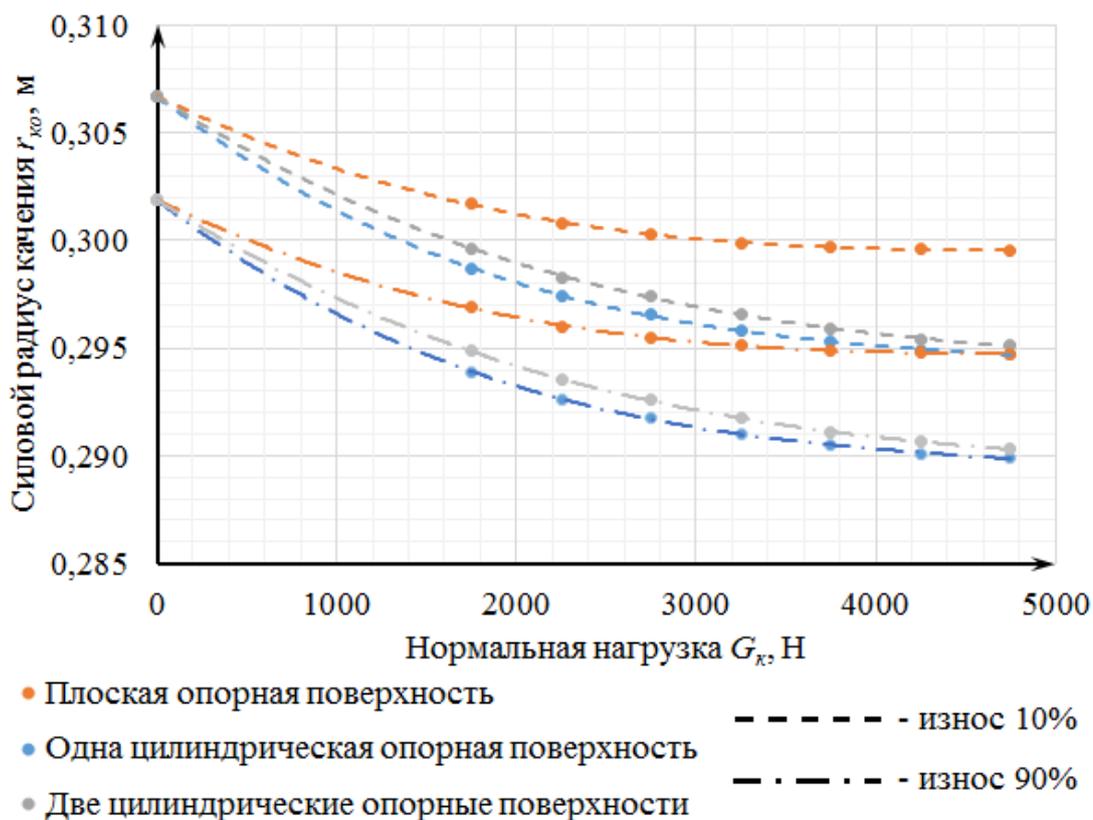


Рис. 4.2 Графики зависимости силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме от величины нормальной нагрузки G_k . Износ рисунка протектора 10%.

Анализ полученных графиков, представленные на рисунке 4.2. показывает, что силовой радиус $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме сильно зависит от величины нормальной нагрузки G_k , приложенной к колесу. Разность силового радиуса $r_{ко}$ качения колеса в ведомом режиме как по одной, так и двум цилиндрическим опорным поверхностям в сравнении с плоской опорной поверхностью, при нормальной нагрузке G_k в 4750 Н составляет около $1,5\%$. При увеличении износа рисунка протектора от 10% до 90% силовой радиус в среднем снизился на $1,5\%$. Для аппроксимации полученных зависимостей воспользуемся уравнением вида:

$$r_{ко} = r_{св} + C_1 \cdot G_k^3 + C_2 \cdot G_k^2 + C_3 \cdot G_k \quad (4.1)$$

где: C_1, C_2, C_3 – коэффициенты характеризующие зависимость;

$r_{св}$ – свободный радиус колеса;

G_k – нормальная нагрузка приложенная к колесу с эластичной шиной.

Численные значения коэффициентов C_1, C_2 и C_3 характеризующие зависимость $r_{ко} = f(G_k)$ сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 Численные значения коэффициентов C_1, C_2 и C_3 характеризующие зависимость $r_{ко} = f(G_k)$ для шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*

Тип опорной поверхности	Износ рисунка протектора	$r_{св}$	C_1	C_2	C_3	R^2
Плоская	10%	0,3067	$-4 \cdot 10^{14}$	$7 \cdot 10^{10}$	$-4 \cdot 10^6$	0,9994
	90%	0,3019				
Одна цилиндрическая	10%	0,3067	$-9 \cdot 10^{14}$	$1 \cdot 10^9$	$-6 \cdot 10^6$	0,9998
	90%	0,3019				
Две цилиндрических	10%	0,3067	$-5 \cdot 10^{14}$	$9 \cdot 10^{10}$	$-5 \cdot 10^6$	0,9999
	90%	0,3019				

Полученные функциональные зависимости силового радиуса $r_{ко}$ качения

колеса в ведомом режиме на плоской опорной поверхности, а также на одной и двух цилиндрических опорных поверхностях использовались в дальнейших аналитических исследованиях процесса торможения колес АТС с эластичными шинами на тормозном стенде, а также при торможении в дорожных условиях.

4.1.2 Результаты экспериментальных исследований характеристик сцепления эластичных шин с опорными поверхностями

С использованием разработанных методик и оборудования, которые представлены в разделе 3.1.2 диссертации, были проведены экспериментальные исследования процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на опорных поверхностях трех профилей. На плоской опорной поверхности, на одной и двух цилиндрических опорных поверхностях. Целью исследования было получение зависимостей реализованного коэффициента сцепления φ шины от величины нормальной нагрузки G_k , приходящейся на колесо и от степени износа рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки шины. Для этой цели исследовали процессы в пятне контакта шин с опорной поверхностью. Строили эпюры распределения продольных касательных ΔR_x и нормальных ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ эластичной шины с опорной поверхностью.

Результаты экспериментов необходимы для оценки адекватности математического аппарата, представленного во второй главе диссертации, а также для создания регрессионной модели для расчета реализованного коэффициента сцепления φ на трех профилях опорных поверхностей.

4.1.2.1 Результаты экспериментального исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной на плоской опорной поверхности

Экспериментальные исследования выполнялись на стенде с установленным модулем *плоской опорной поверхности*, имеющей стальное покрытие, линейная скорость перемещения опорной поверхности составляла $1,1$ м/с. На стенд

поочередно устанавливали колеса с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* имеющие износ рисунка протектора. Величина износа составляла 10%, 50%, 70% и 90%, давление в шинах поддерживали на уровне $P_w = 0,21 \text{ МПа}$.

Во время проведения экспериментальных исследований изначально устанавливали величину нормальной нагрузки G_k на колесо равную 1750 Н, затем её дискретно увеличивали до 4750 Н с шагом в 500 Н. Колесо работало в блоковом режиме.

Полученные эпюры (рис. 4.3) распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ были проинтегрированы с целью получения значений реализованной продольной касательной R_x и нормальной R_z реакций в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью.

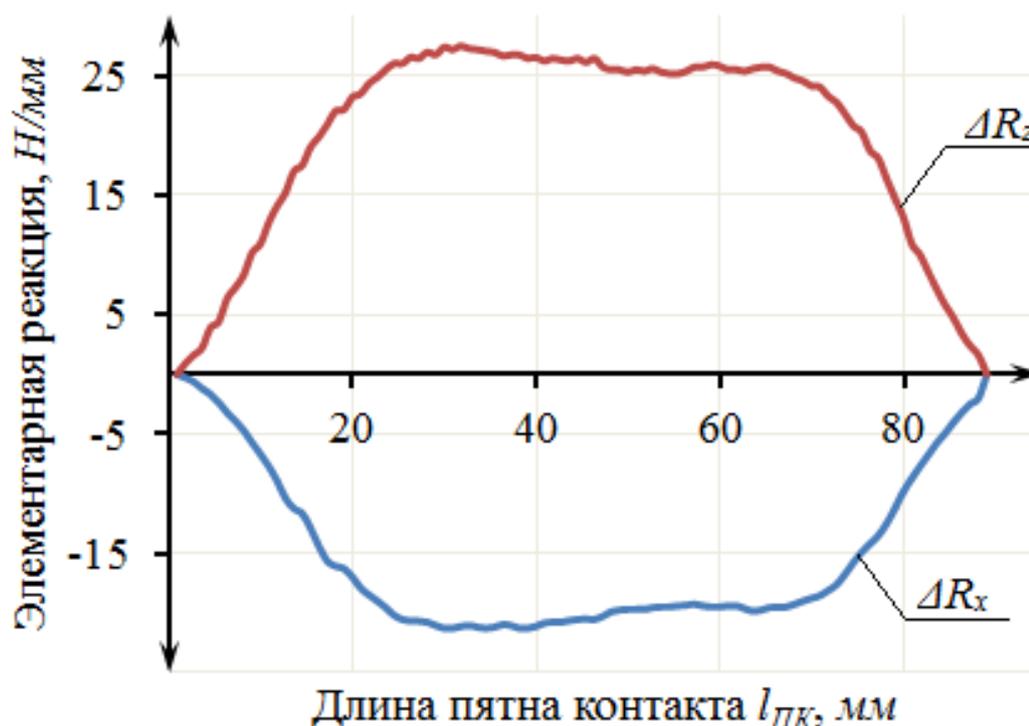


Рис. 4.3. Эпюры распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* со стальной плоской опорной поверхностью: давление в шине $P_w = 0,21 \text{ МПа}$, нормальная нагрузка G_k на колесо 1750 Н, износ рисунка протектора беговой дорожки 10%, проскальзывание $S = 1$

Используя формулу 2.47 рассчитывали величину реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины с плоской опорной поверхностью для каждой степени износа шины и каждого режима нагружения.

На основании полученных значений были построены трехмерный и плоский графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ от величины нормальной нагрузки G_K и степени износа рисунка протектора Δ_{np} (рис. 4.4 и рис. 4.5).

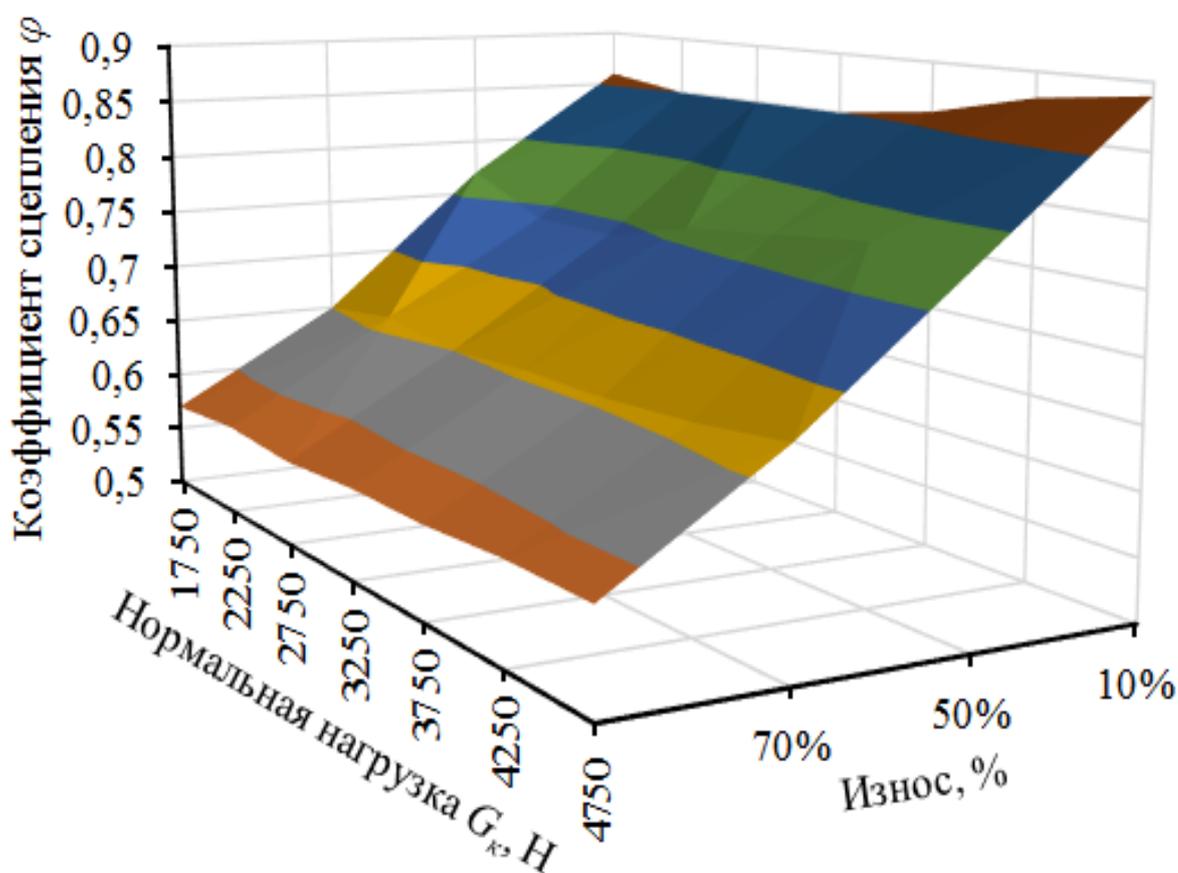


Рис. 4.4. Трехмерный график зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины с плоской опорной поверхностью при изменении величины нормальной нагрузки G_K и степени износа рисунка протектора Δ_{np}

Как видно из графиков (рис. 4.5) величина нормальной нагрузки G_K , приложенной к колесу с эластичной шиной, оказывает малое влияние на величину реализованного коэффициента сцепления φ шины с плоской опорной поверхностью, изменение на отдельных режимах исследуемого процесса достигает 5,1%. Увеличение износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 90%, максимально снижает

величину реализованного коэффициента сцепления на 35,3% при нормальной нагрузке на колесо $G_k = 4750 \text{ Н}$.

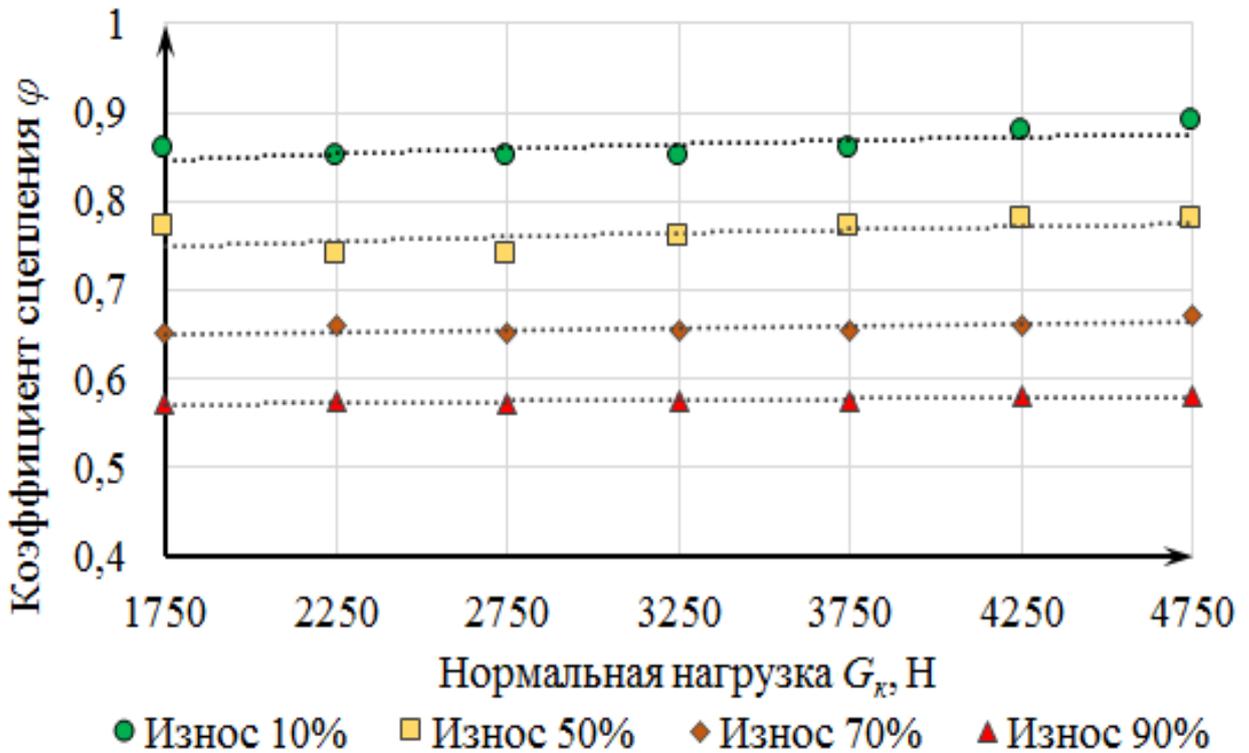


Рис. 4.5 Графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины с плоской опорной поверхностью при изменении величины нормальной нагрузки G_k и степени износа рисунка протектора $\Delta_{пр}$

Полученные зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины с плоской опорной поверхностью были аппроксимированы уравнением вида:

$$\varphi = A_{nl} \cdot G_k + B_{nl} \quad (4.2)$$

где: A_{nl} и B_{nl} — коэффициенты уравнения аппроксимации, значения которых приведены в таблице 4.3.

Коэффициенты аппроксимации для выражения 4.2 представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 Коэффициенты функции (4.2) для расчета реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса АТС с плоской опорной поверхностью

Износ протектора шины Δ_{np}	Коэффициенты функции (4.1)		Коэффициент достоверности аппроксимации
	A_{nl}	B_{nl}	
%			
10	$1 \cdot 10^{-5}$	0,8257	0,5926
50	$1 \cdot 10^{-5}$	0,7304	0,4016
70	$5 \cdot 10^{-6}$	0,6421	0,5152
90	$3 \cdot 10^{-6}$	0,5646	0,7232

4.1.2.2 Результаты экспериментального исследования процесса торможения колеса с эластичной шиной на одиночной цилиндрической опорной поверхности

Согласно, методике изложенной в разделе 3.1 на стенд для исследования процессов, протекающих в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью, был установлен модуль опорных роликов. Материал, из которого изготовлены опорные ролики – сталь. Окружная скорость вращения одиночного опорного ролика была установлена на уровне $1,1 \text{ м/с}$.

В экспериментальных исследованиях, использовались шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* имеющие износ рисунка протектора беговой дорожки. Величина износа составляла 10%, 50% и 90%, давление в шинах устанавливали $P_w = 0,21 \text{ МПа}$ и поддерживали на этом уровне.

Колесо с эластичной шиной устанавливали так, чтобы ось вращения колеса была строго параллельна и находилась над осью вращения опорного ролика без смещения. Начальная величина нормальной нагрузки G_k на колесо составляла

1750 Н, затем её дискретно увеличивали до 4750 Н с шагом 500 Н. Колесо работало в блоковом режиме.

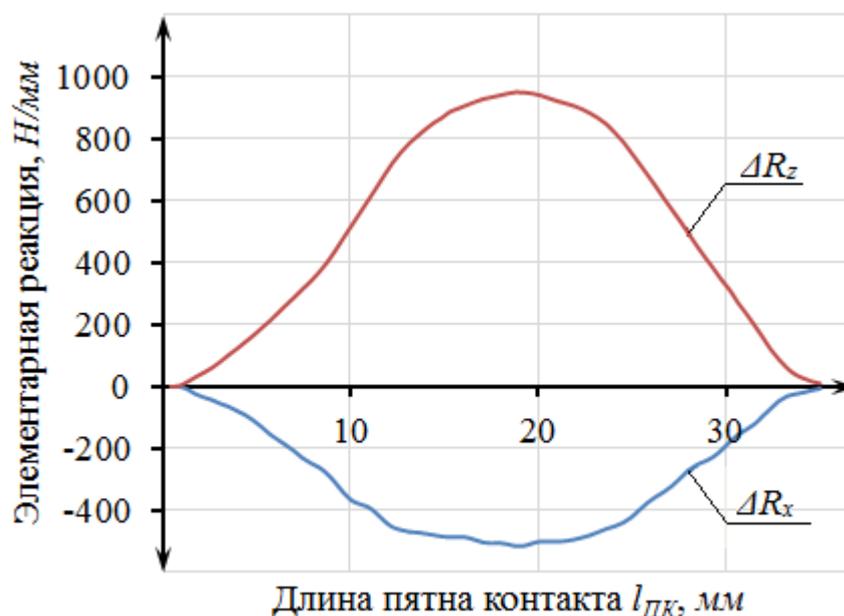


Рис. 4.6 Эпюры распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* заблокированного колеса АТС с одним цилиндрическим опорным роликом: давление в шине $P_w = 0,21$ МПа, нормальная нагрузка G_k на колесо 1750 Н, износ рисунка протектора беговой дорожки 10%, проскальзывание $S = 1$

Полученные эпюры (рис. 4.6) распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ обрабатывались для получения значений реализованной продольной касательной R_x и нормальной R_z реакций в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью. Сравнивая полученные эпюры (рис. 4.3) распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта $l_{ПК}$ на плоской опорной поверхности с эпюрами (рис. 4.6) полученными на одном опорном ролике видно, что они имеют отличную друг от друга форму при одинаковых условиях проведения эксперимента, при торможении колеса с шиной в блоке на одном опорном ролике полученные графики элементарных реакций изменяются более плавно, и имеют по одной точке экстремума.

Используя формулу 2.47 был рассчитан реализованный коэффициент сцепления φ эластичной шины с одной стальной цилиндрической опорной поверхностью для каждого из режимов исследуемого процесса. На основании полученных значений были построены графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ от величины нормальной нагрузки G_k и величины износа рисунка протектора Δ_{np} (рис. 4.7 и рис. 4.8).

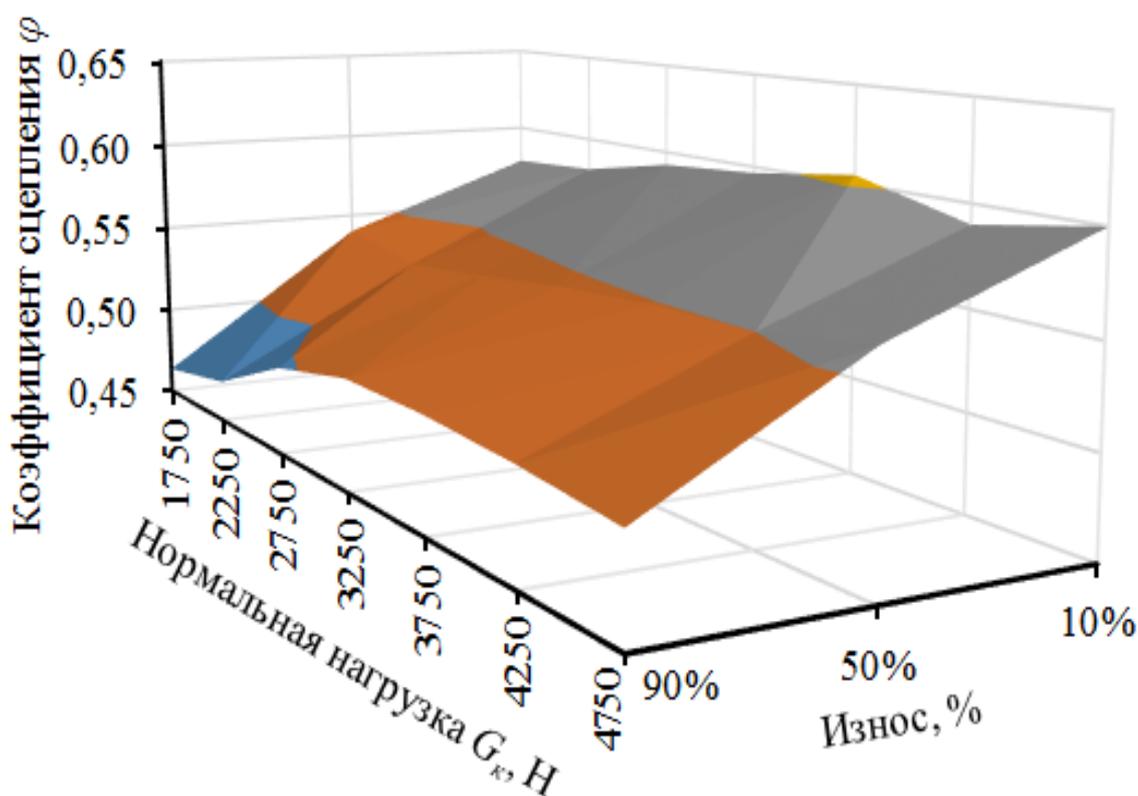


Рис. 4.7 Трехмерный график зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса АТС с одиночной цилиндрической опорной поверхностью при изменении величины нормальной нагрузки G_k и величины износа рисунка протектора Δ_{nk}

Анализ графиков (рис. 4.7 и 4.8) показывает, что величина нормальной нагрузки G_k , приложенной к колесу с эластичной шиной, аналогично результатам, полученным на плоской опорной поверхности, оказывает малое влияние на величину реализованного коэффициента сцепления φ . На некоторых режимах исследуемого процесса его изменение достигает 8%. Максимальное снижение

реализованного коэффициента сцепления φ шины, имеющей износ 90%, по сравнению с шиной, имеющей износ 10%, составило 18% при нагрузке 1750 Н.

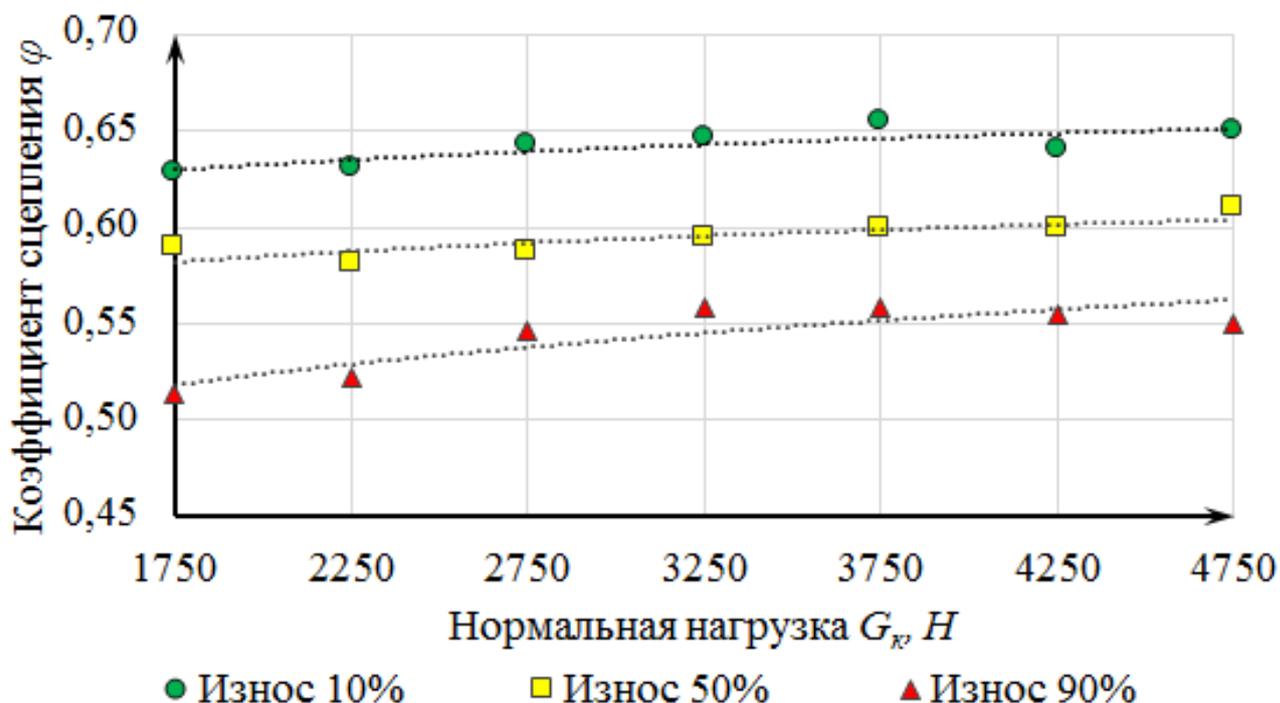


Рис. 4.8 Графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса АТС с одиночной цилиндрической опорной поверхностью при изменении величины нормальной нагрузки G_k и величины износа рисунка протектора Δ_{nk}

Полученные зависимости были аппроксимированы уравнением вида:

$$\varphi = A_{op} \cdot G_k + B_{op} \quad (4.3)$$

где: A_{op} и B_{op} — коэффициенты уравнения аппроксимации, значения которых приведены в таблице 4.4.

Коэффициенты аппроксимации для выражения (4.3) представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 Коэффициенты функции (4.3) для расчета реализованного коэффициента сцепления эластичной шины заблокированного колеса АТС на одиночной цилиндрической опорной поверхности

Износ протектора шины Δ_{np}	Коэффициенты функции (4.2)		Коэффициент достоверности аппроксимации R^2
	A_{op}	B_{op}	
%			
10	$7 \cdot 10^{-6}$	0,5701	0,5795
50	$8 \cdot 10^{-6}$	0,5192	0,7901
90	$1 \cdot 10^{-5}$	0,4501	0,6351

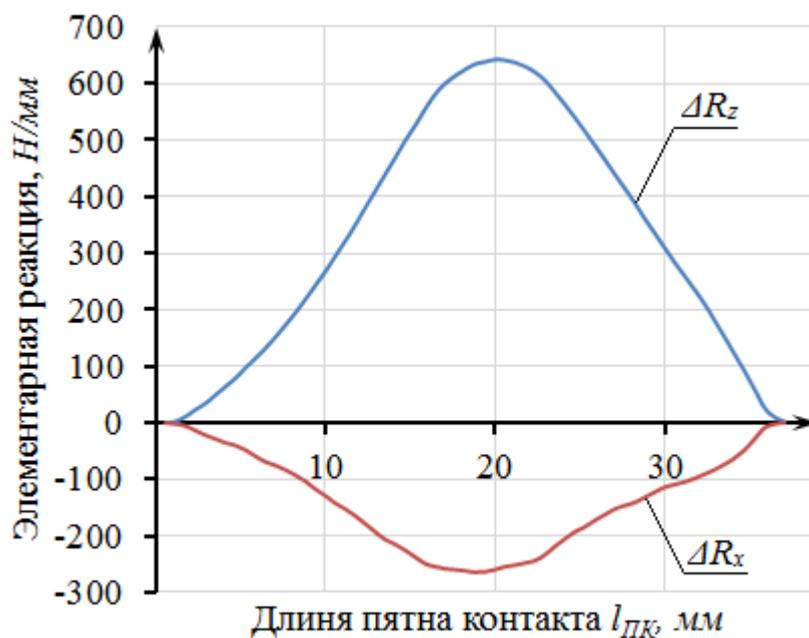
4.1.2.3 Результаты экспериментального исследования процесса торможения заблокированного колеса с эластичной шиной на двух цилиндрических опорных поверхностях

Экспериментальные исследования проводили при следующих условиях: окружная скорость вращения опорных роликов $1,1$ м/с, давление в шине составляло $P_w = 0,21$ МПа, нормальную нагрузку на колесо G_k варьировали в пределах от 1750 Н до 4750 Н с шагом 500 Н, износ беговых дорожек шин, составил 10% , 50% и 70% . Колесо с эластичной шиной устанавливали так чтобы ось вращения колеса лежала строго в плоскости симметрии блока опорных роликов и была параллельна их осям вращения. Колесо работало в блоковом режиме.

Полученные эпюры (рис. 4.9) распределения продольных касательных ΔR_x и нормальных ΔR_z реакций по длине пятен контакта $l_{ПК}$ эластичной шины с опорными роликами обрабатывали для получения значений реализованных продольных касательных R_x и нормальных R_z реакций в пятнах контакта эластичной шины с опорными роликами.

Формы полученных эпюр, реализованных продольных касательных R_x и нормальных R_z реакций в пятне контакта шины колеса, тормозящего в заблоки-

рованном режиме на двух опорных роликах, повторяют формы эпюр, полученных на одиночном опорном ролике, но при этом они несколько отличаются друг от друга как качественно, так и количественно.



а)



б)

Рис. 4.9 Эпюры распределения продольной касательной ΔR_x и нормальной ΔR_z реакций по длине пятна контакта шины *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* заблокированного колеса с двумя опорными роликами: давление в шине $P_w = 0,21$ МПа, нормальная нагрузка G_k на колесо 1750 Н, износ рисунка протектора

беговой дорожки 70%, проскальзывание $S = 1$: а) на переднем опорном ролике; б) на заднем опорном ролике.

Сравнивая между собой эпюры, представленные на рис. 4.9 (а) и 4.9 (б), отчетливо видно, что на переднем «активном» ролике (рис. 4.9 (а)) площадь эпюр как продольных касательных R_x реакций, так и нормальных R_z реакций у шины заблокированного колеса несколько больше, чем на заднем «пассивном» опорном ролике стенда (рис. 4.9 (б)). Это подтверждает выводы, сделанные в работе А.В. Бойко [22], о повышенной величине реализованного коэффициента сцепления на передних роликах стенда, и о пониженной – на задних роликах.

По формулам 2.41 и 2.42 был рассчитан реализованный коэффициент φ продольного сцепления эластичной шины на переднем «активном» ролике и на заднем «пассивном» опорном ролике стенда. После выполнения расчетов, используя полученные значения реализованного коэффициента сцепления на переднем и на заднем опорных роликах стенда были построены графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ от величины нормальной нагрузки G_k и величины износа рисунка протектора Δ_{np} (рис. 4.10 и рис. 4.11).

Анализируя графики (рис. 4.10 и рис. 4.11) видно, что нормальная нагрузка на колесо G_k оказывает немного большее влияние на величину реализованного коэффициента сцепления φ , чем при торможении заблокированного колеса на плоской опорной поверхности и одиночной цилиндрической опорной поверхности.

Снижение реализованного коэффициента сцепления φ на переднем опорном ролике составило 9,2% при увеличении нормальной нагрузки G_k от 2250 Н до 4750 Н для шины, имеющей износ рисунка протектора $\Delta_{np} = 50\%$.

На заднем опорном ролике снижение реализованного коэффициента сцепления φ составило 13,2% при увеличении нормальной нагрузки G_k от 1750 Н до 4750 Н для шины, имеющей износ рисунка протектора $\Delta_{np} = 10\%$.

Увеличение износа рисунка протектора беговой дорожки шины Δ_{np} от 10%

до 70% снижает величину реализованного коэффициента сцепления φ на переднем «активном» ролике стэнда на 23,8% при нормальной нагрузке на колесо $G_k = 2250 \text{ Н}$, а на заднем «пассивном» ролике снижение составило 48,4% при $G_k = 1750 \text{ Н}$ при этих же величинах износа рисунка протектора.

Отметим, что эти исследования проводили при заблокированном колесе с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, имеющими давление воздуха $P_w = 0,21 \text{ МПа}$.

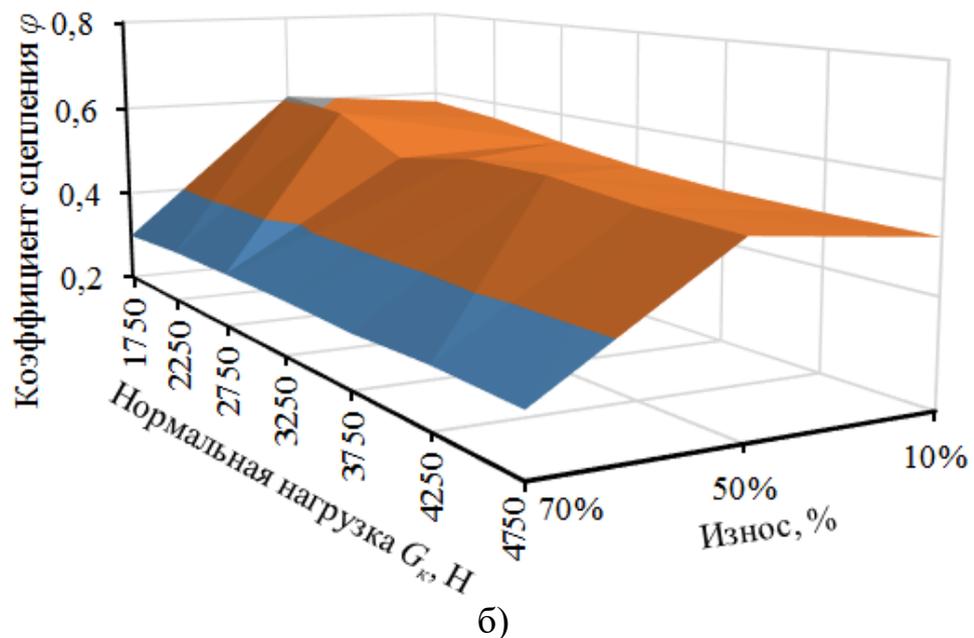
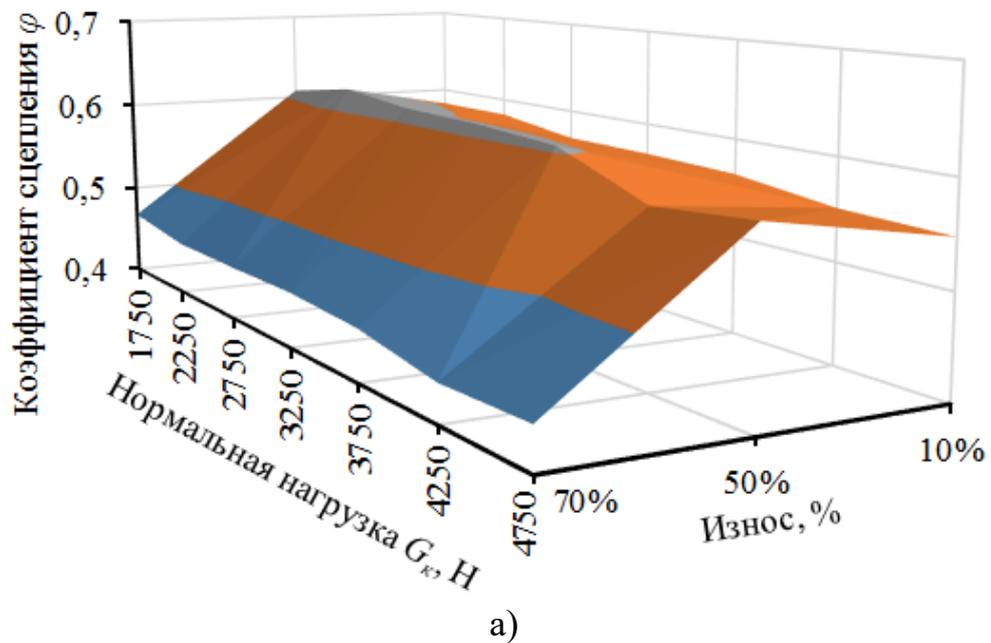
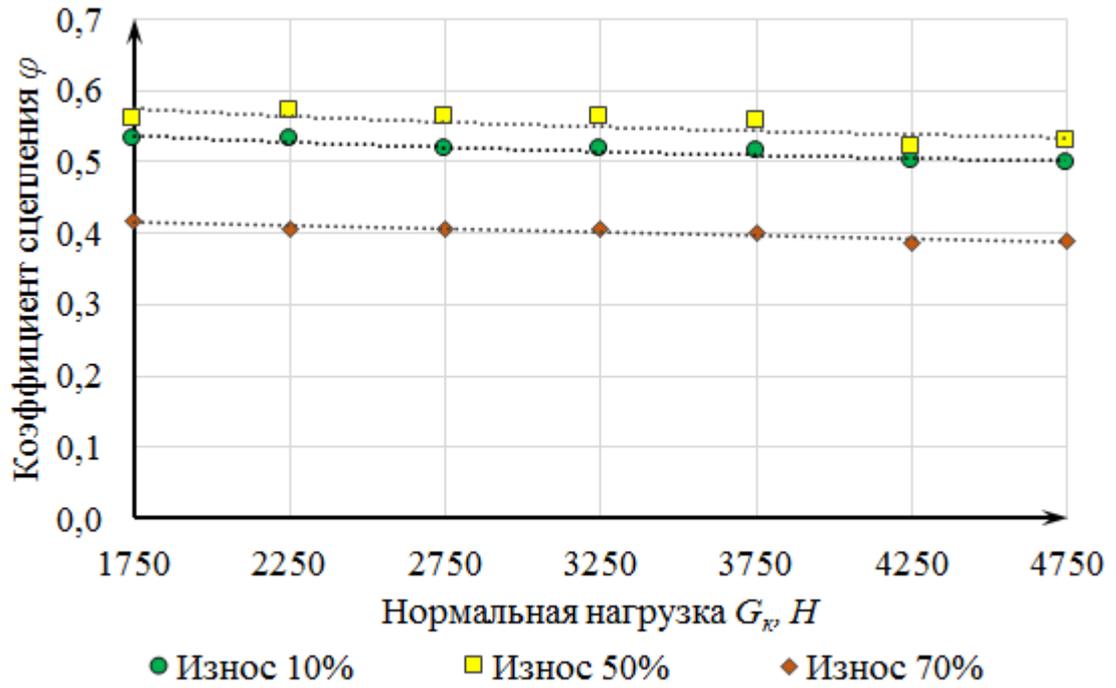
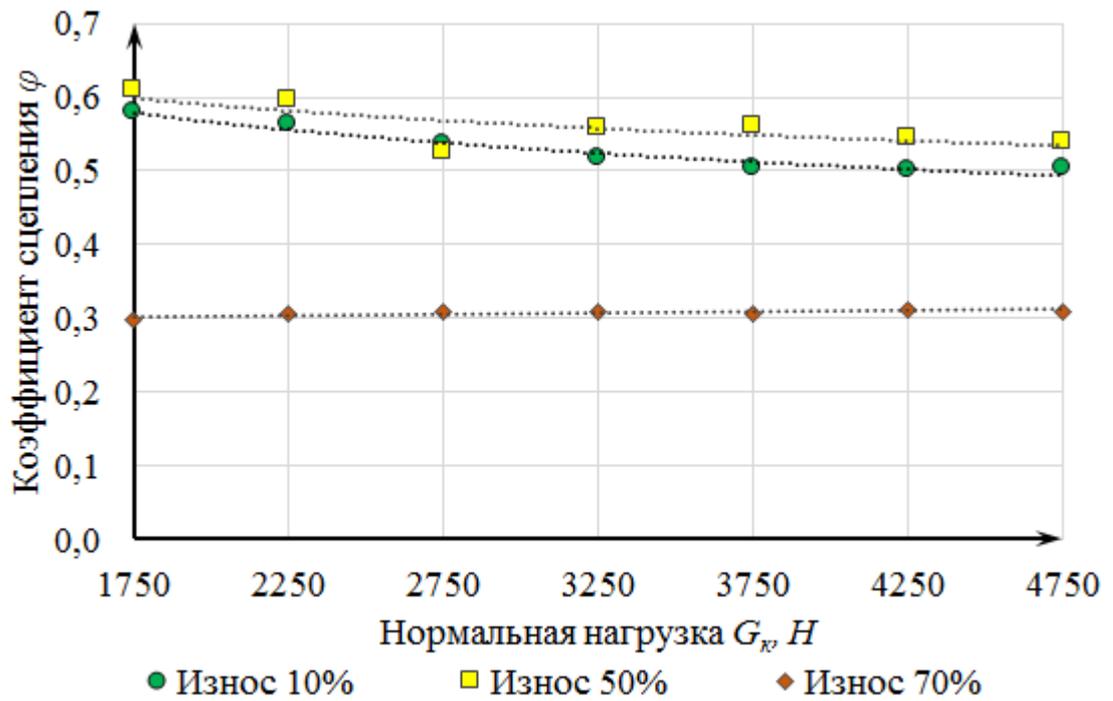


Рис. 4.10 Графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса с двумя цилиндрическими опорными роликами при изменении величины нормальной нагрузки G_k и величины

износа рисунка протектора Δ_{np} : а) на переднем опорном ролике; б) на заднем опорном ролике.



а)



б)

Рис. 4.11 Графики зависимости реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса с двумя цилиндрическими опорными роликами при изменении величины нормальной нагрузки G_k и величины

износа рисунка протектора Δ_{np} : а) на переднем опорном ролике; б) на заднем опорном ролике.

Полученные зависимости реализованного коэффициента сцепления φ шины при торможении заблокированного колеса на двух цилиндрических опорных поверхностях от величины нормальной нагрузки G_k были аппроксимированы уравнением вида:

$$\varphi = A_{op} \cdot G_k + B_{op} \quad (4.4)$$

где: A_{op} и B_{op} – коэффициенты уравнения аппроксимации, значения которых приведены в таблице 4.5.

Коэффициенты аппроксимации для выражения 4.4 представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 Коэффициенты функции (4.4) для расчета реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины заблокированного колеса АТС на двух цилиндрических опорных поверхностях

Износ протектора шины Δ_{np}	Коэффициенты функции (4.3)		Коэффициент достоверности аппроксимации
	A_{op}	B_{op}	
<i>Передний опорный ролик</i>			
10	$-1 \cdot 10^{-5}$	0,5551	0,9466
50	$-1 \cdot 10^{-6}$	0,5980	0,6389
70	$-9 \cdot 10^{-6}$	0,4301	0,8231
<i>Задний опорный ролик</i>			
10	$-3 \cdot 10^{-5}$	0,6184	0,8902
50	$-2 \cdot 10^{-5}$	0,6276	0,5107
70	$3 \cdot 10^{-6}$	0,2978	0,5078

4.1.3 Результаты экспериментального исследования процесса торможения АТС на силовом тормозном стенде СТМ-3500

Данная линейка экспериментальных исследований выполнялась по методике, представленной в разделе 3.3 данной работы. Эксперименты по повторяемости проводились на одном и том же тормозном роликовом стенде фирмы МЕТА СТМ-3500 (рис. 4.12).



Рис. 4.12 Автомобиль Nissan Sunny FB15 установленный на стенд СТМ-3500 фирмы «МЕТА»

Для исследований использовались шины марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* (рис. 4.1) устанавливаемые на один и тот же автомобиль *Nissan Sunny FB15*, давление в шинах составляло $P_w = 0,21$ МПа и поддерживалось на этом уровне. Автомобильные шины брали с износом беговой дорожки $\Delta_{np} = 10\%$, и с износом 90%.

Результаты исследований позволили установить, что разброс удельной

тормозной силы γ_m от её среднего значения у шины, имеющей износ беговой дорожки $\Delta_{np} = 10\%$ левого колеса составляет от $-30,21\%$ до $51,91\%$.

Для шины имеющей износ рисунка протектора $\Delta_{np} = 90\%$ от $-66,29\%$ до $51,63\%$ (рис. 4.13), для правого колеса с шиной с износом беговой дорожки $\Delta_{np} = 10\%$ этот разброс составляет от $-34,94\%$ до $54,65\%$, а для шины с износом рисунка протектора $\Delta_{np} = 90\%$ от $-60,63\%$ до $47,96\%$, (рис. 4.14).

Среднее значение величины измеренных тормозных сил тормозящего колеса с эластичной шиной имеющей износ протектора беговой дорожки $\Delta_{np} = 10\%$ составляет: для левого колеса - $2,7$ кН; для правого колеса - $2,71$ кН. При установке шин, имеющих износ протектора беговой дорожки $\Delta_{np} = 90\%$ средняя величина тормозной силы составляет: для левого колеса - $1,65$ кН; для правого колеса - $1,77$ кН.

Величина удельной тормозной силы при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 90% снижается на $37,5\%$.

Анализ представленных на рис. 4.13 и 4.1 гистограмм распределения удельной тормозной силы γ_m показывает, что при торможении АТС на силовом тормозном роликовом стенде с установленными шинами марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, имеющими износ $\Delta_{np} = 10\%$, в 5 из 40 измерений тормозная эффективность АТС не достигает величины удельной тормозной силы γ_m , регламентируемой нормативными документами [49, 141].

В случае торможения АТС с шинами той же марки, имеющими износ $\Delta_{np} = 90\%$, уже в 11 из 40 измерений тормозная эффективность АТС не достигает величины удельной тормозной силы γ_m , регламентируемой нормативными документами [49, 141].

Следовательно, износ шин, это важный параметр, значимо влияющий на показатели тормозной эффективности и его необходимо учитывать при проведении её контроля.

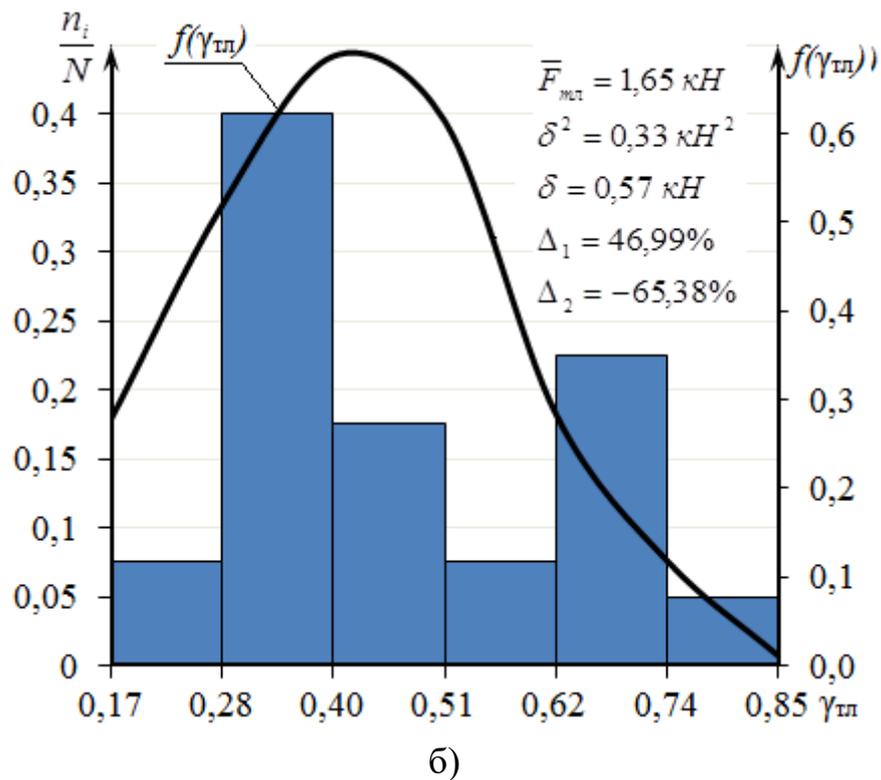
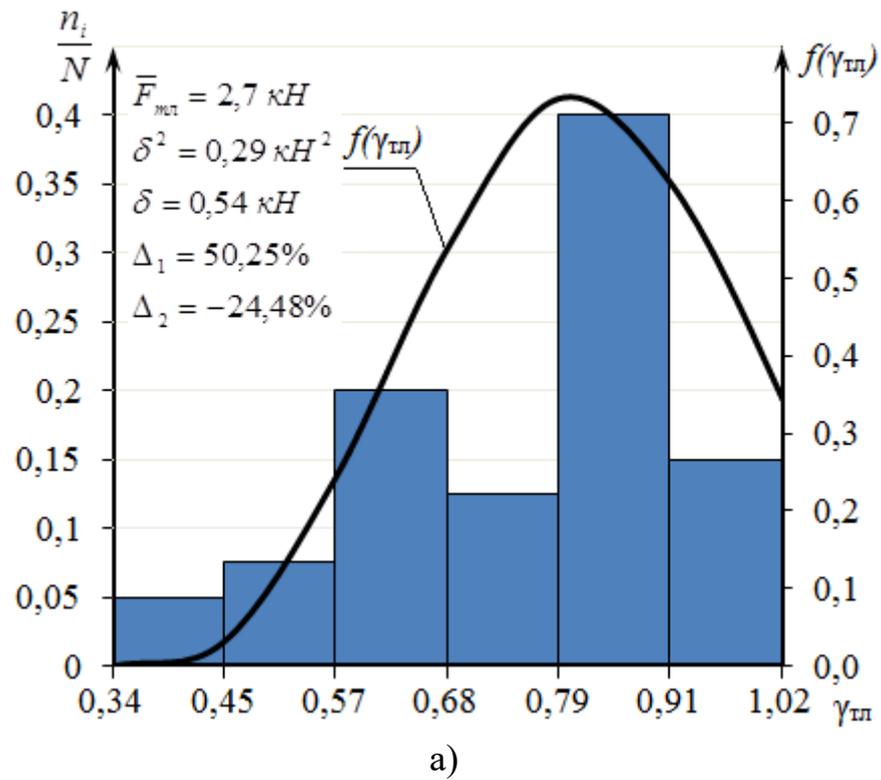


Рис. 4.13 Гистограммы распределения удельной тормозной силы $\gamma_{мл}$ переднего левого колеса с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, установленные на автомобиле *Nissan Sunny FB15*, по результатам 40 торможений: а) износ беговой дорожки $\Delta_{пр} 10\%$; б) износ беговой дорожки $\Delta_{пр} 90\%$.

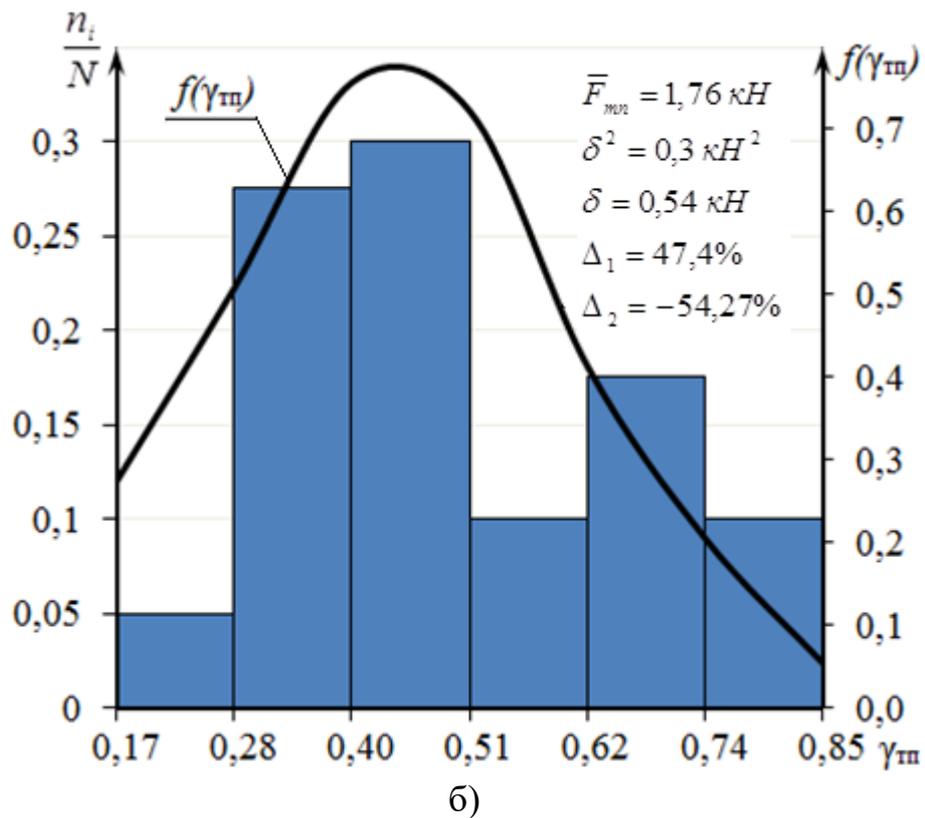
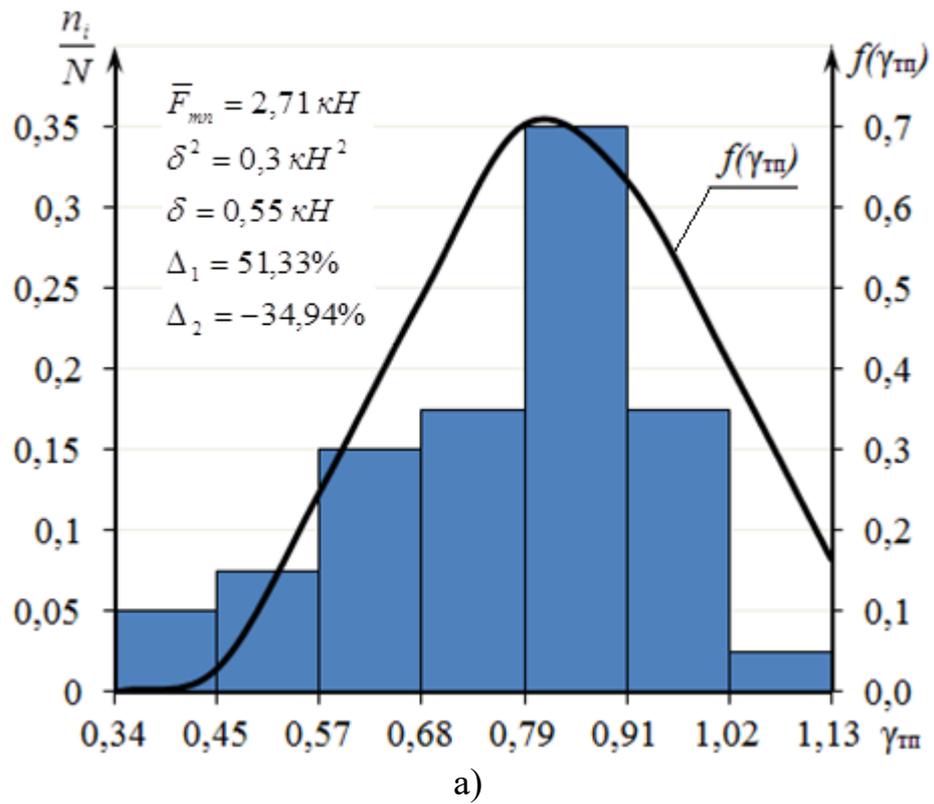


Рис. 4.14 Гистограммы распределения удельной тормозной силы γ_{mn} переднего правого колеса с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, установленные на автомобиле *Nissan Sunny FB15*, по результатам 40 торможений: а) износ беговой дорожки Δ_{np} 10%; б) износ беговой дорожки Δ_{np} 90%.

4.1.4 Результаты экспериментального исследования процесса торможения АТС в дорожных условиях

Дорожные исследования процесса торможения автомобиля категории М1 - Nissan Sunny FB15 проводили на ровной, чистой, сухой площадке с асфальтобетонным покрытием. Перед началом испытаний давление в его шинах устанавливали на уровне $P_w = 0,21 \text{ МПа}$. На автомобиле отключали систему ABS.

Согласно приведенной в разделе 3.2 методике, испытания проводили следующим образом: автомобиль разгоняли до скорости в 45 км/ч , затем в трансмиссии автомобиля включали нейтральную передачу. Во время выбега, при снижении скорости движения до 40 км/ч выполняли экстренное торможение до полной остановки АТС. После экстренного торможения фиксировали значения параметров, характеризующие процесс торможения АТС, отображаемые на экране прибора «Эффект-02». Затем сохраняли полученные значения замедления j , в памяти персонального компьютера и строили графики ускорения АТС в процессе экстренного торможения (рис. 4.15).

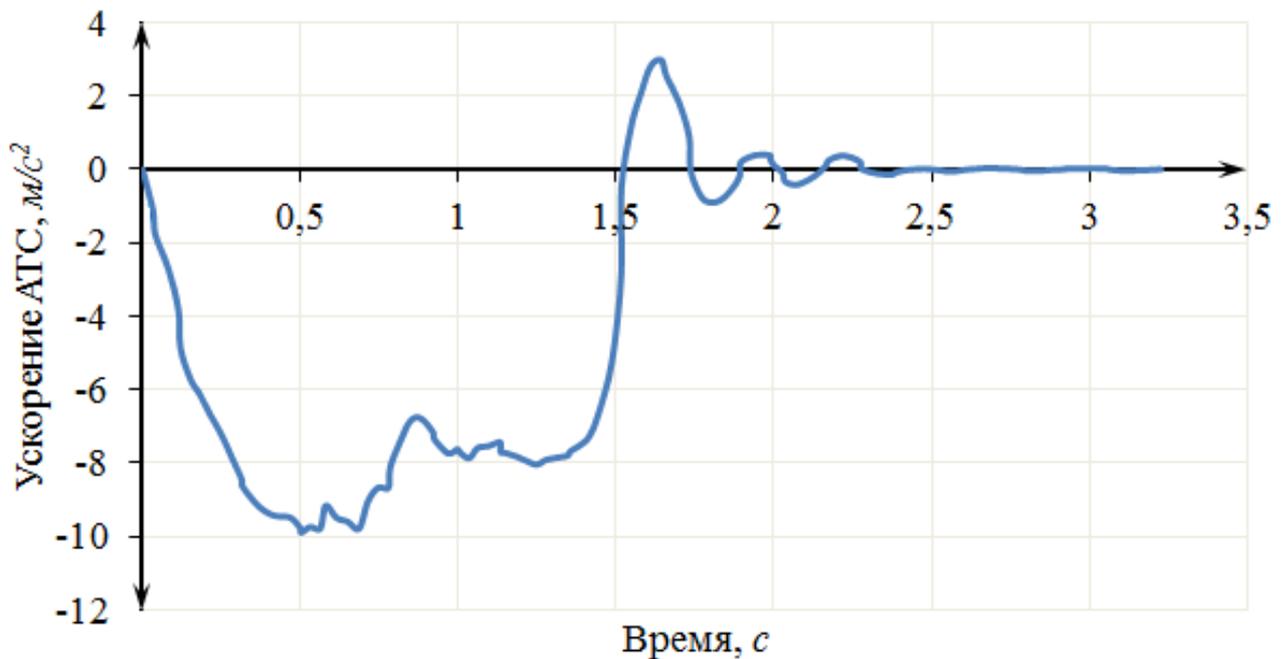
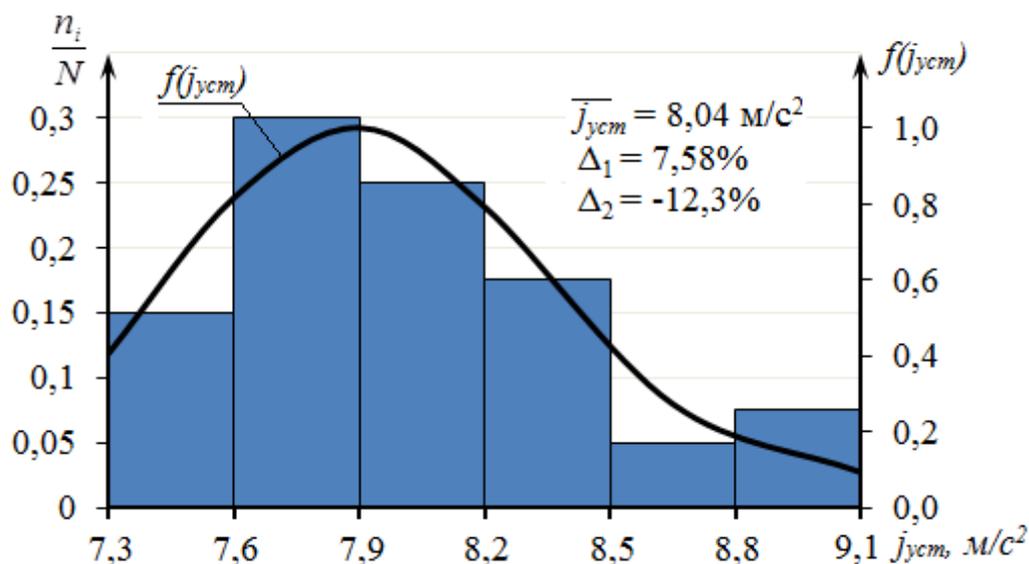
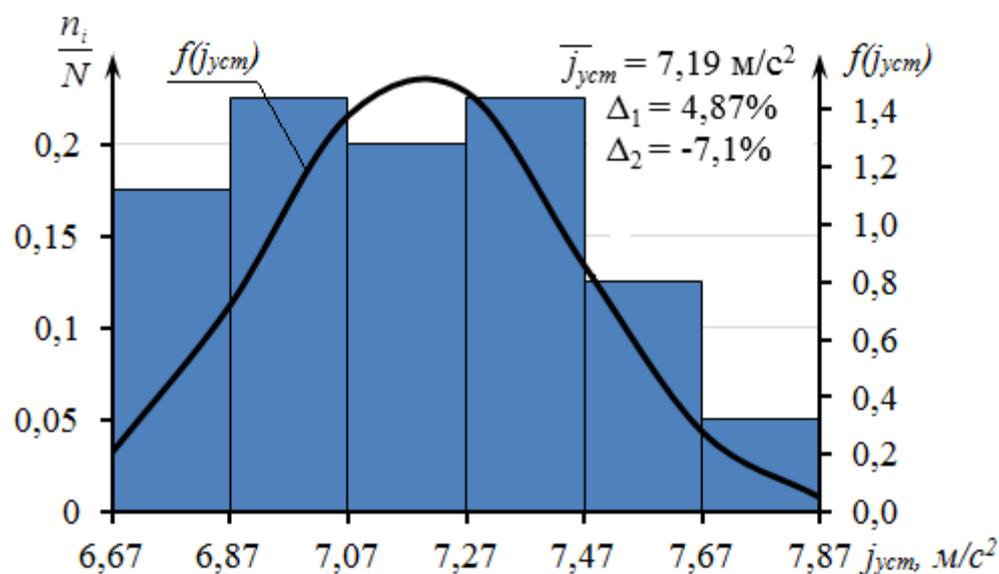


Рис. 4.15 График изменения ускорения АТС в процессе экстренного торможения

Используя полученный массив экспериментальных данных, строили в среде Microsoft Excel гистограммы распределения величины установившегося замедления $j_{уст}$ АТС (рис. 4.16).



а)



б)

Рис. 4.16 Гистограммы распределения измеренного значения установившегося замедления $j_{уст}$ автомобиля *Nissan Sunny FB15*, при экстренном торможении, с отключенной системой ABS и массе АТС $m_a = 1120 \text{ кг}$: а) с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* с износом рисунка протектора $\Delta_{пр} = 10\%$; б) с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* с износом рисунка протектора $\Delta_{пр} = 90\%$

Анализ представленные на рис. 4.16 гистограммы распределения измеренных значений установившегося замедления $j_{уст}$ АТС показывает, что при установке на АТС шин с износом $\Delta_{np} = 10\%$ установившееся замедление выше, чем при установке шин с износом $\Delta_{np} = 90\%$. При этом математическое ожидание установившегося замедления $j_{уст}$ автомобиля составило $8,04 \text{ м/с}^2$.

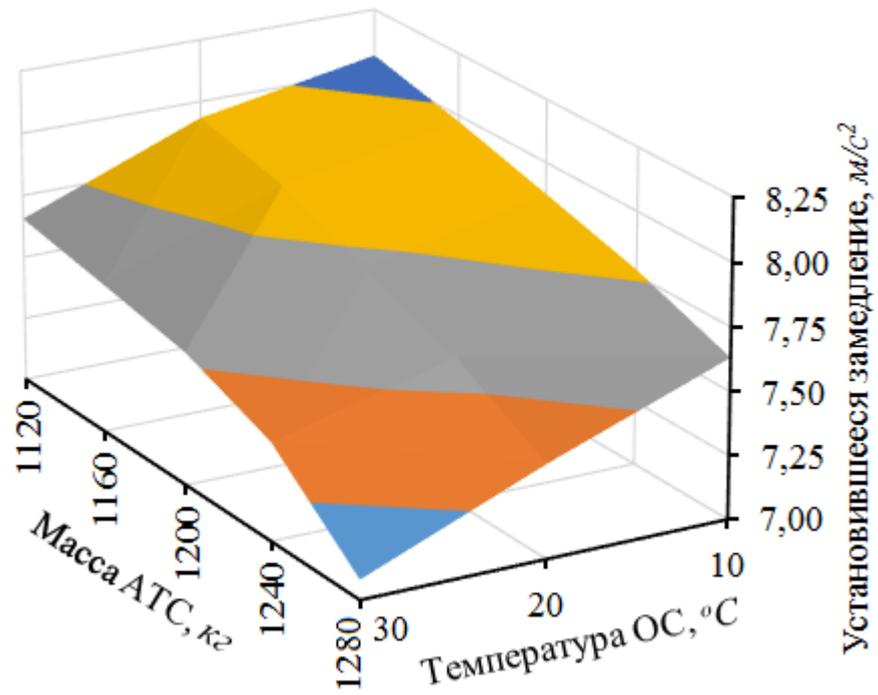
При установке на автомобиль шин с износом в $\Delta_{np} = 90\%$ математическое ожидание установившегося замедления $j_{уст}$ составило $7,19 \text{ м/с}^2$, а величина тормозного пути S_T при этом составила $11,65 \text{ м}$ и $12,56 \text{ м}$.

Снижение установившегося замедления $j_{уст}$ составило $10,5\%$ соответственно, как и реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины с опорной поверхностью дороги, тормозной путь S_T увеличился на $7,8\%$. Стоит заметить, что при повышении износа беговой дорожки шины Δ_{np} , снижается разброс измеренных значений установившегося замедления $j_{уст}$.

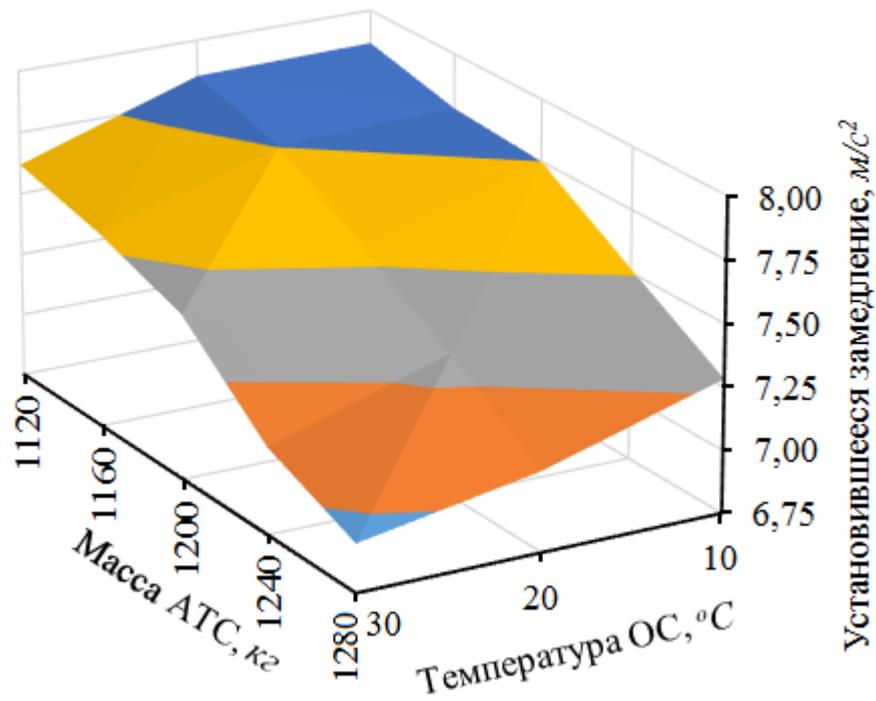
На следующем этапе были проведены экспериментальные исследования показателей тормозной эффективности АТС при изменении температуры окружающей среды t_{oc} и массы m_a автомобиля *Nissan Sunny FB15* от 1120 кг до 1280 кг . Это не превышало предельно допустимую массу АТС, установленную заводом изготовителем.

Исследования выполнялись на ровной сухой асфальтобетонной площадке, давление в шинах поддерживали на уровне $P_w = 0,21 \text{ МПа}$, начальная скорость торможения 40 км/ч , система *ABS* отключена.

Результатом проведенных исследований стали полученные графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ АТС (рис. 4.17 и 4.18) и его тормозного пути S_T (рис. 4.19 и 4.20) от массы АТС m_a и температуры окружающей среды t_{oc} , при установке на АТС шин с износом рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки 10% и 70% .



а)



б)

Рис. 4.17 Трехмерные графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ автомобиля *Nissan Sunny FB15* с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, при изменении массы АТС m_a и варьировании температуры окружающей среды t_{oc} , начальная скорость торможения 40 км/ч: а) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 10\%$; б) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 70\%$

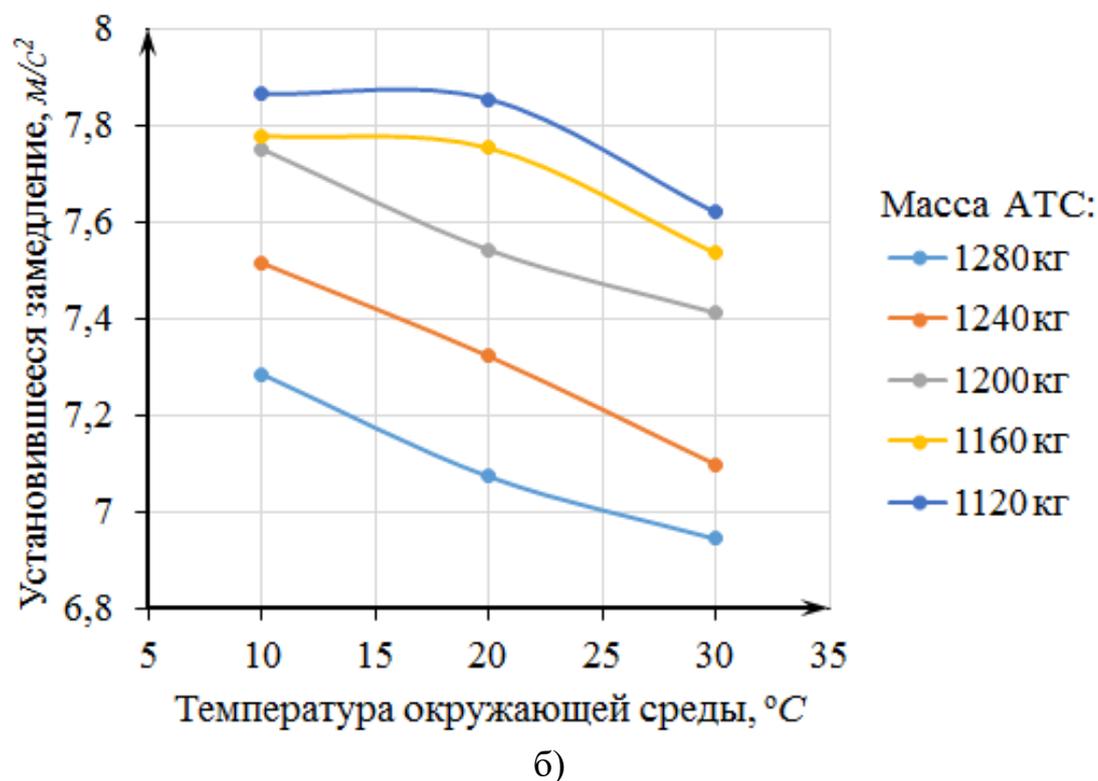
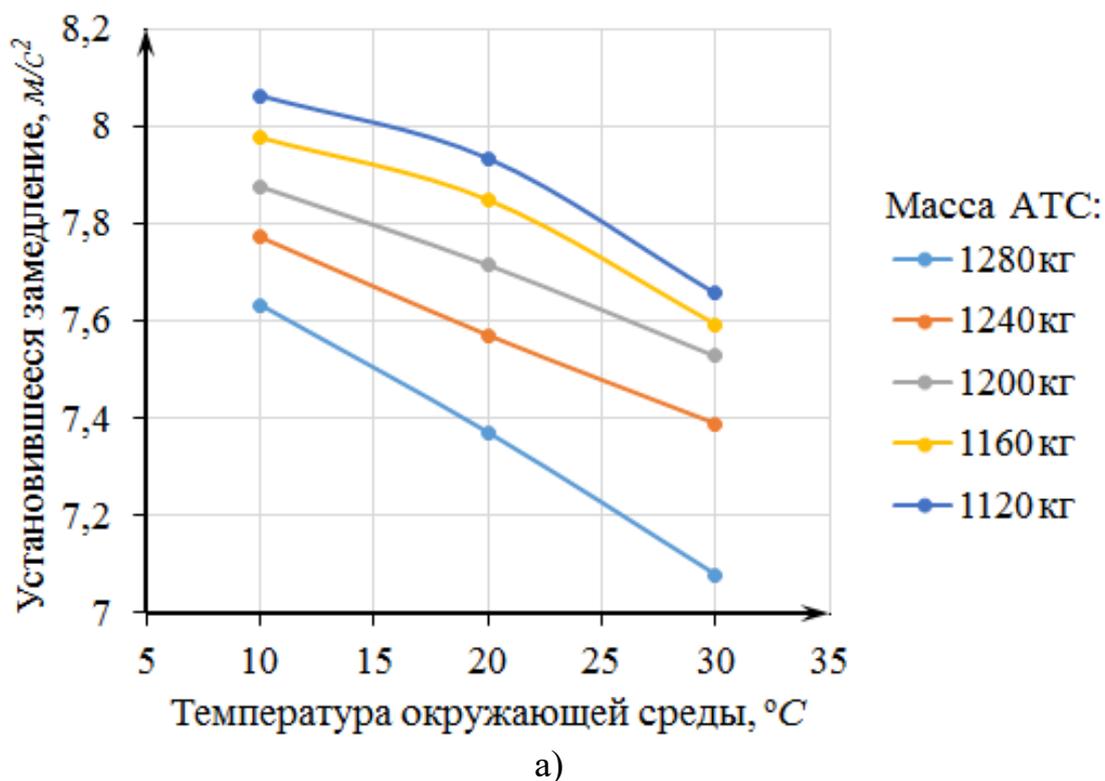


Рис. 4.18 Графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ автомобиля *Nissan Sunny FB15* с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, при изменении массы АТС m_a и варьировании температуры окружающей среды t_{oc} , начальная скорость торможения 40 км/ч: а) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 10\%$; б) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 70\%$

Анализируя полученные графики (рис. 4.17 и 4.18) установлено, что при увеличении массы АТС m_a , от его снаряжённой массы в 1120 кг до предельно допустимой массы в 1280 кг, создает снижение величины установившегося замедления $j_{уст}$ при экстренном торможении на 10% от значения, полученного при снаряжённой массе АТС. Увеличение температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C вызывает снижение установившегося замедления $j_{уст}$ на 7,2%. Увеличение износа рисунка протектора $\Delta_{пр}$ от 10% до 70% создает снижение величины установившегося замедления $j_{уст}$ и соответственно коэффициента сцепления φ на 4,5%. Полученные результаты подтверждают и гармонично дополняют ранее выполненные исследования, представленные в данной работе.

Полученные результаты (рис. 4.17 и рис. 4.18) были аппроксимированы по методике, изложенной в третьей главе данной работы. Для аппроксимации использовалось уравнение вида:

$$j_{уст} = A_{\delta} \cdot t_{oc}^2 + B_{\delta} \cdot t_{oc} + C_{\delta} \quad (4.5)$$

где: A_{δ} , B_{δ} и C_{δ} – коэффициенты функции (4.5) определяющие характер её изменения и представлены в таблице 4.6

Таблица 4.6 Коэффициенты функции (4.5) для расчета установившегося замедления $j_{уст}$ АТС при экстренном торможении

Масса АТС	Коэффициенты функции (4.5)			Коэффициент достоверности аппроксимации
	A_{δ}	B_{δ}	C_{δ}	R^2
<i>Установлены шины с износом 10%</i>				
1120	$-7 \cdot 10^{-4}$	-0,0095	8,0415	1
1160	$-6 \cdot 10^{-4}$	-0,0064	7,9760	1
1200	$-1 \cdot 10^{-4}$	-0,0121	8,0090	1
1240	$1 \cdot 10^{-4}$	-0,0230	7,9910	1
1280	$-1 \cdot 10^{-4}$	-0,0217	7,864	1

Продолжение таблицы 4.6

Масса АТС	Коэффициенты функции (4.5)			Коэффициент достоверности аппроксимации
	A_{δ}	B_{δ}	C_{δ}	
$m_a, \text{ кг}$				R^2
<i>Установлены шины с износом 70%</i>				
1120	-0,0011	0,0325	7,6510	1
1160	-0,001	0,0265	7,609	1
1200	0,0004	-0,0328	8,038	1
1240	-0,0002	-0,0147	7,676	1
1280	0,0004	-0,0336	7,579	1

Анализируя полученные графики, представленные на рис. 4.19 и 4.20 установлено, что *увеличение массы автомобиля m_a , от снаряжённой - 1120 кг до предельно допустимой - 1280 кг, вызывает увеличение тормозного пути S_T АТС при экстренном торможении на 6,5% от значения, полученного при снаряженной массе АТС.*

Увеличение температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C вызывает увеличение тормозного пути S_T АТС на 5,2%.

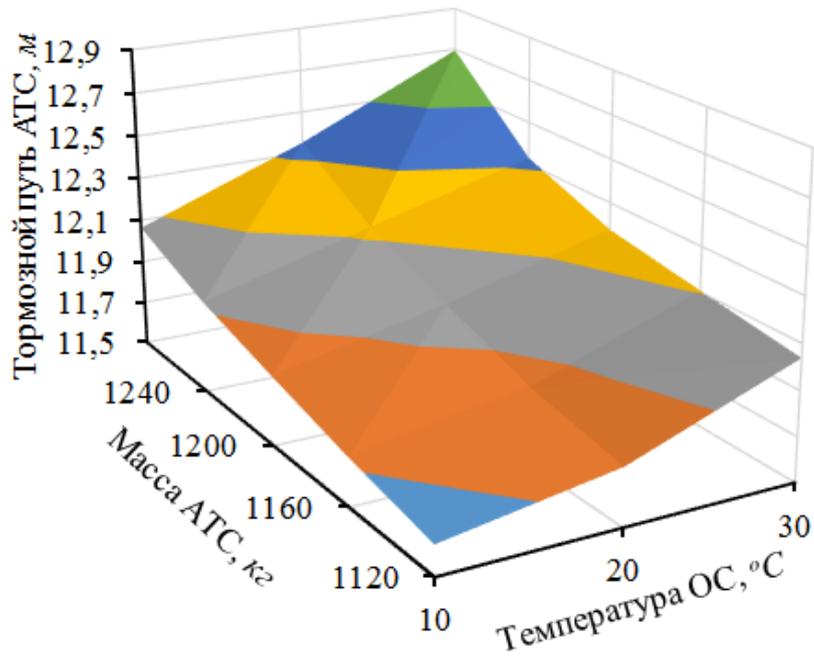
Увеличение износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 70% создает увеличение тормозного пути S_T АТС на 3,2%.

Полученные результаты исследования подтверждают и гармонично дополняют результаты, которые были получены ранее другими исследователями, а также и те результаты, которые представлены в данной работе.

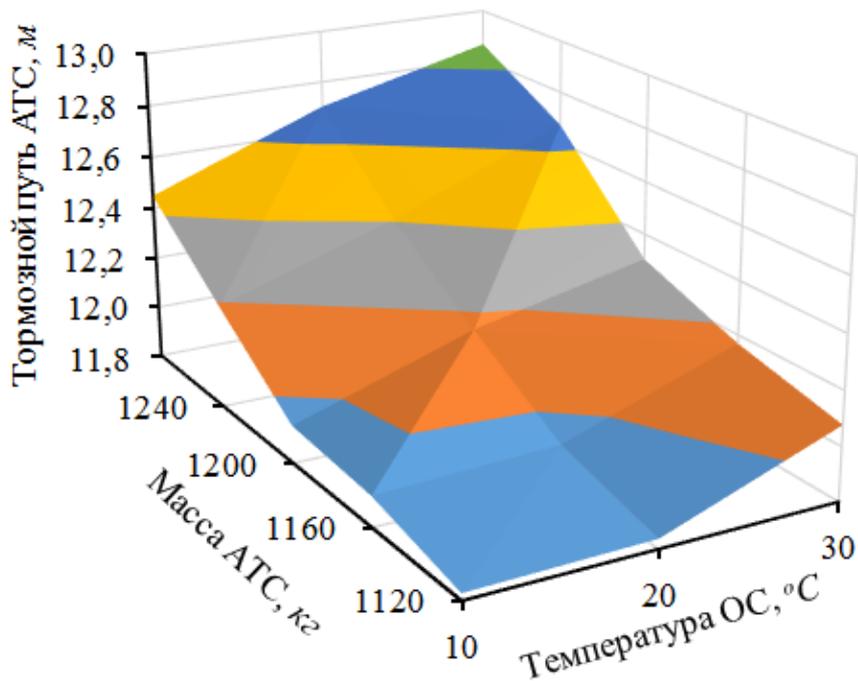
Полученные результаты (рис. 4.19 и рис. 4.20) были аппроксимированы по методике, изложенной в третьей главе данной работы. Для аппроксимации использовалось уравнение вида:

$$S_T = A_m \cdot m_a^2 + B_m \cdot m_a + C_m m \quad (4.6)$$

где: A_m, B_m и C_m – коэффициенты функции (4.6) определяющие характер её изменения. Их числовые значения представлены в таблице 4.7

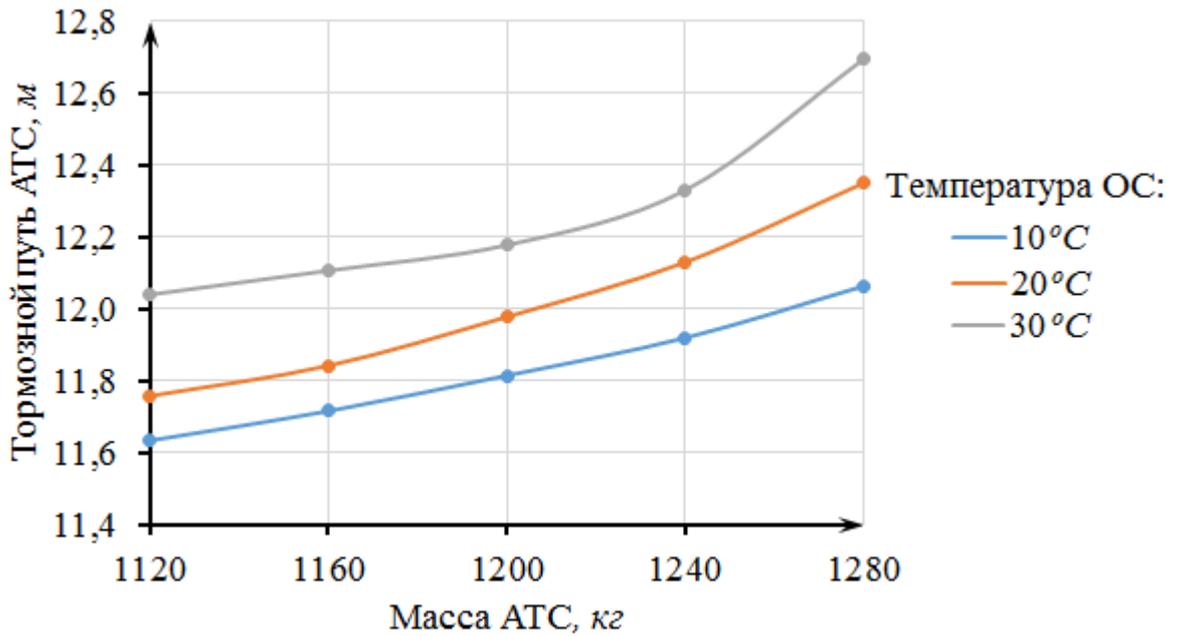


а)

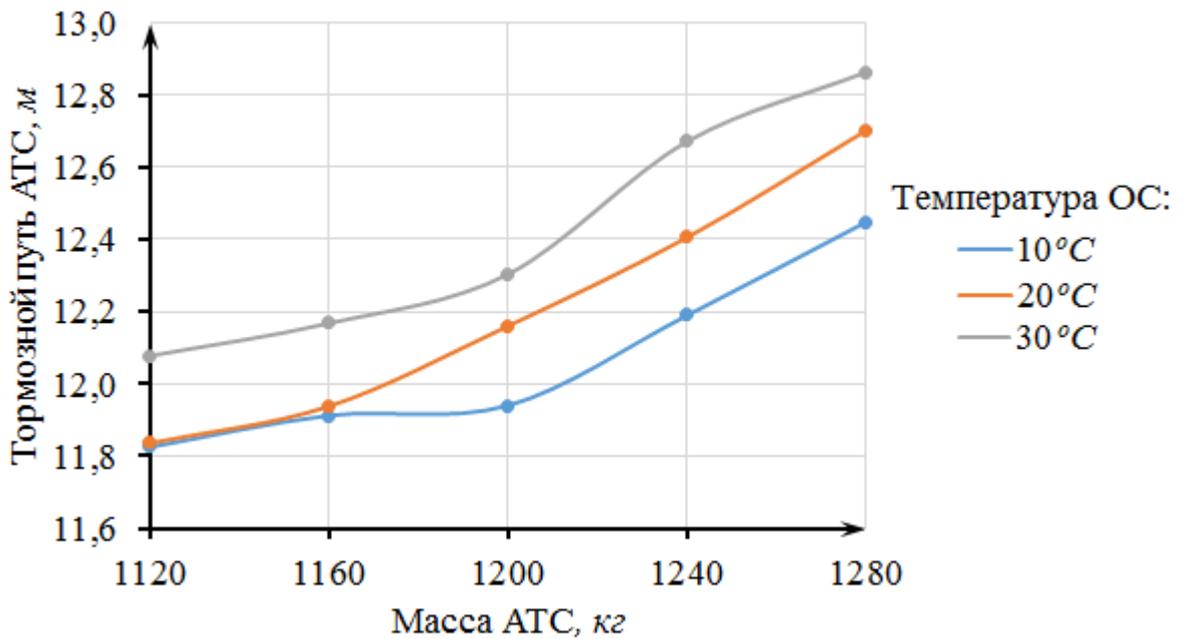


б)

Рис. 4.19 Трехмерные графики зависимости тормозного пути S_T при экстренном торможении автомобиля *Nissan Sunny FB15* с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, при изменении массы АТС m_a и варьировании температуры окружающей среды t_{oc} , начальная скорость торможения 40 км/ч : а) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 10\%$; б) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 70\%$



а)



б)

Рис. 4.20 Графики зависимости тормозного пути S_T при экстренном торможении автомобиля *Nissan Sunny FB15* с шинами *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*, при изменении массы АТС m_a и варьировании температуры окружающей среды t_{oc} , начальная скорость торможения 40 км/ч: а) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 10\%$; б) на автомобиле установлены шины с износом $\Delta_{np} = 70\%$

Таблица 4.7 Коэффициенты функции (4.6) для расчета тормозного пути S_T АТС при экстренном торможении

Температура ОС °C	Коэффициенты функции (4.6)			Коэффициент достоверности аппроксимации R^2
	A_m	B_m	C_m	
<i>Установлены шины с износом 10%</i>				
10	$6 \cdot 10^{-6}$	-0,0113	16,966	0,9993
20	$1 \cdot 10^{-5}$	-0,0273	26,111	0,9994
30	$3 \cdot 10^{-5}$	-0,0688	51,145	0,9840
<i>Установлены шины с износом 70%</i>				
10	$3 \cdot 10^{-5}$	-0,0566	43,667	0,9847
20	$2 \cdot 10^{-5}$	-0,0385	31,966	0,9986
30	$2 \cdot 10^{-6}$	-0,0416	34,185	0,9782

4.2 Разработка многофакторных регрессионных моделей для расчета параметров процесса торможения АТС в дорожных и стендовых условиях

Согласно выдвинутой рабочей гипотезе одним из эффективных направлений повышения достоверности стендового контроля тормозной эффективности АТС, является использование выявленных закономерностей, которые представлены в данной главе диссертации. Таким образом, одним из наиболее доступных методов повышения достоверности контроля может стать применение многофакторной регрессионной модели.

Создание многофакторных регрессионных моделей, обуславливается необходимостью спрогнозировать поведение АТС в дорожных условиях, на основе параметров, полученных в ходе стендового контроля его тормозной эффективности. Регрессионные модели также необходимы как дополнение к матема-

тическим предпосылкам, представленным во 2-й главе данной работы. Они гармонично дополняют его и снижают погрешности расчета, вызванные износом рисунка протектора беговой дорожки шины, изменением профиля опорной поверхности колес АТС и температуры окружающей среды.

Для создания многофакторной регрессионной модели, вся полученная информация о процессе торможения АТС в дорожных условиях была собрана в единую таблицу. Используя встроенные инструменты среды Microsoft Excel, были выбраны и введены в таблицу выходные и входные параметры процесса торможения АТС. В результате была получена таблица 4.8 и формула 4.7.

Таблица 4.8 Многофакторная регрессионная модель для расчета величины установившегося замедления $j_{уст}$ АТС при торможении в дорожных условиях

Регрессионная статистика						
Множественный R	0,916066661					
R-квадрат	0,839178128					
Нормированный R-квадрат	0,820621758					
Стандартная ошибка	0,122633164					
Наблюдения	30					
Дисперсионный анализ						
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значимость F</i>	
Регрессия	3	2,040319846	0,680106615	45,22318387	1,8578E-10	
Остаток	26	0,391011213	0,015038893			
Итого	29	2,431331059				
	<i>Коэффициенты</i>	<i>Стандартная ошибка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-Значение</i>	<i>Нижние 95%</i>	<i>Верхние 95%</i>
Y-пересечение	12,17031592	0,479566117	26,08841354	3,57423E-20	11,32535692	13,29688146
Переменная X 1	-0,003762348	0,000395797	-9,505756905	6,02649E-10	-0,004575921	-0,002948776
Переменная X 2	-0,016045089	0,002742161	-5,493510939	9,18157E-06	-0,020800683	-0,009327498
Переменная X 3	-0,003884132	0,000746322	-3,889919645	0,000622571	-0,005437217	-0,002369045

$$j_{уст} = 12,170316 - m_a \cdot 0,0037624 - t_{oc} \cdot 0,0160451 - \Delta_{np} \cdot 0,0038841 \quad (4.7)$$

где: m_a – масса автомобиля, кг;

Δ_{np} – износ рисунка протектора, %;

t_{oc} – температура окружающей среды, °C.

Согласно справочнику по математической статистике, t -критическое для 29 степеней свободы равно 2,045. Сравнивая абсолютные значения t -статистики с критическим значением, можно сделать вывод о том, что все переменные полученной многофакторной регрессионной модели значимо влияют на результаты расчета установившегося замедления $j_{уст}$ АТС при торможении в дорожных

условиях.

Оценивая полученную многофакторную регрессионную модель можно сделать вывод о том, что самым значимым фактором является температура окружающей среды t_{oc} , при повышении которой происходит снижение сцепных свойств шины. Вторым по значимости параметром, влияющим на величину установившегося замедления $j_{уст}$ АТС является его масса m_a . Самым малозначимым параметром является износ беговой дорожки шины $\Delta_{пр}$.

Собранная информация о влиянии износа рисунка протектора и нормальной нагрузки на колесо АТС на величину реализованного коэффициента сцепления φ эластичной шины при торможении на двух опорных роликах была также сгруппирована в таблицу Microsoft Excel. Были выбраны и введены в таблицу выходные значения реализованного коэффициента сцепления φ и входные параметры, оказывающие влияние на его количественное значение. В результате была получена таблица 4.9 и формула 4.8.

Таблица 4.9 Многофакторная регрессионная модель для расчета величины реализованного коэффициента сцепления при торможении колеса на двух опорных роликах

Регрессионная статистика						
Множественный R	0,996676447					
R-квадрат	0,993363939					
Нормированный R-квадрат	0,992157383					
Стандартная ошибка	0,008726474					
Наблюдения	14					
Дисперсионный анализ						
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значимость F</i>	
Регрессия	2	0,125391574	0,062695787	823,3049671	1,04835E-12	
Остаток	11	0,000837665	7,61514E-05			
Итого	13	0,126229239				
	<i>Коэффициенты</i>	<i>Стандартная ошибка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-Значение</i>	<i>Нижние 95%</i>	<i>Верхние 95%</i>
Y-пересечение	0,56442513	0,008518384	66,25964602	1,1476E-15	0,545676292	0,583173967
Переменная X 1	-8,89501E-06	2,33225E-06	-3,813919296	0,002873209	-1,40283E-05	-3,76176E-06
Переменная X 2	-0,003140669	7,77416E-05	-40,39881129	2,59526E-13	-0,003311777	-0,002969561

$$\varphi = 0,56442513 - 8,895 \cdot 10^{-6} \cdot G_k - 0,003140669 \cdot \Delta_{пр} \quad (4.8)$$

где: G_k – нагрузка на колесо;

$\Delta_{пр}$ – износ протектора беговой дорожки шины.

Анализ влияния внешних параметров на реализованный коэффициент сцепления φ для полученной многофакторной регрессионной модели показывает, что все её параметры оказывают значительное влияние на результаты расчета по данной модели. Критическое значение t -статистики для 13 степеней свободы равно 2,16. Первым по значимости фактором является величина износа рисунка проектора Δ_{np} , вторым по значимости – нормальная нагрузка на колесо G_k .

На рис. 4.21 представлены графики экспериментальных исследований и результатов расчета на регрессионной многофакторной модели для расчета величины установившегося замедления $j_{уст}$ АТС. Согласно принятой доверительной вероятности в 95% полученные результаты адекватно описывают исходные данные.

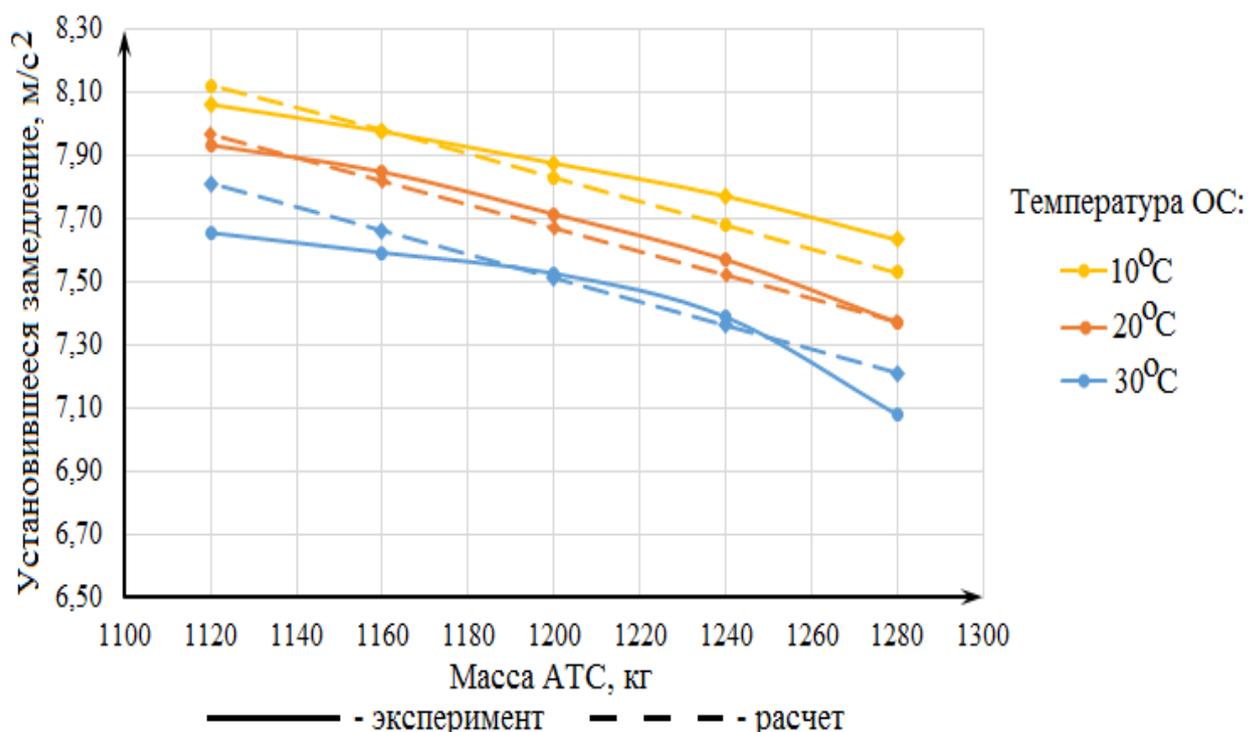


Рис. 4.21 Оценка адекватности расчета на многофакторной регрессионной модели величины установившегося замедления $j_{уст}$ АТС в дорожных условиях

Для оценки адекватности многофакторной регрессионной модели использовали методику, представленную в третьей главе данной работы. Полученные результаты расчета на модели сохраняли в сводной таблице исследований, куда

ранее уже были внесены результаты экспериментальных исследований аналогичные по условиям эксперимента. Следующим этапом производили вычисление дисперсии адекватности и воспроизводимости, а также рассчитывался критерий F -распределения Фишера. Полученные значения F -критерия Фишера были сведены в таблицу 4.10.

Таблица 4.10 Результаты оценки адекватности математической модели

Исследуемый параметр	Расчетное значение F -критерия Фишера	Табличное значение F -критерия Фишера
\dot{j}_{ycm1}	7,713	19,38
\dot{j}_{ycm2}	9,846	19,38
\dot{j}_{ycm3}	5,937	19,38
\dot{j}_{ycm4}	8,533	19,38
\dot{j}_{ycm5}	7,018	19,38
\dot{j}_{ycm6}	7,271	19,38

Полученные значения F -распределения Фишера сравнивали с принятым 5% уровнем значимости. Анализ полученных значений F -критерия Фишера с табличными значениями, показывает, что математическая модель адекватно описывает исследуемый процесс экстренного торможения АТС в дорожных условиях.

На следующем этапе была осуществлена связь регрессионной модели для расчета установившегося замедления АТС в дорожных условиях, с моделью для расчета реализованного коэффициента сцепления АТС при торможении на стенде.

Регрессионная модель для расчета реализованного коэффициента сцепления φ автомобильного колеса на опорных роликах стенда, представляет собой уравнение вида:

$$\varphi = A_c + B_c \cdot G_k + C_c \cdot \Delta_{пп} \quad (4.9)$$

Регрессионная модель для расчета установившегося замедления АТС при экстренном торможении, представляет собой уравнение вида:

$$j_{уст} = A_o + B_o \cdot m_a + C_o \cdot \Delta_{пп} + D_o \cdot t_{oc} \quad (4.10)$$

Проанализировав переменные и коэффициенты, входящие в эти уравнения, и проведя простые математические преобразования с выражением (4.8) получим следующее

$$\Delta_{пп} = \frac{\varphi - A_c - B_c \cdot G_k}{C_c} \quad (4.11)$$

Подставим получившееся выражением в формулу 4.7 получим выражение, позволяющее прогнозировать величину установившегося замедления $j_{уст}$ АТС на основе результатов его стендового контроля:

$$j_{уст} = A_o + B_o \cdot m_a + C_o \cdot \sum_{n=1}^K \left(\frac{\varphi - A_c - B_c \cdot G_k}{C_c} \right) / K + D_o \cdot t_{oc} \quad (4.12)$$

где: K – число тормозящих колес АТС;

Полученная формула (4.12) имеет следующие области допустимых значений для корректного расчета установившегося замедления АТС в дорожных условиях:

- реализованный коэффициент продольного сцепления φ эластичной шины при торможении на двух опорных роликах - от 0,31 до 0,53;
- нормальная нагрузка G_k на каждое колесо АТС с эластичной шиной в диапазоне - от 1750 Н до 4750 Н;
- температура окружающей среды - от 5°C до 35°C;
- масса АТС от 950 кг до 1650 кг.

4.3 Аналитические исследования процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях

Для выполнения аналитических исследований процесса экстренного торможения АТС, выполняли расчеты на разработанной математической модели и алгоритме, представленным во второй главе данной диссертации.

Для расчета была написана программа в среде объектно-ориентированного программирования «Delphi XE4». Результатом написания программы является компиляция исполняемого файла, независимого от среды программирования. При работе программы, в директории расположения файла создается файл расширения *.ini хранящий в себе настройки модели, отличные от изначально заданных в исполняемом файле. Внешний вид рабочего окна программы представлен на рис. 4.22.



Рис. 4.22 Внешний вид рабочего окна программы расчета параметров процесса экстренного торможения АТС Nissan Sunny FB15 с шинами марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S*: 1 – блок вывода нормальных R_z и продольных касательных R_x реакций на осях АТС; 2 – блок вывода графиков тормозного

момента M_T по осям АТС; 3 – блок вывода графиков оценки тормозной эффективности АТС; 4 – блок вывода $\varphi(S)$ – диаграммы; 5 – блок вывода графиков угловых скоростей колес ω_k АТС по осям

При нажатии на кнопку «Настройки» в рабочем окне программы, запустится отдельное диалоговое окно с набором параметров (рис. 4.23), которые можно изменять для настройки модели и уточнения параметров АТС.

Общие параметры процесса торможения		Параметры тормозного механизма		Параметры $f(S)$ - диаграммы	
Начальная скорость торможения	11,1	<input checked="" type="checkbox"/> Вкл/Выкл тормозной механизм		Максимальный коэф. сцепления	0,976
Вес автомобиля	11380	Максимальное давление	06,0	Коэф. жесткости проскальзывания	25
Момент инерции колеса	_1,00	Передняя ось		Коэф. снижения фрикционных св-в	0,778
Радиус колеса	0,305	Коэффициент K_{10}	362	Параметры аэродинамики АТС	
Жесткость подвески передней оси	56000	Коэффициент K_{w1}	0,281	<input checked="" type="checkbox"/> Вкл/Выкл учет аэродинамики АТС	
Жесткость подвески задней оси	25000	Зона не чувствительности т.м.	0,20	Коэф. аэродинам. сопротивления	0,36
Расстояние до ц.м. от передней оси	0,905	Постоянная времени т.м.	0,015	Ширина a/m	1,695
Расстояние до ц.м. от задней оси	1,63	Темп нарастания	27	Высота a/m	1,425
Высота центра масс	0,45	Задняя ось		Износ шин	90
Осевой момент инерции a/m	1600	Максимальное давление	05,0	Температура ОС	30
Коэф. демпфирования подвески	_480	Коэффициент K_{20}	186		
Коэф. демпфирования подвески	1480	Коэффициент K_{w2}	0,181		
Поправочный коэффициент	0,0292	Зона не чувствительности т.м.	0,25		
Поправочный коэффициент	0,0028	Постоянная времени т.м.	0,025		
Темп нарастания торм.момента	3500	Темп нарастания	22		
Коэффициент сцепления		Стендовые испытания			
<input checked="" type="radio"/> Регрессионная модель по износу (дорожный)		<input type="radio"/> Плоская опорная поверхность			
<input type="radio"/> Регрессионная модель стендовых испытаний		<input type="radio"/> Одна цилиндрическая опорная поверхность			
<input type="radio"/> Ручной ввод параметров		<input type="radio"/> Две цилиндрических опорных поверхности			

Рис. 4.23 Общий вид диалогового окна «Настройки»

Настройки включают в себя следующие группы параметров:

- общие параметры процесса торможения и характеристики АТС;
- параметры тормозных механизмов АТС;
- параметры аэродинамики АТС;
- параметры $\varphi(S)$ – диаграммы.

После ввода исходных данных, диалоговое окно «Настройки» необходимо закрыть, и при нажатии на кнопку «Расчет» выполняет алгоритм расчета процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях.

В результате выполнения алгоритма расчета, в рабочем окне программы в

блоке №1 отображаются графики изменения продольной касательной ΔR_{x1} , ΔR_{x2} и нормальной ΔR_{z1} , ΔR_{z2} реакций по осям автомобиля в процессе экстренного торможения (рис. 4.24).

На графиках отчетливо видно перераспределение поддрессоренной массы автомобиля по его осям, что вызывает увеличение реакций ΔR_{x1} , ΔR_{z1} на передней оси и снижение реакций ΔR_{x2} , ΔR_{z2} на задней оси, а также момент полной остановки АТС и последующими затухающими колебаниями поддрессоренной массы на элементах подвески.

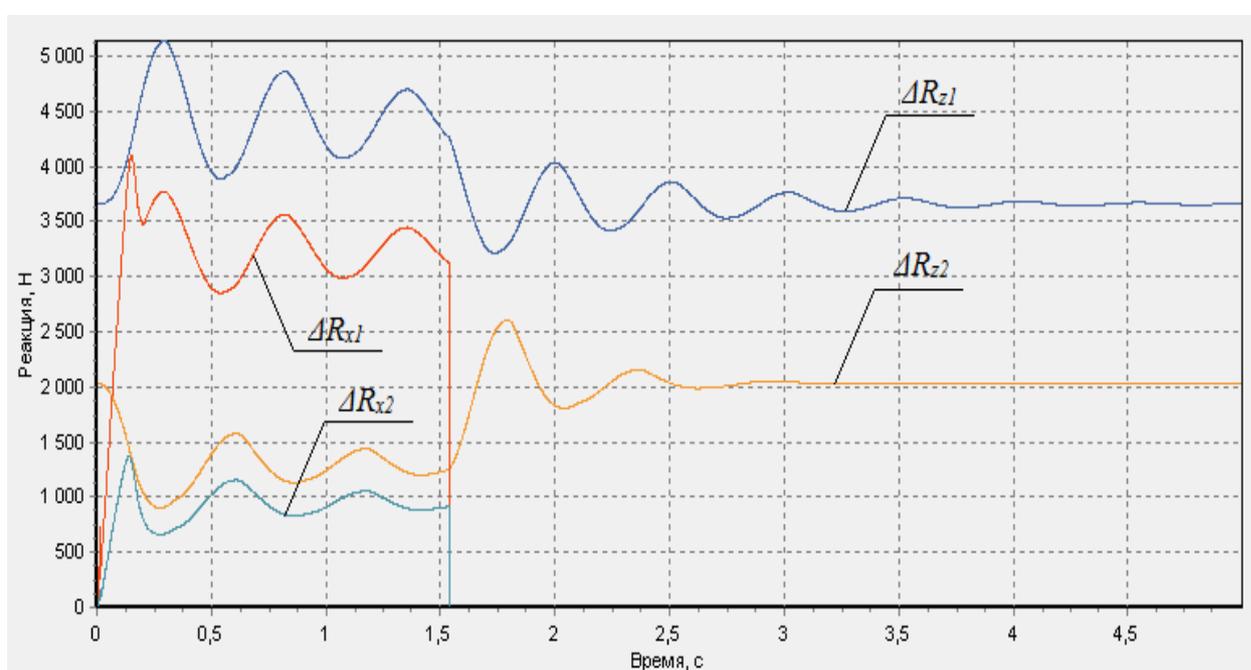


Рис. 4.24 Блок вывода продольных касательных и нормальных реакций по осям АТС Nissan Sunny FB15 с шинами марки *Bridgestone Sneaker 185/70 R14 88S*: ΔR_{z1} — нормальная реакция на передней оси; ΔR_{z2} — нормальная реакция на задней оси; ΔR_{x1} — продольная касательная реакция на передней оси; ΔR_{x2} — продольная касательная реакция на задней оси.

В блоке №2 рабочего окна программы отображаются графики изменения тормозного момента M_T по осям автомобиля в процессе экстренного торможения (рис. 4.25).

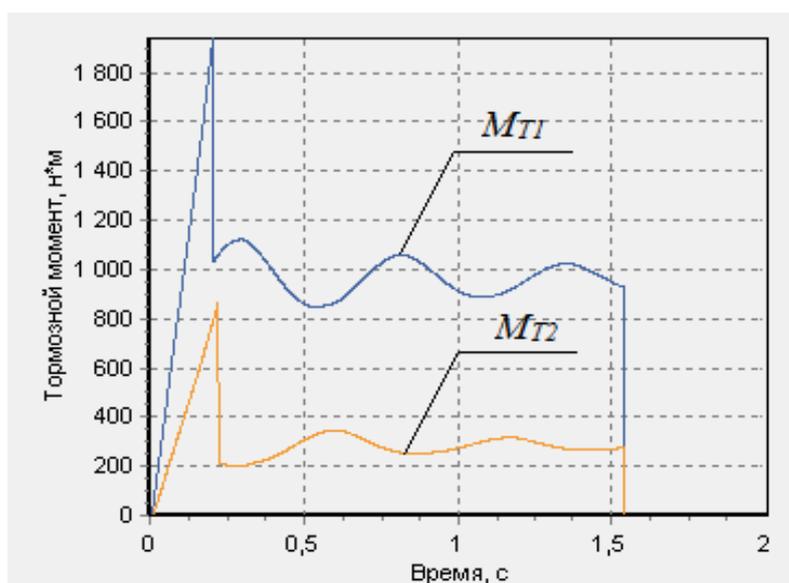


Рис. 4.25 График тормозного момента на колесах АТС Nissan Sunny FB15, где: M_{T1} – тормозной момент на передней оси автомобиля; M_{T2} – тормозной момент на задней оси автомобиля

Анализ полученных графиков позволяет определить момент блокировки колес автомобиля. Также на графиках видно, что при блокировании колес любой из осей автомобиля тормозной момент M_T на них снижается до величины момента по сцеплению колес с опорной поверхностью и отчетливо виден момент полной остановки автомобиля.

В блоке №3 рабочего окна программы отображаются графики изменения замедления j и тормозного пути S_m (рис. 4.26) автомобиля Nissan Sunny FB15 с шинами марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* в процессе экстренного торможения.

На графике замедления АТС можно выделить величину установившегося замедления $j_{уст}$ АТС.

В блоке №4 рабочего окна программы отображается $\varphi(S)$ – диаграмма, характеризующая режим торможения колес автомобиля, из которого можно определить величину максимального значения реализованного коэффициента сцепления φ_{max} , величину критического проскальзывания, а также величину реализованного коэффициента сцепления φ при заблокированных колесах.

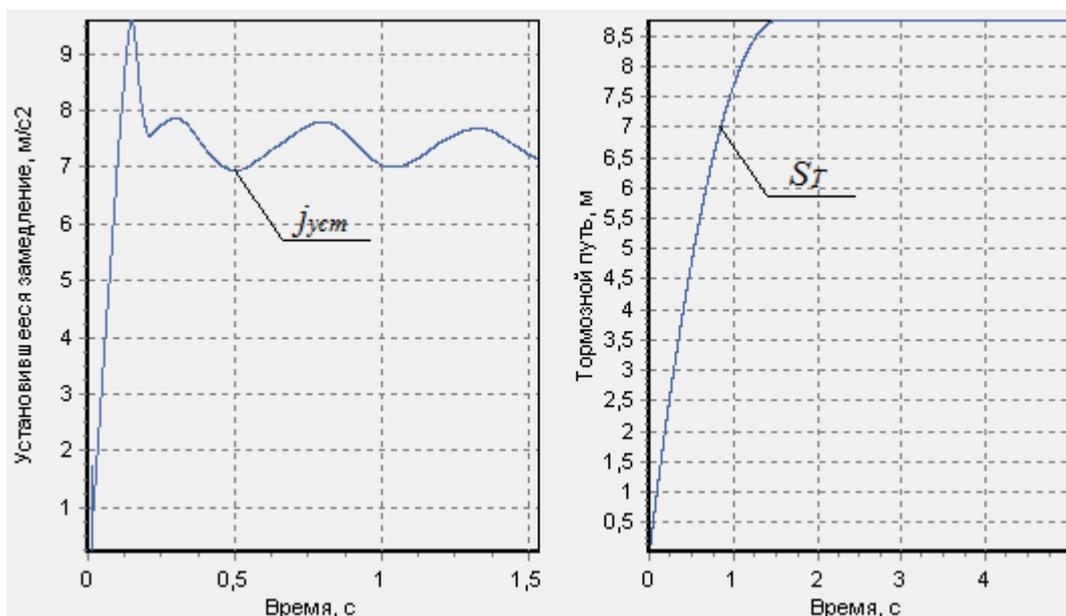


Рис. 4.26 Графики установившегося замедления и тормозного пути автомобиля Nissan Sunny FB15 с шинами марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* при экстренном торможении: $j_{уст}$ – замедление; S_T – тормозной путь

В блоке №5 на рабочем окне программы отображаются графики угловых скоростей ω_k колёс передней и задней осей автомобиля Nissan Sunny FB15 с шинами марки *BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S* в процессе экстренного торможения, а также момент их блокировки (рис. 4.27).

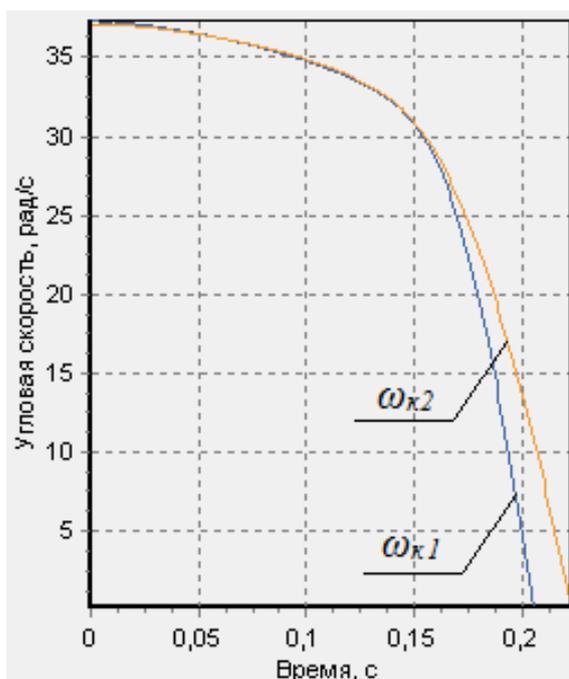


Рис. 4.27 – Графики изменения угловых скоростей вращения колес передней и задней осей автомобиля Nissan Sunny FB15 в процессе экстренного торможения: ω_{k1} – угловая скорость вращения колес передней оси; ω_{k2} – угловая скорость вращения колес задней оси

4.3.1 Оценка адекватности математической модели процесса экстренного торможения АТС в дорожных условиях

Согласно разработанной методике, описанной в третьей главе диссертации, была выполнена оценка адекватности математической модели на основе результатов экспериментального и аналитического исследования.

Выполненный анализ полученных результатов экспериментальных и аналитических исследований показывает их качественное и количественное сходство, включая сходимость значений установившегося замедления автомобиля $j_{уст}$, тормозного пути автомобиля S_m , продольных касательных R_x и нормальных R_z реакций, распределенных по длине пятна контакта $l_{нк}$.

Для оценки адекватности математической модели использовали методику, представленную в третьей главе диссертации. Полученные в аналитических исследованиях значения сохраняли в сводную таблицу исследований, где ранее уже были занесены результаты экспериментальных исследований с аналогичными условиями эксперимента.

На следующем этапе, производили вычисления дисперсии адекватности и воспроизводимости расчетов на модели, а также рассчитывали F -критерий распределения Фишера. Полученные значения F -критерия распределения Фишера сравнивали с принятым 5% уровнем значимости.

Представленные графики результатов (рис. 4.28) аналитического и экспериментального исследования зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ при экстренном торможении АТС от его массы m_a , показывают их качественное и количественное совпадение с принятой достоверностью расчета.

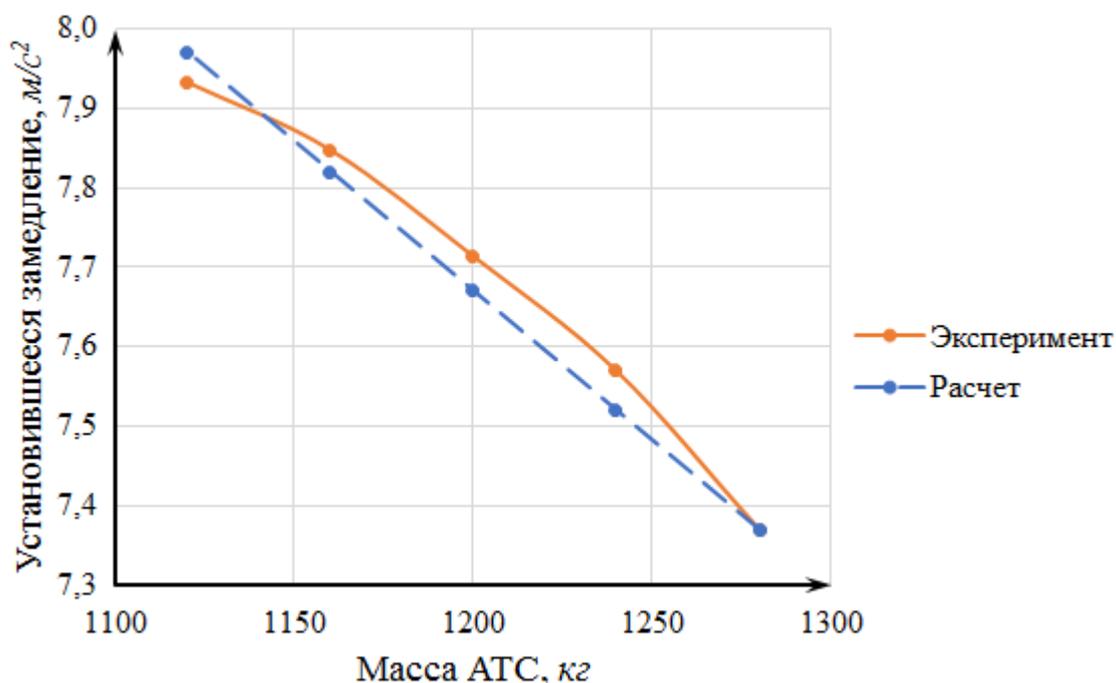


Рис. 4.28 Графики результатов аналитического и экспериментального исследования величины установившегося замедления $j_{уст}$ автомобиля *Nissan Sunny FB15* при экстренном торможении, температуре окружающей среды $t_{oc} = 20^{\circ}C$, износе рисунка протектора беговой дорожки шины 10% , давлении в шинах $P_w = 0,21 МПа$

Полученные значения F -критерия Фишера были сведены в таблицу 4.11

Таблица 4.11 Результаты оценки адекватности математической модели

Исследуемый параметр	Расчетное значение F -критерия Фишера	Табличное значение F -критерия Фишера
$j_{уст1}$	11,63	19,38
$j_{уст2}$	7,54	19,38
$j_{уст3}$	6,01	19,38
$j_{уст4}$	15,11	19,38
$j_{уст5}$	16,38	19,38
$j_{уст6}$	10,02	19,38

Продолжение таблицы 4.11

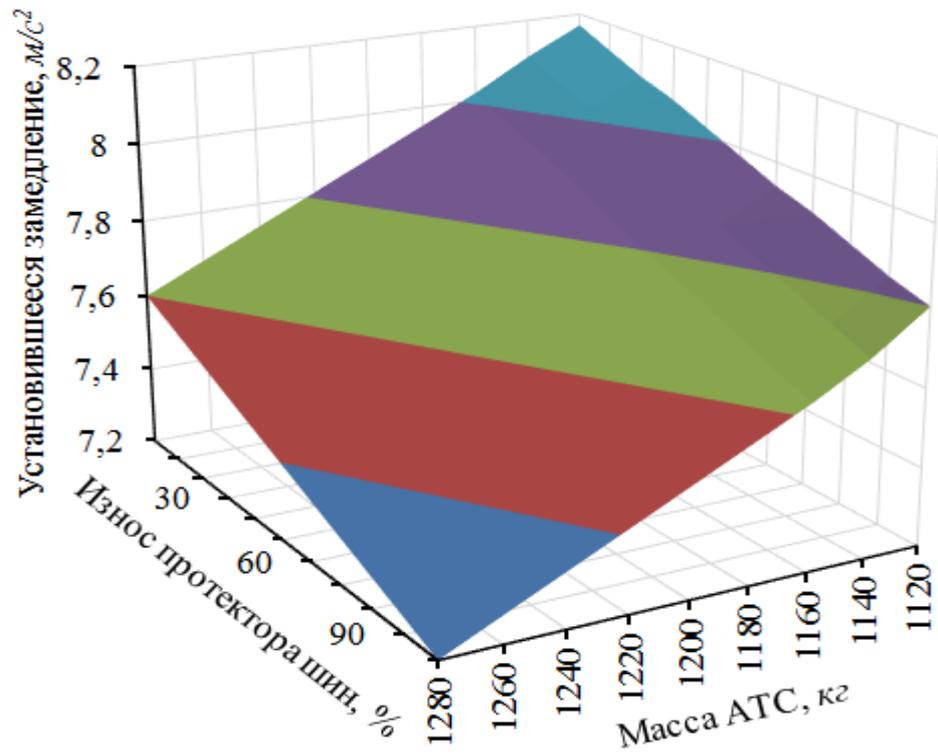
Исследуемый параметр	Расчетное значение F -критерия Фишера	Табличное значение F -критерия Фишера
S_{t1}	5,449	19,38
S_{t2}	5,65	19,38
S_{t3}	5,332	19,38
S_{t4}	5,593	19,38
S_{t5}	5,27	19,38
S_{t6}	5,159	19,38

Сравнительный анализ полученных значений F -критерия Фишера с табличными значениями, показывает, что данная математическая модель адекватно описывает исследуемый процесс экстренного торможения АТС категории М1 в дорожных условиях.

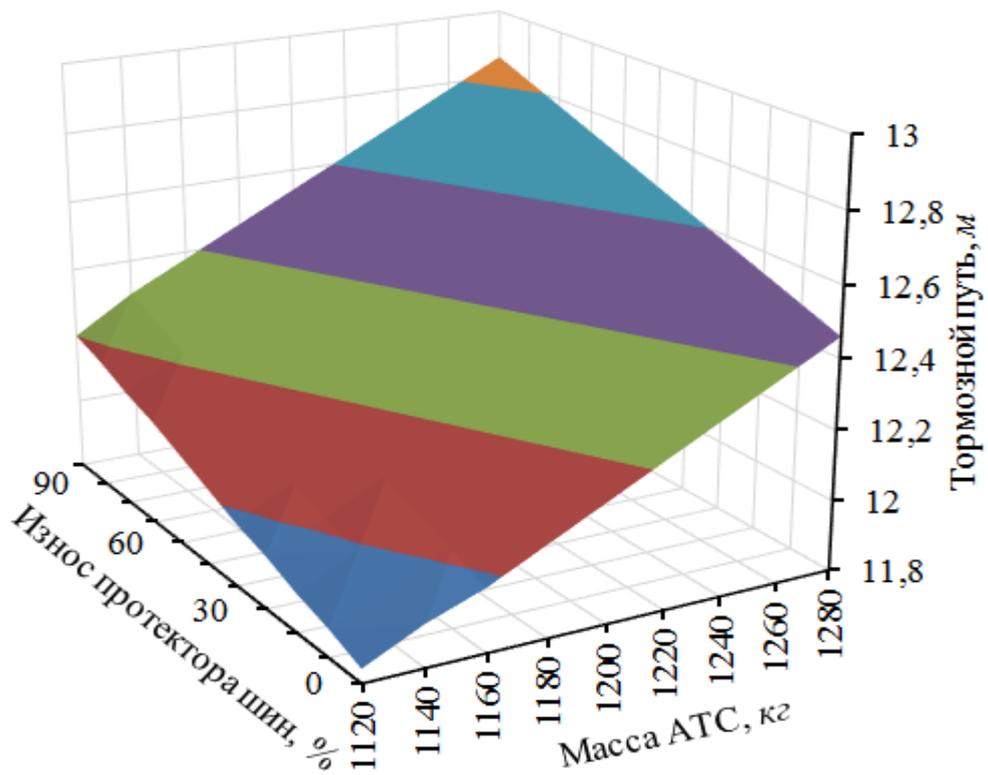
4.3.2 Результаты исследования процесса экстренного торможения АТС категории М1

Анализ вышеизложенных результатов научных исследований, показывает, что основными параметрами, влияющими на эффективность процесса торможения АТС являются: его масса m_a , износ рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки шины, а также температура окружающей среды t_{oc} .

Основываясь на результатах проведенных исследований, были выполнены исследования влияния массы АТС m_a , величины износа рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки шины, а также температуры окружающей среды t_{oc} на величину установившегося замедления j_{yct} АТС категории М1 и его тормозного пути S_m . Результаты представлены на рисунках 4.29 – 4.31.

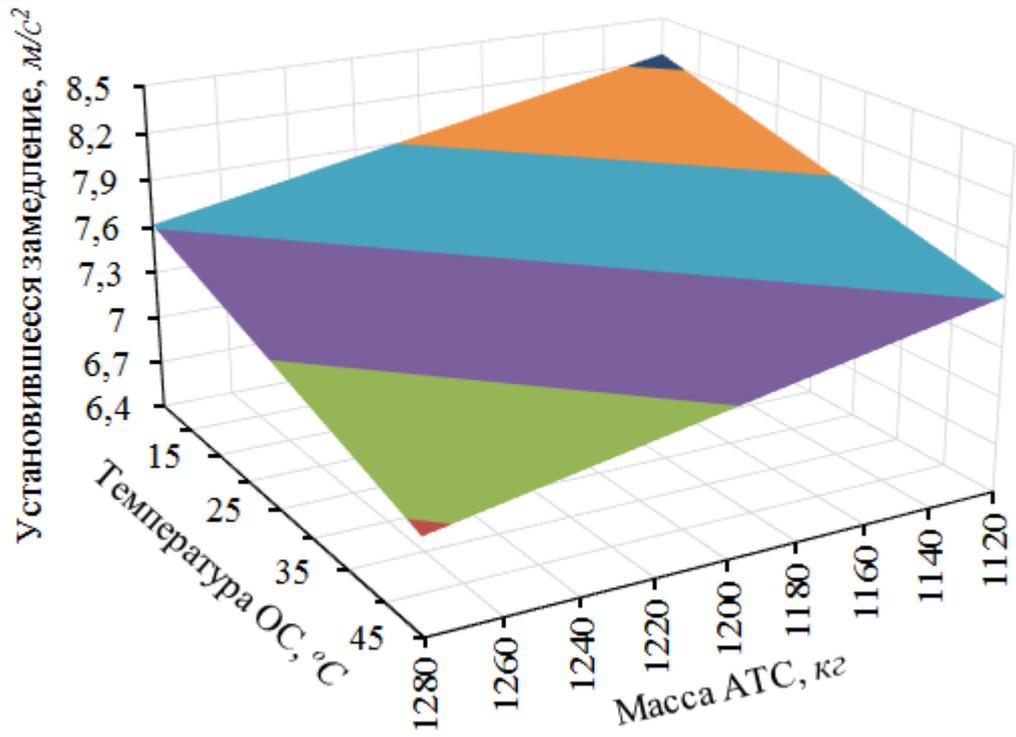


а)

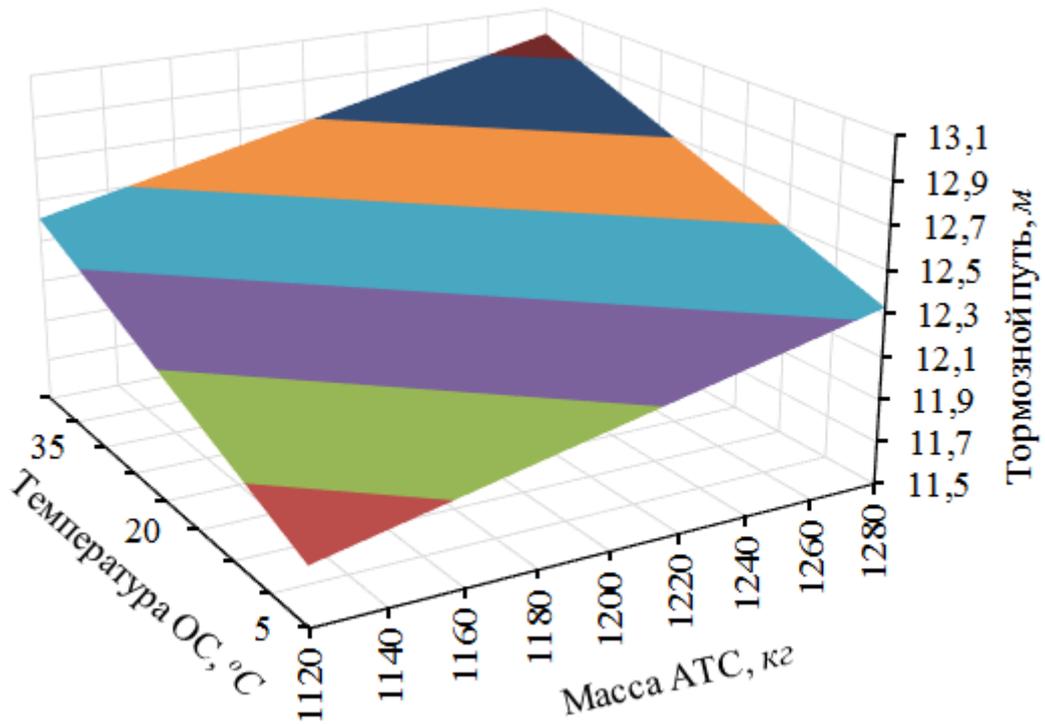


б)

Рис. 4.29 Графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ (а) и тормозного пути S_m (б) от величины износа рисунка протектора $\Delta_{пр}$ и массы АТС

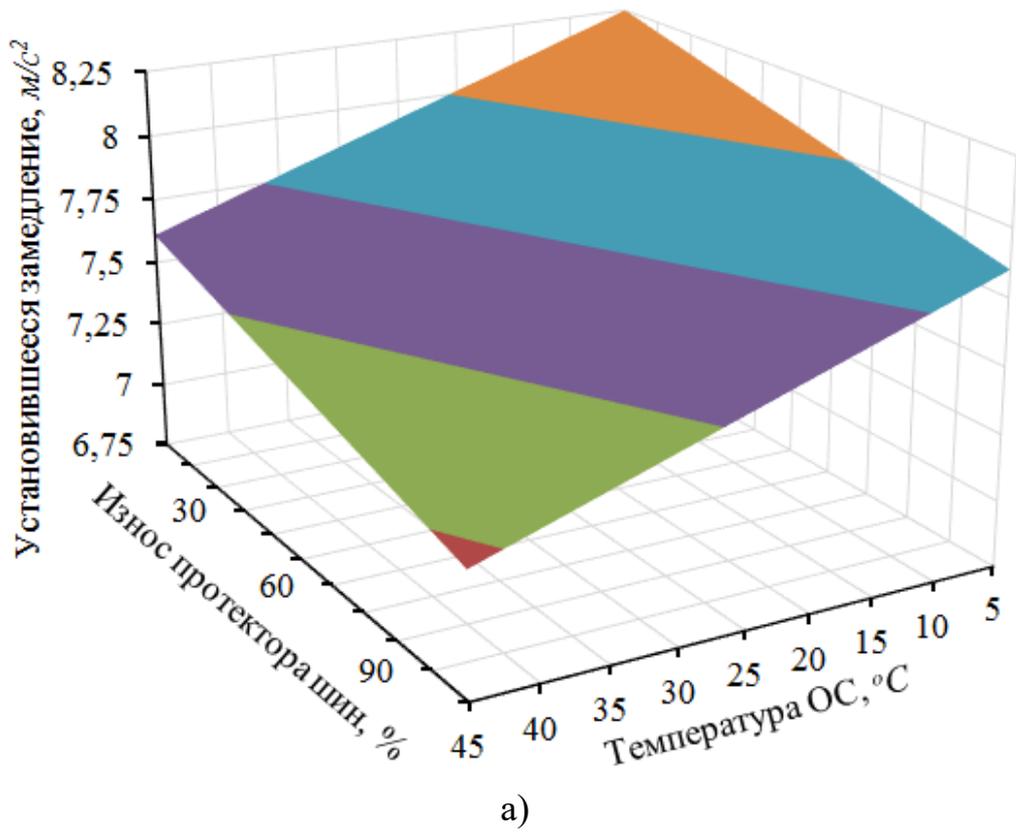


а)

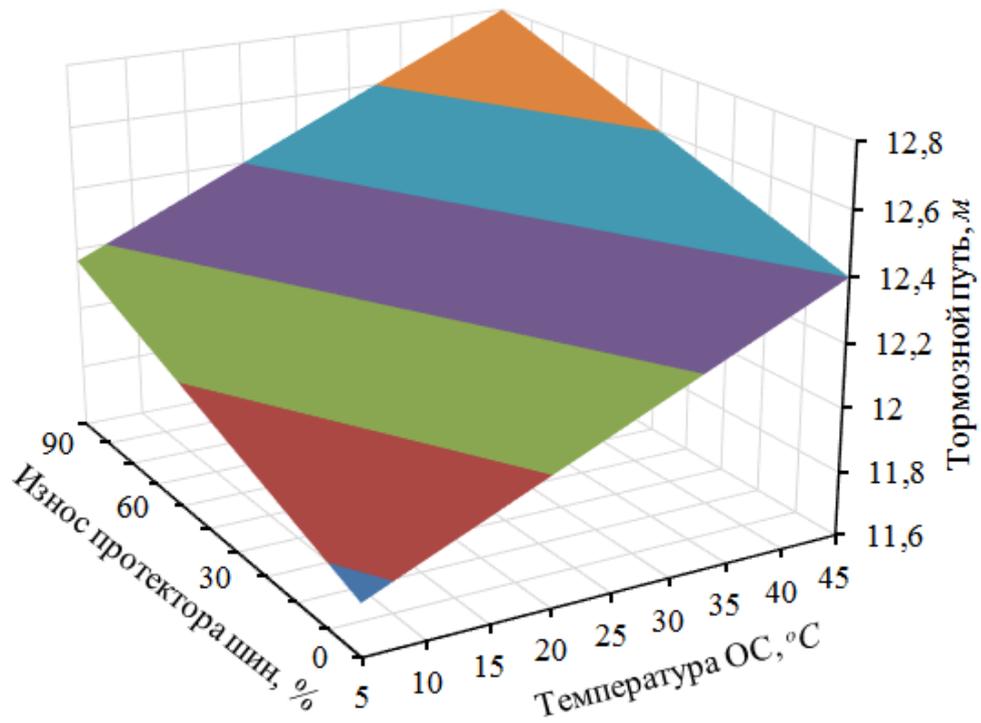


б)

Рис. 4.30 Графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ (а) и тормозного пути S_m (б) от температуры окружающей t_{oc} среды и массы АТС



а)



б)

Рис. 4.31 Графики зависимости установившегося замедления $j_{уст}$ - (а) и тормозного пути S_m автомобиля - (б) от температуры окружающей среды t_{oc} и величины износа рисунка протектора $\Delta_{пр}$

В результате выполненного исследования установлено что, увеличение износа протектора Δ_{np} беговой дорожки от состояния новой шины до предельного, снижает величину установившегося замедления $j_{уст}$ АТС на 5,26% и увеличивает тормозной путь S_T АТС категории М1 на 4,6%.

Увеличение массы m_a АТС категории М1 от 1120 кг до 1280 кг снижает величину его установившегося замедления $j_{уст}$ на 9,7%, а величину тормозного пути S_T на 6,4%.

Увеличение температуры окружающей t_{oc} среды от 5°C до 45°C снижает величину установившегося $j_{уст}$ замедления АТС категории М1 на 8,4% и увеличивает его тормозной путь S_m на 6,2%.

4.4 Методика расчета показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, на основе результатов стендового контроля

На основе результатов проведенной научно-исследовательской работы, выявленных функциональных зависимостей, была разработана методика расчета показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, на основе результатов стендового контроля его тормозной эффективности.

Как уже было отмечено в первой главе диссертации, при стендовом контроле тормозной эффективности АТС на силовых роликовых стендах измерение тормозных сил производится при критическом проскальзывании шин тормозящих колес, когда $S = 0,1 \div 0,2$ т.е. при φ_{max} . При контроле тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, его колеса доводятся до заблокированного состояния, когда $S = 1$, т.е. при φ_{bl} [43].

Чтобы, привести эти два процесса к единым начальным условиям в разработанной методике предложено выполнять измерения тормозных сил, как на стендах, так и в дорожных условиях, только при заблокированных колесах АТС.

Для реализации данной методики контроля тормозной эффективности на силовых роликовых стендах, предлагается использовать функциональные зависимости тормозной эффективности АТС, полученные как при стендовом, так и

при дорожном методах. При этом целесообразно использовать и полученные на их основе регрессионные модели, учитывающие износ рисунка протектора беговой дорожки шины, массу АТС и температуру окружающей среды.

Разработанная методика включает в себя следующие пункты:

1. Внешний осмотр АТС: тормозных магистралей, тормозных механизмов на наличие подтеков и внешних повреждений;
2. Осмотр состояния шин, измерение остаточной высоты рисунка протектора и давления воздуха в них (*при необходимости довести до нормы*);
3. При наличии явных признаков неисправности, АТС направить в зону ТО и Р для их устранения;
4. Прогреть измерительные системы стенда;
5. Запустить на компьютере стенда его программного обеспечения и программы расчета показателей тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, по результатам стендового контроля тормозной эффективности;
6. Заполнить информацию об АТС, выбрать диагностируемую ось;
7. Установить датчик усилия нажатия на педаль управления тормозной системой АТС;
8. Установить АТС на стенд, под свободную ось установить противооткатные упоры;
9. Заполнить исходные данные в программе для расчета показателей тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, по результатам стендового контроля (рис. 4.32);
10. Выполнить прогрев шин обкаткой, путем запуска привода опорных роликов, а также запустить и прогреть измерительные системы параметров процесса торможения АТС;
11. Запустить привод опорных роликов и разогнать колеса диагностируемой оси АТС до скорости 2-4 км/ч;
12. Произвести медленное затормаживание колес диагностируемой оси АТС посредством приведения педали управления тормозной системы в рабочее состояние в течение 4 – 6 с. Усилие на тормозной педали не должно превышать

498 Н;

13. Полученные значения измеренных параметров тормозной системы внести в программу расчета показателей тормозной эффективности АТС;

14. Повторить выполнение работ по пунктам 9 – 13 для следующей оси диагностируемого АТС;

15. Выполнить расчет прогноза показателей тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, по результатам стендового контроля (рис. 4.32).

Параметр	Значение
Масса передней оси АТС, кг	710
Масса задней оси АТС, кг	410
Тормозная сила на переднем левом колесе, кН	1,75
Тормозная сила на переднем правом колесе, кН	1,79
Тормозная сила на заднем левом колесе, кН	0,85
Тормозная сила на заднем правом колесе, кН	0,81
Выполнить расчет	
Установившееся замедление АТС, м/с ²	7,53
Тормозной путь АТС, м	12,17

Рис. 4.32 Внешний вид программы для расчета показателей тормозной эффективности АТС в дорожных условиях, по результатам стендового контроля

16. Полученные значения показателей тормозной эффективности АТС после проведения расчета сравнить с требованиями Технического регламента о безопасности колесных транспортных и ГОСТ 33997-2016 [49, 141] средств по принципу «годен» или «негоден»;

17. Убрать АТС со стенда, отключить питание систем измерения и силовой установки стенда.

Необходимость расчета показателей тормозной эффективности подтверждается приведенными результатами научных исследований, выполненных в Волжском политехническом институте, что при положительных результатах

контроля технического состояния тормозной системы автобусов «Волжанин 5270» показывают, что 50% из них при повторном контроле дорожным методом, не обеспечили нормативного значения установившегося замедления [81].

4.5 Производственная проверка и социально-экономическая оценка результатов проведенного научного исследования

Разработка и внедрение новых методик и средств технической диагностики сопровождается их производственной проверкой и социально-экономической оценкой. Производственную проверку и оценку эффективности разработанной методики контроля тормозной эффективности выполняли в ООО СТО «Браво» города Иркутск в 2018 году.

Результатами выполненной научно-квалификационной работы, которые подлежали производственной проверке в ООО СТО «Браво» г. Иркутск являются:

- разработанная и научно обоснованная методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1, согласно которой измерение тормозных сил осуществляется при блокировке колес диагностируемой оси;

- программное обеспечение для прогноза показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по результатам стендового контроля.

В процессе производственной проверки результатов научного исследования в ООО СТО «Браво» г. Иркутск выполняли контроль технического состояния тормозных систем АТС категории М1 по предложенной методике. Контроль технического состояния осуществлялся на силовом тормозном роликовом стенде модели СТМ-3500М с возможностью измерения тормозных сил на колесах АТС при их блокировке.

В ходе производственной проверки было выполнено сравнение результатов стендового и дорожного контроля АТС до, и после внедрения разработанной автором методики. На первом этапе проверки было установлено, что из всех АТС

категории М1 прошедших успешно контроль тормозной эффективности *традиционным стендовым методом* по ГОСТ 33997-2016, при повторной проверке в дорожных условиях 34% из них не прошли повторный контроль тормозной эффективности по параметру установившееся замедление. На втором этапе, после внедрения разработанной автором методики, практически все АТС категории М1 прошли контроль показателей тормозной эффективности дорожным методом.

Результаты выполненной научно-исследовательской работы также прошли проверку и приняты к внедрению в технологический процесс центров инструментального контроля ООО «ФРИТРЕЙН», г. Екатеринбург:

- методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах, при котором измерение тормозных сил осуществляется при блокировке колес диагностируемой оси;

- программное обеспечение для прогноза показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по итогам стендового контроля.

Установлено, что разработанная методика стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1, позволяет полностью отказаться от дорожного метода контроля.

Результаты производственной проверки убедительно доказывают, что разработанная методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах, основанная на зависимостях, связывающих показатели тормозной эффективности по итогам стендового контроля АТС с показателями тормозной эффективности по итогам дорожного контроля, позволяют сокращать число АТС, выходящих на дороги с неисправной тормозной системой на 30%.

Результаты производственной проверки и оценки разработанной методики показывают, что она дает значительный социальный эффект – за счет повышения достоверности результатов контроля технического состояния тормозной системы АТС категории М1, повышение их тормозной эффективности и активной

безопасности и, как следствие, снижение ущерба здоровью граждан и их имуществу, возникающего в результате дорожно-транспортных происшествий.

Разработанная методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1, и математическая модель системы «Дорога – Шина – Автомобиль» внедрены в учебный процесс кафедры «Автомобильный транспорт» Иркутского национального исследовательского технического университета.

Разработанная математическая модель позволяет расчетным методом получать графики, характеризующие процесс торможения АТС в дорожных условиях, при износе протектора шин, массы транспортного средства и температуры окружающей среды.

Разработанная математическая модель и программное обеспечение, используются при подготовке бакалавров направления 23.03.03 в рамках изучения дисциплины «Техническая диагностика транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования», а также при подготовке магистров направления 23.04.03 при изучении дисциплины «Диагностика автомобилей».

4.6 Выводы по четвертой главе

1) Выявлены функциональные зависимости реализованного коэффициента сцепления φ от величины износа рисунка протектора Δ_{np} шины и варьировании величины нормальной нагрузки G_k при торможении *заблокированного колеса на опорных поверхностях стенда*:

а) При торможении *на плоской опорной поверхности*, увеличение нормальной нагрузки на колесо G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение величины реализованного коэффициента сцепления φ на 5,1%, увеличение износа рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки шины от 10% до 90% вызывает снижение φ на 35,3%;

б) При торможении колеса *на одном опорном ролике*, увеличение нормальной нагрузки на колесо G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение величины реализованного коэффициента сцепления φ на 8%, увеличение износа рисунка

протектора Δ_{np} беговой дорожки шины от 10% до 90% вызывает снижение φ на 18%;

в) При торможении на двух опорных роликах, увеличение нормальной нагрузки на колесо G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение величины реализованного коэффициента сцепления φ на 9,2% на переднем и на 13,8% на заднем опорных роликах, увеличение износа рисунка протектора Δ_{np} беговой дорожки шины от 10% до 70% вызывает снижение величины реализованного коэффициента сцепления φ на 23,8% на переднем и на 48,4% на заднем опорных роликах.

2) Установлено что величина удельной тормозной силы γ_m на колесах АТС при торможении на стенде СТМ-3500, при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} колес от 10% до 90% снижается на 37,5%.

3) Установлено, что при экстренном торможении АТС в дорожных условиях величина его установившегося замедления $j_{уст}$:

- снижается на 7,2% при увеличении температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C;

- снижается на 4,5% при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 70%;

- снижается на 10% при увеличении массы АТС m_a от 1120 кг до 1280 кг, т.е. на 12,5%.

4) Установлено, что при экстренном торможении АТС в дорожных условиях величина его тормозного пути S_m :

- увеличивается на 5,2% при увеличении температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C;

- увеличивается на 3,2 при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 70%;

- увеличивается на 6,5% при увеличении массы АТС m_a от 1120 кг до 1280 кг, т.е. на 12,5%.

5) Полученные регрессионные модели позволяют с высокой точностью

рассчитывать величину реализованного коэффициента сцепления φ шин на цилиндрических опорных поверхностях стенда, с учетом нормальной нагрузки на колесо G_k и степени износа рисунка протектора Δ_{np} .

б) Разработанная и научно обоснованная методика, позволяет повышать достоверность стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах до 30%, за счет применения разработанной регрессионной модели для расчета установившегося замедления $j_{уст}$ АТС по результатам стендовых испытаний, с учетом влияния профиля опорной поверхности, износа Δ_{np} протектора шин, температуры окружающей среды t_{oc} и массы АТС m_a .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-квалификационной работой, в которой изложены новые научно обоснованные технические, и технологические решения, имеющие существенное значение для безопасности автотранспортных средств в условиях эксплуатации. По результатам исследования сделаны следующие основные выводы:

1) Разработанная математическая модель, позволяет рассчитывать параметры тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах и в дорожных условиях. Она учитывает профиль опорной поверхности, на которой осуществляется процесс торможения АТС, нагрузку на шины, величину их износа, а также температуру окружающей среды;

2) Выявленные закономерности изменения показателей тормозной эффективности АТС на силовых тормозных роликовых стендах показывают:

- При торможении колеса на плоской опорной поверхности, увеличение нормальной нагрузки на колесо G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение реализованного коэффициента сцепления φ на 5,1%, а увеличение износа Δ_{np} протектора шины от 10% до 90% вызывает снижение φ на 35,3%;

- При торможении колеса на одном опорном ролике, увеличение нормальной нагрузки на колесо G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение реализованного коэффициента сцепления φ на 8%, а увеличение износа Δ_{np} протектора шины от 10% до 90% вызывает снижение φ на 18%;

- При торможении колеса на двух опорных роликах, увеличение нормальной нагрузки G_k от 1750 Н до 4750 Н вызывает изменение величины реализованного коэффициента сцепления φ на 9,2% на переднем и на 13,8% на заднем опорных роликах. Увеличение износа Δ_{np} протектора шины от 10% до 70% вызывает снижение реализованного коэффициента сцепления φ на 23,8% на переднем и на 48,4% на заднем опорных роликах.

- Величина удельной тормозной силы γ_m на колесах АТС при его торможении на стенде СТМ-3500, с увеличением износа Δ_{np} протектора шин от 10% до 90% снижается в 37,5%.

3) Выявленные закономерности изменения показателей тормозной эффективности АТС в *дорожных условиях*, показывают, что при экстренном торможении АТС величина его установившегося замедления $j_{уст}$:

- снижается на 7,2% при увеличении температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C;

- снижается на 4,5% при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 70%;

- снижается на 10% при увеличении массы АТС m_a от 1120 кг до 1280 кг, т.е. на 12,5%.

При экстренном торможении АТС в *дорожных условиях* их тормозной путь S_m :

- увеличивается на 5,2% при увеличении температуры окружающей среды t_{oc} от 10°C до 30°C;

- увеличивается на 3,2 при увеличении износа рисунка протектора Δ_{np} от 10% до 70%;

- увеличивается на 6,5% при увеличении массы АТС m_a от 1120 кг до 1280 кг, т.е. на 12,5%.

4) Разработанная и научно обоснованная методика, позволяет повышать достоверность стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах до 30%, за счет применения разработанной регрессионной модели для расчета установившегося замедления $j_{уст}$ АТС по результатам стендовых испытаний, с учетом влияния профиля опорной поверхности, износа Δ_{np} протектора шин, температуры окружающей среды t_{oc} и массы АТС m_a ;

5) В ходе производственной проверки результатов проведенного исследования в ООО «ФРИТРЕЙН», (г. Екатеринбург) и ООО СТО «Браво» (г. Иркутск) установлен положительный социальный эффект за счет повышения достоверности результатов контроля тормозной эффективности АТС на диагностических роликовых силовых стендах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильный справочник BOSCH. Пер. с англ. ООО «СтарСПб» - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. – 1280 с., ISBN 978-5-9698-0406-7.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976.
3. Аллилуев В.А. Техническая диагностика тракторов и сложных сельскохозяйственных машин на индустриальной основе. дис. докт. техн. наук. Ленинград, 1983.
4. Аринин И.Н. Диагностирование технического состояния автомобиля. М.: Транспорт, 1978
5. Аринин И.Н., и др. Техническое диагностирование автомобилей Ф.: «Кыргызстан», 1978.
6. Балакина Е. В. Моменты сил в пятне контакта управляемого колеса с опорной поверхностью при различных режимах движения автомобиля // Автомобильная промышленность. 2009. N 1. М.: Машиностроение. С.20 – 23.
7. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Козлов Ю. Н., Никульников Э. Н., Ревин А. А. Моделирование боковых реакций при расчете параметров движения автомобильного колеса // Известия ВолгГТУ. Волгоград: РПК «Политехник», 2007. Вып. 2, N 8. С. 18 –21.
8. Балакина Е. В., Зотов Н. М., Козлов Ю. Н., Федин А. П., Зотов В. М. Метод косвенного измерения $\varphi(t)$ - и $\varphi(s)$ -диаграмм через зависимости скорости автомобиля от времени. гнц рф фгуп «нами», нициамт // Известия ВолгГТУ.
9. Балакина Е. В., Ревин А. А., Зотов Н. М. Сравнительная оценка результатов определения углов увода эластичного колеса по деформационной теории и теории нелинейного увода // Вестник МАДИ (ТУ). Выпуск N 6. М: Изд-во МАДИ, 2006. С. 100–105.

10. Балакина Е.В., Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием // Е.В. Балакина, А.В. Кочетков. – М.: Инновационное машиностроение, 2017. 292 с., ISBN 978-5-9909601-2-1
11. Барашков А.А., Балакина Е.В., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. Расчёт (φ-s)-диаграмм для шипованных шин // Автомобильная промышленность. 2014. N 9. С. 21-22.
12. Бартенев Г.М., Елькин А.И., О механизме трения высокоэластичных материалов при высоких и низких температурах. Сборник «Теория трения и износа». Изд. «Наука», Москва, 1965.
13. Бартенев Г.М., К теории сухого трения резины ДАН СССР, т.96, №6, изд. АН СССР, Москва, 1954.
14. Белкин А.Е., Нарская Н.Л., Одинцов О.А. Расчет деформаций автомобильной шины при стационарном качении // Проблемы шин и резинокордных композитов: труды XVI междунар. конф. Т. 1. М. 2005. С. 52-59.
15. Белкин А.Е., Нарская Н.Л., Одинцов О.А. Численный анализ деформаций автомобильной шины при стационарном качении // математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов: труды XXI Междунар. конф. СПб., 2005. С. 68-73.
16. Беляев В.М., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов. Минск: Высшая школа, 1991
17. Бернадский В.В., Экспериментальное исследование сцепных свойств шин и анализ их совместимости с антиблокировочной системой // Межвузовский сборник научных трудов «Безопасность и надежность автомобиля», г. Москва, МАМИ, 1983 г., С121-129
18. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика. М.: Машиностроение, 1977.
19. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л. Автомобильные шины. М.: Госхимиздат, 1963.
20. Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. 140л)

21. Бойко А. В. Математическая модель для расчёта нормальных и касательных напряжений в пятне контакта эластичной шины с дорогой и беговым барабаном диагностического стенда Вестник ИрГТУ Номер: 11 (70) Год: 2012 Страницы: 128-131

22. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами. [Текст]: Дисс... канд. техн. наук., – Иркутск, 2008. – 217 с.

23. Бородин А.Л., Васильев В.И., Шарыпов А.В., Черепанов А.П. Разработка метода диагностирования гидравлических тормозных систем авто-транспортных средств на режимах служебного торможения // Вестник Курганской ГСХА. 2015. № 4 (16). С. 29-32.

24. Борц А.Д., Закин Я.К., Иванов Ю.В. Диагностика технического состояния автомобиля. М.: Транспорт, 1979.

25. Ботвинева Н.Ю., Исследования влияния погодных условий на величину коэффициента сцепления шин с дорожным покрытием // Н.Ю. Ботвинева, И.С. Буракова, Т.Н. Стрельцова, А.В. Нестерчук // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 11–3. – С. 407-411.

26. Бродский В.В. Введение в факторное планирование эксперимента. М.: Наука, 1976.

27. Брянский Ю.А., Каран Е.Д. Взаимодействие пневматических колес с деформируемыми опорными поверхностями // Обзор. М., ЦНИИТЭ строймаш, 1971г.

28. Бухин В.Л., Литинский Г.И., Шумаев В.В. Динамические характеристики пневматических шин / Тематический обзор, Серия «Производство шин», Москва, 1982. 68 с.

29. Васильев В.И. Обеспечение безопасности автотранспортных средств на режимах торможения. Дисс... докт. техн. наук. Тюмень. 2006.

30. Васильев В.И., Овсянников В.Е. Совершенствование метода диагностирования тормозной системы транспорта сельскохозяйственного назначения // Вестник Курганской ГСХА. 2015. № 4 (16). С. 22-24.

31. Васильев В.И., Овсянников В.Е., Войтеховская Е.А. Исследование процесса растормаживания автомобиля с целью разработки метода углублённого диагностирования тормозной системы // Инженерный вестник Дона. 2014. Т. 30. № 3. С. 20.

32. Васильев В.И., Осипов Г.В. Безразборная диагностика тормозного механизма // Журнал «Грузовое и пассажирское автохозяйство» №7/2006. С. 75–77.

33. Васильев В.И., Осипов Г.В. Разработка метода диагностирования тормозных систем автотранспортных средств // Вестник международной академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности. – СПб, 1998. – № 1 (9). – С. 44–45.

34. Васильев В.И., Осипов Г.В., Жакин А.П. Метод углубленного диагностирования тормозного механизма // Известия ТулГУ. Сер. Автомобильный транспорт. Вып. 10. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. С. 191 – 196.

35. Васильев В.И., Шарыпов А.В. Определение необходимой информативности средств встроенного диагностирования тормозных систем автомобилей // Транспортные проблемы западно-сибирского нефтегазового комплекса : межвуз. сб. науч. тр. – Тюмень : Издательство “Вектор Бук”, 2002. – С.79–83.

36. Васильев В.И., Шарыпов А.В. Повышение эффективности встроенного диагностирования тормозов // Рукопись Деп. в ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР 24.10.83., №122 ат. – Д82. – 2 с.

37. Васильев В.И., Шарыпов А.В. Прибор для определения неравно-мерности действия тормозов и выбора максимальной безопасной скорости движения автомобиля // Повышение эффективности и безопасности автотранспортных средств в эксплуатации: Сб. науч. тр. —Курган: Издательство Курганского гос. ун-та, 2005.— С.32—38.

38. Васильев В.И., Шарыпов А.В., Осипов Г.В. Обеспечение безопасности автотранспортных средств на режимах торможения при попутном следовании // Монография / В. И. Васильев, А. В. Шарыпов, Г. В. Осипов ; М-во образования и науки Российской Федерации, Федеральное агентство по образованию, Курганский гос. ун-т. Курган, 2006.

39. Веденяпин Г.В., Киртбая Ю.К., Сергеев М.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1968.
40. Веденяпин Г.М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Колос, 1973.
41. Верзаков Г.Ф., Кипшт Н.В., Рабинович В.И., Тимонен Л.С. Введение в техническую диагностику. М.: Энергия, 1968.
42. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью. Труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». сб. 4. М.: 1970.
43. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью: труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». сб. 59. М. 1959.
44. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью: труды НАМИ / ГНЦРФФГУП «НАМИ». сб. 54. М. 1962.
45. Вирабов Р.В., Маринкин А.П. Определение боковой силы, возникающей при качении по жесткому основанию эластичного колеса, установленного с развалом: сб. науч. тр. «Безопасность и надежность автомобиля». М.: МАМИ, 1980, с. 182-192.
46. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1970.
47. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М.: Транспорт. 1970
48. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация АТС. Харьков: Высшая школа, 1984.
49. ГОСТ 33997-2016. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки. Введ. 01.02.2018. [Текст]. – М.: Стандартинформ, 2018, 73 с
50. Гребенников А.С., Гребенников С.А., Никитин А.В., Петров М.Г., Федоров Д.В. Концепция диагностирования элементов автомобиля динамическим методом // Грузовик. 2014. Вып. N 6. NN 6. С. 24-26

51. Григорьев И.М. Динамический метод дифференциального диагностирования пневматических регуляторов тормозных сил автомобилей в условиях эксплуатации. : дисс. ... канд.техн.наук. : Оренбург, 2006.

52. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов М.: Высш. шк., 1986.

53. Гурьянов С.И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде // Диагностика автомобилей: III всесоюзная научно-техн. конф.: тезисы докладов. – Улан-Удэ, 1989. С. 147-148

54. Гусев А. Г. Трояновская И. Математическая модель взаимодействия колеса транспортного средства с беговыми барабанами в стендах с их кинематическим рассогласованием. Вестник ИжГТУ. N 3. 2007.

55. Денисов А.С. Основы работоспособности технических систем. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т. 2014.

56. Денисов А.С., Гребенников А.С. Практикум по технической эксплуатации автомобилей. М.: ИЦ "Академия". 2013. 272 с.

57. Денисов А.С., Гребенников А.С. Техническое обслуживание передней подвески, колес и шин автомобилей.

58. Денисов А.С., Куверин И.Ю. Перспективы использования микро-контроллерных систем при разработке информационных средств контроля работоспособности автомобилей // Инновационная наука и современное общество: сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф., 21-22 авг. 2013 г. / отв. ред. Р. Г. Юсупов. 2013. Ч. 1. С. 52-54

59. Денисов А.С., Куверин И.Ю. Технология разработки средств контроля работоспособности автомобилей с использованием микроконтроллерных систем Технологии и инновации современной науки: материалы IX междунар. науч.-практ. конф (тезисы докл.), 22 авг. 2013 г., г. Краснодар. 2013.

60. Денисов А.С., Приказчиков К.Н. Принципы управления материально-техническим обеспечением автосервиса как системы массового обслуживания // Технология, организация и управление автомобильными перевозками: сб. науч. тр. СГТУ. 2013. С. 55-56

61. Денисов А.С., Тугушев Б.Ф., Горшенина Е.Ю. Анализ напряженно-деформированного состояния восстановленного коленчатого вала и характера его усталостного разрушения методами конечных элементов и фотоупругости // Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2013. Вып. N 4. NN 4. С. 51-58

62. Дик А.Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса // Надежность и активная безопасность автомобиля: сб. науч. тр. МАМИ, 1985. С. 205-216.

63. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 1988.

64. Дик А.Б. Характеристики нестановившегося проскальзывания тормозящего колеса. УДК. 269.113.001.1

65. Дик. А.Б. Исследование динамических характеристик тормозящего колеса: исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. Межвуз.сб. науч.тр. Омск, 1983, С. 38-53.

66. Дик. А.Б., Малюгин П.Н. Барабанный стенд для испытаний шин в тормозном режиме. Рукопись деп. в. НИИНавтопроме, N 902 ап-д83, Омск, 1983

67. Доморозов А.Н. Совершенствование методики измерения силовых параметров при диагностировании тормозных систем автомобилей на стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2009.

68. Евтюков С.А., Влияние факторов на сцепные качества покрытий автомобильных дорог // СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ
Издательство: Издательский Дом "Академия Естествознания" (Пенза) №3 2012г.
97с. eISSN: 2070-7428

69. Ечеистов Ю.А., Куликов Е.М. Исследование процесса качения тормозящего колеса по твердой с учетом боковой силы // «безопасность и надежность автомобиля», вып.1. М., МАМИ, 1977

70. Зотов В. М., Штельмах Т. В., Зотова Т. Н., Федин А. П. Математическая модель тормозной системы колеса автомобиля, не содержащего антиблокировочные механизмы // Известия ВолгГТУ. С 39 -42.

71. Зотов В.М., Зотов Н.М., Штельмах Т.В. Исследование решений дифференциальных уравнений движения колеса в тормозящем режиме // Обзорные прикладной и промышленной математики. М., 2006. Т.13, вып. 4. С. 646-647

72. Измеритель эффективности тормозных систем автомобилей "Эффект". Паспорт. М 016.000.00 ПС., г. Жигулёвск, 2002.

73. Измеритель эффективности тормозных систем автомобилей "Эффект". Руководство по эксплуатации. М 016.000.00 РЭ., г. Жигулёвск, 2002.

74. Кнороз В.И., Работа автомобильной шины / Под общ. ред. В.И.Кнороза. М.: Транспорт, 1976.

75. Ковригин В.А., Повышение безопасности автомобилей в условиях эксплуатации на основе анализа характеристик сцепления их шин со льдом: дисс. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2014.

76. Колчин А.В., Михлин В.М. Методика определения оптимальной точности измерений при диагностировании тракторов и сельскохозяйственных машин // Тр. ГОСНИТИ. 1980. С. 9-11

77. Косолапов Г.М. Оптимизация тормозных качеств автомобиля: дисс. ... докт. техн. наук. Волгоград, 1973.

78. Косолапов Г.М. Сидоров Е.Н. Исследование процесса торможения многоосных автомобилей. // Автомобильная промышленность. - №7, 1978. - с.23-25.

79. Куликов Г. М., Григолюк Э.И. Многослойные армированные оболочки: расчет пневматических шин. М.: Машиностроение, 1988.

80. Куликов Г.М., Григолюк Э.И., Плотникова С. В. Контактная задача для пневматической шины, взаимодействующей с жестким основанием // Проблемы, машиностроения и надежности машин. 2004. N 4. С. 55-63.

81. Кулько П.А., Ушаков К.В. Государственный технический осмотр. Проблемы и решения // Автотранспортное предприятие: N 9 2005. С.15-19.

82. Лапин А.А., Арефин Ю.В. Компьютерное моделирование пневматической шины с учетом ее внутренней многослойной структуры и ортотропных механических свойств. 2010.

83. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. М.: Наука / гл. ред. физ.-мат. лит., 1989.

84. Левинсон Б.В., Гернер Б.В. Пособие по диагностированию технического состояния автомобиля. [Текст]. : Техніка, 1974, 84с.

85. Лившиц В.М. Пути совершенствования системы технического обслуживания сельскохозяйственных машин: Методы и средства технической диагностики. Новосибирск, 1982. Вып. 23.

86. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971.

87. Лудченко А.А. Основы технического обслуживания автомобилей. К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987

88. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении. дисс. ... канд. техн. наук. : Омск, 1985.

89. Малюгин П.Н., Капралов С.С., Зарщиков А.М. и др. Исследование сцепных свойств шин на льду в стендовых условиях // Материалы конф. ААИ, вып. 9.Дмитров: ФГУПНИЦИАМТ, 2002. С.124-131.

90. Малюгин П.Н., Капралов С.С., Зарщиков А.М., Ковригин В.А. Испытания шин на барабанном стенде с ледяным покрытием // Журнал «Автомобильная промышленность», М.: «Машиностроение», N 3. 2003. С. 28-29

91. Малюгин П.Н., Ковригин В.А. Описание характеристик продольного проскальзывания шин на льду // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2011. N 21. С. 15-18.

92. Малюков А.А. Методика расчета оборудования для диагностики тормозной системы подвижного состава автомобильного транспорта. М.: ЦБНТИ, 1976.

93. Малюков А.А. Научные основы стендовых испытаний АТС на активную безопасность: дис. ... докт. техн. наук. Москва.

94. Мамаев А.Н., Вирабов Р.В., Балабина Т.А. Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью // Автомобиле-

тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров: материалы междунар. научно-техн. конф. ААИ. «МАМИ». С. 71-85.

95. Мельников, В.Г. Дыгало, А.А. Ревин, Е.С. Ларин Диагностический комплекс для проверки ABS и ESP [Электронный ресурс] / Г.О. // SCI-ARTICLE.RU: электронный периодический научный журнал. - 2013. - № 3 (ноябрь). - С. 17-22.

96. Мирошников Л.В. Теоретические основы технической диагностики автомобилей. [Текст]: учеб.пособие. - М.: Высшая школа, 1976, 126 с.

97. Мирошников Л.В. Методы и средства диагностики автомобилей // Автомобильный транспорт. 1970. N1

98. Мирошников Л.В. Теоретические основы технической диагностики автомобилей: учеб. пособие М.: Высш. школа, 1976.

99. Михлин В.М. Современные методы и средства технического диагностирования сельскохозяйственных машин // Международный сельскохозяйственный журнал. 1982. N 1. С. 55-58.

100. Михлин В.М. Теоретические основы прогнозирования технического состояния тракторов и сельскохозяйственных машин: автореф. дисс. ...докт. техн. наук . М., 1972.

101. Михлин В.М., Сельцер А.А. Методические указания по прогнозированию технического состояния машин. М.: Колос, 1972.

102. Мозгалецкий А.В., Гаскаров Д.В. Техническая диагностика. М.: Высшая школа, 1975.

103. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных / пер. с англ. Ленинград: Судостроение, 1980.

104. Мороз С.М., Зиновчук Д.В. Исследование погрешностей измерения тормозных сил на серийных роликовых стендах / Автотранспортное предприятие. 2015. № 7. С. 29-32.

105. Морозов Б.И. и др. Об учете окружной эластичности автомобильного колеса при описании его работы в тормозном режиме: сб. науч. тр. «Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин». ОмПИ, 1979.С. 19-25

106. Никульников Э.Н., Козлов Ю.Н., Балакина Е.В., Ревин А.А., Зотов Н.М. Боковые силы и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения // Автомобильная промышленность. 2007. N 12. М.: Машиностроение. С. 15-17. 181л).

107. Отставнов А.А., Жарков А.Ю. Стационарность и стабильность процесса торможения вывешенных колес автомобилей КамАЗ. // Эффектив. Эксплуатация трансп. Саратовский государственный технический университет. Саратов, 1995. С. 15-20. Рус. РЖ N 9/1996. Табл. 2, Библ. 2

108. Отставнов А.А., Ильин Д.Н. Некоторые пути совершенствования метода диагностирования тормозных систем автомобилей по изменению частоты вращения вывешенных колес // "Поддержание и восстановление работоспособности транспортных средств.": Тез. докл. междунар. научн. техн. конф. Саратов, 7 – 10 декабря, 1994. Саратов, 1995. С. 74-75. - рус. РЖ N 7/1996.

109. Павлов Б.В. Кибернетические методы технического диагноза. М.: Машиностроение, 1966

110. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. М.: Машгиз, 1947.

111. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск.: Зап.-Сиб. книжн. изд-во, 1973, 224с.

112. Петров М.А., Балакин В.Д., Дик А.Б., Малюгин П.Н. Описание динамических свойств тормозящего колеса при работе его с антиблокировочной системой, В сборнике трудов СибАДИ «Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин». Омск, 1979. 160 с.

113. Петров М.А., Исаков И.Я., Елисеенко В.А. Статистическое моделирование процесса торможения автомобильного колеса: сб. тр. Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. Новосибирск, 1977. С. 75-82.

114. Петров М.А., Назарко С.А. Моделирование движения автомобильного колеса при тормодении: сб. трудов "Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин". СиБАДИ. Омск, 1973.

115. Петров М.А., Шинкаренко А.А., Ягодкин Л.Г., Исследование трения протекторной резины при малых скоростях скольжения. «Каучук и резина», №12, 1972.

116. Портнягин Е.М. Метод контроля тормозной эффективности и устойчивости автомобилей с ABS при их диагностировании на роликовых стендах. Дисс. ... канд. техн. наук.: Иркутск. 2009.

117. Портнягин Е.М., Федотов А.И., Бойко А.В. Моделирование процесса торможения автомобиля с ABS на полноопорном диагностическом стенде с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. Иркутск, 2008. Вып. 4. С. 95-100.

118. Потапов А.С. Динамический метод диагностирования противобуксовочных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2011

119. Потапов А.С. Федотов А.И. О диагностировании автомобильных противобуксовочных систем динамическим методом на стендах с беговыми барабанами // Журнал ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). Москва, 2010. N4(63). С. 68–71

120. Преобразователи напряжения измерительные Е14. Методика поверки 4221–008–42885515 МП

121. Преобразователь напряжения измерительный Е14. Паспорт 4221–008–42885515 ПС.

122. Пустыльник Е. И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений., М.: Наука, 1968, 288 с.

123. Ракляр А.М. Исследование (ф-s) – диаграмм дорог автополигон. дисс... канд. техн. наук. Москва, 1978.

124. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. [Текст]: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва, 1971, 192с.

125. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески, плавности хода и поддресоривания автомобиля: моногр. Братск: БрГУ, 2004.

126. Саркисов П.И. Расчётно-экспериментальный метод моделирования нестационарного качения автомобильного колеса по недеформируемому опорному основанию. Дис. ... канд. техн. наук. М. 2014.
127. Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1988.
128. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей. М.: Транспорт, 1980.
129. Серов А.В. Организация и механизация технического обслуживания автотракторного парка в лесной промышленности. М.: Гослесбумиздат, 1963.
130. Серов А.В. Стенды для контроля технического состояния и обкатки лесотранспортных машин М.: Изд-во Лесная промышленность, 1969.
131. Смирнов И.А. Математическое моделирование заноса автомобиля: дис. ... канд. физико-мат. наук. М., 2011.
132. Смолин А.А. Метод дифференциального диагностирования тормозных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дисс. ... канд. техн. наук.: Иркутск, 2009. - 167с.
133. Степанов А.Н. Метод последовательного диагностирования тормозной системы АТС с функционирующей АБС на одноплатформенном стенде с беговыми барабанами. : дисс. ... канд. техн. наук.: Иркутск, 2010.
134. Степанов А.Н., Петров А.В., Лоншаков Л.С. Преобразователь частоты напряжения сигнала датчика угловой скорости колеса автотранспортного средства с антиблокировочной тормозной системой // Современные проблемы радиоэлектроники связи: материалы IX Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных 26 мая 2010. – Иркутск: ИрГТУ, 2010. – С.156-159.
135. Степанов, А.Н. Экспериментальная установка для диагностирования многоосных автотранспортных средств, оборудованных антиблокировочной тормозной системой // Вестник ИрГТУ: Научный журнал №3(39). – Иркутск, 2009. – С.84-87.

136. Терских И.П. Научные основы функциональной диагностики (эксплуатационных параметров) машинно-тракторных агрегатов: автореф. дис. ...докт. техн. наук. Ленинград., 1973.

137. Терских И.П. Состояние, задачи и перспективы технической диагностики машин // Техническое обслуживание и диагностика тракторов: сб. научн. тр. Иркутск, 1979.

138. Терских И.П. Функциональная диагностика машинно-тракторных агрегатов. Иркутск, 1987.

139. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / под ред. Крамаренко Г.В. М.: Транспорт, 1983.

140. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Кузнецова Е.С. М.: Транспорт, 1991.

141. Технический регламент Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств". ТР ЕАЭС 018/2011.

142. Топалиди В.А. Диагностика тормозных свойств автопоездов встроенными средствами // Диагностика автомобилей: III всесоюз. науч.-техн. конф.: тезисы докладов. Улан-Удэ, 1989. С. 72-74

143. Топалиди В.А. Инструментальный контроль тормозных свойств АТС // Автомобильная промышленность. М.: 1999. N7

144. Топалиди В.А. О достоверности эксплуатационного контроля тормозных свойств АТС // Автомобильная промышленность. М., 2003. N 1.

145. Топалиди В.А., Никульников Э.Н., Кузнецов Н.В. Система бортового контроля тормозных свойств автопоездов // Автомобильная промышленность. М.: 1999. N3

146. Туренко А.Н., Ломака С.И. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме: Автомобильный транспорт. N 27.М., 2010.

147. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1963.

148. Федеральная целевая программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2013-2020 годах». Постановление Правительства РФ от 03.10.2013 г. № 864."

149. Федотов А. И., Бойко А. В. Причины нестабильности измеренных значений диагностических параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами. Сборник докладов «Безопасность движения в городах», г. Иркутск,

150. Федотов А. И., Бойко А. В. Результаты экспериментальных исследований процесса торможения автомобиля на современном тормозном стенде СТМ 3500. / Сборник трудов. Материалы международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы эксплуатации машинотракторного парка, технического сервиса, энергетики и экологической безопасности в агропромышленном комплексе», посвящённой 75-летию со дня рождения Терских, Иркутск, 2007 г., с. 146-150.

151. Федотов А. И., Бойко А. В., Потапов А. С. О повторяемости измерений параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами Вестник ИрГТУ Номер: 1 (33) Год: 2008 Страницы: 63-71

152. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов ву-зов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" Иркутск. ИрГТУ, 2012.

153. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: Монография. Иркутск. 2015

154. Федотов А.И. Основы научных исследований: Лабораторный практикум [Электронный ресурс]. Иркутск, 2011.

155. Федотов А.И. Основы научных исследований: Учебно-методическое пособие. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2012.122 с.

156. Федотов А.И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях нормальной нагрузки на колесах автомобиля. [Текст]: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. М.: МАМИ, 1986

157. Федотов А.И. Русин И.П. Устройство для оценки эффективности тормозов грузовых автомобилей марки ЗИЛ. [Текст] // Информационный листок № 51-88. Улан-Удэ: Бурятский ЦНТИ, 1988, 4 с.

158. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. Учреждений высш. Образования. М.: Академия, 2015.

159. Федотов А.И., А.В. Быков, И.М. Григорьев Результаты процесса торможения автопоезда с пневматическим тормозным приводом в составе автомобиля КамАЗ-5320 и прицепа ГKB-8350. // Юбилейный сборник научных трудов региональной научно-практической конференции «Актуальные проблемы механизации сельского хозяйства», г. Иркутск: ИрГСХА, 2002, с. 65-70.

160. Федотов А.И., Бойко А.В. Анализ механики взаимодействия эластичной шины с цилиндрической опорной поверхностью бегового барабана диагностического стенда // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, 2014. № 1 (35). С. 34–37.

161. Федотов А.И., Бойко А.В. Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей // Учебное пособие. ИрГТУ, 2012.

162. Федотов А.И., Бойко А.В., Халезов В.П. Экспериментальные исследования процесса взаимодействия эластичной шины с беговым барабаном и дорогой // Вестник Иркутского государственного технического университета, 2012, № 9, С. 157–163.

163. Федотов А.И., Быков А.В. Математическая модель большегрузного автопоезда для определения параметров пневматического тормозного привода автотранспортного средства // материалы региональной науч.-метод. конф. БГУ. Улан-Удэ, 2000. С. 65-68

164. Федотов А.И., Быков А.В. Проверка адекватности математической модели // Актуальные проблемы АПК: материалы науч.-практ. конф. Иркутск: ИрГСХА, 2002. С. 87-88

165. Федотов А.И., Быков А.В. Экспериментальное исследование динамических характеристик процесса торможения автопоезда // Повышение качества

и надёжности транспортных и технологических машин: межвуз. сб. научн. тр. Хабаровск: ХГТУ, 2001. С. 72-78

166. Федотов А.И., Власов В.Г. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадных стендов для контроля тормозных систем автомобиля // Журнал автомобильных инженеров 2013. N 2 (79). С. 36-43.

167. Федотов А.И., Демин Н.А., Фоменко К.С. Анализ конструктивных возможностей площадочных стендов для контроля тормозных систем легковых автомобилей // В материалах 90-й междунар. науч.-техн. конф. «Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика», ИрННТУ, Иркутск, апрель 2015 г. С. 78-86.

168. Федотов А.И., Дик А.Б. Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой // Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля: сб. науч. тр. М.: МАМИ, 1984. С. 94-110

169. Федотов А.И., Зарщиков А.М. Основы проектирования и расчета транспортных и транспортно-технологических машин: Учебное пособие. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2013. 342с.

170. Федотов А.И., Мороз С.М. О применимости площадочных стендов для проверки тормозных систем АТС при техническом осмотре // Автомобильная промышленность. N 12. 2013

171. Федотов А.И., Степанов А.Н. Имитация сигнала угловой скорости колес не диагностируемых осей АТС с ABS при их диагностировании на одно-платформенном тормозном стенде с беговыми барабанами // Безопасность движения в городах: материалы V российско-германской конф. по безопасности дорожного движения 21-22 июня 2010. Иркутск: ИрГТУ, 2010. С. 118-121

172. Федотов А.И., Степанов А.Н. О возможности диагностирования многоосных автотранспортных средств с антиблокировочной тормозной системой на одноплатформенных стендах с беговыми барабанами // Журнал ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) N 6(59). Москва, 2009. С. 24-25.

173. Харазов А.М. Диагностирование и эффективность эксплуатации автомобилей: учеб. пособие для СПТУ. М.: Высшая школа, 1986.

174. Харазов А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей: справ. пособие. М.: Высш. шк., 1990.

175. Харазов А.М. Методы оптимизации в технической диагностике машин. С.Ф. Цвид М.: Машиностроение, 1983

176. Харазов А.М., Еремин Л.И. Оборудование и материалы для технического обслуживания и ремонта АТС: по материалам междунар. выставки «Авто-ремонт-78»;) Министерство автомобильной промышленности. НИИАВТОПРОМ. VI Совершенствование технологии и оборудования для технического обслуживания АТС. М., 1979.

177. Харазов А.М., Еремин Л.И., Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение оборудования для диагностики АТС // Научно исследовательский институт информации автомобильной промышленности (НИИАВТОПРОМ). VI Совершенствование технологии и оборудования для технического обслуживания АТС. М., 1979

178. Харазов А.М., Кривенко Е.И. Диагностирование легковых автомобилей на станциях технического обслуживания. [Текст]. - М.: Высш. школа, 1982, 272с.

179. Харазов А.М., Современные средства диагностирования тягово-экономических показателей. М.: Наука, 1985

180. Черепанов А.П., Бородин А.Л., Шарыпов А.В., Васильев В.И. Разработка экспериментального комплекса для исследования закономерностей функционирования гидравлических тормозных систем // Вестник Курганского государственного университета. Серия: Техн. науки. 2014. № 2 (33). С. 81-85.

181. Черноиванов В.И., Скибневский К.Ю. Техническая диагностика машин в США // Тракторы и сельхозмашины: сб. научн. тр. 1974. N 8. С. 42-44

182. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса при наклонном расположении его средней плоскости // ДАН СССР, 1953. Т. 90, N 3. С. 343-346.

183. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса. - М. : Машгиз. 1947. 72 с.

184. Ширяев П.П., Финогенов В.Н. Способ диагностирования тормозного механизма колеса автомобиля //: А.с. 1676883 СССР, МКИ В 60 Т 17/22, G 01 М 17/00 / N 4689252/11; Заявл. 02.03.89; Оpubл. 15.09.91, Бюл. № 34. Ил. 2. РЖ № 7/1992
185. Bakker E., Nyborg L., Pacejka H. B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. SAE Technical Paper 870421, 1987.
186. Bakker E., Pacejka H.B. The magic formula tyre model // Proc. 1st. Colloq. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, 1991. Amsterdam: Swits and Zeitlinger, 1993. P. 1-18.
187. Bakker E., Pacejka H.B., Lidner L. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. SAE Technical Paper 890087. 1989.
188. Böhm F. Theories chnellveränderlicher Roll zustände für Gürtelreifen // Ingenieur Archiv, 55. Springer-Verlag, 1985. S. 30-44.
189. Böhm F., Eichler M., Kmoch K. Grund lagender Roll dynamik von Luftreifen / Fort schritteter Kraftfahrzeug technik 1. Fachtagung Fahrzeug- Dynamik. Essen Hausder Technik, 1988. S. 3-34.
190. Böhm, F. Mechanik des Gürtelreifens // Ingenieur Archiv, 35. 1966. 82 S.
191. Broulhiet G. La suspension de la direction de la voiture automobile. Schimmi et dandinement. Société des ingénieurs civils de France. 1925. Bul. 78.
192. Burckhardt M., Reimpell J. Fahrwerktechnik: Radschlupf-. Regelsysteme. Germany: Vogel-Verlag, 1993.
193. Dugoff H., Fancher P. S., Segel L. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. final report: Technical Report. Highway Safety Research Institute, Ann Arbor. Michigan, 1969.
194. Ellis J.R. Vehicle Handling Dynamics // Professional Engineering Publishing (January 31, 1994).
195. Faria L.O., Oden J. T., Yavari B. et al. Tire modeling by finite elements // Tire Science and Technology. 1992. Vol. 20, N 1. P. 33-56.
196. Fiala E. Seitenkräfte am rollenden Luftreifen: VDI Zeitschrift, 96, 1954. S. 973-979.

197. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hilbert und R. Piloty. München, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977
198. Gipser M., Hofer R., Lugner P. Dynamical Tyre Forces Responseto Road Unevennesses.
199. H. Rothert., Idelberger H., Jacobi W., Laging G. On the contact problem of tires, including friction // Tire Science and Technology. 1985. Vol. 13. N 2. P. 111-123.
200. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. – Bd. 1,2. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1975
201. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires // Phys. Tire tract.: Theory and Exp. New-York – London. 1974.
202. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Elsevier BH : TU Delft, 2002. 3rd ed. 642 p.
203. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1stInternational Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). P. 1–18.
204. Pacejka H.B., Bakker E., Lidner L. A new tyre model with applications in vehicle dynamics studies. 4 th Auto technologies Conference. Monte Carlo, 1989. SAE Paper #890087. P. 83-95.
205. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12.
206. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects // Vehicle System Dynamics, 1991. vol. 20. N. 3-4. P. 121-176.
207. Panagiotis Tsiotras., Efstathios Velenis, Michel Sorine. A LuGre tire friction model with exact aggregate dynamics / Proceeding of the 2004 American Control Conference. Boston, Massachusetts June 30 - July 2, 2004. P. 1457-1463.
208. Popp K., Schiehlen W. Fahrzeug dynamik. Stuttgart, Teubner Verlag. 1993.

209. Rabiner R., Gold B. Theory and Application of Digital Signal Processing. New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975
210. Rill G. Tmeasy. The Handling Tire Model for all Driving Situations // DINAME 2013. Proceedings of the XV International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics. 2013.
211. Rothert H., Idelberger H., Jacobi W., Laging G. On the finite element solution of the three-dimensional tire contact problem // Nuclear Engineering and Design (North-Holland), 1984. Vol. 78. P. 363-375.
212. Schmeitzl A.J.C.. Besselink I.J.M. Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes.
213. Sharp R., Bettella M. Shear force and moment descriptions by normalization of parameters and the "magic formula." Journal of Vehicle System Dynamics, 39:1, pp. 27–56.2003
214. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles, 3rd ed.: John Wiley & Sons. New York, 2001.
215. <http://gibdd/stat/>

ПРИЛОЖЕНИЯ

Листинг программы расчета параметров системы

«Дорога – Шина – Автомобиль»

```

unit Unit1;
interface
uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, System.Variants, Sys-
  tem.Classes, Vcl.Graphics, Vcl.Controls, Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Math, Vcl.StdCtrls,
  VCLTee.TeeEngine, Vcl.ExtCtrls, VCLTee.TeeProcs, VCLTee.Chart, VCLTee.Series,
  Vcl.ComCtrls, IniFiles;
type
  TForm_Main = class(TForm)
    Chart1: TChart; Btn_Start: TButton; Line_Rz1: TLineSeries; Line_Rz2: TLine-
    neSeries; Line_Rx1: TLineSeries; Line_Rx2: TLineSeries; Chart2: TChart; Chart3:
    TChart; Line_Fs1: TLineSeries; ProgressBar1: TProgressBar; Btn_Config: TButton;
    Chart4: TChart; Line_V: TLineSeries; Chart5: TChart; Line_Wk1: TLineSeries;
    Line_Wk2: TLineSeries; Chart6: TChart; Line_Mt1: TLineSeries; Line_Mt2: TLine-
    neSeries; Line_St: TLineSeries; Label1: TLabel; Button1: TButton;
    procedure Btn_StartClick(Sender: TObject);
    procedure Btn_ConfigClick(Sender: TObject);
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;
var
  Form_Main: TForm_Main;
  Ga, Jk, rk, V, fmax, ns, fb, c1, c2, a, b, Kmt, Jy, hg, Zt, Kd1, Kd2, M, Rz1, Rz2,
  Rkc1, Rkc2, CC1, CC2, ZZ1, ZZ2, Wk1, Wk2, kz, b11, b1, a1, Rx1, Rx2, t, K1, K2,
  St, Dxx, Dzz, Daa, Da, Dz, Dwk1, Dwk2, Mt1, Mt2, S1, S2, FS1, FS2, Vz1, Vz2,
  KT1, K10, Kw1, KT2, DPtm, Pt, Ptm, Ttm, Ptmax, D0, Pt2, DPtm2, Ptm2, Ktm1,
  Ktm2, K20, Kw2, Ttm2, D02, Cx, pv, Ba, H, Kv, Sx, Fw, Ptmax2, Kf, af, Ff, f, f0,
  Mf1, Mf2, Toc, Dsh, ad, bd, cd, dd, DshSt, fpl, flr, sp, txx, Dxx_ust, fi_bl, ii, fbl
  :Double;
  I :Integer;
  Ini, just :TIniFile;
  PrgDir : String;
  Rg1, Rg2: Integer;
  B_Tm, B_Fw : Boolean;
const
  dt = 0.0001; pi = 3.14159; g = 9.81;
implementation

```

```

{$R *.dfm}
uses Unit2, Unit3, Unit4;
procedure TForm_Main.Btn_ConfigClick(Sender: TObject);
begin
Form_Config.ShowModal;
end;
procedure TForm_Main.Btn_StartClick(Sender: TObject);
label 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 20, 21, 22, 23, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36;
begin
Line_Rz1.Clear; Line_Rz2.Clear; Line_Mt1.Clear; Line_Mt2.Clear;
Line_Wk1.Clear; Line_Wk2.Clear; Line_Rx1.Clear; Line_Rx2.Clear; Line_V.Clear;
Line_Fs1.Clear; Line_St.Clear;
PrgDir := ExtractFileDir(Application.ExeName)+'\';
Ini := TIniFile.Create(PrgDir+'config.ini');
just := TIniFile.Create(PrgDir+'just.ini');
just.EraseSection('ust');
V := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'v', '11,1'));
Ga := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ga', '10980'));
Jk := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Jk', '0,94'));
rk := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'rk', '0,31'));
c1 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'c1', '21000'));
c2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'c2', '15000'));
a := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'a', '0,905'));
b := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'b', '1,63'));
hg := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'hg', '0,5'));
Jy := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Jy', '2600'));
Kd1 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Kd1', '480'));
Kd2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Kd2', '1480'));
CC1 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'CC1', '0,0292'));
CC2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'CC2', '0,0028'));
Zt := 0;
K10 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'K10', '181'));
Kw1 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Kw1', '0,186'));
D0 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'D0', '0,25'));
PTmax := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'PTmax', '8'));
PTmax2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'PTmax2', '6'));
Ttm := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ttm', '0,015'));
Kmt := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Kmt', '1400'));
B_Tm := Ini.ReadBool('config', 'Check_Tm', True);
Ktm1 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ktm1', '47'));
K20 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'K20', '181'));
D02 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'D02', '0,25'));
Kw2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Kw2', '0,186'));
Ttm2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ttm2', '0,015'));
Ktm2 := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ktm2', '27'));

```

```

B_Fw := Ini.ReadBool('config', 'Check_Fw', True);
Toc := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Toc', '18'));
Dsh := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Dsh', '10'));
Rg1 := Ini.ReadInteger('regr', 'RG1', 1);
Rg2 := Ini.ReadInteger('regr', 'RG2', 0);
ad := -0.000383522; bd := -0.001635585; cd := -0.000395936; dd := 1.24060305; fpl
:= 0.7; flr := 0.58;
if Rg2 = 0 then DshSt := (0.925235468-fpl)/0.003743881;
if Rg2 = 1 then DshSt := (0.60489964-flr)/0.001232707;
if Rg2 = 2 then DshSt := 90;
if Rg1 = 0 then fbl := dd+ad*Ga/9.81+bd*Toc+cd*Dsh;
if Rg1 = 1 then fbl := dd+ad*Ga/9.81+bd*Toc+cd*DshSt;
if Rg1 = 2 then fbl := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'fbl', '0,7'));
fb := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'fb', '0,7'));
fmax := fbl/fb;
ns := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'ns', '21'));
kz := (pi-arcsin(fb))/ns;
b11 := pi/(2*Kz);
b1 := ((1+b11*b11)*(ArcTan(b11))-b11)/(kz*(1+b11*b11)-1);
a1 := ns/b1;
Cx := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Cx', '0,36'));
Ba := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'Ba', '1,695'));
H := StrToFloat(Ini.ReadString('config', 'H', '1,425'));
pv := 1.225; f0 := 0.018;
ProgressBar1.Min := 0;
ProgressBar1.Max := 5000;
ProgressBar1.Position := 0;
M := Ga/g;
Rz1 := (Ga*B/(2*(a+b))); Rz2 := (Ga*A/(2*(a+b)));
Rkc1 := rk+5*Power(10,-10)*Power(Rz1,2)-4*Power(10,-6)*Rz1;
Rkc2 := rk+5*Power(10,-10)*Power(Rz2,2)-4*Power(10,-6)*Rz2;
ZZ1 := Rz1/C1; ZZ2 := Rz2/C2;
Wk1 := V/rkc1; Wk2 := V/rkc2; t := 0;
Kv := 0.5*Cx*pv; Sx := 0.78*Ba*H;
Mt1 := 0; Rx1 := 0; Rx2 := 0; St := 0; Ptm := 0; Pt := 0; Pt2 := 0; St := 0; txx := 0;
sp := 0; ii := 0;
while t<5 do begin
if B_Tm = True then goto 11 else goto 12;
11: Pt := Pt+Ktm1*Dt;
    if Pt > Ptmax then Pt := Ptmax;
    KT1 := K10-Kw1*Wk1;
    DPtm := (Pt-Ptm)/Ttm;
    Ptm := Ptm+DPtm*Ttm;
    if Ptm > Ptmax then Ptm := Ptmax;
    Pt2 := Pt2+Ktm2*Dt;

```

```

if Pt2 > Ptmax2 then Pt2 := Ptmax2;
KT2 := K20-Kw2*Wk2;
DPtm2 := (Pt2-Ptm2)/Ttm2;
Ptm2 := Ptm2+DPtm2*Ttm2;
if Ptm2 > Ptmax2 then Ptm2 := Ptmax2;
12: Rkc1 := rk+5*Power(10,-10)*Power(Rz1,2)-4*Power(10,-6)*Rz1;
   Rkc2 := rk+5*Power(10,-10)*Power(Rz2,2)-4*Power(10,-6)*Rz2;
   if B_Fw = True then Fw := Kv*Sx*Power(V,2) else Fw := 0;
f := f0*(1+(V*V)/20000);
Mf1 := Rz1*2*f*rkc1; Mf2 := Rz2*2*f*rkc2;
if V = 0 then goto 35;
if Wk1 = 0 then sp := sp+Dxx*dt else goto 36;
if Wk1 = 0 then txx := txx+dt else goto 36;
36: Dxx := (2*(Rx1+Rx2+Mf1/rkc1+Mf2/rkc2)+Fw)/M;
35: Dzz := (2*(Rz1+Rz2)-Ga)/M;
Daa := (-2*Rz1*a+2*Rz2*b+(2*Rx1+2*Rx2)*(hg+Zt))/Jy;
Da := Da+Daa*dt; St := St+V*dt;
V := V-Dxx*dt; if V<=0 then V:=0;
Dz := Dz+Dzz*dt; Zt := Zt-Dz*dt;
Dwk1 := (Mf1+Mt1-Rx1*Rkc1)/Jk;Dwk2 := (Mf2+Mt2-Rx2*Rkc2)/Jk;
if Wk1 = 0 then goto 15; Wk1 := Wk1-Dwk1*dt;
15: if Wk2 = 0 then goto 16; Wk2 := Wk2-Dwk2*dt;
16: if B_Tm = False then goto 14;
13: if Wk1>0 then if Ptm<=D0 then Mt1 := 0 else Mt1 := KT1*(Ptm-D0)
else Wk1 := 0;
   if Wk1=0 then Mt1 := Rx1*Rkc1;
   if Wk2>0 then if Ptm2<=D02 then Mt2 := 0 else Mt2 := KT2*(Ptm2-D02)
else Wk2 := 0;
   if Wk2=0 then Mt2 := Rx2*Rkc2;
14: if B_Tm = True then goto 17;
   if Wk1>0 then Mt1 := Mt1+Kmt*Dt else Wk1 := 0;
   if Wk1=0 then Mt1 := Rx1*Rkc1;
   if Wk2>0 then Mt2 := Mt2+Kmt*Dt else Wk2 := 0;
   if Wk2=0 then Mt2 := Rx2*Rkc2;
17: if V<=0 then goto 20;
S1 := 1-(Wk1*Rkc1)/V; S2 := 1-(Wk2*Rkc2)/V;
FS1 := Sin(a1*ArcTan(b1*S1)); FS2 := Sin(a1*ArcTan(b1*S2));
20: Vz1 := Da*a-Dz;
if Vz1>0 then K1:=Kd1 else K1:=Kd2; Vz2 := -Da*b-Dz;
if Vz2>0 then K2:=Kd1 else K2:=Kd2;
   ZZ1 := ZZ1+Vz1*dt; ZZ2 := ZZ2+Vz2*dt;
Rz1 := (ZZ1*C1+K1*Vz1); Rz2 := (ZZ2*C2+K2*Vz2);
if V<=0 then Rx1 := 0; if V<=0 then Rx2 := 0; if V<=0 then goto 10;
if Mt1=0 then Rx1 := 0; if Mt2=0 then Rx2 := 0; if Mt2=0 then goto 10;
Rx1 := Rz1*fmax*FS1; Rx2 := Rz2*fmax*FS2;

```

```

10:
Line_Rz1.AddXY(t, 2*Rz1, ""); Line_Rz2.AddXY(t, 2*Rz2, ""); Line_Mt1.AddXY(t,
Mt1, ""); Line_Mt2.AddXY(t, Mt2, ""); Line_Wk1.AddXY(t, Rkc1{Wk1}, "");
Line_Wk2.AddXY(t, Rkc2{Wk2}, "");
34: Line_Rx1.AddXY(t, 2*Rx1, ""); Line_Rx2.AddXY(t, 2*Rx2, ""); if V = 0 then
goto 32; Line_V.AddXY(s1, rx1/rz1, ""); fi_bl := rx1/rz1;
Line_Fs1.AddXY(t, Dxx, "");
    just.WriteString('ust', "+ FloatToStr(ii), FloatToStr(Dxx)); ii := ii+dt;
32: Line_St.AddXY(t, St, ""); T := T+dt; I := I+1;
ProgressBar1.Position := I;
ProgressBar1.Update;
end;
Dxx_ust := sp/txx; Form_rez.ShowModal;
end;
procedure TForm_Main.Button1Click(Sender: TObject);
begin
Form_std.ShowModal;
end;
end.

unit Unit2;
interface
uses
    Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, System.Variants, Sys-
    tem.Classes, Vcl.Graphics, Vcl.Controls, Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.StdCtrls,
    Vcl.Mask, IniFiles, Vcl.ExtCtrls;
type
    TForm_Config = class(TForm)
        Label1: TLabel; Label2: TLabel; Ed_V: TMaskEdit; Label3: TLabel; Ed_Ga:
        TMaskEdit; Label4: TLabel; Ed_Jk: TMaskEdit; Label5: TLabel; Ed_rk: TMaskEdit;
        Label6: TLabel; Label7: TLabel; Ed_C1: TMaskEdit; Ed_C2: TMaskEdit; Label8:
        TLabel; Label9: TLabel; Ed_A: TMaskEdit; Ed_B: TMaskEdit; Label10: TLabel;
        Label11: TLabel; Ed_hg: TMaskEdit; Ed_Jy: TMaskEdit; Label12: TLabel; Label13:
        TLabel; Ed_Kd1: TMaskEdit; Ed_Kd2: TMaskEdit; Label14: TLabel; Label15:
        TLabel; Ed_CC1: TMaskEdit; Ed_CC2: TMaskEdit; Label16: TLabel; Check_Tm:
        TCheckBox; Label17: TLabel; Label18: TLabel; Label19: TLabel; Label20: TLabel;
        Label21: TLabel; Label22: TLabel; Ed_K10: TMaskEdit; Ed_Kw1: TMaskEdit;
        Ed_D0: TMaskEdit; Ed_PTmax: TMaskEdit; Ed_Ttm: TMaskEdit; Ed_Kmt:
        TMaskEdit; Label23: TLabel; Label24: TLabel; Label25: TLabel; Label26: TLabel;
        Ed_Cx: TMaskEdit; Ed_Ba: TMaskEdit; Ed_H: TMaskEdit; Label27: TLabel; La-
        bel28: TLabel; Label29: TLabel; Label30: TLabel; Ed_Fmax: TMaskEdit; Ed_ns:
        TMaskEdit; Ed_fb: TMaskEdit; Label31: TLabel; Label32: TLabel; Label33:
        TLabel; Label34: TLabel; Label35: TLabel; Label36: TLabel; Label37: TLabel; La-
        bel38: TLabel; Check_Fw: TCheckBox; Ed_Ktm1: TMaskEdit; Ed_K20:
        TMaskEdit; Ed_Kw2: TMaskEdit; Ed_D02: TMaskEdit; Ed_Ttm2: TMaskEdit;

```

```

Ed_Ktm2: TMaskEdit; Label39: TLabel; Label40: TLabel; Ed_Dsh: TMaskEdit;
Ed_Toc: TMaskEdit; Label41: TLabel; Ed_PTmax2: TMaskEdit; RadioGroup1:
TRadioGroup;   RadioGroup2: TRadioGroup;
  procedure FormCreate(Sender: TObject);
  procedure FormClose(Sender: TObject; var Action: TCloseAction);
  procedure Check_TmClick(Sender: TObject);
  procedure FormShow(Sender: TObject);
  procedure Check_FwClick(Sender: TObject);
  procedure RadioGroup1Click(Sender: TObject);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
end;
var
  Form_Config: TForm_Config;
  PrgDir : String;
  Ini : TIniFile;
  Rg1, Rg2 :Integer;
implementation
{$R *.dfm}
procedure TForm_Config.FormClose(Sender: TObject; var Action: TCloseAction);
begin
PrgDir := ExtractFileDir(Application.ExeName)+'\';
Ini := TIniFile.Create(PrgDir+'config.ini');
Ini.WriteString('config', 'v', Form_Config.Ed_V.Text);
Ini.WriteString('config', 'Ga', Form_Config.Ed_Ga.Text);
Ini.WriteString('config', 'Jk', Form_Config.Ed_Jk.Text);
Ini.WriteString('config', 'rk', Form_Config.Ed_rk.Text);
Ini.WriteString('config', 'C1', Form_Config.Ed_C1.Text);
Ini.WriteString('config', 'C2', Form_Config.Ed_C2.Text);
Ini.WriteString('config', 'A', Form_Config.Ed_A.Text);
Ini.WriteString('config', 'B', Form_Config.Ed_B.Text);
Ini.WriteString('config', 'hg', Form_Config.Ed_hg.Text);
Ini.WriteString('config', 'Jy', Form_Config.Ed_Jy.Text);
Ini.WriteString('config', 'Kd1', Form_Config.Ed_Kd1.Text);
Ini.WriteString('config', 'Kd2', Form_Config.Ed_Kd2.Text);
Ini.WriteString('config', 'CC1', Form_Config.Ed_CC1.Text);
Ini.WriteString('config', 'CC2', Form_Config.Ed_CC2.Text);
Ini.WriteBool('config', 'Check_Tm', Form_Config.Check_Tm.Checked);
Ini.WriteString('config', 'K10', Form_Config.Ed_K10.Text);
Ini.WriteString('config', 'Kw1', Form_Config.Ed_Kw1.Text);
Ini.WriteString('config', 'D0', Form_Config.Ed_D0.Text);
Ini.WriteString('config', 'PTmax', Form_Config.Ed_PTmax.Text);
Ini.WriteString('config', 'PTmax2', Form_Config.Ed_PTmax2.Text);

```

```

Ini.WriteString('config', 'Ttm', Form_Config.Ed_Ttm.Text);
Ini.WriteString('config', 'Kmt', Form_Config.Ed_Kmt.Text);
Ini.WriteString('config', 'Cx', Form_Config.Ed_Cx.Text);
Ini.WriteString('config', 'Ba', Form_Config.Ed_Ba.Text);
Ini.WriteString('config', 'H', Form_Config.Ed_H.Text);
Ini.WriteString('config', 'Fmax', Form_Config.Ed_Fmax.Text);
Ini.WriteString('config', 'ns', Form_Config.Ed_ns.Text);
Ini.WriteString('config', 'fb', Form_Config.Ed_fb.Text);
Ini.WriteString('config', 'Ktm1', Form_Config.Ed_Ktm1.Text);
Ini.WriteString('config', 'K20', Form_Config.Ed_K20.Text);
Ini.WriteString('config', 'Kw2', Form_Config.Ed_Kw2.Text);
Ini.WriteString('config', 'D02', Form_Config.Ed_D02.Text);
Ini.WriteString('config', 'Ttm2', Form_Config.Ed_Ttm2.Text);
Ini.WriteString('config', 'Ktm2', Form_Config.Ed_Ktm2.Text);
Ini.WriteBool('config', 'Check_Fw', Form_Config.Check_Fw.Checked);
Ini.WriteString('config', 'Toc', Form_Config.Ed_Toc.Text);
Ini.WriteString('config', 'Dsh', Form_Config.Ed_Dsh.Text);
Ini.WriteInteger('regr', 'RG1', RadioGroup1.ItemIndex);
Ini.WriteInteger('regr', 'RG2', RadioGroup2.ItemIndex);
end;
procedure TForm_Config.FormCreate(Sender: TObject);
begin
PrgDir := ExtractFileDir(Application.ExeName)+'\';
Ini := TIniFile.Create(PrgDir+'config.ini');
Ed_V.Text := Ini.ReadString('config', 'V', Form_Config.Ed_V.Text);
Ed_Ga.Text := Ini.ReadString('config', 'Ga', Form_Config.Ed_Ga.Text);
Ed_Jk.Text := Ini.ReadString('config', 'Jk', Form_Config.Ed_Jk.Text);
Ed_rk.Text := Ini.ReadString('config', 'rk', Form_Config.Ed_rk.Text);
Ed_C1.Text := Ini.ReadString('config', 'C1', Form_Config.Ed_C1.Text);
Ed_C2.Text := Ini.ReadString('config', 'C2', Form_Config.Ed_C2.Text);
Ed_A.Text := Ini.ReadString('config', 'A', Form_Config.Ed_A.Text);
Ed_B.Text := Ini.ReadString('config', 'B', Form_Config.Ed_B.Text);
Ed_hg.Text := Ini.ReadString('config', 'hg', Form_Config.Ed_hg.Text);
Ed_Jy.Text := Ini.ReadString('config', 'Jy', Form_Config.Ed_Jy.Text);
Ed_Kd1.Text := Ini.ReadString('config', 'Kd1', Form_Config.Ed_Kd1.Text);
Ed_Kd2.Text := Ini.ReadString('config', 'Kd2', Form_Config.Ed_Kd2.Text);
Ed_CC1.Text := Ini.ReadString('config', 'CC1', Form_Config.Ed_CC1.Text);
Ed_CC2.Text := Ini.ReadString('config', 'CC2', Form_Config.Ed_CC2.Text);
Check_Tm.Checked := Ini.ReadBool('config', 'Check_Tm', Form_Con-
fig.Check_Tm.Checked);
Ed_K10.Text := Ini.ReadString('config', 'K10', Form_Config.Ed_K10.Text);
Ed_Kw1.Text := Ini.ReadString('config', 'Kw1', Form_Config.Ed_Kw1.Text);
Ed_D0.Text := Ini.ReadString('config', 'D0', Form_Config.Ed_D0.Text);
Ed_PTmax.Text := Ini.ReadString('config', 'PTmax', Form_Config.Ed_PTmax.Text);

```

```

Ed_PTmax2.Text := Ini.ReadString('config', 'PTmax2', Form_Con-
fig.Ed_PTmax2.Text);
Ed_Ttm.Text := Ini.ReadString('config', 'Ttm', Form_Config.Ed_Ttm.Text);
Ed_Kmt.Text := Ini.ReadString('config', 'Kmt', Form_Config.Ed_Kmt.Text);
Ed_Cx.Text := Ini.ReadString('config', 'Cx', Form_Config.Ed_Cx.Text);
Ed_Ba.Text := Ini.ReadString('config', 'Ba', Form_Config.Ed_Ba.Text);
Ed_H.Text := Ini.ReadString('config', 'H', Form_Config.Ed_H.Text);
Ed_Fmax.Text := Ini.ReadString('config', 'Fmax', Form_Config.Ed_Fmax.Text);
Ed_ns.Text := Ini.ReadString('config', 'ns', Form_Config.Ed_ns.Text);
Ed_fb.Text := Ini.ReadString('config', 'fb', Form_Config.Ed_fb.Text);
Ed_Ktm1.Text := Ini.ReadString('config', 'Ktm1', Form_Config.Ed_Ktm1.Text);
Ed_K20.Text := Ini.ReadString('config', 'K20', Form_Config.Ed_K20.Text);
Ed_Kw2.Text := Ini.ReadString('config', 'Kw2', Form_Config.Ed_Kw2.Text);
Ed_D02.Text := Ini.ReadString('config', 'D02', Form_Config.Ed_D02.Text);
Ed_Ttm2.Text := Ini.ReadString('config', 'Ttm2', Form_Config.Ed_Ttm2.Text);
Ed_Ktm2.Text := Ini.ReadString('config', 'Ktm2', Form_Config.Ed_Ktm2.Text);
Check_Fw.Checked := Ini.ReadBool('config', 'Check_Fw', Form_Con-
fig.Check_Fw.Checked);
Ed_Toc.Text := Ini.ReadString('config', 'Toc', Form_Config.Ed_Toc.Text);
Ed_Dsh.Text := Ini.ReadString('config', 'Dsh', Form_Config.Ed_Dsh.Text);
RG1 := Ini.ReadInteger('regr', 'RG1', RadioGroup1.ItemIndex);
RG2 := Ini.ReadInteger('regr', 'RG2', RadioGroup2.ItemIndex);
RadioGroup1.ItemIndex := RG1;
RadioGroup2.ItemIndex := RG2;
end;
procedure TForm_Config.FormShow(Sender: TObject);
label 10, 20, 30, 40, 50;
begin
if Check_Tm.Checked = False then goto 20;
10: Ed_K10.Enabled := True; Ed_Kw1.Enabled := True; Ed_D0.Enabled := True;
Ed_PTmax.Enabled := True; Ed_PTmax2.Enabled := True; Ed_Ttm.Enabled := True;
Ed_Kmt.Enabled := False; Ed_Ktm1.Enabled := True; Ed_K20.Enabled := True;
Ed_Kw2.Enabled := True; Ed_D02.Enabled := True; Ed_Ttm2.Enabled := True;
Ed_Ktm2.Enabled := True;
    goto 30;
20: Ed_K10.Enabled := False; Ed_Kw1.Enabled := False; Ed_D0.Enabled := False;
Ed_PTmax.Enabled := False; Ed_PTmax2.Enabled := False; Ed_Ttm.Enabled :=
False; Ed_Kmt.Enabled := True; Ed_Ktm1.Enabled := False; Ed_K20.Enabled :=
False; Ed_Kw2.Enabled := False; Ed_D02.Enabled := False; Ed_Ttm2.Enabled :=
False; Ed_Ktm2.Enabled := False;
30:
if Check_Fw.Checked = False then goto 40; Ed_Cx.Enabled := True; Ed_Ba.Enabled
:= True; Ed_H.Enabled := True;
    goto 50;
40: Ed_Cx.Enabled := False; Ed_Ba.Enabled := False; Ed_H.Enabled := False;

```

```

50:
if RG1 = 1 then RadioGroup2.Enabled := True else RadioGroup2.Enabled := false;
end;
procedure TForm_Config.Check_FwClick(Sender: TObject);
label 40, 50;
begin
if Check_Fw.Checked = False then goto 40;
    Ed_Cx.Enabled := True; Ed_Ba.Enabled := True; Ed_H.Enabled := True;
    goto 50;
40: Ed_Cx.Enabled := False; Ed_Ba.Enabled := False; Ed_H.Enabled := False;
50:
end;
procedure TForm_Config.Check_TmClick(Sender: TObject);
label 10, 20, 30, 40, 50;
begin
if Check_Tm.Checked = False then goto 20;
10: Ed_K10.Enabled := True; Ed_Kw1.Enabled := True; Ed_D0.Enabled := True;
Ed_PTmax.Enabled := True; Ed_PTmax2.Enabled := True; Ed_Ttm.Enabled := True;
Ed_Kmt.Enabled := False; Ed_Ktm1.Enabled := True; Ed_K20.Enabled := True;
Ed_Kw2.Enabled := True; Ed_D02.Enabled := True; Ed_Ttm2.Enabled := True;
Ed_Ktm2.Enabled := True;
    goto 30;
20: Ed_K10.Enabled := False; Ed_Kw1.Enabled := False; Ed_D0.Enabled := False;
Ed_PTmax.Enabled := False; Ed_PTmax2.Enabled := False; Ed_Ttm.Enabled :=
False; Ed_Kmt.Enabled := True; Ed_Ktm1.Enabled := False; Ed_K20.Enabled :=
False; Ed_Kw2.Enabled := False; Ed_D02.Enabled := False; Ed_Ttm2.Enabled :=
False; Ed_Ktm2.Enabled := False;
30:
end;
procedure TForm_Config.RadioGroup1Click(Sender: TObject);
begin
RG1 := RadioGroup1.ItemIndex; if RG1 = 1 then RadioGroup2.Enabled := True else
RadioGroup2.Enabled := false;
end;
end.

```




Общество с ограниченной ответственностью
«СТО Браво»
 664005, г. Иркутск, ул. Дзямбула 30А
 Телефон: +7(3952)63-00-00
 E-mail : stobravo@mail.ru
 Web : www.stobravo.ru



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Маркова Алексея Сергеевича на тему «Повышение достоверности стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 в условиях эксплуатации» аспиранта кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Настоящий акт составлен о том, что результаты научно-исследовательской работы Маркова А.С. прошли производственную проверку в ООО СТО «БРАВО».

Описание результатов научно-исследовательской работы

Методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1, согласно которой измерение тормозных сил осуществляется на заблокированных колесах диагностируемых осей.

Программное обеспечение позволяющее прогнозировать показатели тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по результатам стендового контроля.



ООО СТО Браво / ИНН 3812120000 / КПП 381201001 / ОГРН 1163850068360



Описание технологии контроля тормозных систем АТС на роликовых стендах при помощи разработанной методики

Разработанная методика позволяет производить контроль тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах. Она состоит в последовательном измерении тормозных сил на заблокированных, в процессе затормаживания на роликах стенда, колесах диагностируемой оси АТС. Последующем измерении нагрузки на колеса диагностируемых осей АТС. Определении удельной тормозной силы и расчете прогнозируемых показателей тормозной эффективности АТС категории М1 в дорожных условиях, по результатам выполненного стендового контроля.

Заключение

Результаты научно-исследовательской работы аспиранта Маркова А.С. позволяют:

- значительно повысить достоверность стендовой методики контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах;
- сократить число АТС категории М1, тормозная эффективность которых по итогам стендового контроля не соответствует требованиям ГОСТ 33997-2016.

Представитель ООО СТО «БРАВО»
Генеральный директор

А.В. Лысенко

Представители ФГБОУ ВО ИРНИТУ
заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт»
д.т.н., профессор

А.И. Федотов

Аспирант кафедры «Автомобильный транспорт»

А.С. Марков



Общество с ограниченной ответственностью
«Фритрейн»

620027, Свердловская обл., г. Екатеринбург, ул. Пушкина, д. 9а, оф. 115

Тел.: +7 /343/ 361-74-81

ОГРН 1156658084560, ИНН/КПП 6671025780/667101001

«УТВЕРЖДАЮ»



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы Маркова Алексея Сергеевича на тему «Повышение достоверности стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 в условиях эксплуатации» аспиранта кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Настоящий акт составлен о том, что результаты научно-исследовательской работы Маркова А.С. апробированы в центрах инструментального контроля АТС ООО «ФРИТРЕЙН», г. Екатеринбург.

Разработанная аспирантом Марковым А.С. методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах принята к внедрению в центрах инструментального контроля ООО «ФРИТРЕЙН».

Описание технологии контроля тормозных систем АТС на роликовых стендах при помощи разработанной методики

Методика предусматривает измерение тормозных сил на колесах диагностируемой оси АТС категории М1 при их блокировке. Далее выполняется расчет удельной тормозной силы. По итогам стендового контроля на основе программного обеспечения выполняется расчет показателей тормозной эффективности АТС категории М1 прогнозируемых в дорожных условиях.

Разработанная методика контроля тормозной эффективности АТС категории М1 на силовых тормозных роликовых стендах, основана на использовании установленных Марковым А.С. зависимостей, связывающих показатели тормозной эффективности при стендовом контроле АТС с показателями тормозной эффективности в дорожных условиях.

Заключение

Результаты научно-исследовательской работы аспиранта Маркова А.С. позволяют:

- совершенствовать средства технического контроля – силовые тормозные роликовые стенды;
- дает положительный социальный эффект за счет повышения достоверности результатов стендового контроля тормозной эффективности, а также значительного сокращения числа АТС, тормозная эффективность которых не соответствует требованиям ГОСТ 33997-2016 при проверке в дорожных условиях.

Представитель ООО «ФРИТРЕЙН»

Технический директор

М.В. Холманских

Представители ФГБОУ ВО ИРНИТУ

заведующий кафедрой

«Автомобильный транспорт»

д.т.н., профессор

А.И. Федотов

Аспирант кафедры

«Автомобильный транспорт»

А.С. Марков