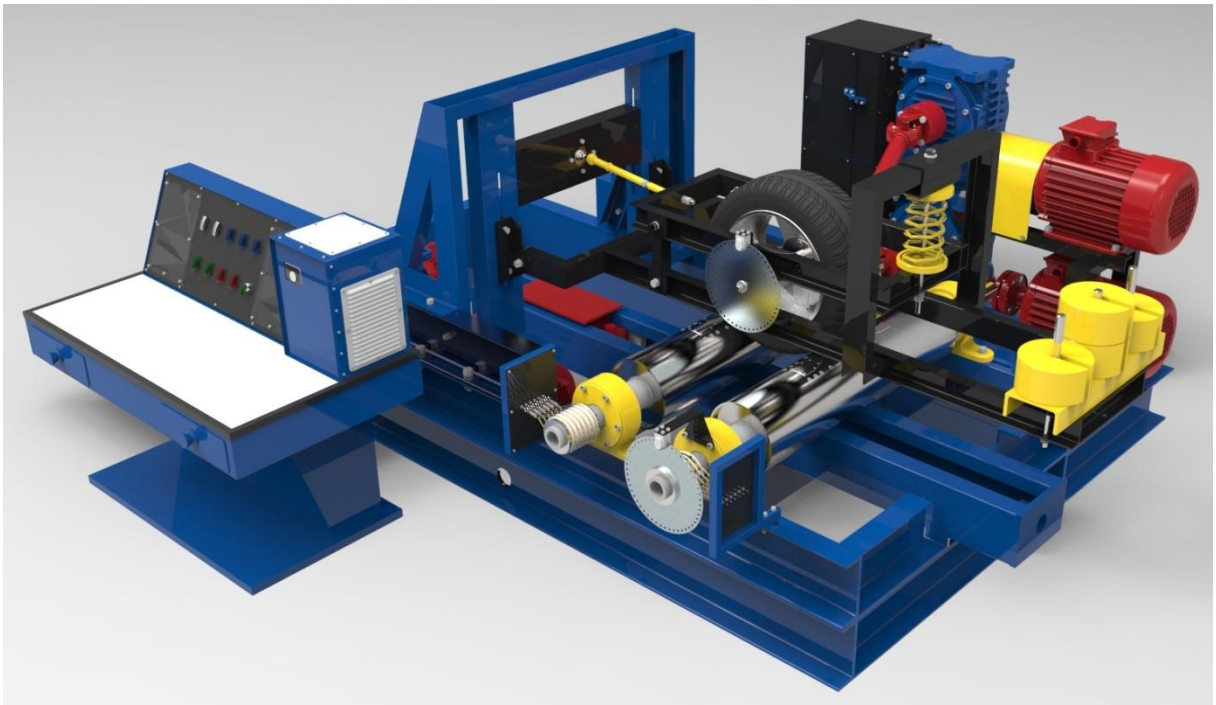
АССОЦИАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ИНЖЕНЕРОВ

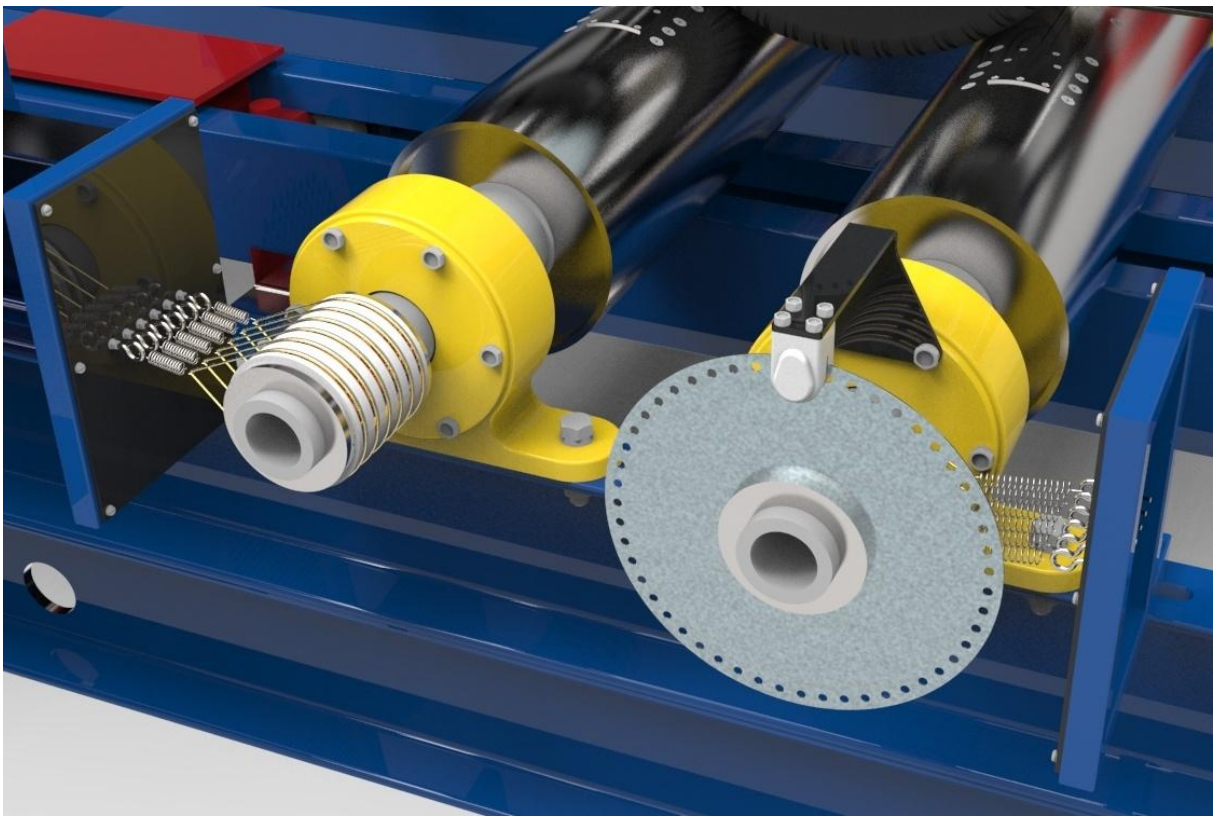
ИРКУТСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

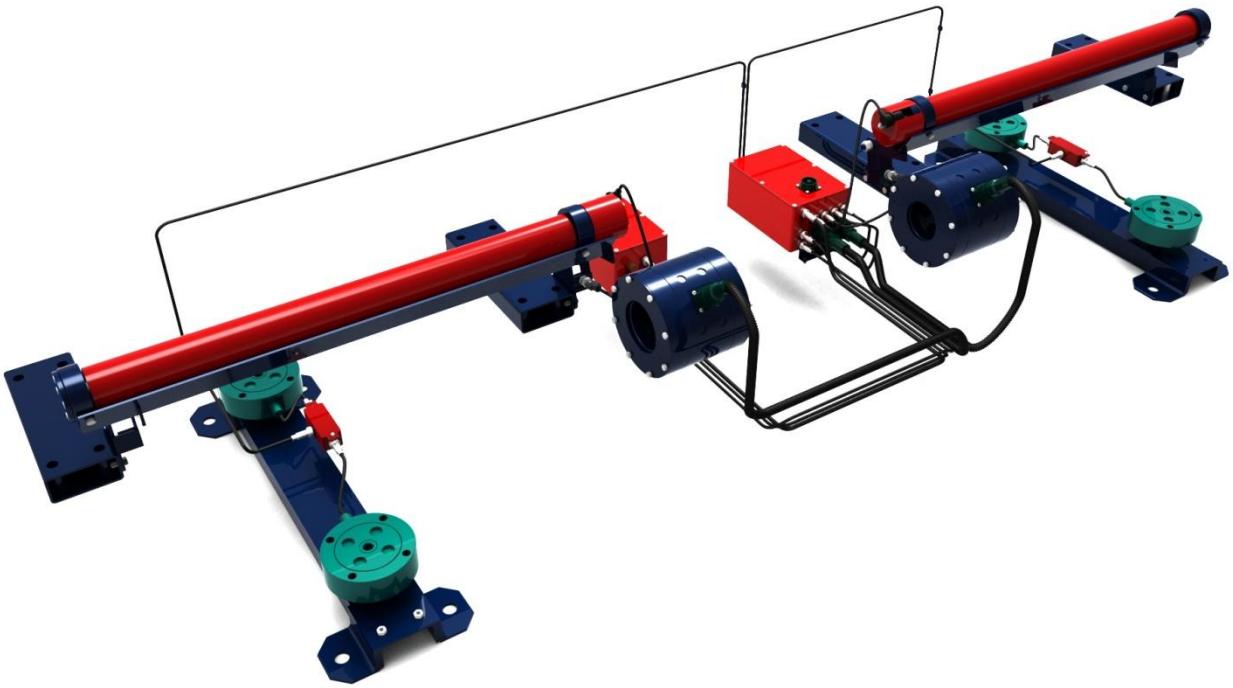
Материалы 99-й международной научно-технической конференции

«БЕЗОПАСНОСТЬ КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ»

20-22 апреля 2017 года







Министерство образования и науки РФ

Иркутский национальный исследовательский технический университет

Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации

Материалы 99-й Международной научно-технической конференции (20–22 апреля 2017 г.)

Издательство
Иркутского национального исследовательского технического университета

2017

УДК 629.3.018.2

Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации :Мат-лы 99-й Международнойнаучно-технической конференции (20–22 апреля 2017 г.)

Рассмотрены проблемы безопасности колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации.

Предназначены для научных работников, инженеров и аспирантов, занимающихся исследованиями в области технической диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта, а также студентов транспортных специальностей.

Под общей редакцией д-ра техн. наук
профессора
зав. кафедрой «Автомобильный транспорт»
ФГБОУ ВО «ИРНИТУ»
А.И. Федотова

Технический редактор: канд.техн. наук,
доцент кафедры «Автомобильный транспорт»
ФГБОУ ВО «ИРНИТУ»
А.С. Потапов

© ФГБОУ ВО «ИРНИТУ», 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В.С. Барадиев, Д.А. Тихов–Тинников
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ САЙЛЕНТБЛОКОВ..... 12

И.Е. Бердников, С.П. Озорнин
ОЦЕНКА УРОВНЯ НАГРУЗОЧНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОЛЕСНЫЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ ГОДА..... 20

А. В. Быков
К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПРИРОДНО-КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ..... 28

А.А. Лозицкий, И.В. Швецов, А.Н. Ляпин, Ю.А. Власов
МЕТОД АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ, КАК ОПТИМИЗИРОВАННЫЙ МЕТОД ВЫБОРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ..... 36

Д.В. Дубовский, С.П. Озорнин
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФИРМЕННОГО СЕРВИСА ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, СОБИРАЕМЫХ НА ТЕРРИТОРИИ РФ ИЗ МАШИНОКОМПЛЕКТОВ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ..... 44

И.М. Блянкинштейн, А.С. Кашура, Е.С. Воеводин, А.М. Асхабов, С.В. Бояркин
ПРОБЛЕМЫ ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ ВНЕДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ..... 50

А.А. Галынская, П.И. Федюнин
СИСТЕМА ГОСУДАРСТВЕННОГО КОНТРОЛЯ СОБЛЮДЕНИЯ РЕЖИМА ТРУДА И ОТДЫХА ВОДИТЕЛЕЙ..... 58

А.И. Федотов
ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ АВТОМОБИЛЕЙ КАМАЗ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ..... 63

В.К. Азаров, А.В. Васильев, С.В. Гайсин, В.Ф. Кутенев
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ..... 72

А. Е. Сморчков, В. Г. Дыгало
АКТУАЛЬНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ С ГИДРОПРИВОДОМ В ЭКСТРЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ..... 82

Н.С. Замешаев, С.П. Озорнин
РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ КАТЕГОРИИ М1 С ПОВЕРХНОСТЬЮ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЕГО СОСТОЯНИЯХ..... 88

А.С.Марков, О.С. Яньков, А.И. Федотов
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА РИСУНКА ПРОТЕКТОРА ШИНЫ НА ЕЁ РЕАЛИЗОВАННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ С ПЛОСКОЙ И ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ..... 95

И.А. Тарасов, С.П. Озорнин
ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ ГОДА..... 102

Д.А. Худяков, И.М. Блянкинштейн
АЛГОРИТМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИНФОРМАЦИЕЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТОПЛИВА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ 107

А.И. Федотов
АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ДИНАМИКУ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА..... 115

В.С. Коваль, О.А. Рыкова, С.П. Рыков
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ДОРОГОЙ..... 126

В.Г Дроков, В.В.Дроков
СОСТОЯНИЕ И ВОЗМОЖНЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ЧАСТИЦ ИЗНАШИВАНИЯ..... 133

Ж.В. Дарханов, С.М. Гергенов, А.И. Федотов
ШИННЫЙ ТЕСТЕР ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН С ДОРОГОЙ, ПОКРЫТОЙ ХИМИЧЕСКИМИ ПРОТИВОГОЛОЛЕДНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ..... 143

Р.И. Хасанов, А.И. Сарайкин, Р.И. Хасанова
К ВОПРОСУ О РАЗВИТИИ СРЕДСТВ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ПИЛОТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ОТКРЫТЫМ ПОСАДОЧНЫМ МЕСТОМ..... 152

А.И. Федотов
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСА С ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНОЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕННОЙ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ..... 159

М. Турдикулов, С. Кушаков
ИСПЫТАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ И СУХОГО И ЖАРКОГО КЛИМАТА..... 169

А.И. Федотов, С.Н.Кривцов
О РАСЧЕТЕ СКОРОСТНЫХ ПОТЕРЬ ПРИ КАЧЕНИИ ЭЛАСТИЧНЫХ ШИН АВТОМОБИЛЯ..... 173

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ДОРОЖНО-КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ СИБИРИ, КРАЙНЕГО СЕВЕРА И АРКТИКИ

Е.Е. Анисимов
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛО СБЕРЕГАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА (КАПСУЛЫ) ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ БЕЗГАРАЖНОМ ХРАНЕНИИ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА..... 183

С.И. Григорьев, Е.Е. Анисимов
АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР..... 190

А.В. Спиридонова, В.П. Друзьянова
ПУТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПИРОЛИЗНОГО ГАЗА АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА – НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ В УСЛОВИЯХ ЯКУТИИ..... 196

И.Н. Прокопьев, С.П. Озорнин
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ИМПОРТНОГО ПРОИЗВОДСТВА В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ..... 201

М.М. Разяпов, П.Г. Курдин, А.В. Неговора
РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ И СПОСОБОВ КОМПЛЕКСНОЙ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ К ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР..... 207

А. И. Комаров, З. В. Горбунова
АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАНДАРТОВ ПО УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА..... 214

Р.Ш. Биксалеев, К.Е.Карпухин, А.В.Климов
ОБ АСПЕКТАХ ПЕРСПЕКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХБАТАРЕЙ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ..... 220

А.В. Козлов, Е.А. Миренкова, А.Г. Ветошников
ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТА В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ..... 229

С.В. Бахмутов, К.Е. Карпухин, А.С. Теренченко, А.А. Шорин
ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИБРИДНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В СЛОЖНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ..... 237

А.С. Босенко, С.В. Хмельницкий
УПРАВЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМИ РАСХОДАМИ В КУЗОВНОМ РЕМОНТЕ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ..... 246

А.В. Авласенко, А.В. Зубова, В.М. Терских, В.Н. Катаргин
МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАПАСА АВТОМОБИЛЬНЫХ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ С УМЕРЕННЫМ СПРОСОМ..... 250

Д.С. Тесленко, В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров
ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ДИСКРЕТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА..... 256

Д.В. Халтурин, А.В. Лысунец, А.В. Давыдов
Е МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТКИ И ПОДОГРЕВА ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ В ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ МАШИН..... 266

Д.В. Халтурин, К.Л. Данильченко, И.Е. Шулиженко
ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН ПРИ РАБОТЕ В УСЛОВИЯХ ПОНИЖЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР..... 272

Р.А. Хлопотов, И.А. Анисимов
ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ..... 279

С.Е. Бузников, Д.С. Елкин, Н.С. Шабанов, В.О. Струков
ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС АВТОМОБИЛЯ СИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ..... 284

С.Е. Бузников, Д.С. Елкин, Н.С. Шабанов, В.О. Струков
ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ..... 293

С.Е. Бузников, Н.С. Шабанов
ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУР ПЕРЕГРЕВА ШИН И ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ..... 301

В.О. Шинков, В.А. Лукшо, А.С. Теренченко
ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОБАЛЛОННЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА..... 309

А.В. Горбанева, А.И. Грушевский, Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко
СТРАТЕГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОГО СОСТОЯНИЯ ДВС ПО РАСХОДУ МОТОРНОГО МАСЛА..... 317

ДИАГНОСТИКА И КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Е.В. Балакина, И.В. Сергиенко
О ПРОБЛЕМЕ ИСПОЛЬЗУЕМОГО РАДИУСА КОЛЕСА ПРИ РАСЧЕТЕ $\varphi - s_x$ ДИАГРАММ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН..... 321

С.С. Адамов
ПОДБОР ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ..... 327

С.В. Бояркин, И.М. Блянкинштейн
АПРОБАЦИЯ МЕТОДА ОЦЕНКИ СТАТИЧЕСКОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ЭКВИВАЛЕНТНОГО ГОСТ 31507–2012..... 331

В.С. Коваль, О.А. Рыкова, С.П. Рыков
УПРОЩЕНИЯ МОДЕЛИ СГЛАЖИВАЮЩЕГО ЭФФЕКТА ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЫ КОЛЕСА..... 339

В.А. Безверхов, М.А. Магомедов, Н.М. Зотов
ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНТУРА ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА MATLAB..... 348

А.И. Федотов
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕХОСНОГО КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА..... 356

А.С. Марков, О.С. Яньков
ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АНАЛИЗА КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В КОНТАКТЕ БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ ШИНЫ С ПЛОСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ..... 376

Н.Ю. Кузнецов, О.С. Яньков, А.И. Федотов, Г.А. Безносов
СТЕНД ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ... 381

В.А. Аметов, А.В. Зубрицкий, М.К. Беляев
ХИММОТОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ АВТОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ..... 387

П.В. Лобанов, С.Н. Кривцов
К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ, ФУНКЦИОНАЛЬНО СВЯЗАННЫХ С ПАРАМЕТРАМИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ..... 398

Ю.А. Власов, А.Н. Ляпин, О.В. Ляпина, Е.Н. Спирин
ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОТАЮЩЕГО МАСЛА..... 404

И.В. Якимов, В.Г.Зимин, Т.И. Кривцова
КОМПЛЕКС ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ..... 410

Н.Ю. Кузнецов, А.В. Лысенко, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов
СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ НА СЦЕПЛЕНИЕ ШИНЫ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ..... 417

В.В. Коваленко, Н.Ф. Булгаков
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОУРОВНЕВОЙ СИСТЕМЫ ПРОФИЛАКТИКИ АВТОБУСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ..... 426

А.В. Лысенко, Н.Ю Кузнецов, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов
КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ..... 431

Д.А.Тихов-Тинников, А.В. Лысенко, Н.Ю. Кузнецов
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВЕСКИ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ..... 443

А.С. Марков, О.С. Яньков, А.В. Бойко
ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ПОВТОРЯЕМОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА РОЛИКОВОМ СИЛОВОМ СТЕНДЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗНОСА АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ..... 452

А.В. Кожаев, В.А. Аметов, Ю.А. Власов
КОМБИНИРОВАННЫЙ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЬ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА..... 459

О.С. Яньков, А.И. Федотов
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЫ ТОРМОЗЯЩЕГО АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНЫМИ РОЛИКАМИ СТЕНДА..... 463

В.В. Мурыщенко, В.В. Дроков
ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦИНТИЛЛЯЦИОННОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ЧАСТИЦ ИЗНАШИВАНИЯ..... 473

О.Л. Маломыжев, Н.Е. Федотова
РАСЧЁТ ПРИНУДИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ СМАЗКИ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН..... 479

ОРГАНИЗАЦИЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ,ЭКОНОМИКАУПРАВЛЕНИЕ, ЛОГИСТИКА НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

И.А. Савватеева
ИССЛЕДОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ЗИМНИЙ ПЕРИОД В УСЛОВИЯХ РУСПУБЛИКИ САХА (ЯКУТИЯ)..... 486

В.Г. Масленников, С.П. Озорнин
ЭКСПЕРТНАЯ ОЦЕНКА ОПАСНОСТИ УЧАСТКА АВТОМОБИЛЬНОЙ ДОРОГИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ОБСТОЯТЕЛЬСТВ ДТП..... 494

Р.Н. Горбунов
ОЦЕНКА УРОВНЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ В ГОРОДСКИХ УСЛОВИЯХ... 501

В.В. Дебелов, Д.В. Ендачев, В.В. Евграфов, С.В. Бахмутов
ПУТИ РЕАЛИЗАЦИИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ОСНОВЕ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИИ АВТОНОМНОГО ДВИЖЕНИЯ..... 504

Ж.Т. Пиров
СОСТОЯНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ (НА ПРИМЕРЕ Г. ДУШАНБЕ)..... 512

А.В. Зедгенизов
МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТРАНСПОРТНОГО СПРОСА НА ОСНОВЕ КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УРБАНИЗИРОВАННЫХ ТЕРРИТОРИЙ..... 519

С.В. Колганов
АНАЛИЗ НОРМАТИВНО-ПРАВОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРАКТИКИСИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ СПЕЦИАЛИСТОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА..... 525

А.С. Рыжова, П.П. Володькин, А.В. Емельянова
ИССЛЕДОВАНИЕ АВАРИЙНОСТИ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ С УЧАСТИЕМ ПЕШЕХОДОВ..... 534

УДК 629.3.018.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ САЙЛЕНТБЛОКОВ

В.С. Барадиев, Д.А. Тихов–Тинников

Аннотация. *В данной статье рассматривается стенд для диагностирования сайлентблоков подвески автомобилей. Научно - испытательный комплекс будет использован для диагностики сайлентблоков автомобиля с целью обнаружения неисправностей на ранней стадии их возникновения, что позволит отследить техническое состояние в течение всего периода эксплуатации автомобиля. Проведены испытания сайлентблоков по разработанной программе. Была проведена обработка полученных экспериментальных данных с использованием пакета «Анализ Фурье» в среде MicrosoftExcel.*

Ключевые слова: *подвеска, сайлентблок, резинометаллический шарнир, активная безопасность, автотранспортное средство.*

Тихов–Тинников Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобили», ФГБОУ ВПО Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская 40В корпус 7а, E-mail: dm_tt@mail.ru, тел.: 8(3012)41-08-04, 8-9025-63-11-43

Барадиев Виктор Сергеевич, аспирант, ФГБОУ ВПО Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская 40В корпус 7а, E-mail: vsgutu-ka@mail.ru, тел.: 8(3012)41-08-04, 8-902-451-7707,

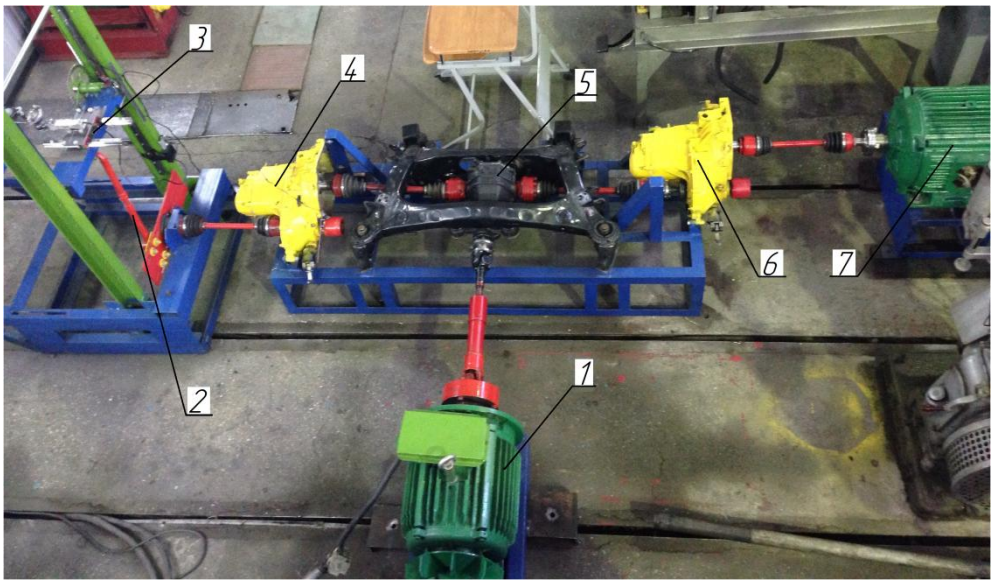
В условиях эксплуатации, актуальной задачей является обеспечение требуемого уровня исправности и безопасности движения автомобиля. Одним из наиболее эффективных методов решения данной задачи, является проведение технического обслуживания, с применением диагностического оборудования, который позволяет учитывать специфику узлов и деталей автомобиля. При этом на объект диагностирования подается тестовое воздействие, происходит замер диагностических параметров, связанных с параметрами технического состояния[1].

Процесс диагностирования подвески является достаточно сложной процедурой, из-за различий в конструкции подвесок и использовании деталей различных производителей. Важной деталью подвески, являются

сайлентблоки, которые наряду с амортизаторами улучшают плавность хода АТС. Изменение технического состояния сайлентблоков в процессе эксплуатации приводит к изменению динамических (амплитудно-частотных) характеристик подвески, что сказывается на стабильности пятна контакта, устойчивости и управляемости транспортного средства, а также на безопасности его движения. Следует отметить что, при выполнении технического осмотра подвеска не проверяется [2]

В связи с вышеперечисленным была выдвинута гипотеза, что функциональное диагностирование сайлентблоков подвески автотранспортных средств можно выполнять на основе зависимостей, представляющих изменения усилия, развиваемого сайлентблоком, от величины его деформации.

Экспериментальное исследование проводилось на специально разработанном стенде(рис.1) в научно-исследовательской лаборатории кафедры «Автомобили» ВСГУТУ [3]. Стенд включает электропривод, кривошипно-шатунный механизм, линейную шкалу, для регистрации силовых характеристик за один цикл. Установка оборудована измерительной системой и комплектом регистрирующей аппаратуры. Силовые характеристики сайлентблока рычага подвески АТС определяются на основе сигнала усилия и угла поворота рычага подвески АТС.Стенд позволяет создать колебания рычага с испытуемыми сайлентблоками в диапазоне от 0 до 1,33 Гц. Кроме этого на стенде возможно проводить испытание снятых с автомобиля рычагов подвески с одним или двумя резинометаллическими шарнирами.

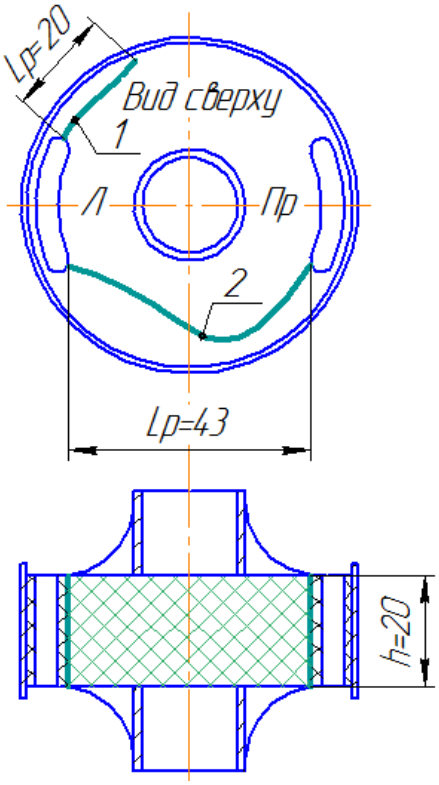


1 – Электродвигатель; 2 – кривошипно-шатунный механизм; 3 – измерительная система; 4, 5 – редуктора; 6 – мультипликатор; 7 – маховик.

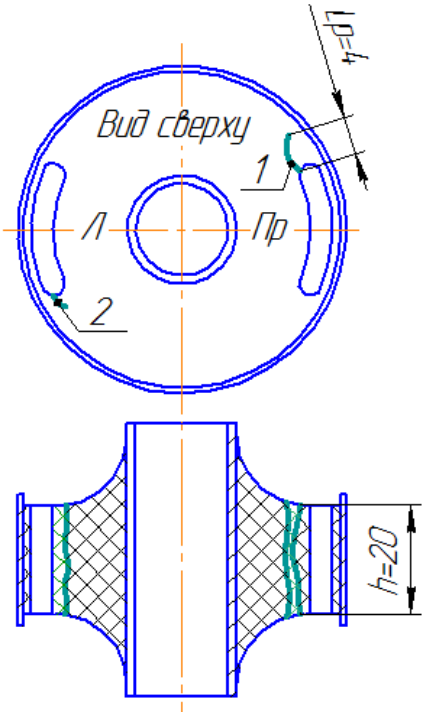
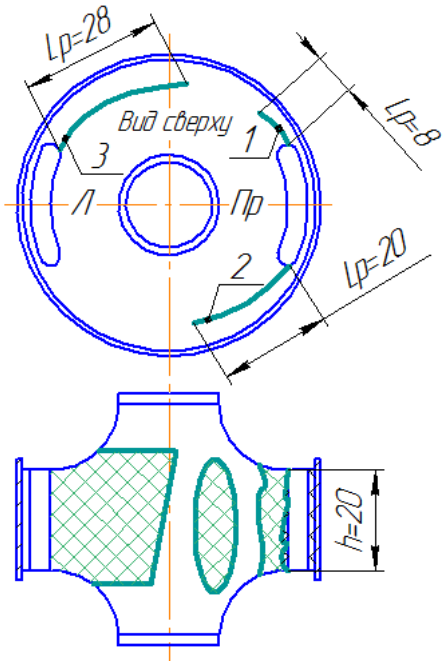
Рис. 1. Общий вид стенда

Исследования проводились с сайлентблоками вертикального типа, с различными параметрами технического состояния, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики испытуемых сайлентблоков

№	Схема, характеризующая техническое состояние	Описание неисправностей
1	*2*	*3*
1		На данном сайлентблоке имеется полный, сквозной разрыв длиной Lp=43 мм, глубиной h =20 мм (поз. 2. вид сверху, вид снизу). На верхней и нижней части сайлентблока имеются разрывы длиной Lp=20 мм и Lp=30 мм соответственно, глубиной h =20 мм. Наблюдаются усталостные трещины на поверхности резиновой (полимерной) части.

Окончание таблицы 1

1	2	3
2		С правой стороны сайлентблока (поз. 1) наблюдается сквозной надрыв длинной Lp=4 мм, глубиной h =20 мм. На нижней части имеется надрыв длинной 3 мм. На всей поверхности резиновой (полимерной) части наблюдаются усталостные трещины.
3		С правой стороны сайлентблока имеются 2 сквозных надрыва длинной Lp=8 мм и Lp=22 мм, глубиной h =20 мм. (поз 1, 2). С левой части наблюдается сквозной надрыв длинной Lp=28 мм, глубиной h =20 мм

Данные одного эксперимента включают в себя около 5000 значений, что затрудняет проведение анализа экспериментальных характеристик. При этом полученный сигнал имеет высокую зашумленность(рис.2).

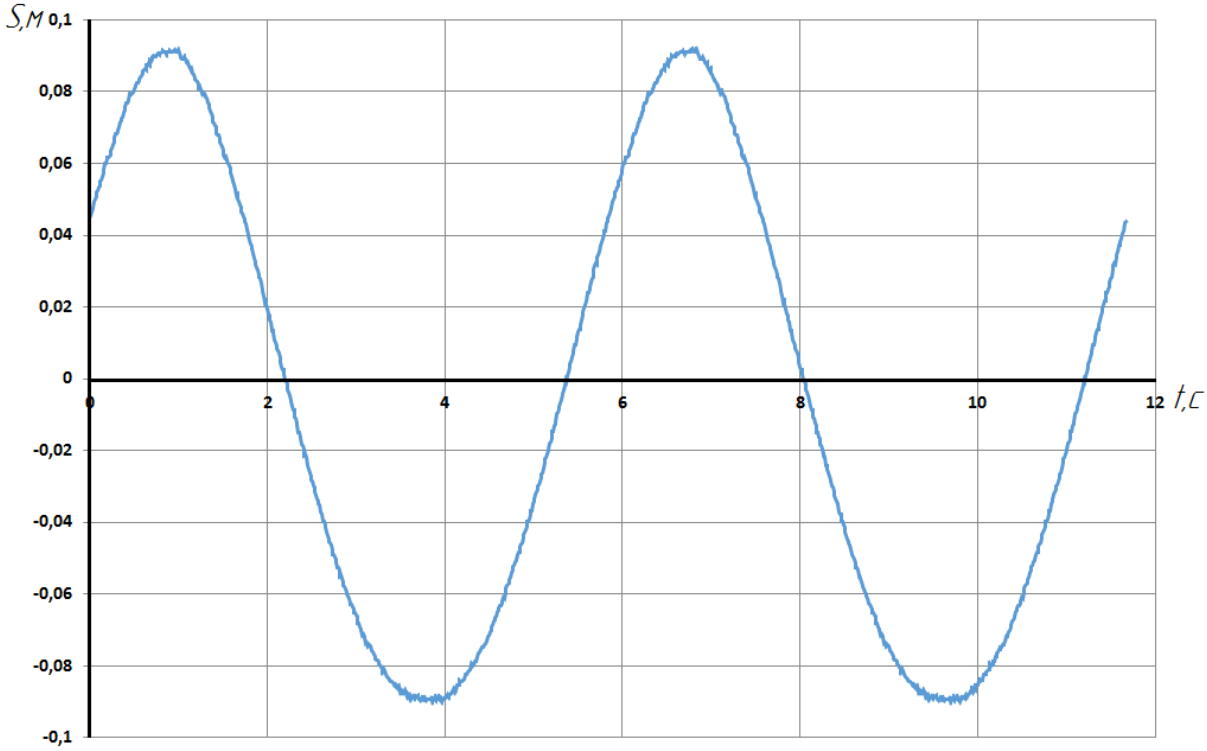


Рис. 2. Зашумленность сигнала

В связи с этим была проведена обработка полученных экспериментальных данных с использованием пакета «Анализ Фурье» в среде Microsoft Excel.

В итоге, экспериментальный сигнал после обработки может быть представлен в виде амплитудного и фазового спектра (рис. 3, 4). Далее используя процедуру«синтез Фурье» по наиболее значимым амплитудам был получен отфильтрованный (не зашумленный)сигнал (рис. 5). Для синтезирования сигнала перемещения достаточно 5 гармоник, для сигнала усилия 15 гармоник.

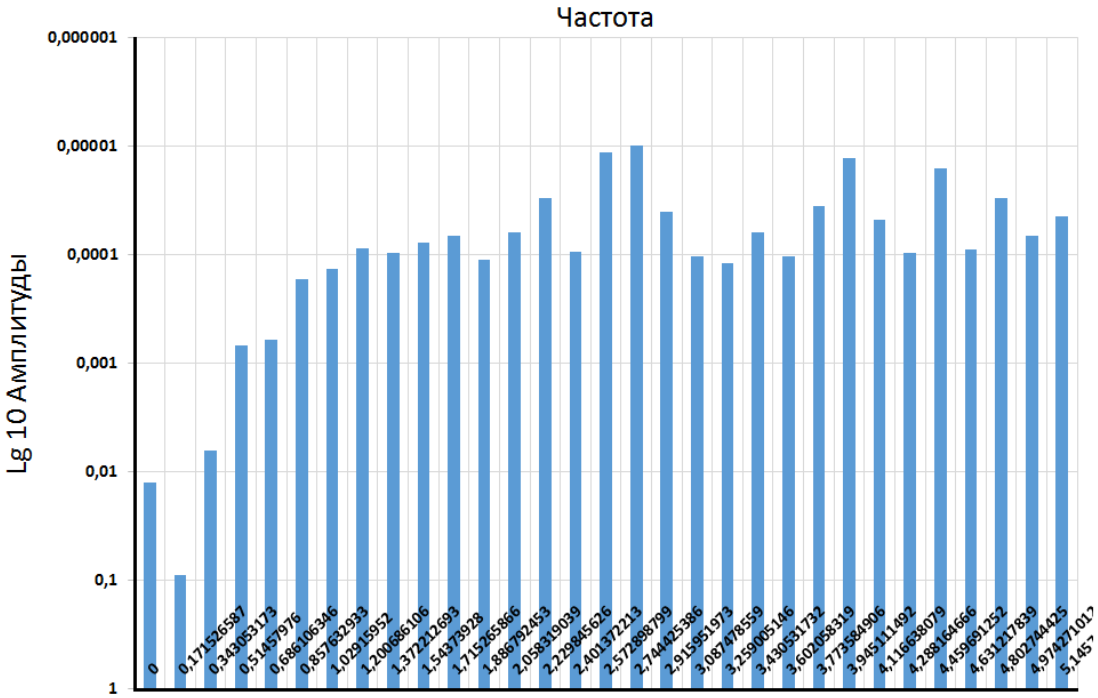


Рис. 3. Амплитудный спектр

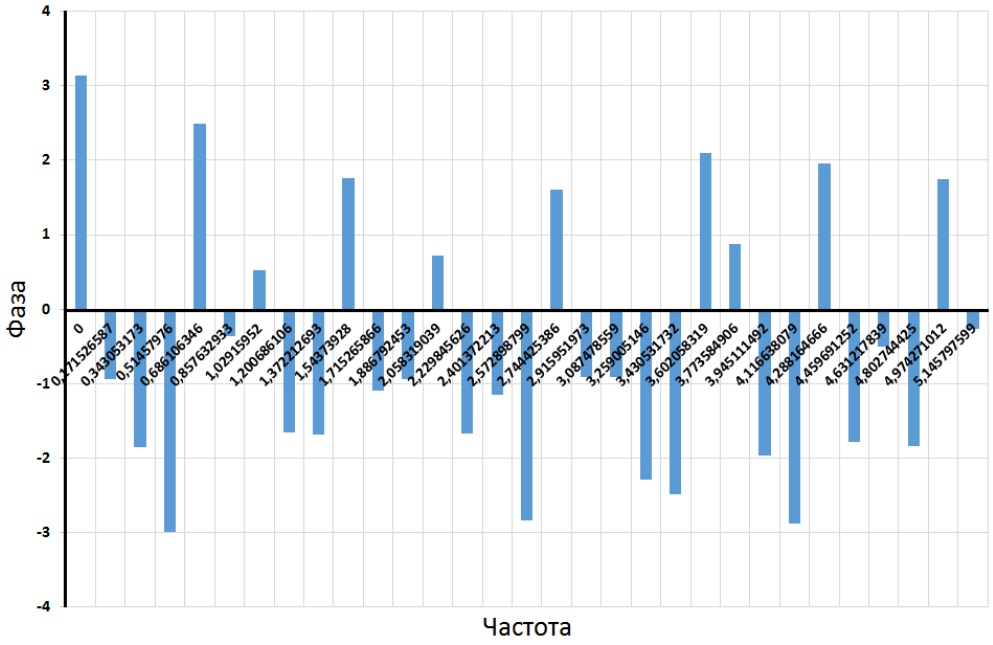


Рис. 4. Фазовый спектр

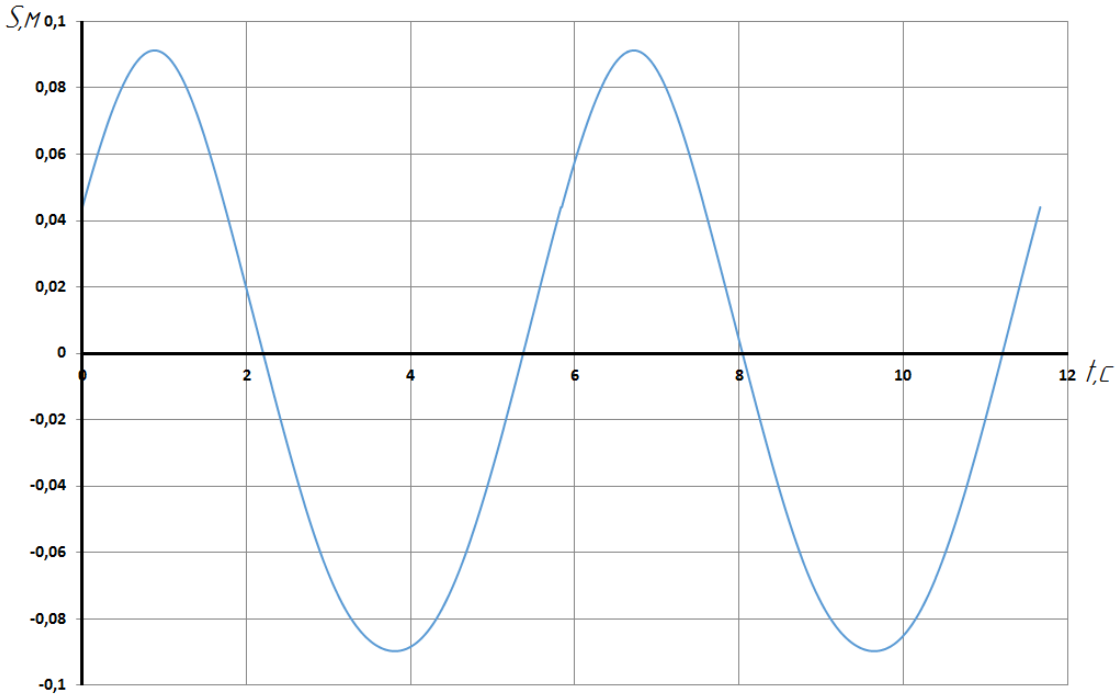


Рис. 5. Сигнал после обработки

Синтез сигнала проводится по следующему выражению:

$$f(x) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega t + \varphi_n) \quad (1)$$

где A – амплитуда;

φ_n – фаза n-ой гармоники;

ω – частота.

Например, для исправного сайлентблока уравнение (1) для сигнала перемещения будет иметь следующий вид:

$$S(t) = \frac{0{,}01246}{2} + 0{,}08990 * cos(2 * \pi * 0{,}17152 * t + (-0{,}93936)) + \\ +0{,}00641 * cos(2 * \pi * 0{,}34305 * t + (-1{,}85662)) + \\ +0{,}00068 * cos(2 * \pi * 0{,}51457 * t + (-2{,}98986)) + \\ +0{,}00060 * cos(2 * \pi * 0{,}68610 * t + 2{,}48978) + \\ +0{,}00016 * cos(2 * \pi * 0{,}85763 * t + (-0{,}36131)) \quad (2)$$

для сигнала усилия:

$$F(t) = \frac{11{,}48421}{2} + 88{,}30945 * cos(2 * \pi * 0{,}17152 * t + 2{,}41180) + \\ +2{,}63414 * cos(2 * \pi * 0{,}34305 * t + 0{,}99528) + \\ +3{,}28782 * cos(2 * \pi * 0{,}51457 * t + 0{,}68077) + \\ +0{,}15687 * cos(2 * \pi * 0{,}68610 * t + (-0{,}88868)) + \\ +1{,}22099 * cos(2 * \pi * 0{,}85763 * t + (-1{,}11260)) + \\ +0{,}32164 * cos(2 * \pi * 1{,}02915 * t + 1{,}65529) + \quad (3)$$

$$+0{,}80112 * cos(2 * \pi * 1{,}20068 * t + 3{,}13818) +$$
$$+0{,}14733 * cos(2 * \pi * 1{,}37221 * t + (-0{,}09667)) +$$
$$+0{,}54605 * cos(2 * \pi * 1{,}54373 * t + 0{,}97824) +$$
$$+0{,}11199 * cos(2 * \pi * 1{,}71526 * t + 2{,}76270) +$$
$$+0{,}40643 * cos(2 * \pi * 1{,}88679 * t + (-0{,}92782)) +$$
$$+0{,}05196 * cos(2 * \pi * 2{,}05831 * t + 0{,}10603) +$$
$$+0{,}28486 * cos(2 * \pi * 2{,}22984 * t + 2{,}98269) +$$
$$+0{,}09119 * cos(2 * \pi * 2{,}40137 * t + (-2{,}18107)) +$$
$$+0{,}22782 * cos(2 * \pi * 2{,}57289 * t + 0{,}89823)$$

Аналогичные уравнения получены для других сайлентблоков с различными техническими состояниями.

Используя уравнения (2, 3) были получены силовые характеристики сайлентблоков представленные на рисунке 6.

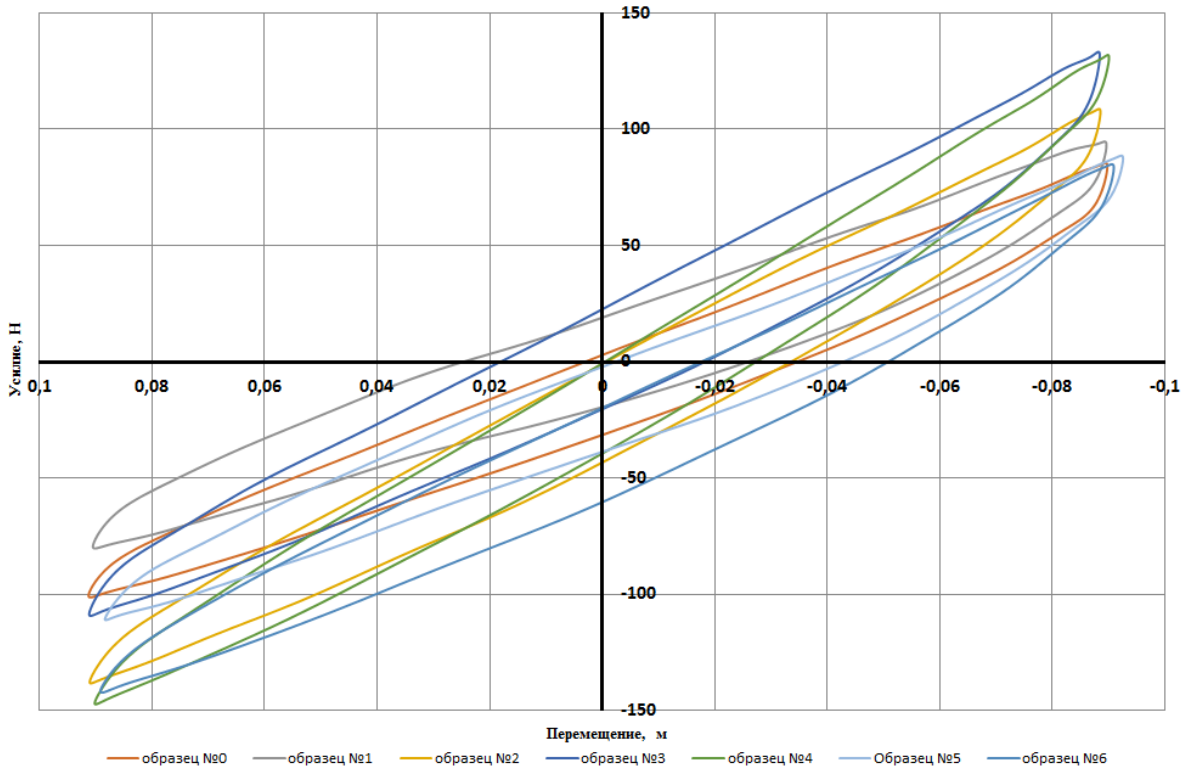


Рис. 6. Силовые характеристики сайлентблоков с различными техническими состояниями

Выполненные экспериментальные исследования и обработка экспериментальных данных являются эмпирической основой для разработки математической модели сайлентблоков, в целях его диагностирования.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И., Портнягин Е.М. К вопросу о тестовых воздействиях на объект диагностирования // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2011. № 5 (52). С. 95–100
2. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Быков А.В, Лысенко А.В. Математическая модель процесса движения автомобиля по окружности // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. № 2 (том 21). С. 199-207.
3. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Барадиев В.С. Оборудование для экспериментального определения силовых характеристик автомобильных сайлентблоков // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2016. № 8 (115). С. 176-181.

УДК 656.075

ОЦЕНКА УРОВНЯ НАГРУЗОЧНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОЛЕСНЫЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ ГОДА

И.Е. Бердников, С.П. Озорнин

Аннотация. *В статье приводится методика оценки уровня нагрузочного воздействия на транспортно-технологические машины в процессе их эксплуатации. Приведены результаты расчета значений технического индекса жесткости условий эксплуатации и уровня нагрузочного воздействия на машины в зимнее время года.*

Ключевые слова: *уровень нагрузочного воздействия, технический сервис, жесткость условий эксплуатации.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины» факультета технологии, транспорта и связи Забайкальского государственного университета. Российская Федерация, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16; т. моб.: 8-924-270-53-32

Бердников Илья Егорович, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», Забайкальский государственный университет, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: berdnikov_ie@mail.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16, т. моб.: 8-914-502-1073

Совершенствование организации технического сервиса транспортно-технологических машин (ТТМ) в условиях повышенной жесткости условий эксплуатации является актуальной и важной проблемой, особенно на территориях Сибири и Дальнего Востока.

Под жесткостью условий эксплуатации понимается совокупность внешних воздействий и условий функционирования, вызывающих изменение технического состояния ТТМ. Так как практически все ТТМ эксплуатируются на открытых территориях, основными характеристиками жесткости являются внешние условия эксплуатации и величины нагрузок на рабочее и ходовое оборудование ТТМ.

Условия эксплуатации ТТМ в Забайкальском крае характеризуются повышенной жесткостью. При эксплуатации ТТМ подвержены воздействию множества различных факторов (**рис. 1**), таких как природно-климатические, режим использования машин, система и культура технического обслуживания, характер использования, квалификация операторов-машинистов.

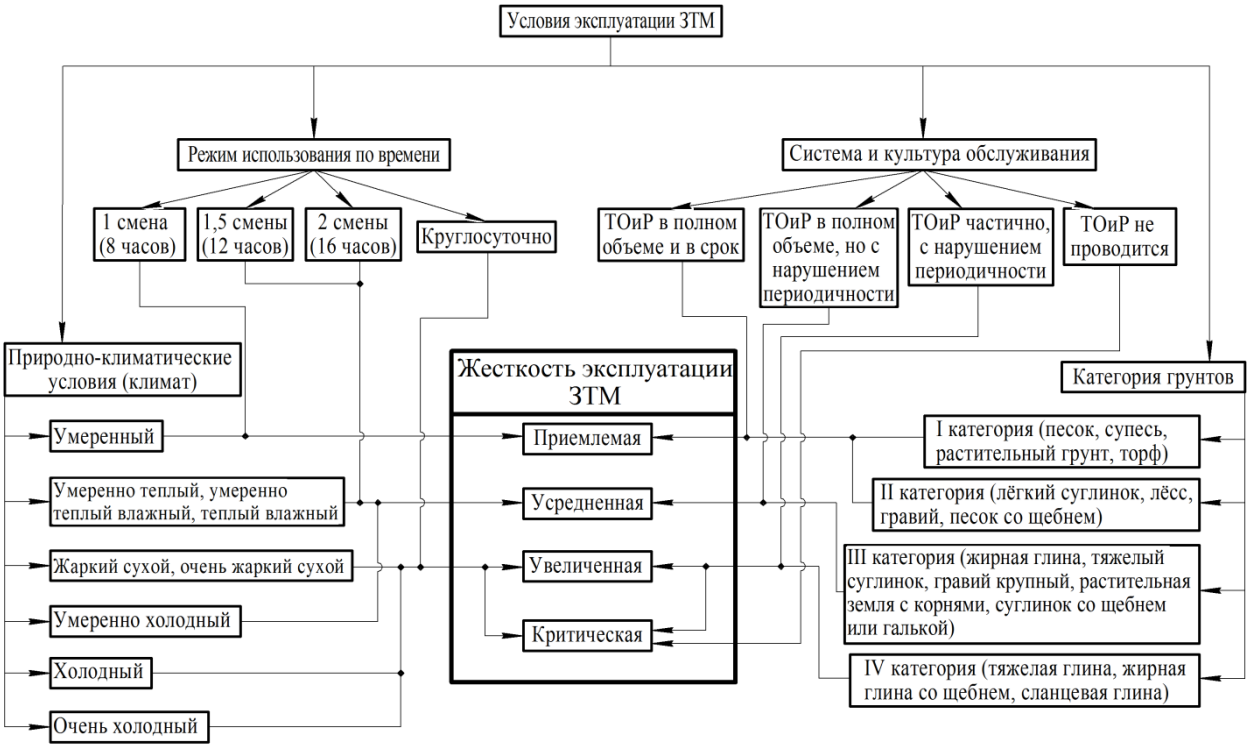


Рис. 1. Схема влияния различных факторов на жесткость условий эксплуатации транспортно-технологических машин

Проблема совершенствования организации технического сервиса ТТМ является одной из приоритетных задач Забайкальского научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин «ЗабНОЦ ПТ и СМ» в Забайкальском государственном университете. Предварительные исследования, выполненные в Центре, показали, что решение этой проблемы должно быть ориентировано на применение средств диагностического

мониторинга, которые позволяют отслеживать процессы изменения технического состояния машин [1, 2, 3, 4]

Актуальность исследований также связана с недостаточной проработкой теоретических и практических аспектов совершенствования методик оценки условий эксплуатации машин, в т.ч. и с помощью средств информациионно-диагностического мониторинга.

С учетом характеристик различных условий эксплуатации предложено выделить и определить уровни жесткости условий эксплуатации машин. С этой целью была использована методика определения *индексов жесткости* условий эксплуатации [1], которая позволяет выделить и оценить величины технического индекса жесткости условий эксплуатации $J_i^{техн}$.

Этот индекс является интегральной оценкой технико-экономической ситуации при определенном виде механизированных работ относительно выбранного временного интервала и качества функционирования ТТМ. Формирование значений индекса жесткости условий эксплуатации выполнено с учетом рассматриваемых ситуаций.

На основе указанной методики определены и подвергнуты анализу численные значения технического индекса жесткости условий эксплуатации землеройно-транспортных машин (ЗТМ). При этом в расчетах приняты четыре различных вида выполняемых ими работ:

1) разработка мерзлого грунта в зимний период;
2) разработка талого грунта в плотном теле в осенне-весенний период;
3) перемещение грунта в осенне-весенний период;
4) планировка земляного полотна в летний период.

Значения индекса жесткости условий эксплуатации определены по формуле:

$$J_i^{техн} = \sum_{k=1}^{K} \sum_{t=1}^{T} J_{kt}^{техн} \cdot w_k / K \cdot T \ , \qquad (1)$$

где i = 1, 2, …, I – количество рассматриваемых территориальных единиц;

k = 1, 2, …, K – количество рассматриваемых ситуаций эксплуатации ЗТМ;

t = 1, 2, …, T – временные интервалы, рассматриваемые при проведении анализа (месяцы);

$J_{kt}^{техн}$ – индекс технической сложности работ в k-й ситуации и во временном интервале t;

w_k – коэффициент, учитывающий значимость каждой из рассматриваемых ситуаций эксплуатации ЗТМ.

Во временные интервалы *T* при проведении анализа включены пиковые периоды эксплуатации машин и периоды, характеризуемые меньшей интенсивностью использования.

При определении значений коэффициента w_k , учитывающего значимость рассматриваемых ситуаций эксплуатации машин, принимались во внимание региональные условия (природные и климатические) эксплуатации машин, величины возможных потерь из-за простоя машин, наличие и оснащенность производственной базы технического сервиса (система снабжения ГСМ, запасными частями, технологическим оборудованием; система подготовки и повышения квалификации персонала).

Индекс технической сложности работ определялся относительно степени воздействия данного вида работ на техническое состояние машин (режим работы, характер и величина нагрузок, запыленность воздуха, природно-климатические условия в период выполнения работ с максимальной нагрузкой).

Расчетные значения технического индекса жесткости условий эксплуатации рассматриваемых ЗТМ приведены в **табл. 1**.

Таблица 1 – *Технические индексы жесткости условий эксплуатации машин*

Виды работ, выполняемых с помощью ЗТМ	Индекс технической сложности работ ($J_{kt}^{техн}$)	Календарная продолжительность выполнения данного вида работ, мес.	Коэффициент, учитывающий значимость выполняемых работ (w_k)	Технический индекс жесткости условий эксплуатации ЗТМ ($J_i^{техн}$)
Разработка мерзлого грунта	10	5	4,5	2,25
Разработка талого грунта в плотном теле	6	2	2,5	1,875
Перемещение грунта	5	2	2	1,25
Планировка земляного полотна	3	3	1,5	0,375

Возможность определения численных значений технического индекса жесткости условий эксплуатации ТТМ для различных видов выполняемых работ позволила выдвинуть гипотезу о том, что уровни жесткости условий эксплуатации ТТМ могут быть разделены на несколько групп в соответствии с условиями эксплуатации:

1) значения $J^{техн}$ меньше 1 – приемлемая жесткость условий эксплуатации;

2) значения $J^{техн}$ в пределах от 1 до 2 – усредненная жесткость условий эксплуатации;

3) значения $J^{техн}$ свыше 2 – увеличенная жесткость условий эксплуатации.

В соответствии с рекомендациями [1, 2, 3] основными факторами влияния приняты природно-климатические условия, режим использования по времени, система и культура обслуживания, категория грунтов.

Природно-климатические условия эксплуатации машин характеризуются температурами окружающего воздуха, величинами влажности и атмосферного давления, скоростью ветра, количеством атмосферных осадков, уровнем солнечной радиации, продолжительностью зимнего периода и некоторыми другими факторами. К основным климатическим факторам отнесены: температура воздуха, относительная влажность воздуха и скорость ветра [3].

Режимы использования машин по времени характеризуются величинами наработки машин в течение суток. Выделено четыре режима: односменный (8 ч), полуторасменный (12 ч), двухсменный (16 ч) и круглосуточный.

Система и культура обслуживания разделены на четыре группы: 1) техническое обслуживание и ремонт (ТО и Р) проводится в полном объеме и без нарушения периодичности; 2) ТО и Р проводится в полном объеме, но с нарушениями периодичности; 3) ТО и Р проводится частично и с нарушениями периодичности; 4) ТО и Р не выполняются.

Состояние грунтов рассматривается по I, II, III, IV категориям (другие категории грунтов не рассматривались т.к. они разрабатываются только взрывными методами).

Далее вычисляется значение коэффициента суммарного сопротивления движению ТТМ $\Psi_{\Sigma j}$ (в Н) для каждого вида работ по выражению:

$$\psi_{\Sigma j} = k \frac{\overline{Q_j}}{\overline{V_j}}, \qquad (2)$$

где $\overline{Q_j}$ – средний расход топлива двигателем ТТМ;

$\overline{V_j}$ – средняя скорость движения ТТМ;

k – характерный для каждой ТТМ коэффициент пропорциональности (в Н/л*ч), определяемый через контрольный расход топлива $Q_{кр}$, скорость V_Q при контрольном расходе топлива и коэффициент сопротивления движению по дороге с ровным твердым покрытием Ψ_A, равный 0,025 для колесных и 0,04 для гусеничных машин, т.е. $k = \frac{\psi_A \cdot V_Q}{Q_{\text{кр}}}$.

Для каждого вида технологической или транспортной работы определяется накопленная величина уровня нагрузочного воздействия на ТТМ W_j с учетом индекса жесткости условий эксплуатации ТТМ по выражению:

$$W_j = \psi_{\sum j} \cdot S_j \cdot J_i^{техн}, \text{ (Н*мото-ч),(Н*км),} \quad (3)$$

где S_J – выполненная наработка (пробег), *мото-ч*, (*км*).

Полученные значения W_j используют для оценки показателей надежности и корректировки периодичности ТО и трудоемкости ремонта ТТМ (см. **табл. 2** и **рис. 2**).

Таблица 2 – *Значения уровня нагрузочного воздействия и коэффициентов корректировки периодичности ТО и трудоемкости ремонта ТТМ*

Вид работ	Коэффициент суммарного сопротивления движению	Объем выполненной работы, м^3	Уровень нагрузочного воздействия, Н/мото-ч	Коэффициент корректировки периодичности ТО	Периодичность ТО с учетом коэффициента корректировки, мото-ч	Коэффициент Корректировки трудоемкости ТО и ремонта
Разработка мерзлого грунта	0,128	681,17	34,06	0,88	220,2	1,14
Разработка талого грунта в плотном теле	0,055	210,19	10,51	1,31	325,0	0,88
Перемещение грунта	0,033	252,23	12,61	1,50	375,0	0,83
Планировка земляного полотна автодороги	0,018	685,06	14,25	1,91	477,5	0,75

Уровень нагрузочного воздействия это совокупность статических и динамических воздействий на элементы, узлы, агрегаты и конструкцию машины в целом в процессе выполнения ею механизированных работ.

Уровень нагрузочного воздействия на ТТМ учитывался через регистрацию расхода топлива при различных режимах её работы.

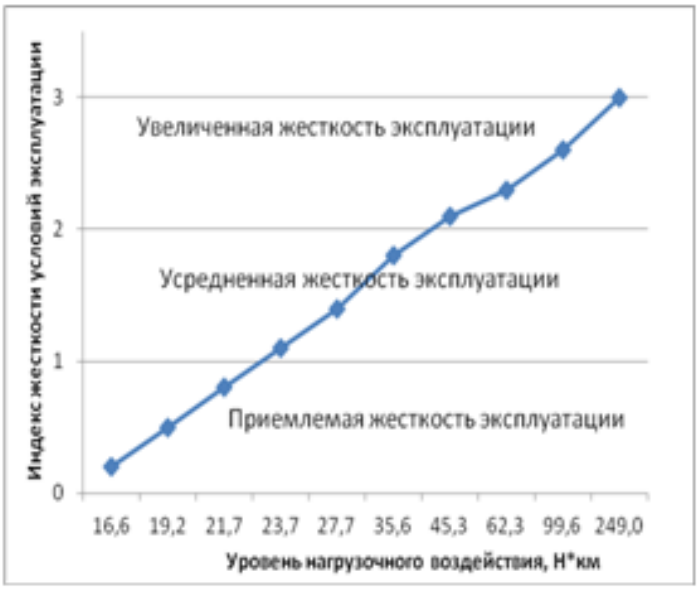


Рис. 2 – *Зависимость уровня нагрузочного воздействия от индекса жесткости условий эксплуатации ТТМ*

На **рис. 3** представлена зависимость среднего расхода топлива от уровня нагрузочного воздействия.

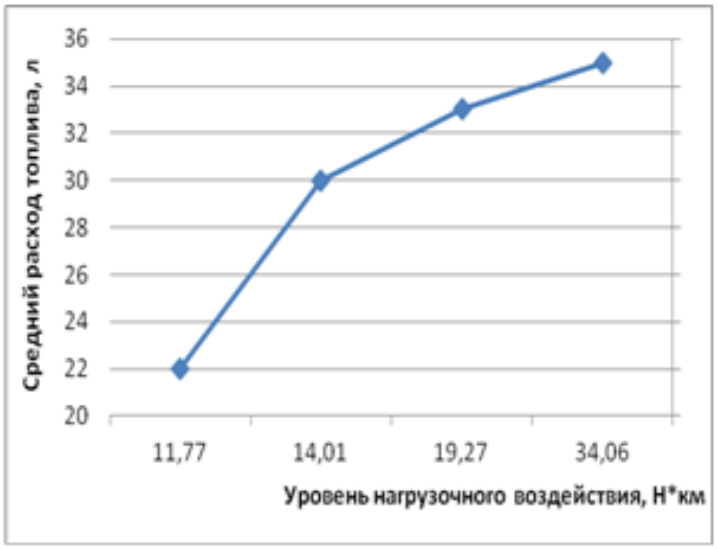


Рис. 3 – *Зависимость среднего расхода топлива от уровня нагрузочного воздействия*

Из существующего многообразия подходов для описания процессов функционирования технического сервиса ТТМ выбран процессный подход, основанный на комплексном, системном рассмотрении деятельности сервисной организации (предприятия) как совокупности технологических и информационных процессов. Система управления этими процессами может быть сформирована с использованием принципов международных стандартов ISO серии 9000:2000.

Построение любой системы управления становится возможным только на основе однозначно определенных объектов, из которых она будет состоять. Самыми главными объектами в любой системе управления являются «Объект управления» – то, чем управляют, и «Субъект управления» – тот, кто управляет. Соответственно, для системы процессного управления эти объекты определяются терминами «*Процесс*» и «*Владелец процесса*».

Стандарт ISO 9001:2000 требует использовать системный подход к выделению процессов любого предприятия. Такой подход часто называют «полным». Системой процессов сервисной организации будем называть совокупность взаимосвязанных и взаимодействующих видов деятельности, которая преобразует входы системы в ее выходы.

Когда говорят о процессном подходе, имеют в виду, прежде всего, то, что управление процессом и каждой из входящих в него работ (деятельностью, под процессом, процессом второго или последующих уровней или функцией) происходит с применением особых методических приемов, достаточно хорошо разработанных и позволяющих исключить многие ошибки.

Для эффективного управления процессом эксплуатации ТТМ, хозяин процесса (владелец процесса, владелец ТТМ) должен получать информацию о ходе процесса и информацию от потребителя (клиента) процесса. Поэтому одной из составляющих частей процессного подхода является система поступления информации и регулярной отчетности о ходе процесса владельцу процесса. Функционирование этой системы может быть обеспечено диагностико-информационной подсистемой мониторинга. На **рис. 4** представлена разработанная схема процессов технического сервиса и эксплуатации ТТМ с использованием диагностико-информационной подсистемы, позволяющая выявить связи разного вида между процессами, обеспечивающими готовность ТТМ и эффективность ее эксплуатации.

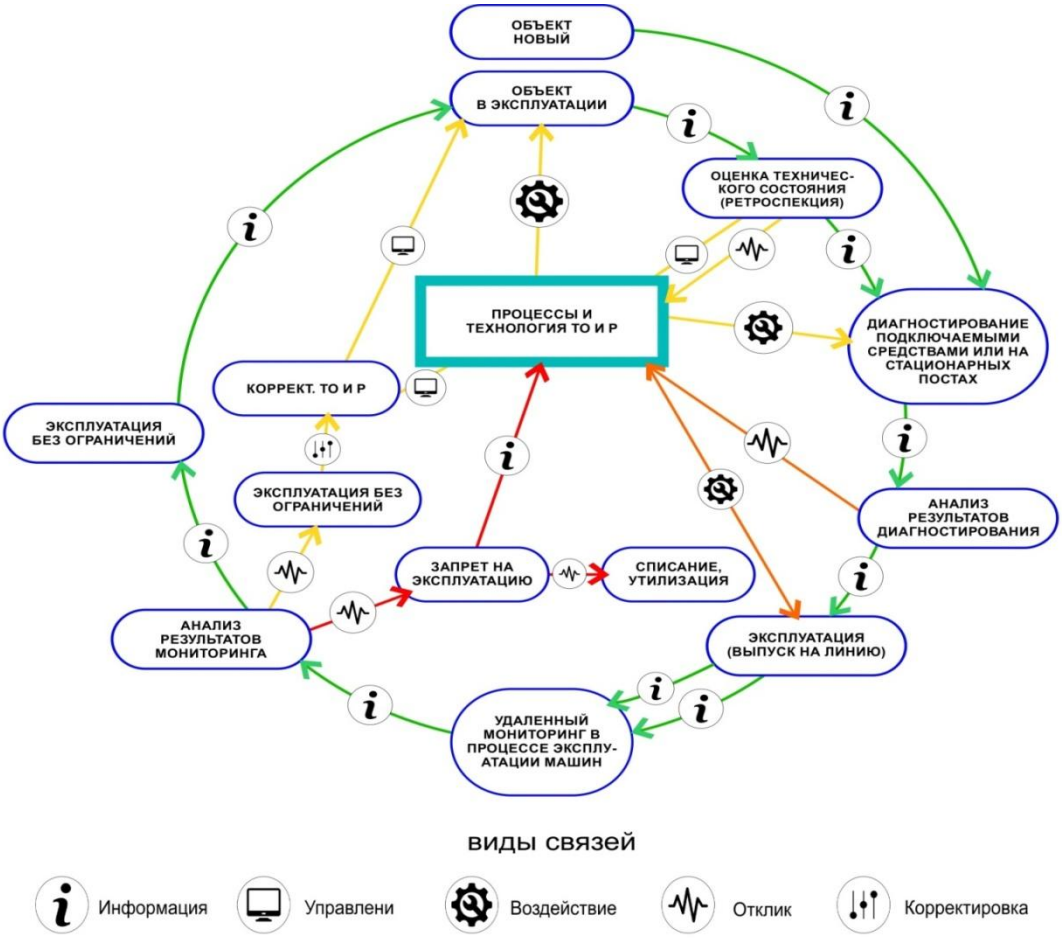


Рис. 4. *Цикловая схема процессов технического сервиса ТТМ, обеспечивающих эффективность использования по назначению*

Таким образом, с использованием предложенного процессного подхода и разработанной методики появилась возможность оценки уровня нагрузочного воздействия на транспортно-технологические машины в процессе их эксплуатации в любых условиях. В частности установлено, что в зимнее время года уровень нагрузочного воздействия на машины возрастает в 1,5… 2,0 раза. С учетом этого, может быть реализован индивидуальный

подход к корректировке периодичности технических обслуживаний в зависимости от условий эксплуатации машин.

Список использованной литературы:

1. Озорнин С.П., Бердников И.Е. Оценка жесткости условий эксплуатации строительных машин. – Новая наука: Теоретический и практический взгляд: Международное научное периодическое издание по итогам Междунар. науч.-практ. конф. (14 ноября 2015 г., г. Стерлитамак) /в 3 ч. Ч.2 – Стерлитамак: РИЦ АМИ, 2015. – С. 181 – 186.

2. Озорнин С.П., Бердников И.Е. Обеспечение процессов функционирования технического сервиса мобильных транспортно-технологических машин с использованием диагностико-информационной системы. – Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация: матер. I Всерос. заочной науч.-практ. конф. / Забайкал. гос. ун-т; отв. ред. С.П. Озорнин. – Чита: ЗабГУ, 2016. – С. 154 – 164.

3. Озорнин, С.П. Дубовский Д.В. Оценка уровня нагрузочного воздействия

на грузовые автомобили при движении по участку дороги Чита - Краснокаменск. – Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация: матер. I Всерос. заочной науч.-практ. конф. / Забайкал. гос. ун-т; отв. ред. С.П. Озорнин. – Чита: ЗабГУ, 2016. – С. 240 – 245.

4. Озорнин, С.П. Дубовский Д.В. Совершенствование программно-аппаратных средств диагностирования автомобилей производства Забайкальского автомобильного завода // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика: мат-лы 90-й Междунар. науч.-техн. конф. Асоциации автомобильных инженеров (Иркутск, 20 – 22 сентября 2015 г.) / под общ. ред. А.И. Федотова, А.С. Потапова: сб. мат-лов. – Иркутск: изд-во ИрНИТУ, 2015. – С. 215 – 220.

УДК 629.3.017.5

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПРИРОДНО-КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

А. В. Быков

Аннотация. *Для экспериментального исследования влияния природно-климатических факторов на тормозные свойства автотранспортных средств разработана методика проведения стендовых испытаний с предварительной выдержкой объекта испытаний на открытой стоянке.*

Методика позволяет проводить оценку влияния температуры окружающего воздуха на параметры процесса торможения в период начала движения автомобиля. В процессе проведения испытаний определялась удельная тормозная сила, оценивалось её изменение в зависимости от температуры выдержки (хранения) автотранспортного средства на открытой стоянке. По итогам испытаний выявлена зависимость величины удельной тормозной силы от температуры хранения в начальный период движения автомобиля. Как показывают результаты исследования, чем ниже температура хранения, тем меньше величина удельной тормозной силы.

Ключевые слова: *автомобиль, температура воздуха, влажность воздуха, процесс торможения, природно-климатические условия.*

Быков Александр Владимирович, кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления», 670013, Республика Бурятия, г.Улан-Удэ, ул. Ключевская, д. 40В, строение 1, E-mail: office@esstu.ru, тел.: (3012)43-14-15, факс: (3012)41-71-50

При проведении технического осмотра автотранспортного средства к нему предъявляются требования в соответствии с Техническим регламентом Таможенного Союза 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» (Приложение №8) [1]. Выполнение требований регламента позволяет обеспечить необходимые показатели эффективности автотранспортного средства, которые должны обеспечить безопасность его эксплуатации. Однако проверка нормируемых показателей эффективности осуществляется как правило в стационарных условиях, которые обеспечивают стабильные значения температуры, влажности, атмосферного давления и т.п.

Под влиянием внешних природно-климатических факторов текущие показатели эксплуатируемого автомобиля, вероятнее всего, могут сильно отличаться от измеренных значений, проверка которых осуществляется при проведении технического обслуживания и ремонта, а также при прохождении технического осмотра автотранспортным средством.

При планировании эксперимента было сделано предположение о том, что в условиях эксплуатации при низких температурах будет наблюдаться изменение показателей тормозной эффективности автомобиля, когда элементы тормозной системы и автомобиль в целом находит в условиях открытой стоянки на морозе длительное время.

Основная проблема при определении выборки автотранспортных средств, подлежащих проведению выборочных испытаний, заключается в том, что географические районы Сибири и крайнего Севера могут сильно отличаться природно-климатическими условиями. Как мы предполагаем, наиболее рациональным является построение выборки по условиям

определенного географического района. Для оценки была принята совокупность автотранспортных средств эксплуатируемых в условиях г. Улан-Удэ и близлежащих районов. Соответственно, полученные результаты, на наш взгляд, правомерно распространить на данный район эксплуатации или аналогичные районы Сибири, схожие по природно-климатическим условиям.

По зональной классификации район эксплуатации расположен в зоне сухих степей, при этом г. Улан-Удэ отнесен к району с аномально низкими температурами относительно условий умеренно-холодного климата. Под природно-климатическими условиями мы понимаем схожие характеристики по среднегодовым максимумам и минимумам температуры воздуха, схожие суточные и сезонные колебания температуры и влажности воздуха, схожие условия по выпадению осадков.

Район эксплуатации характеризуется ярко выраженным континентальным климатом – большое значение годовых амплитуд колебаний температуры, небольшое количество осадков с очень неравномерным распределением по сезонам года. Среднегодовые температуры воздуха отрицательные. Продолжительный зимний период длится около шести месяцев и характеризуется ясной сухой погодой с устойчивыми морозами и слабыми ветрами. Январь является самым холодным месяцем, его средняя температура лежит в пределах –17,1 °С – –26,8 °С, абсолютно минимальная зарегистрированная температура –51,4 °С. Весна и осень характеризуются резкими суточными колебаниями температур с частыми заморозками. Нередки заморозки, продолжающиеся вплоть до первой декады июня. Короткое лето, засушливое в первой половине и дождливое во второй. Абсолютный зарегистрированный максимум температуры +40 °С. [2]

Генеральная совокупность автотранспортных средств разделяется на группы по существенным признакам: тип транспортного средства, конструктивные параметры (полная и снаряженная масса, распределение массы по осям при эксплуатации, тип тормозного привода и тормозных механизмов, тип подвески, тип шин и т.п.), условия эксплуатации (режимы работы, дорожные и транспортные условия). По типам автотранспортных средств распределение в Республике Бурятия следующее:

Таблица 1 - Количество эксплуатируемых АТС [3]

Год	**2013**	**2014**	**2015**
Грузовые автомобили - всего	46459	51734	54069
из них находящиеся в собственности граждан	33232	36430	38174
Автобусы - всего	12553	13330	14167
из них находящиеся в собственности граждан	9998	10435	11083
Легковые автомобили - всего	240904	252870	263967
из них находящиеся в собственности граждан	225099	234078	238976

Из предложенной к рассмотрению совокупности автотранспортных средств наибольший парк составляют легковые автомобили – более 79% от общего парка. Для проведения эксперимента были выбраны легковые автомобили как наиболее представительная группа. Кроме того при выборе данной группы мы руководствовались следующими соображениями:

- менее всего легковые автомобили задействованы в коммерческих перевозках;
- в подавляющем большинстве легковые автомобили имеют одинаковый по типу тормозной привод (объемный гидравлический);
- имеют не столь существенное изменение фактической массы при эксплуатации, в отличие от грузовых автомобилей и автобусов;
- более равномерное распределение массы по осям в процессе эксплуатации;
- более узкий типоразмер шин.

В свою очередь, легковые автотранспортные средства можно разделить на группы по характерным отличиям в конструкции тормозных систем:

- автомобили, имеющие передние и задние барабанные тормозные механизмы, как правило, без антиблокировочной системы;
- автомобили, имеющие передние дисковые и задние барабанные тормозные механизмы, как оснащенные антиблокировочной системой, так и без неё;
- автомобили, имеющие передние и задние дисковые тормозные механизмы, как правило, с антиблокировочной системой;
- автомобили, имеющие постоянный или подключаемый полный привод колес и электронную систему управления режимами трансмиссии и тормозного привода.

В качестве наиболее характерных моделей автотранспортных средств для проведения эксперимента были определены автомобили, имеющие передние дисковые и задние барабанные тормозные механизмы без антиблокировочной системы и автомобили, имеющие передние и задние дисковые тормозные механизмы, с антиблокировочной системой. Для сравнения также была взята модель автомобиля, оснащенная подключаемым полным приводом колес и электронной системой управления режимами трансмиссии и тормозного привода.

Замеры температуры осуществлялись прибором «Testo 110» с температурным поверхностным зондом контактного типа с полупроводниковым чувствительным элементом и погрешностью измерения при температурах до − 30°С составляющей 0,1°С, и 0,2°С при температурах до − 50 °С. Данные о влажности и температуре воздуха в районе проведения испытаний принимались по данным метеостанции г.Улан-Удэ в момент проведения испытаний. По этим же данным отслеживались суточные температурные колебания.

При проведении эксперимента была предложена следующая методика приведения температуры объекта (автомобиля) до равновесного состояния с

температурой окружающего воздуха (или близкого к равновесному состоянию, поскольку при испытаниях наблюдались значительные колебания суточной температуры окружающей среды). Предварительно определялось состояние автомобиля и его шин внешним осмотром, проводились контрольные замеры давления в шинах, затем проверенный автомобиль располагался на открытой площадке для хранения.

Время нахождения на открытой стоянке должно составлять не менее величины времени, определенной предварительными промерами времени достижения объекта равновесной температуры. Это время зависит от величины температуры окружающего воздуха, наличия ветра, наличия прямого освещения солнцем. Для уменьшения влияния ветра и солнечной радиации автомобили устанавливались под сплошным ограждением стояночной площадки с подветренной стороны.

При определении времени достижения автомобилем равновесной температуры с окружающей средой проводились контрольные замеры температуры тормозных механизмов и автомобильных шин и сравнивались с текущей температурой окружающей среды.

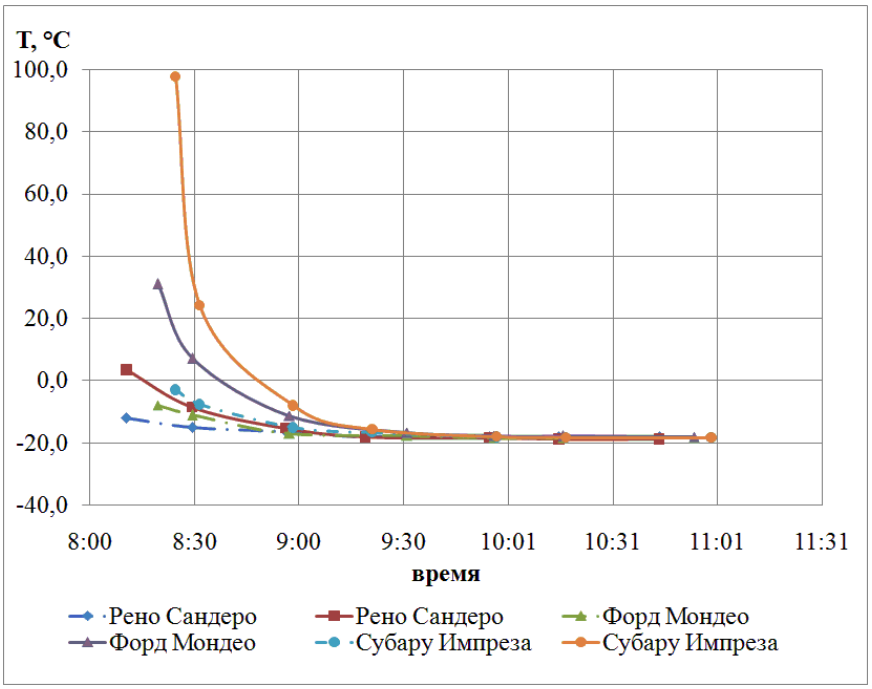


Рис. 1. График контроля температуры при приведении температуры объекта к равновесному состоянию

Полученные данные хорошо согласуются с известным эмпирическим законом охлаждения Ньютона-Рихмана, описывающим тепловой поток между разными телами через температурный напор [4]

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha \times S \times (T_s - T), \qquad (1)$$

где Q − количество теплоты;

S − площадь поверхности тела, через которую передается тепло;

T − температура тела;

T_S − температура окружающей среды;

α − коэффициент теплопередачи, зависящий от геометрии тела, состояния поверхности, режима теплопередачи и других факторов.

По полученным замерам времени были определены минимальные временные интервалы выдержки испытуемых автомобилей в условиях открытой стоянки для проведения эксперимента.

На процесс торможения влияют следующие основные факторы: конструкция тормозной системы и наличие систем повышающих безопасность движения, состояние тормозной системы и автомобильных шин, наличие неисправностей в подвеске автомобиля. Кроме того несомненно, на сам процесс оказывают влияние конструкция и состояние дороги, природные факторы: дождь, снег, гололедица.

Таблица 2 - Рекомендуемое время достижения равновесной температуры при заданных условиях

Температура окружающего воздуха, °С	Временной интервал не менее, мин
–14 … 0 включительно	180
–24 … – 15 включительно	120
–34… –25 включительно	90
–40… –35 включительно	60

Для рассмотрения влияния на процесс торможения природно-климатических факторов, а именно температуры окружающего воздуха, абсолютной и относительной влажности воздуха необходимо нивелировать часть основных факторов. Применение стендового метода с использованием роликового стенда позволяет исключить влияние осадков, а также конструкции и состояния дороги. В этом случае на процесс влияют только конструктивные особенности тормозных систем испытуемых автомобилей, их настройка и регулировка, состояние подвески, состояние и характеристики сцепления автомобильных шин с роликами стенда, настройки и регулировки стенда. Испытания проводились с использованием роликового стенда СТМ 3500М, предназначенного для диагностирования тормозных систем легковых автомобилей.

До проведения испытаний допускались автомобили с отрегулированными тормозными механизмами, шинами, имеющими не более 50%-ый износ протектора с остаточной высотой рисунка протектора не менее 2 мм, без неисправностей в подвеске. Поскольку испытания проводились с отобранными автомобилями без замены испытуемых объектов при

постоянном контроле технического состояния шин, подвески и автомобиля в целом, уровень технического состояния тормозных систем объектов испытания оставался стабильным, соответственно влияние технического состояния автомобилей и конструктивных особенностей автотранспортных средств на эффективность торможения не изменялось и считалось постоянным.

С целью уменьшения разброса показаний и соблюдения технологии проведения стендовых испытаний проводилась ориентация испытуемого автомобиля на роликах стенда с минимально возможными отклонениями от продольной оси симметрии. При проведении проверок сознательно не соблюдалось требование предварительного прогрева и просушки тормозных механизмов, поскольку данная операция оказывает значительное влияние на дальнейшие результаты измерений.

При проведении испытаний контролировались тормозные усилия по колесам одной оси, относительная разность тормозных усилий по колесам одной оси. Производился расчет удельной тормозной силы по колесам одной оси и общей удельной тормозной силы рабочей тормозной системы автомобиля. Темп нажатия на педаль тормоза определялся с момента начала нажатия и до момента блокирования колес или получения максимального тормозного усилия на оси.

Полученные результаты испытаний приведены на рис. 2 и 3. Наблюдаемые зависимости хорошо описываются биномиальными уравнениями.

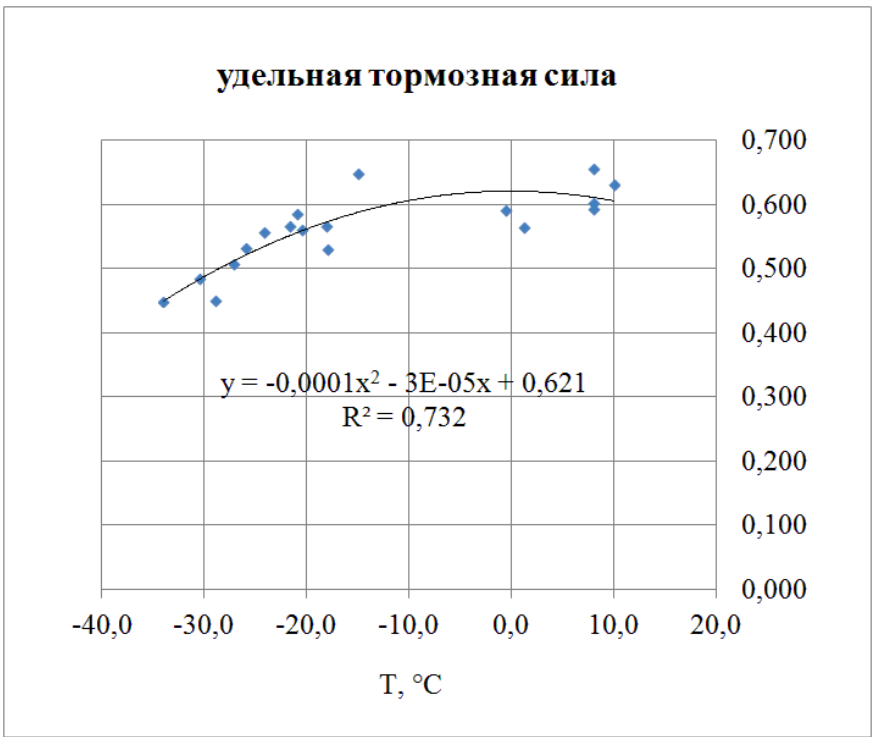


Рис. 2. Результаты измерения удельной тормозной силы для автомобиля Рено Сандеро

Взятая для сравнения модель автомобиля Субару Импреза WRX STI при проведении испытаний не показала стабильного поля распределения результатов по удельной тормозной силе, при этом полученные значения составили не менее 0,82 во всем диапазоне измерения температуры от –28°С до +10°С. Вероятнее всего на результаты торможения повлияли электронные системы управления режимами трансмиссии и тормозного привода.

Для оценки корелляционной зависимости была проведена линеаризация полученных уравнений полиномов второй степени. Полученный индекс корелляции R для автомобиля Рено составил 0,863, для автомобиля Форд 0,808. Данные величины говорят о тесной связи между удельной тормозной силой и температурой окружающей среды. Соответственно средняя ошибка аппроксимации Ā, показывающая качество нелинейного уравнения регрессии описывающего взаимосвязь, составила для автомобиля Рено 7,7%, для автомобиля Форд 1,2%. Рассчитанные индексы детерминации R^2 (0,745; 0,653) и критерии Фишера F (21,95; 5,64) показали удовлетворительное описание связи между показателем тормозной эффективности и температурой окружающей среды предложенными биномиальными уравнениями.

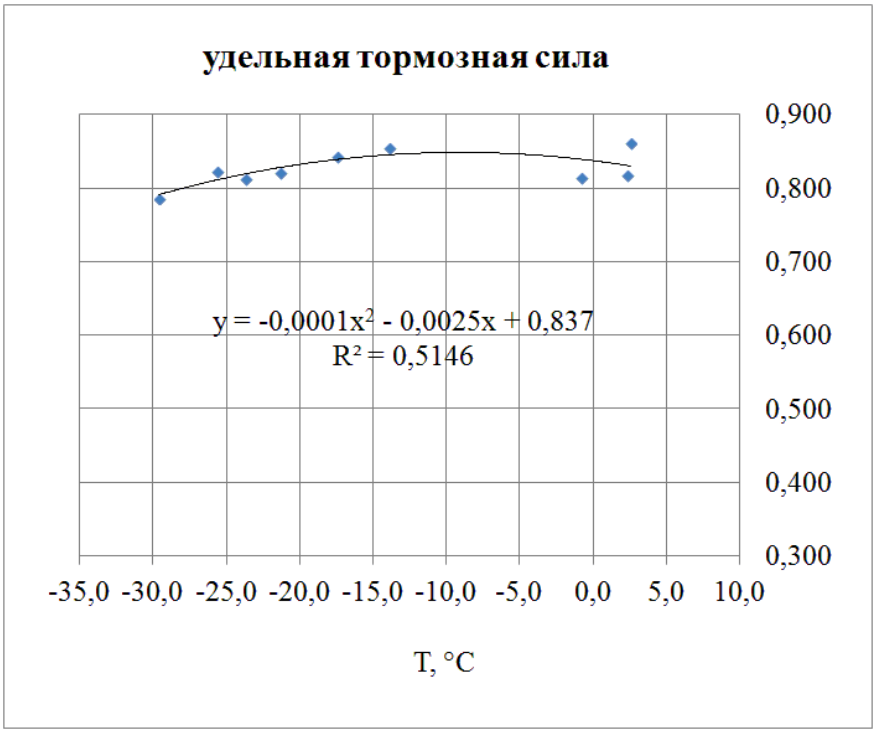


Рис. 3. Результаты измерения удельной тормозной силы для автомобиля Форд Мондео

Таким образом, можно сделать вывод о том что, в эксплуатационных условиях существует определенное снижение эффективности торможения

при понижении температуры окружающего воздуха, оцениваемой по удельной тормозной силе автомобиля.

Список использованной литературы

1. Технический регламент Таможенного Союза 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств»;
2. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Выпуск 23. Бурятская АССР, Читинская область, Л.: Гидрометеоиздат, 1989. — 550 с.;
3. Статистический ежегодник. 2016. Статистический сборник /Бурятстат. - Улан-Удэ, 2016. - 494 с.;
4. Рихман Г. Труды по физике / Г.-В. Рихман ; подгот. текста, вступ. ст. и примеч. и ред. А.А. Елисеева, В.П. Зубова, А.М. Мурзина; ред. тома А.Т. Григорьян; АН СССР, Ин-т истории естествознания и техники — М. : Изд-во АН СССР, 1956. — 711 с.

УДК 629.3.083.4:519.81

МЕТОД АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ, КАК ОПТИМИЗИРОВАННЫЙ МЕТОД ВЫБОРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.А. Лозицкий, И.В. Швецов, А.Н. Ляпин, Ю.А. Власов

Аннотация. *В работе выполнен анализ существующих методов выбора технологического оборудования, показаны принципы выбора и их недостатки. Показана способность метода анализа иерархий, оценивать свойства альтернативных образцов технологического оборудования по критерию относительной важности.*

Ключевые слова: *иерархия; выбор; технологическое оборудование; транспортное средство*

Власов Юрий Алексеевич, д.т.н., доцент, профессор ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: yury2006@yandex.ru, тел.: (+7 3822) 65-31-16

Лозицкий Александр Анатольевич, магистрант ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: lozitskii.a.a@gmail.com, тел.: (+7 3822) 65-31-16

Швецов Иван Валерьевич, магистрант ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: yury2006@yandex.ru, тел.: (+7 3822) 65-31-16

Ляпин Алексей Николаевич, инженер, УТТиСТ ООО «Газпром трансгаз Томск», 634059, Томск, ул. Смирнова 3а, E-mail: reduktor@sibmail.com, факс: (+7 3822) 27-32-71

Правильно выбранное диагностическое оборудование позволяет повысить эффективность обнаружения неисправности у колесных

транспортных средств, а также уменьшить трудоемкость при выполнении диагностических работ. При этом сокращается количество незапланированных технических воздействий на транспортные средства (ТС), снижаются затраты на ГСМ, запасные части и комплектующие материалы. Это в свою очередь приводит к повышению коэффициента технической готовности ТС на предприятии и увеличению экономической эффективности от выполнения транспортной. Структурная и функциональная связи между диагностическим оборудованием и состоянием ТС достаточно очевидны.

Однако оценить предполагаемую эффективность нового диагностического оборудования, на стадии его приобретения для производственно-технической базы транспортного предприятия, бывает сложно, т.к. не всегда существует прямая зависимость между исходными свойствами оборудования и существующими потребностями предприятия, где это оборудование планируется эксплуатировать.

Целью исследований является оптимизация выбора технологического оборудования, обеспечивающая максимальную эффективность при его эксплуатации на предприятии. Задачей исследования является анализ критериев выбора, существующих методов оценки свойств технологического оборудования.

В любой образец технологического оборудования, при его производстве, закладываются как показатели надежности, так и комплекс потребительских свойств. Тогда технологическое оборудование, можно рассматривать как систему с множеством взаимных связей, отражающих эти заложенные свойства. Для систем характерно большое количество компонентов и упорядоченность структуры по иерархиям. Выбор приоритетных свойств, с учетом требований предъявляемых к технологическому оборудованию, должен подчиняться основному требованию – обеспечению эффективности функционирования этого оборудования. Если данные аспекты характеризуются множеством переплетающихся отношений, то использование системного анализа позволит выявить весь комплекс мероприятий, для достижения целей оптимизированного выбора [1].

Каждый образец технологического оборудования образует сложную иерархическую систему потребительских свойств, включающую такие свойства, как:

– назначение (функциональное, классификационное, универсальное);

– надежность (долговечность, безотказность, ремонтопригодность, сохраняемость);

– эргономичность (антропометричность, психофизиологичность, психологичность, гигиеничность);

– эстетичность;

– экологичность;

– безопасность (химическая, механическая, электрическая, электромагнитная, магнитная, радиационная, противопожарная).

Номенклатура эксплуатационных потребительских свойств оборудования, представляется в виде технических характеристик, характеризующих технологические возможности изделия [2, 3]. Техническая характеристика включает следующие данные:

– тип или модель (ручной, переносной, передвижной, стационарный);

– конструктивное исполнение (напольное, настольное, подвесное);

– кинематическое исполнение (характеризует условия эксплуатации);

– параметры обрабатываемого объекта;

– производительность; производительная потребность (зависимость от электросети, наличия воздушных, водяных, масляных магистралей, канализации и др.);

– данные о приводе (вид, мощность);

– габаритные размеры;

– масса.

Выбор основного образца оборудования при оценивании двух и более однотипных моделей производится двумя способами: качественно, по внешним признакам и их отличительным особенностям, и количественно, путем сравнения комплекса показателей, характеризующих различные технические уровни.

Если технические характеристики ряда свойств не могут быть представлены в виде числового значения, то оценка таких свойств оборудования, для условий производства выполняется понятиями «лучше», «хуже» или «на уровне». И получить однозначное мотивированное заключение о выборе оборудования по совокупности свойств технической характеристики сочетанием качественных и количественных оценок в таком случае не представляется возможным. Для оптимизации выбора, качественные показатели следует перевести в количественные, используя специальные математические методы исследования операций.

Тем не менее, существующая практика приобретения технологического оборудования предполагает предприятиям использовать расчетные или экспертные методы выбора конкретных моделей оборудования по следующим критериям [2]:

– одному доминирующему для данного предприятия техническому параметру ТС;

– совокупности технических параметров оборудования;

– средневзвешенному показателю качества оборудования;

– интегральному показателю качества.

Выполненный анализ критериев, которые обеспечивают оценку свойств технологического оборудования, показывает несостоятельность многих общепринятых методов выбора.

Критерий одного доминирующего параметра технологического оборудования выбирается из группы потенциально равноценных образцов,

приемлемых для приобретения. В данном случае из совокупности потребительских свойств выбирается доминирующий для производства параметр, затем по этому параметру ранжируется данная группа оборудования и по максимальному значению показателя производиться выбор.

Однако, неверно выбранный доминирующий критерий в условиях неопределенности (например, диагностирование ТС в отрыве от производственной базы) может изменить приоритет выбора оборудования, и выбранный образец будет невозможно использовать по своему функциональному назначению.

Критерий совокупности технических параметров оборудования применяется тогда, когда все параметры оборудования одинаково влияют на его выбор.

Единичными техническими показателями выбора могут быть значения из технических характеристик и их показатели эффективности. Такой выбор предполагает принять за образец какую-либо модель из группы сравниваемого оборудования. Оценка критерия выбора производится отношением совокупности технических параметров для каждой анализируемой модели к такому же значению образцовой модели [2]

$$q_i = \frac{P_i}{P_A}, \qquad (1)$$

где P_i – показатель анализируемого изделия;

P_A – показатель образцового изделия.

Такие показатели являются основанием для построения циклограмм. Для образцового оборудования показатели качества технических параметров равны единице. Циклограммы технических уровней образцов оборудования, строятся в осях их технических параметров. Считается, что если у циклограммы одного оборудования площадь больше других образцов, то технический уровень такого оборудования высокий. Это является основанием для выбора модели оборудования.

Универсализация и портативность ряда современного диагностического оборудования может в принципе изменить подход к использованию циклограмм. Показатели качества таких образцов оборудования с уменьшением их числового значения по осям циклограммы не ухудшают, а улучшают их функциональные возможности. В этих случаях выбор лучшей модели из ряда образцов диагностического оборудования окажется неверным.

Критерии средневзвешенных показателей качества технологического оборудования целесообразнее использовать в тех случаях, когда единичные технические параметры оборудования по-разному влияют на технический уровень. Значение средневзвешенного показателя качества определяется

суммированием произведений единичных безразмерных показателей технического состояния на их коэффициент весомости. Если согласно экспертным оценкам учесть, что суммарный коэффициент весомости равен единице (т.е. $\sum \alpha_i = 1$), то весовой метод оценки выразится формулой

$$K = \sum_{i=1}^{n} q_i \alpha_i , \qquad (2)$$

где q_i – показатель, характеризующий i-е свойство образца оборудования;

α_i – коэффициент весомости данного свойства в оценке качества образца оборудования.

Если безразмерные показатели качества образцов оборудования можно определить, исходя из значений технических характеристик, то для определения коэффициентов весомости требуется группа опытных экспертов с единым мнением. Такая постановка вопроса может значительно усложнить выбор образца технологического оборудования при отсутствии группы экспертов или опыта у потребителя, который неверно понимает значимость показателей качества.

Выбор модели из группы однотипного оборудования производится по самому большому показателю средневзвешенного значения.

Но выбор по максимальному критерию средневзвешенного значения показателя качества не всегда удобен. Безразмерный показатель качества, который характеризует свойства каждого образца диагностического оборудования, может в большей степени влиять на выбор модели, чем вес ее единичных показателей. При выборе из ряда равнозначного оборудования, лучшую модель, которая принципиально отличаются от аналогов, можно поставить на последнее место приоритетов по формальному признаку. Таким образом, метод выбора оборудования по критериям средневзвешенного показателя качества не даст обоснованного заключения для приобретения лучшего образца оборудования.

Критерий интегральных показателей качества оборудования устанавливает соотношение «цена – качество», и определяется отношением средневзвешенного показателя качества к затратам на приобретение и эксплуатацию оборудования – $И = K/З$.

Выбор образца технологического оборудования осуществляется по максимальному критерию интегрального показателя качества.

Однако, формальный критерий средневзвешенного показателя качества, не всегда отражает лучшие стороны технического изделия. Выбор образца оборудования с учетом затрат может иметь оценку не соответствующую существующим потребительским свойствам оборудования.

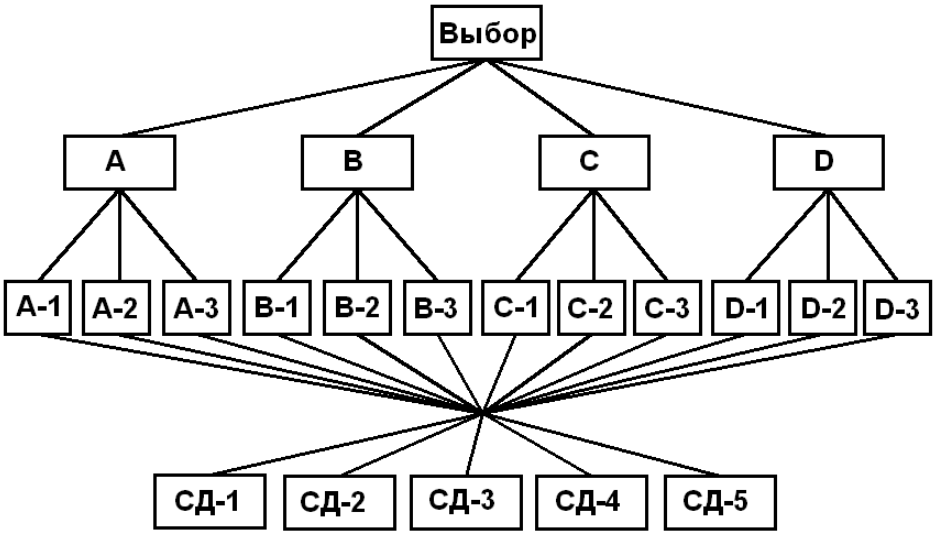
Рассмотренные методы не дают однозначного обоснованного мотивированного заключения при выборе технологического оборудования из группы однотипных и равнозначных моделей разных производителей. В большей степени перечисленные методы подходят к выбору однотипного технологического оборудования близкого по своим технически характеристикам и цене. При этом однотипное оборудование, принципиально отличающееся между собой техническими характеристиками и исполнением, может показывать худшие критерии для выбора при лучших функциональных возможностях.

Становится ясно, что принятие решения выбора оборудования из совокупности однотипных изделий является многофакторной, многокритериальной задачей, трудно поддающейся формализации. Мотивированное заключение по сопоставлению совокупности качественных (стационарный – передвижной, напольный – настольный и т.п.) и количественных показателей (масса, время, площадь, напряжение и т.п.) в виде единственного критерия выбора вообще не представляется возможным.

Одним из методов практического преодоления выше названных трудностей при выборе технологического оборудования, принимается *критерий относительной важности показателей качества*, который базируется на методе анализа иерархий (МАИ) [4]. МАИ позволяет оценить эффективность использования технологического оборудования еще на стадии выбора. Для этого оцениваются критерии, которые позволят измерить степень максимального соответствия для производственной структуры из группы альтернативного оборудования [5].

Критерии и альтернативы составляют взаимосвязанные уровни иерархии. Для выявления полного набора элементов каждого уровня, предполагается, что элементы этих уровней могут группироваться в несвязанные множества. Элемент каждой группы может влиять на элемент следующей группы, но сам находиться под влиянием предшествующей группы.

На рис. 1 представлено дерево целей, структурирующее выбор портативных средств диагностирования (СД) ТС по параметрам работающего масла. Принцип действия средств диагностирования основан на измерении электрофизических параметров диэлектрической проницаемости среды работающего масла, отобранного из агрегатов ТС с замкнутыми системами смазки.



A – технические показатели; B – технологические показатели; C – эксплуатационные показатели; D – экономические показатели; A1 – уровень автоматизации; A2 – размеры приборов; A3 – объем пробы; B1 – производительность; B2 – вид измерения; B3 - параметры диагностики; СД1 – ИКМ-2; СД2 – SX-300; СД3 – АК-12; СД – АК-4; СД5 – АК-3.

Рис. 1. Дерево целей для выбора средств диагностирования

Информация при анализе критериев выбора должна иметь минимальные потери, чтобы не позволить образцам оборудования с лучшими потребительскими свойствами быть отнесенными к худшим моделям. Изменения этих свойств меняют информационное представление об оборудовании. И если такие изменения нарушают связи между элементами одного уровня иерархии до полного их отсутствия, то они все равно взаимосвязаны через вышестоящие уровни.

Оценка иерархической структуры осуществляется методом парного сравнения элементов и выявлением коэффициента относительной важности одних элементов по отношению к другим. При заданных элементах уровня альтернатив (C_i, C_j) строится матрица парных сравнений относительно этой цели $A=(a_{ij})$[4].

Значения парных суждений a_{ij} определяют по весу (преимуществу) диагностических объектов ω_i в зависимости от числового значения элемента сравнения a_{ij}, полученного путем суждения лица принимающего решение о выборе. Собственный вектор является критерием относительной важности, в соответствии с которым осуществляется выбор. Определение максимального или главного собственного значения λ_{max} матрицы A, упорядочивает собственный вектор ω_i и является мерой согласованности суждений или пропорциональности предпочтений.

Чем ближе λ_{max} к числу выбираемых объектов *n*, тем более согласован результат. Отклонение от согласованности может быть выражено величиной индекса согласованности *ИС*. Если $ИС \leq 0{,}1$, то высказанные суждения справедливы для всех уровней иерархии, и величина с максимальным значением критерия относительной важности покажет тот образец диагностического оборудования, который будет оптимально подходить под соответствующие условия выбора.

Оценить оптимальность выбора можно путем иерархического расчета вектора приоритетов относительной важности для каждой матрицы группы показателей, которые в свою очередь, являются векторами-столбцами следующей матрицы. Следовательно, умножая матрицу, справа на вектор-столбец матрицы высшего уровня, взвешивается вектор приоритетов и получается вектор-столбец для низшего уровня иерархической структуры. Таким образом, прослеживается взаимосвязь от высшего уровня фокусировки проблемы, до выбора лучшего образца из низшей группы альтернативного оборудования, через конкретизированные (разъясняющие) критерии промежуточных уровней.

Критерий относительной важности, при выборе средств диагностирования (рис. 1), имеет следующий результат: АК-3 – 1 %; АК-12 – 11 %; АК-4 – 7 %; SX-300 – 38 %; ИКМ-2 – 43 % [6]. Оптимальным является анализатор качества масла ИКМ-2. Прибор универсален, а при его портативности, низкой стоимости и высокой производительности, способен диагностировать системы охлаждения, питания, очистки воздуха и масла двигателя, определять повышенные износы и степень окисления масла.

Вывод. МАИ позволяет по элементам парного сравнения не только выбрать наилучший образец технологического оборудования, но и оценить его эффективность функционирования в условиях производства. МАИ достаточно прост для понимания инженера, а оптимальным использованием такого метода будет его автоматизация, которая может базироваться на специальном пакете программ, или же на общедоступном приложении Excel. Это в свою очередь позволит моделировать различные производственные ситуации в зависимости от меняющихся целей. МАИ является универсальным приложением системного анализа и его применение возможно для выбора любых образцов технологического оборудования автотранспортных предприятий.

Список используемой литературы:

1. Перегудов Ф.И. Основы системного анализа / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – Томск: Изд-во НТЛ, 2001. – 396 с.

2. Першин В.А. Типаж и техническая эксплуатация оборудования предприятий автосервиса / В.А. Першин [и др.]. – Ростов н/Д: Феникс, 2008. – 413 с.

3. Власов Ю.А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования / Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко. – Томск: Изд-во Томск. архит.-строит. ун-та. 2004. – 277 с.

4. Саати Т.Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий: Пер. с англ. – М.: «Радио и связь», 1993. – 320 с.

5. Власов Ю.А. Оптимизация выбора диагностического оборудования // Автотранспортное предприятие. – 2012. - №8. – С. 31-33.

6. Власов Ю.А. Оптимизация выбора и эффективность использования диагностического оборудования / Ю.А. Власов, А.Н. Ляпин // Вестник Кузбасского государственного технического университета, 2012. – №2. – С. 12–18.

УДК 629.3

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФИРМЕННОГО СЕРВИСА ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, СОБИРАЕМЫХ НА ТЕРРИТОРИИ РФ ИЗ МАШИНОКОМПЛЕКТОВ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ

Д.В. Дубовский, С.П. Озорнин

Аннотация. *В статье приведены данные, полученные в результате сравнительного исследования эксплуатационных качеств автотранспортных средств, собираемых на территории РФ из машинокомплектов иностранных фирм, и автомобилей, поставляемых на территорию Забайкальского края головными заводами зарубежных автопроизводителей. Дана оценка эффективности фирменного сервиса грузовых автомобилей «Гуран».*

Ключевые слова: *фирменный сервис, удаленный контроль, ограниченные ресурсы, машинокомплекты, автопроизводители.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин Забайкальского государственного университета, профессор кафедры строительных и дорожных машин. 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, тел. раб.: 8(3022)-41-73-16, тел. моб.: 8-914-481-41-13

Дубовский Дмитрий Викторович, аспирант кафедры СДМ Забайкальского государственного университета, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул Александро-Заводская, 30, E-mail: dima86_86@bk.ru, тел. моб.: 8-914-465-92-68,

Возможность получения гарантированного и эффективного фирменного обслуживания должна быть обеспечена любым производителем автомобилей для приобретателей его продукции – это установлено законодательно. Повышение конкурентоспособности фирменного сервиса грузовых автотранспортных средств (ГАТС) неразрывно связано с необходимостью широкого внедрения ресурсосберегающих технологий.

Производство и сбыт автомобилей в регионах с ограниченными ресурсными возможностями не освобождает производителей от обязанности организовать *фирменное сервисное обслуживание* (ФСО). Однако его организация в условиях ограниченных ресурсов для производителя весьма проблематична. Даже передача функций ФСО сторонним СТО не решает проблемы.

Организация собственной сети предприятий ФСО сталкивается, прежде всего, с проблемой оснащения производства оборудованием, особенно диагностическим. Общее удорожание оборудования не дает возможности полностью укомплектовать фирменные СТО. Однако и оснащенные СТО могут выполнять только периодическое диагностирование, которое не выполняет предупредительной функции, даже при сокращении его периодичности [1].

ФСО должно обеспечивать поддержание и сохранение качественных характеристик автомобилей в период их эксплуатации.

С 2010 г. на 88-м центральном авторемонтном заводе (г. Чита) собираются первые в современной истории автомобили Забайкальского края под звучным и патриотичным названием «Гуран». Комплектующие для них поставляются крупнейшей китайской автомобильной компанией «Dongfeng». Еще до начала мелкосерийной сборки автомобили фирмы «Dongfeng» были адаптированы к забайкальским дорожным и климатическим условиям эксплуатации. В настоящее время совершенствование модели происходит постоянно и всё больше «Гуранов» выезжают на дороги Забайкалья и других прилегающих регионов [2].

По поводу сборки и качества, как самих машин, так и агрегатов в частности, у владельцев автомобилей складываются разные мнения, как положительные, так и отрицательные. В основном все претензии начинают проявляться в процессе эксплуатации, поскольку существенное влияние начинают оказывать качество сборки, качество дорожного покрытия, квалификация водителей а также суровый климат.

Процесс сборки автомобиля достаточно длителен и сложен, особенно когда это происходит на заводе с мелкосерийным производством, где основная часть работы в руках мастеров, сборщиков (людей), а не автоматизированная линия сборки (машины, роботы). После продажи автомобиля, в процессе эксплуатации, могут возникать различные отказы, особенно на первых 3 тыс. км пробега. Это говорит о наличии дефектов комплектующих частей, или же неправильной их установке. Эти случаи

относятся к гарантийным и непосредственно связаны с качеством сборки. В свою очередь, это сказывается на эффективности работы системы ФСО.

С целью выявления проблем, создаваемых эксплуатантам отечественным сборщиком-производителем ГАТС, было решено провести небольшое исследование. Поскольку сравнить ГАТС «Гуран» с его аналогом, собираемым фирмой «Dongfeng» в Китайской народной республике, оказалось, по целому ряду причин, невозможно, было решено сравнение выполнить с легковыми автомобилями, поставляемыми в Забайкальский край головными заводами зарубежных автопроизводителей и получающих фирменное сервисное обслуживание. Со скидкой на некоторую некорректность подобных сравнений появилась возможность представить общую картину изучаемой ситуации.

В результате анализа отказов, возникших в процессе эксплуатации у 4-х марок автомобилей на пробеге до 3-х тыс. км (за период с 2013 по 2016 гг.), таких как TOYOTA, MMC, NISSAN и Гуран, получены следующие данные (**рис. 1, 2, 3, 4**):

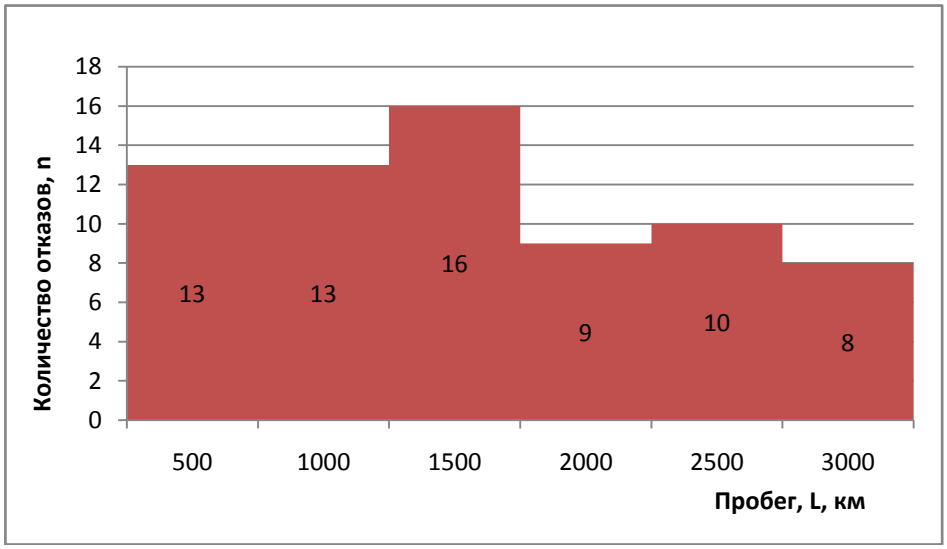


Рис. 1. *Гистограмма зависимости количества отказов АТС «Гуран» от пробега*

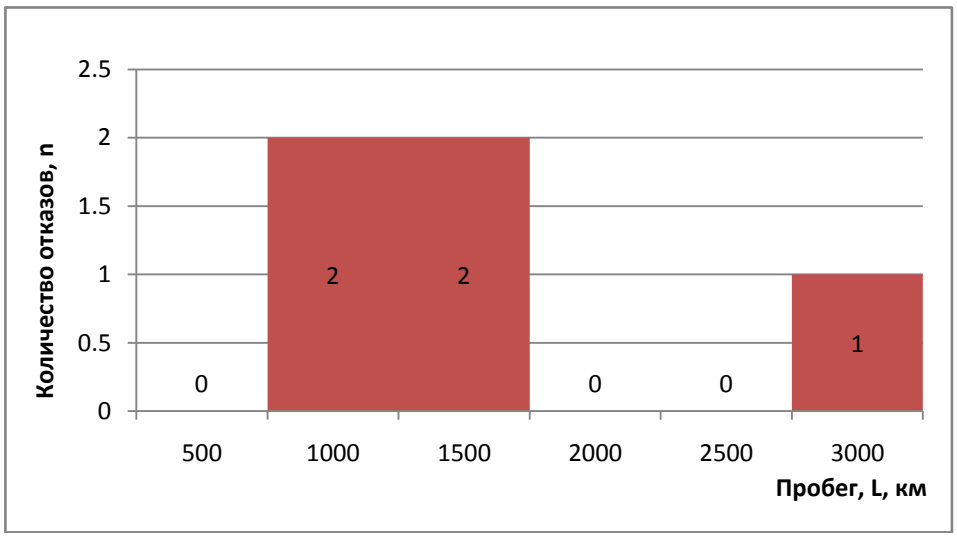


Рис. 2. *Гистограмма зависимости количества отказов АТС «ММС» от пробега*

Приведенные гистограммы показывают, что количество отказов у грузового автомобиля «Гуран» значительно выше, чем у других автомобилей, собранных на головных заводах зарубежных автопроизводителей. В этом состоит основное отличие ручной сборки от заводской, в значительной её части – автоматизированной.

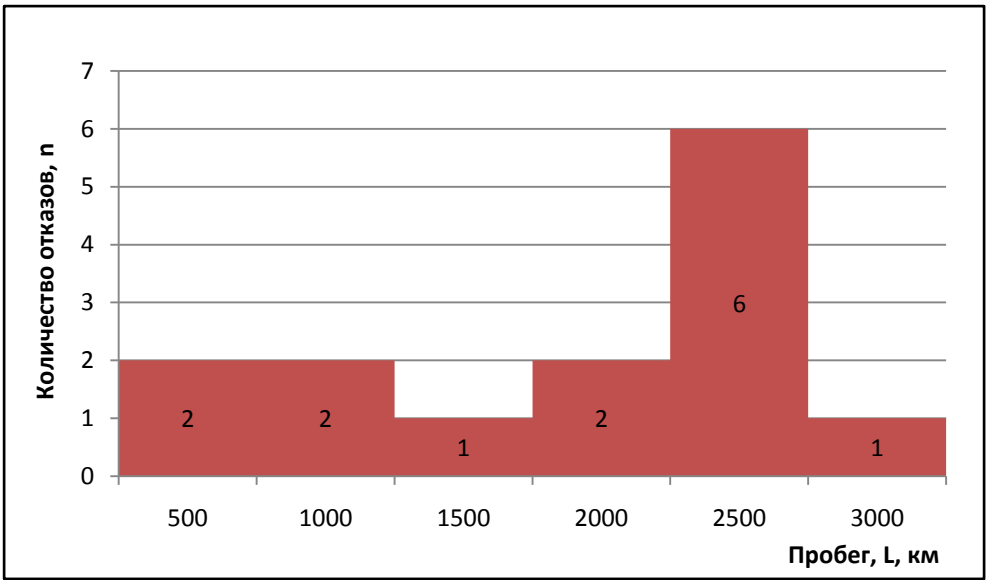


Рис. 3. *Гистограмма зависимости количества отказов АТС «NISSAN» от пробега*

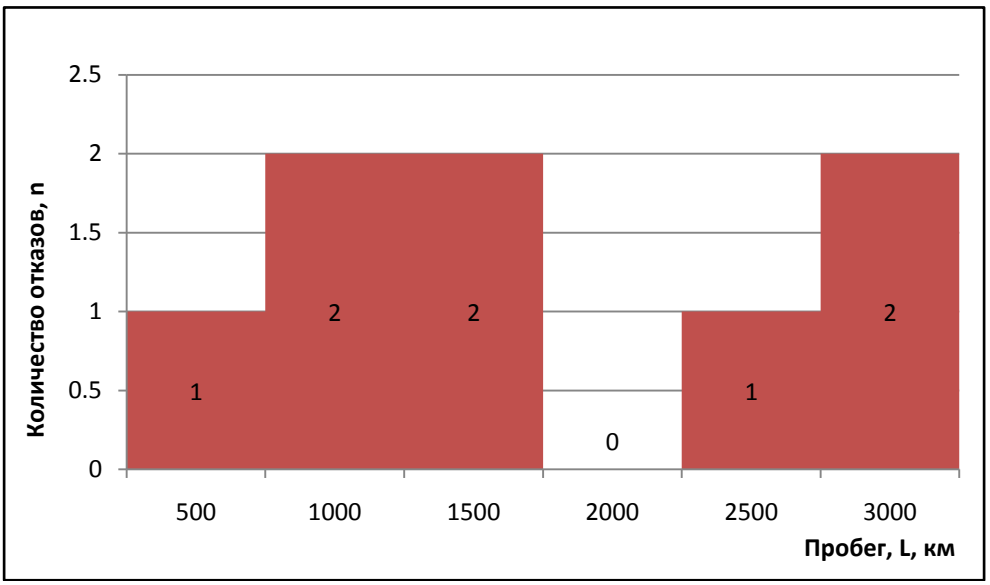


Рис. 4. *Гистограмма зависимости количества отказов АТС «TOYOTA» от пробега*

Одним из основных направлений на современном этапе развития автомобильного сервиса является планирование этапов и объемов фирменного технического обслуживания с использованием новых информационных технологий. Распространенные стандартные процедуры технических воздействий не в полной мере подходят для автомобилей «Гуран». Режимы ТО и ремонтов должны быть подобраны, рассчитаны и применены к каждому автомобилю индивидуально, в зависимости от условий эксплуатации, уровня нагрузочного воздействия, климатических условий, качества дорожного полотна и т. д. [4, 5].

Для проведения исследований и получения результатов оценки эффективности фирменного сервиса, более 50 грузовых АТС «Гуран» были оснащены приборами удаленного контроля над параметрами двигателя и электрооборудования, а также дополнительными датчиками расхода топлива и адаптерами для преобразования полученных результатов в электронный вид [2, 3]. Это позволило дать, на первых порах, общую оценку условий эксплуатации автомобилей на дорогах Забайкальского края. Во-вторых, появилась возможность определять накопленную величину нагрузочного воздействия на каждый автомобиль индивидуально в процессе его эксплуатации. Это дало возможность, в свою очередь, для каждого автомобиля формировать индивидуальную программу технического обслуживания. Кроме этого, в системе ФСО при планировании технических воздействий осуществляется прогнозирование величины остаточного ресурса, как для отдельных узлов и агрегатов автомобиля, так и для автомобиля в целом.

Внедрение результатов исследования в группе компаний «Забайкальский автомобильный завод» (ЗабАЗ) позволило оценить эффективность применения комплекса средств непрерывного контроля

условий эксплуатации и изменений технического состояния грузовых автомобилей «Гуран» (в рамках формируемой системы ФСО) [2, 3, 6]. По сравнению с общепринятыми нормами выполнения процедур фирменного сервиса, скорректированные программы ФСО ГАТС «Гуран» позволяют заводу экономить до 20 % средств, выделяемых на организацию фирменного сервиса.

Список использованной литературы:

1. Озорнин, С.П., Дубовский Д.В. Совершенствование программно-аппаратных средств диагностирования автомобилей производства Забайкальского автомобильного завода // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика: мат-лы 90-й междунар. научно-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (Иркутск, 9 – 10 апреля 2015 г.). – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. – С. 58 – 63.
2. Озорнин С.П., Яковлев А.Г., Дубовский Д.В. Особенности организации фирменного сервиса грузовых автомобилей, собираемых в России из импортных комплектов [текст]: Состояние и перспективы развития социально-культурного и технического сервиса: мат-лы 2-й Всероссийской н.-п.к. с междунар. участием (Бийск 24 – 25 апреля 2014 г.). – Бийск, Изд-во Алт. гос. техн. ун-та им. П.И. Ползунова, 2014. Ч. 1. – С. 178 -182.
3. Озорнин С.П., Яковлев А.Г., Дубовский Д.В. Формирование информационно-аналитической модели холдинга по производству и фирменному обслуживанию автомобилей в регионе с ограниченными ресурсами и сбытом продукции [текст]: Вестн. Иркутского гос. техн. ун-та, № 4(87). – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. № 4(87). – С. 225 – 230.
4. Озорнин С.П., Бердников И.Е., Дубовский Д.В. Совершенствование методики оценки изменений технического состояния автотранспортных средств и определения основных показателей их надежности // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатора роста экономики государства. Междунар. науч.-практ. конф. (7 – 8 апреля 2016 г.). – Красноярск: СФУ, 2016. – С. 448 – 454.
5. Озорнин, С.П., Бердников И.Е., Дубовский Д.В. Совершенствование диагностирования технического состояния машин, эксплуатируемых в условиях Забайкальского края // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика: материалы 90-й Междунар. науч.-техн. конф. ААИ: сб. тр. – Иркутск: ИрНИТУ, 2015. – С.
6. «Чита.Ру» и «Диверсант» испытали новый «Гуран» http://articles.chita.ru/45332/

УДК 629.113

ПРОБЛЕМЫ ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ ВНЕДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

И.М. Блянкинштейн, А.С. Кашура,
Е.С. Воеводин, А.М. Асхабов, С.В. Бояркин

Аннотация. *В статье приведен анализ требований, предъявляемых к внедорожным транспортным средствам (ВТС). Установлено отсутствие возможности регистрации ВТС, изготовленных в порядке индивидуального технического творчества, в системе Гостехнадзора, а также наличие избыточных требований к прочности кабин ВТС. Даны рекомендации о необходимости корректирования законодательства и нормативно-технической документации путем введения категории «единичная самоходная машина» и введение порядка оценки и подтверждения их соответствия по упрощенным требованиям.*

Ключевые слова: *оценка соответствия, внедорожное транспортное средство, снегоболотоход, самоходная машина, прочность кабины, индивидуальное техническое творчество.*

Блянкинштейн Игорь Михайлович, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79, E-mail: blyankinshtein@mail.ru, тел./факс +7 (391) 249-82-85

Кашура Артем Сергеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79, E-mail: arka-23@mail.ru, тел./факс +7 (391) 249-82-85,

Воеводин Евгений Сергеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79, E-mail: ves_1981@mail.ru, тел./факс +7 (391) 249-82-85,

Асхабов Андрей Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79, E-mail: ashabovam@mail.ru, тел./факс +7 (391) 249-82-85

Бояркин Сергей Валентинович, аспирант кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79, E-mail: seregarus38@mail.ru, тел./факс +7 (391) 249-82-85,

Значительная часть территории Российской Федерации относится к районам Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока. Данные регионы занимают более 70 % территории страны и характеризуются суровым климатом, транспортной удаленностью от экономических центров, неразвитостью инфраструктуры, а также малой заселенностью. Тем не менее стоит отметить, что в освоении Крайнего Севера наша страна занимает лидирующие позиции: большая часть населенных пунктов и городов Земли находятся за чертой полярного круга именно в России.

В настоящее время идет систематическое и планомерное промышленное освоение, а также заселение районов Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока. При этом одним из важнейших факторов, которые тормозят экономическое развитие наших северных регионов, является транспортная проблема: значительная удаленность территорий от наземных путей сообщения, приводящая к нестабильности поставок для местного населения; сложности транспортного сообщения между населенными пунктами; замедление (вплоть до приостановки) обмена трудовыми и иными ресурсами.

В таких условиях разработка, внедрение и эксплуатация транспортных средств и самоходных машин повышенной проходимости, обеспечивающих возможность производственной деятельности и транспортного сообщения, является приоритетной задачей для освоения и развития северных регионов.

Внедорожные транспортные средства (ВТС), специально предназначенные для эксплуатации в тяжелых климатических и дорожных условиях, выпускаются как российскими, так и зарубежными производителями. Наиболее известными из них являются ООО НПФ ТРЭКОЛ (г. Москва, Россия), ООО «Глобал Терраника» (г. Москва, Россия), ООО «Атон Импульс» (г. Набережные Челны, Россия), ООО «Северный технопарк» (г. Череповец, Россия), ОАО ПСА «БРОНТО» (г. Тольятти, Россия), ООО «АВТОРОС» (п.г.т. Новозавидовский, Тверская обл., Россия), Arctic Trucks (Исландия) и др.

Стоит отметить, что при фактическом наличии организаций, изготавливающих и реализующих ВТС на территории нашей страны, стоимость их продукции достаточно велика, например:

ВТС ООО НПФ ТРЭКОЛ – стоимость самого доступного «ТРЭКОЛ-Лесник-Д (лайт)» от 780 000 руб., более дорогой модели «ТРЭКОЛ-39294» от 3 030 000 руб.;

ВТС ООО «Глобал Терраника» – «TERRANICA DREAMTRACK» от 3 490 000 руб.;

ВТС ООО «Атон Импульс» – «Aton Viking» от 3 000 000 руб.;

ВТС ООО «Северный технопарк» – стоимость самого доступного «Пелец Мини III» от 498 000 руб., более дорогой модели «Пелец Транспортер» от 884 000 руб.;

ВТС ОАО ПСА «БРОНТО» – стоимость моделей серии «МАРШ» начинается примерно с отметки 1 250 000 руб.;

ВТС ООО «АВТОРОС» – стоимость самого доступного «MYL» от 2 710 000 руб., более дорогой модели «Шаман» от 9 450 000 руб.;

ВТС Arctic Trucks – стоимость наиболее распространенных моделей AT38 и AT44 (на базе Toyota Hilux (в т.ч. 6 х 6) и Toyota LC150) в зависимости от комплектации может достигать 6 000 000 руб.

Имеются также и другие заводы-изготовители ВТС, которые выпускают серийные образцы транспортных средств для эксплуатации в тяжелых климатических и дорожных условиях. Тем не менее стоимость подобной техники в исполнении ВТС для жителей Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока в основном является запредельной, в результате чего она пока недоступна для массового российского потребителя.

В сложившейся ситуации выходом из положения стало самодеятельное техническое творчество населения в области создания ВТС. Местные «Кулибины» всегда были в российской глубинке. Их деятельность содержит социальный (человек занят делом, не ведет асоциальный образ жизни), образовательный (воспитываются грамотные механики, водители, инженеры и специалисты в области разработки и эксплуатации транспортных средств и самоходных машин), экономический (позволяет извлекать ресурсы для жизнедеятельности) и другие аспекты.

В части ВТС требования (ссылки на них) к изготовителям и конструкции машин содержатся в техническом регламенте Таможенного союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования». И, как ни странно, данный регламент в соответствии со статьями 9 и 11 предусматривает подтверждение соответствия только серийной продукции или ее партий. Таким образом, изготовление единичных (в одном экземпляре) ВТС в инициативном порядке физическими лицами становится практически невозможным.

Аналогичный регламент, но применяемый для колесных транспортных средств (автомобильной техники) – ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств», данного недостатка лишен. Он содержит определение «единичное транспортное средство» – *транспортное средство:*

– изготовленное в государствах – членах Таможенного союза:

в условиях серийного производства, в конструкцию которого в индивидуальном порядке были внесены изменения до выпуска в обращение; или

вне серийного производства в индивидуальном порядке из сборочного комплекта; или

являющееся результатом индивидуального технического творчества; или

выпускаемое в обращение из числа ранее поставленных по государственному оборонному заказу;

– ввозимое на единую таможенную территорию Таможенного союза:

физическим лицом для собственных нужд; или

ранее участвовавшее в дорожном движении в государствах, не являющихся членами Таможенного союза, при условии, что с момента изготовления транспортного средства прошло более трех лет».

Такие транспортные средства, изготовленные в порядке индивидуального технического творчества, проходят оценку соответствия по упрощенным в сравнении с серийно-изготавливаемыми транспортными средствами требованиям (Приложение № 4 ТР ТС 018/2011) и в случае положительного прохождения испытаний в аккредитованной испытательной лаборатории получают свидетельство о безопасности конструкции транспортного средства (СБКТС), на основании которого затем получают Паспорт транспортного средства в органах ГИБДД.

Аналогичная процедура была бы актуальной и для ВТС, изготовленных в порядке индивидуального технического творчества. В связи с этим необходимо устранить пробел, касающийся отсутствия понятия «единичная самоходная машина» в ТР ТС 010/2011. С этой целью видится рациональным введение поправок в ТР ТС 010/2011 в части определения таких «единичных самоходных машин» и формирование раздела для оценки их соответствия по усеченному перечню требований.

Дополнительным фактором, препятствующим возможности легализации ВТС, изготовленных в российской глубинке, стал документ, вступивший в действие в системе Гостехнадзора (а именно это ведомство сегодня осуществляет выдачу паспортов самоходных машин и их регистрацию) в марте 2016 года. Согласно ему регистрации подлежат самоходные машины, производитель которых внесен в единый реестр производителей Таможенного союза. Этим документом всей многочисленной армии «самодельщиков» по сути было отказано в праве существования.

При ближайшем рассмотрении конструкции ВТС становится ясным, что в подавляющим большинстве случаев данные машины подпадают под требования ГОСТ Р 50943–2011 «Снегоболотоходы. Технические требования и методы испытаний» (продукция «Снегоболотоходы, снегоходы и прицепы к ним» включены в п. 2 Приложения № 3 ТР ТС 010/2011).

ГОСТ Р 50943–2011 распространяется на самоходные внедорожные транспортные средства с колесными и гусеничными движителями (далее – снегоболотоходы) и прицепы к ним, сконструированные и предназначенные для использования вне дорог общей сети и имеющие возможность движения по глубокому снежному покрову, а также (при отсутствии точек опоры на опорную поверхность в виде лыж) по грунтам со слабой несущей способностью, в т. ч. по болотам. Однако, как указано в области применения, данный ГОСТ не распространяется на снегоболотоходы, изготовленные в порядке индивидуального творчества. Другие нормативные документы, открывающие возможность пройти оценку соответствия для «самодельных» ВТС, отсутствуют.

Детальный анализ ГОСТ Р 50943–2011 показал, что помимо необходимого и достаточного перечня технических требований к

снегоболотоходам он имеет и избыточные. Это, например, касается избыточных (с точки зрения авторов) требований к прочности кабин, которые в условиях не только индивидуального, но и реального производства ВТС проверить и подтвердить достаточно сложно:

«*4.9. Защита водителя и пассажиров при переворачивании*

4.9.1. Снегоболотоходы, не имеющие закрытого кузова/кабины, собственная масса которых превышает 400 кг, должны быть оборудованы устройством, защищающим водителя и пассажиров при опрокидывании. Величина перемещения нагружающего устройства с момента контакта с защитным устройством при испытании в соответствии с 5.3 не должна превышать 130 мм.

4.9.2. Снегоболотоходы, имеющие закрытый кузов/кабину, должны выдерживать испытание в соответствии с п. 5.3, при этом деформация кузова/кабины не должна превышать 130 мм.

…

5. Методы испытаний

…

5.3.4. Нагружающее устройство должно представлять собой плоскую жесткую плиту размерами 1 829 х 762 мм. Направляющий аппарат плиты должен обеспечивать ее перемещение вдоль оси, перпендикулярной плоскости плиты, со скоростью не более 13 мм/с до момента контакта с поверхностью кузова/кабины.

5.3.5. Усилие на нагружающем устройстве должно составлять

$$F = 1{,}5 m_c \cdot g, \tag{1}$$

где F *– усилие на нагружающем устройстве, Н;*
m_c *– собственная масса снегоболотохода, кг;*
g *– ускорение свободного падения, 9,8 м/с*^{2}.

5.3.6 Провести поочередно испытания, нагружая переднюю и боковую кромки крыши кузова/кабины нагружающим устройством, перемещающимся под углами, соответственно, 5° и 25°, как указано на рисунке».

Как показывает практика, большинство ВТС имеют компоновку, аналогичную грузовым автомобилям, т. е. имеют несущую раму, вследствие чего их конструкционная масса является довольно значительной и составляет в зависимости от конкретного образца от 2 т и более, зачастую значительно. При этом многие производители ВТС с целью снижения конечной стоимости берут за основу серийные автомобильные компоненты (кабина, рама, грузовая платформа и т. д.).

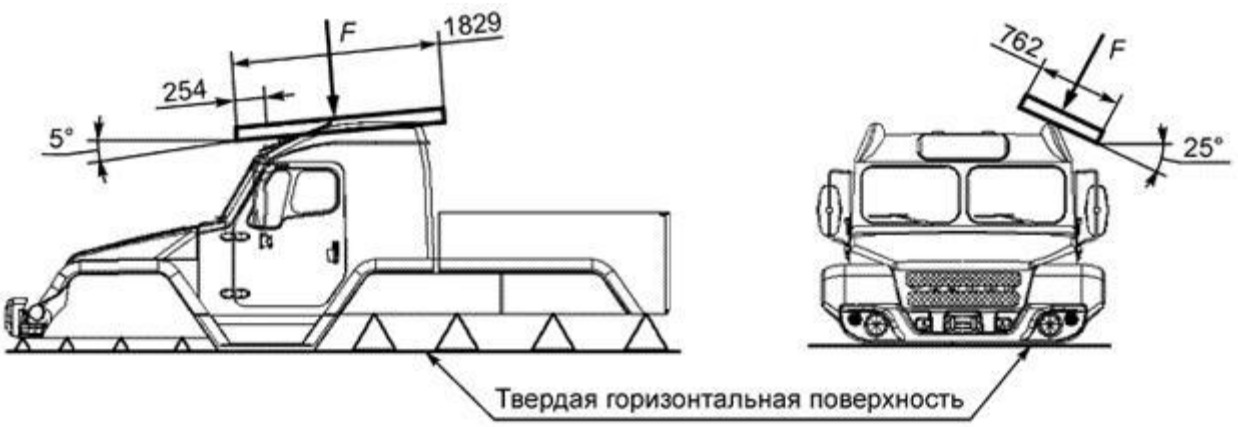


Рис. 1. Схема испытания защитных свойств кузова/кабины (ГОСТ Р 50943–2011)

Требования к кабинам автомобилей содержатся в Правилах ЕЭК ООН № 29 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты лиц, находящихся в кабине грузового транспортного средства», а именно, п. 5. «Прочность крыши» Приложения № 3 Правил ЕЭК ООН № 29:

«*5. Прочность крыши (испытание B)*

Крыша кабины должна выдерживать статическую нагрузку, соответствующую максимальной разрешенной нагрузке на переднюю (передние) ось (оси) транспортного средства, причем максимальное ее значение равно 10 тоннам. Эта нагрузка должна равномерно распределяться по всем несущим элементам конструкции крыши кабины или отделения водителя при помощи жесткой опоры соответствующей формы».

После проведения испытаний должна быть проведена оценка (п. 5.3 основного текста Правил ЕЭК ООН № 29):

«*5.3. Остаточное пространство, которое должно оставаться после проведения испытания или испытаний*

5.3.1. После проведения каждого из испытаний, упомянутых в пункте 5.2, в кабине транспортного средства должно оставаться остаточное пространство, в котором может поместиться на сиденье, установленном в среднем положении, и не приходя в соприкосновение с жестко закрепленными частями, манекен, описание которого приводится в добавлении 2 к приложению 3. Для облегчения установки манекена можно помещать его по частям и собирать в кабине. Для этого сиденье максимально откидывается назад, манекен полностью собирается и устанавливается таким образом, чтобы его точка H совпадала с точкой R. Затем сиденье устанавливается в среднее положение для проверки остаточного пространства.

5.3.2. Наличие определенного таким образом пространства должно проверяться в отношении каждого сиденья, предусмотренного заводом-изготовителем».

Таким образом, имеется существенное различие требований к одним и тем же параметрам в отношении прочности кабин аналогичных машин и транспортных средств (см. таблицу).

Сравнительный анализ вышеприведенных требований показывает, что требования к кабинам снегоболотоходов по ГОСТ Р 50943–2011 более жесткие (1,5 собственного веса транспортного средства), чем требования к прочности кабин серийно-производимых автомобилей по Правилами ЕЭК ООН № 29 (нагрузка, приходящаяся на переднюю ось, но не более 10 т).

Заметим, что ГОСТ Р 50943–96, действовавший до вступления в силу в 2012 году ГОСТ Р 50943–2011, предъявлял более лояльные требования к прочности кабин:

«*5.1.20. Кабины снегоболотоходов должны обеспечивать сохранение объема ограничения деформации (зоны безопасности) в случае опрокидывания.*

Деформация должна быть не более 130 мм. Требования к условиям проведения испытаний по ОСТ 37.001.439».

Если учесть, что скорости движения ВТС в условиях бездорожья намного ниже, чем скорости грузовых автомобилей на дорогах общего пользования, а объемы производства ВТС в России на несколько порядков меньше объемов производства грузовых автомобилей, то можно констатировать, что потенциальная опасность ВТС для общества намного меньше, чем грузовых автомобилей. Поэтому введенные ГОСТ Р 50943 в редакции 2011 года требования к прочности кабин снегоболотоходов являются избыточными.

Таблица 1- Сравнительный анализ требований ГОСТ Р 50943–2011 и Правил ЕЭК ООН № 29 в отношении прочности кабин

№ п/п	ГОСТ Р 50943–2011	Правила ЕЭК ООН № 29
1	Нагружающее устройство должно представлять собой плоскую жесткую плиту размерами 1 829 х 762 мм	Нагрузка должна равномерно распределяться по всем несущим элементам конструкции крыши кабины или отделения водителя при помощи жесткой опоры соответствующей формы
2	Усилие на нагружающем устройстве должно составлять 1,5 собственного веса снегоболотохода	Крыша кабины должна выдерживать статическую нагрузку, соответствующую максимальной разрешенной нагрузке на переднюю (передние) ось (оси) транспортного средства, причем максимальное ее значение равно 10 т
3	Деформация кузова/кабины не должна превышать 130 мм	В кабине транспортного средства должно оставаться остаточное пространство, в котором может поместиться на сиденье, установленном в среднем положении, и не приходя в соприкосновение с жестко закрепленными частями, манекен

Помимо прочего, разность в применении методик оценки (разные нормативные документы) прочности кабин снегоболотоходов и автомобилей не позволяет принимать доказательные материалы по Правилам ЕЭК ООН № 29, что требует обязательного разрушающего испытания прочности кабины, даже если используется кабина серийно изготовленного автомобиля! Это обстоятельство делает невозможным изготовление ВТС в порядке

индивидуального технического творчества в связи с применением разрушающего метода испытаний единственного (индивидуально-изготовленного) образца.

Выводы

Анализ проблем оценки соответствия внедорожных транспортных средств (снегоболотоходов) выявил несовершенство законодательных и нормативных документов, в частности, отсутствие возможности легализации самоходных машин, изготовленных в порядке индивидуального технического творчества, а также избыточность требований к прочности кабин в ГОСТ Р 50943–2011 «Снегоболотоходы. Технические требования и методы испытаний».

Более высокие требования ГОСТ Р 50943–2011 по сравнению с Правилами ЕЭК ООН № 29 не позволяют использовать кабины серийно изготавливаемых автомобилей для изготовления ВТС, что приводит к существенным экономическим затратам, технически не обосновано и не является полезным для общества.

Авторами видится необходимость корректирования законодательства и нормативно-технической документации в целях развития районов Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, а также самодеятельного технического творчества населения.

Предлагается по аналогии с «единичным транспортным средством» в ТР ТС 018/2011 ввести понятие «единичная самоходная машина» в ТР ТС 010/2011, а также процедуру оценки и подтверждения соответствия по упрощенным требованиям, что позволит легализовывать ВТС, изготовленные в порядке индивидуального технического творчества.

В российской глубинке, в том числе в Сибири, на Дальнем Востоке и Крайнем Севере, безусловно, должна эксплуатироваться безопасная техника, но и самодеятельное техническое творчество населения не должно быть загублено введением избыточных требований безопасности и административных ограничений, ибо оно – резерв интеллектуальной мощи страны в области машиностроения.

УДК 629.07

СИСТЕМА ГОСУДАРСТВЕННОГО КОНТРОЛЯ СОБЛЮДЕНИЯ РЕЖИМА ТРУДА И ОТДЫХА ВОДИТЕЛЕЙ

А.А. Галынская, П.И. Федюнин

Аннотация. *В данной статье рассмотрена система государственного тахографического контроля автомобильных перевозок и контроля режима труда и отдыха водителей. Описаны функции организаций непосредственно осуществляющих данный вид деятельности. Проведен анализ нормирования режима труда и отдыха водителей как в Российской Федерации, так и за её пределами, рассмотрены виды нарушений в области эксплуатации устройств контроля режимов труда и отдыха– тахографов. Выявлена и обоснована необходимость совместных действий организаций занимающихся перевозками грузов и пассажиров и органов государственного контроля для обеспечения безопасности дорожного движения.*

Ключевые слова: *водитель, контроль, режим, тахограф.*

Федюнин Павел Иванович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и тракторы», ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, 630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, 160, E-mail: rector@nsau.edu.ru, приемная ректора: +7(383) 267 – 38 – 11, факс: +7(383) 264 – 26 – 00

Галынская Анна Александровна, магистрант, ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, 630039, г. Новосибирск, ул. Добролюбова, 160, E-mail: rector@nsau.edu.ru, приемная ректора: +7(383) 267 – 38 – 11, факс: +7(383) 264 – 26 – 00

Требование законодательства относительно обязательного использования тахографа, при работе водителя, – это не столько контроль режима работы, но и контроль соблюдения режима отдыха водителя, что непосредственно связано с безопасностью на дорогах.

Порядок и расчёт времени труда водителей должны соответствовать требованиям законодательства. Согласно правовым нормам распределение времени работы и длительности отдыха водителя, оно должно состоять из времени:

— когда водитель управляет автомобилем в движении;

— затраченного на подготовительные работы к рейсу, на работы по погрузке и разгрузке и т.д.; — простоя, произошедшего по чужой вине;

— на работу, затраченную на технические осмотры обслуживание и устранение неисправностей грузовика;

— на отдых, перерывы, приём пищи и т.д.[2]

Режим работы и отдыха водителей по тахографу способствует оптимизации трудового режима водителей, и позволяет выполнить требования трудового законодательства.

Контроль за соблюдением водителями установленного режима труда и отдыха на территории Российской Федерации осуществляют такие организации как Ространснадзор (УГАДН) и Государственная автомобильная инспекция (ГИБДД). Также Федеральная служба по труду и занятости (Роструд) осуществляет проверки на предприятиях с целью выявления и предотвращения нарушений трудового законодательства РФ.

В первую очередь инспектор ДПС (ГИБДД) или РОСТРАНСНАДЗОРа при осуществлении проверки транспортного средства определяет вид тахографа установленного на транспортном средстве.

После инспектору ДПС (ГИБДД) или РОСТРАНСНАДЗОРа необходимо поверить соответствие установленного вида тахографа нормам соответствующего законодательства.

Если всё установлено и эксплуатируется по закону, инспектор может перейти к процедуре проверки соблюдения водителем режимов труда и отдыха.

Следует отметить, что режим труда и отдыха водителей автотранспортных средств регулируется Трудовым кодексом РФ и конкретизируетсяразработанным на его основе Положением об особенностях режима рабочего времени и времени отдыха водителей автомобилей, утвержденного приказом Минтранса РФ №15 от 20 августа 2004 года, а международные перевозки осуществляются в рамках Европейского соглашения, касающегося работы экипажей транспортных средств, производящих международные автомобильные перевозки (ЕСТР). Отличительные особенности данных актов рассмотрены в Таблице 1.

Таблица 1 – Нормы работы водителей, осуществляющих перевозки внутри РФ и занятых на международных перевозках

	1 водитель		2 и более	
	Норма		Норма	
	ЕСТР	Приказ №15	ЕСТР	Приказ №15
Максимальное время другой работы в сутки	13 ч	12 ч	13 ч	12 ч
Максимальное суммарное время другой работы и управления ТС	6 ч		6 ч	
Максимальное время непрерывного управления	4,5 ч	4 ч	4,5 ч	4 ч
Максимальное время управления в сутки	9 ч	8 ч 5/2 7 ч 6/1	>9 ч	8 ч 5/2 7 ч 6/1

Окончание таблицы 1

Максимальное время управления в неделю	56 ч	40 ч	56 ч	40 ч
Минимальное время перерыва	45 мин	15 мин	45 мин	15 мин
Минимальное время ежедневного отдыха	11 ч	не менее двойной продолжительности времени работы в предшествующий отдыху рабочий день	в течение 30 часов работы каждый водитель должен отдыхать не менее 9 ч непрерывно	в течение 30 часов работы каждый водитель должен отдыхать не менее 8 ч непрерывно
Минимальное время еженедельного отдыха	45 ч	42 ч	45 ч	не менее 42 ч

Анализируя Таблицу 1, можно отметить, что различия в нормировании рабочего времени и времени отдыха водителей не существенны, тем не менее, эта разница оказывает прямое воздействие на проверку данных тахографа, создавая в некоторых ситуациях затруднения, вызванные неоднозначностью норм.

Необходимо сказать, что существует два вида нарушений в области эксплуатации устройств контроля режима труда и отдыха водителей - тахографов.

Первое нарушение: ч. 1 ст. 11.23 КоАП РФ - Управление транспортным средством либо выпуск на линию транспортного средства для перевозки грузов и (или) пассажиров без технического средства контроля, обеспечивающего непрерывную, некорректируемую регистрацию информации о скорости и маршруте движения транспортного средства, о режиме труда и отдыха водителя транспортного средства (тахограф), в случае, если его установка на транспортном средстве предусмотрена законодательством Российской Федерации, а также с неработающим (блокированным, подвергшимся модификации или неисправным) или с не соответствующим установленным требованиям тахографом, за исключением случая поломки тахографа после выпуска на линию транспортного средства, а равно с нарушением установленных правил использования тахографа (в том числе блокирование, корректировка, модификация или фальсификация регистрируемой им информации) - **влечет наложение административного штрафа на граждан в размере от одной тысячи до трех тысяч рублей; на должностных лиц - от пяти тысяч до десяти тысяч рублей.[1]**

Второе нарушение: ч. 2 ст. 11.23 КоАП РФ - Нарушение лицом, управляющим транспортным средством для перевозки грузов и (или) пассажиров, установленного режима труда и отдыха - **влечет наложение**

административного штрафа в размере от одной тысячи до трех тысяч рублей.[1]

Иными словами:

ч. 1 ст. 11.23 КоАП РФ - регламентирует все нарушения связанные с тахографом, как электронным устройством - отсутствие, неисправность, блокировка и т.д.

ч. 2 ст. 11.23 КоАП РФ - регламентирует все нарушения связанные нарушением норм управления транспортным средством водителем.

Система контроля соблюдения режима труда и отдыха водителей состоит из четырех основных звеньев, каждое из которых выполняет ряд определенных функций.

Первое звено – это предприятие или организация, занимающаяся грузо – или пассажироперевозками. В число его основных функций входит:

- прием на работу водителей в соответствии с требованиями Трудового кодекса РФ;
- организация системы медицинских осмотров водителей предприятия;
- составление графиков работы (сменности) в соответствии с установленными нормами режимов труда и отдыха водителей;
- охрана труда, проведение инструктажей;
- ведение необходимой документации в соответствии с требованиями законодательства РФ и др.

Далее следуют государственные организации осуществляющие контроль за соблюдением требований законодательства РФ.

Управление государственного автодорожного надзора (УГАДН) проводит проверки документации предприятия, документы, касающиеся соблюдения работодателем режима труда и отдыха водителей, а также документы подтверждающие установку контрольных устройств (тахографов), их поверку/калибровку, расшифровку записанных данных тахографом.

Государственная инспекция безопасности дорожного движения (ГИБДД) исполняет свои обязанности непосредственно на маршрутах транспортных средств: проверяется наличие, исправность контрольного устройства и соблюдение режима труда и отдыха водителем.

Федеральная служба по труду и занятости (РОСТРУД) осуществляет выездные проверки на предприятие с целью контроля соблюдения работодателем Трудового кодекса РФ и других нормативных актов, относящихся к режиму труда и отдыха работников. На рис. 1 показана схема действия всех четырех звеньев системы.

Рис. 2. Схема обеспечения безопасности дорожного движения

Из схемы видно, что вся система контроля соблюдения режима труда и отдыха водителей автотранспортных средств в итоге оказывает прямое влияние на безопасность дорожного движения (БДД) в целом. Потому что проблема аварий с участием грузового транспорта и автобусов в России остаётся актуальной: только за январь 2017 года с участием грузовых автомобилей произошло 720 ДТП, с автобусами 354 ДТП.[3]

Однако, в настоящее время данная система формально выстроена, но на наш взгляд, та задача, которая связана с обеспечением соблюдения режима труда и отдыха водителей не достигнута. Контроль на дороге сводится к контролю наличия тахографа и проверке его работоспособности, и в меньшей степени к проверке и анализу тахограмм.

Отсутствует инфраструктура, которая позволяла бы при выявлении нарушения режима труда и отдыха, принудить водителя к немедленному соблюдению режима,а на практике всё ограничивается только наложением штрафных санкций, при оформлении которых, автомобиль задерживается на определенное время, которое автоматически учитываетсякак время отдыха водителя, т.е. существующая практика применения нормативных актов, свелась к наложению штрафных санкций, а обеспечить неукоснительное выполнение режима трудаи отдыха водителей она не в силах.

Считаем, что работа по выполнению нормативов должна вестисьв следующих направлениях:

- совершенствование конструкции и технологии установки тахографов с возможностью дистанционной оценки наличия и работоспособности данного устройства;

- создание условий на контрольных пунктах для обеспечения водителю возможности выполнить наложенное предписание неукоснительно.

Данная норма может быть реализована в качестве специализированных постов либо передвижных специализированных комплексов.

Следовательно, только совместная, тщательно спланированная и организованная деятельность всех вышеперечисленных организаций может оказать положительное влияние на соблюдение водителями режима труда и отдыха и на безопасность дорожного движения в целом.

Список использованной литературы:

1. Кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях: Федеральный закон от 30.12.2001 № 195-ФЗ (ред. От 13.07.2015 г.) // Собрание законодательства РФ. –2002.
2. Приказ Минтранса России от 20.08.2004 N 15 (ред. От 13.10.2015) "Об утверждении Положения об особенностях режима рабочего времени и времени отдыха водителей автомобилей" (Зарегистрировано в Минюсте России 01.11.2004 N 6094)
3. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.gibdd.ru/stat/. Дата обращения: 01.03.2017.

УДК 629. 113

ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ АВТОМОБИЛЕЙ КАМАЗ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А.И. Федотов

Аннотация. *ЦЕЛЬ статьи заключается в анализе давления воздуха в шинах автомобилей-самосвалов КамАЗ в условиях эксплуатации и выявлении факторов, влияющих на этот параметр. МЕТОДЫ. Используются экспериментальные методы исследования и статистические методы обработки результатов измерений. РЕЗУЛЬТАТЫ. Показано, что в условиях эксплуатации давление воздуха в шинах автомобилей имеет большую вариацию. На величину разброса давлениявоздуха в шинах автомобилей влияют как организационные факторы, так и метрологические параметры средств измерения давления. ВЫВОДЫ. Доказано, что в условиях эксплуатации необходимо выполнять метрологическую поверку приобретаемых средств измерения давления воздуха в шинах, а также не реже одного раза в год осуществлять поверку используемых средств измерения давления.*

Ключевые слова: *давление воздуха в шине, вариация, метрологическое обеспечение, манометры.*

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: fai@istu.edu

Введение

Давление воздуха в шинах автомобилей является одним из важнейших параметров, который значимо влияет на параметры эксплуатационных свойств автомобиля. Снижение давления P_w в шинах повышает силовые потерив шине на трение и тем самым повышает силу F_f сопротивления качению колес автомобиля [1]. Снижение давления воздуха в шинах на 25% от нормативного значения сокращает срок службы шин на 35-40%,значительно влияет на расход топлива. Многими исследованиями установлено (см. табл. 1), что снижение давления воздуха в шинах увеличивает путевой расход топлива Q_sавтомобиля в следующих пределах[2,3,4].

Поэтому давление воздуха в шинах должно обязательно соответствовать значениям, указанным в технической характеристике автотранспортного средства, а его контроль необходимо выполнять один раз в неделю или через каждые 500 км. пробега.

Таблица 1 - Таблица влияния снижения давления воздуха в шинах колес автомобилей на расход топлива

№ п/п	Снижение давления воздуха P_wв шинах ниже нормативного,[%]	Повышение расхода топлива,Q_s[%]
1	5	5-7%;
2	10	12-17%
3	25	35%
4	50	100%

В период 70-х 90-х годов прошлого века вопросам контроля и поддержания давления в шинах автотранспортных средств на заданном уровне было посвящено довольно много исследований. Собран и обработан большой объем статистических результатов измерений давления воздуха в шинах.

С появлением и массовым распространением радиальных и бескамерных шин интерес к данному вопросу несколько угас. Появились современные автономные компрессоры, пункты подкачки шин на АЗС и шиномонтажных мастерских. Контроль давления воздуха в шинах колес некоторых автомобилей осуществляется автоматическими системами ипрограммируемыми датчиками давления в шинах. Создается впечатление, что наконец-то с вопросом поддержания давления в шинах колес автомобилей наведен должный порядок. Ученые Иркутского национального

исследовательского технического университета решили проверить это и провели небольшое исследование.

Результаты экспериментального исследования

Исследование давления в шинах колес было проведено на предприятиях Иркутской области, эксплуатирующих автомобили-самосвалы КамАЗ. Автомобили-самосвалы КамАЗ-65115 предназначены для перевозки сыпучих промышленных и строительных грузов по дорогам, допускающим нагрузку на ось до 10 тс. Основная масса автомобилей предприятий оснащена шинами модели Кама-701, размером 280R508 (10.00R20) 147/143F. Эти шины допускают максимальную нагрузку 3075 кг, и максимальную скорость движения 80 км/час.

Для чистоты эксперимента измерения давления воздуха проводили у шин колес средней и задней оси, воспринимающих основную нагрузку, действующую на автомобиль от перевозимого груза. Установленное заводом-изготовителем нормативное давление в шинах колес задних осей автомобиля-самосвала КамАЗ 65115 составляет 647±20 кПа (6,6±0,2 кгс/см^2). Выбор колес средней и задней осей обоснован еще и тем, что давление воздуха в шинах передних осей грузовых автомобилей КамАЗ значительно выше и для автомобиля-самосвала КамАЗ 65115 оно установлено на уровне 804±20 кПа (8,2±0,2 кгс/см^2)[5].

Исследования давления воздуха в шинах автомобилей-самосвалов КамАЗ 65115 выполняли при помощи двух стрелочных общетехнических манометров, модели ТМ-610МТИ (РОСМА), предназначенных для проведения точных измерений давления. Класс точности манометров 0,6.Пределы измерений давления 0-16 бар (16 кг/см^2).Оба манометра имели актуализированные аттестаты метрологической поверки.

В процессе исследования измеряли давление в шинах колес задних осей у 37, находящихся в эксплуатации самосвалов КамАЗ-65115. Учитывая, что у каждого автомобиля-самосвала КамАЗ-65115 на задних осях по восемь колес, при каждом цикле было выполнено 296 замеров давления воздуха в шинах.

Результаты первого (*входного*) замера давления воздуха в шинах колес задних осей автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 представлены в таблице 2.

На основании первого (*входного*) цикла замеров была построена гистограмма распределения случайной величины давления в шинах колес 37 автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115, которая представлена на рис. 1.

Таблица 2 - Распределение измеренных значений давления воздуха в шинах колес автомобилей КамАЗ-65115 в условиях эксплуатации (при *первом* цикле замеров)

Диапазон измерения давления $P_{ш}$в шине, кПа	546 ÷ 560	560 ÷ 574	574 ÷ 588	588 ÷ 602	602 ÷ 616	616 ÷ 630	630 ÷ 644	644 ÷ 658	658 ÷ 672	672 ÷ 686	686 ÷ 700	700 ÷ 714
n_i- частота(разрядная частота)	2	6	12	32	67	76	63	20	12	4	1	1

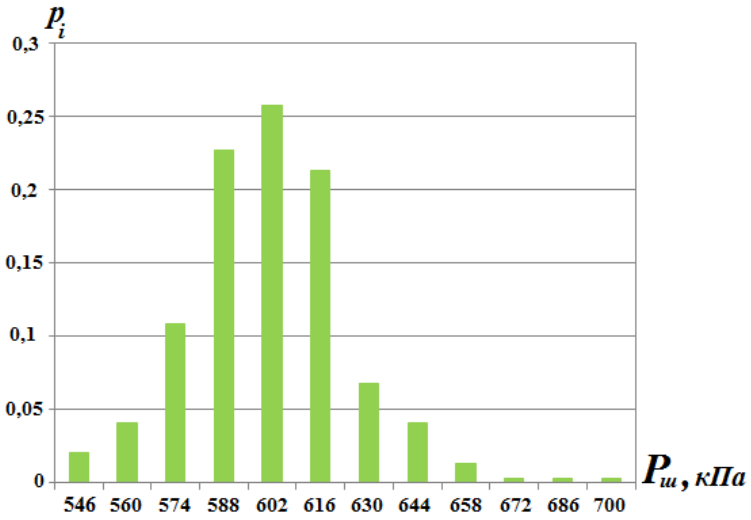


Рис. 1. Гистограмма распределения случайной величины давления в шинах колес автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 (*первый цикл замеров*)

По имеющимся экспериментальным данным определили *среднее арифметическое* значение давление воздуха в шинах группы из 37 автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 по формуле

$$\overline{X} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} n_i x_i}{n} \qquad (1)$$

где n_i- частота(разрядная частота); n=296 – объем выборки, в данном случае, общее число выполненных измерений давления $P_{ш}$ в шинах;

x_i – измеренное значение случайной величины, в данном случае – величины давления в шине.

Определяли рассеяние случайных величин давления в шинах при помощи *дисперсии* этих величин, по выражению

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} n_i (x_i - \overline{X})^2}{n-1} \quad (2)$$

Определяли *среднее квадратическое отклонение* величин давления в шинах, вычислив квадратный корень из дисперсии, взятый с положительным знаком

$$S_x = \sqrt{S_x^2} \quad (3)$$

Определяли *коэффициент вариации,* как отношение среднего квадратического отклонения к среднему арифметическому

$$v_x = \frac{S_x}{\overline{X}} \quad (4)$$

Полученные результаты первого (*входного*) цикла замера показывают, что в вопросе обеспечения заданного технической документацией давления воздуха в шинах автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 далеко не все в порядке. Так среднее давление воздуха в шинах колес автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 оказалось равно $\overline{P_ш}$ = 628,3 кПа, при этом среднее квадратическое отклонение S_p= 23,4кПа, а коэффициент вариации давления в шинах составил v_p = 0,037. Напомним, что *нормативное значение давления воздуха* в шинах этих автомобилей равно 647±20 кПа (6,6±0,2 кгс/см^2), т.е. коэффициент вариации давления в шинах не должен превышать v_p = 0,03.

После проведения входного контроля водителям и обслуживающему персоналу предприятий было поручено ежедневно в течение пяти дней перед выездом автомобилей на линию, контролировать давление воздуха в шинах и, в случае необходимости, регулировать его до нормативного значения .В конце недели был выполнен итоговый цикл замеров давления, результаты которого представлены в таблице 3 и на рис. 2.

Таблица 3 - Распределение измеренных значений давления воздуха в шинах колес автомобилей КамАЗ-65115 в условиях эксплуатации (при *итоговом* цикле замеров)

Диапазон измерения давления $P_ш$ в шине, кПа	546 ÷ 560	560 ÷ 574	574 ÷ 588	588 ÷ 602	602 ÷ 616	616 ÷ 630	630 ÷ 644	644 ÷ 658	658 ÷ 672	672 ÷ 686	686 ÷ 700	700 ÷ 714
n_i- частота(разрядная частота)	0	0	0	0	5	16	70	94	85	24	2	0

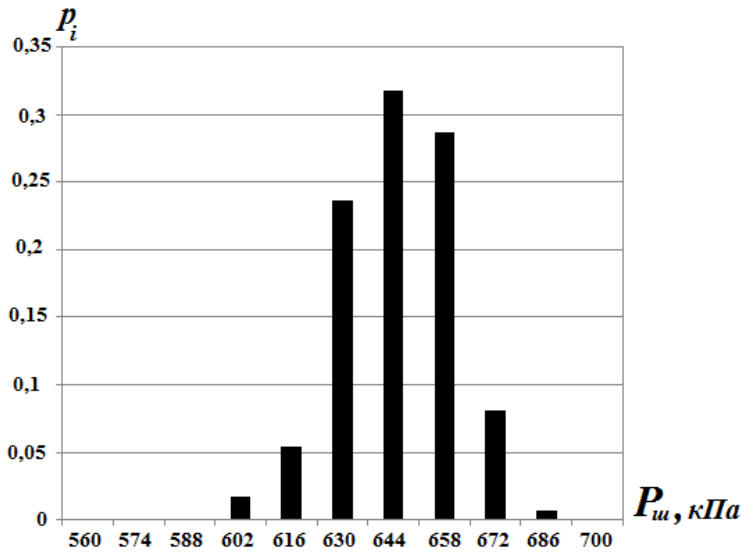


Рис. 2. Гистограмма распределения случайной величины давления в шинах колес автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115 (*итоговый цикл замеров*)

Полученные результаты итогового цикла замера показывают, что в вопросе обеспечения заданного технической документацией давления воздуха в шинах автомобилей КамАЗ-65115есть определенный прогресс.Так среднее значение давления воздуха в шинах их колес,*при итоговом цикле* замеров,составило $\overline{P_ш}$ = 659 кПа, среднее квадратическое отклонение 15,8 кПа, а коэффициент вариации давления в шинах ν_p = 0,024. Полученные результаты удобнее сравнивать с использованием гистограмм, представленных на рис. 3.

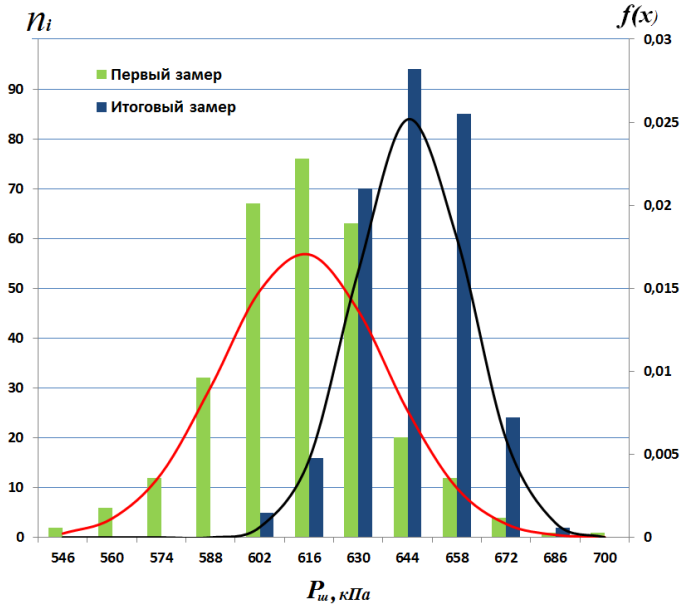


Рис. 3. Гистограммы распределения давления в шинах колес задних осей 37 автомобилей КамАЗ-65115 при первом и итоговом циклах замеров

Чтобы выявить причины не достаточно высоких результатов попытки нормализации давления в шинах колес 37 автомобилей КамАЗ-65115, находящихся в эксплуатации, обратили внимание на то, что для регулирования давления водители и технический персонал предприятия *использовали имеющиеся у них манометры*.

Поэтому были выявлены основные модели манометров, которыми пользуются водители автомобилей и обслуживающий персонал предприятий, для измерения давления в шинах. Основные характеристики используемых манометров приведены в таблице 3.

Используемые на предприятии манометры (*всего 27 штук*) очень разные как по моделям, так и по конструкции. Большая часть манометров стрелочные, но вместе с темиспользуются и цифровые. Из таблицы 3 видно, что далеко не все производители манометров, как отечественные, так и зарубежные, информируют пользователей о её метрологических характеристиках. И уж если что и объединяет этот разномарочный парк измерительных инструментов, так это их потрепанный вид и полное отсутствие метрологических поверок. В этой связи вполне закономерным стал вопрос оценки метрологических параметров используемых на предприятии манометров.

Таблица 4 - Характеристики манометров, для контроля давления воздуха в шинах

№ п/п	Модель манометра	Страна-производитель	Диапазон измерений, бар (кгс/см^2)	Погрешность измерения (регламентируемая)
1	TOP-14221 / 42313	Россия	12 (12)	не более 0,1 (0,1) бар (кгс/см^2)
2	AT-228M	Россия	14 (14)	-
3	SV8046	Россия	15 (15)	-
4	AIRLINE - 7ATM	Китай	7 (7)	-
5	AT-0924	Россия	16 (16)	-
6	SKYBEAR - 7ATM	Италия	7 (7)	-
7	МД 14	Россия	9 (9)	±0,25 (±0,25) бар (кгс/см^2)

Это исследование выполняли при помощи наполненного воздухом 40-литрового ресивера автомобиля КамАЗ и крана управления стояночной тормозной системой. При помощи крана подавали сжатый воздух

одновременно на стрелочный общетехнический манометр, модели ТМ-610МТИ (РОСМА), класс точности 0,6, а также на проверяемый манометр.

Сравнивая результаты измерений, определяли относительную погрешность$\Delta P_{ш}$ измерения проверяемого манометра

$$\Delta P_{ш} = \frac{\Delta P_{max}}{P_{max}} \cdot 100\% \quad (5)$$

Полученные результаты представлены на гистограмме рис. 4. Вид гистограммы говорит о сравнительно небольшой выборке (27 манометров).

Рассчитанное по формуле (1) среднее арифметическое значение относительной погрешности 27 проверенных манометров составляет $\overline{\Delta P_{ш}}$ = 6,81% что, в общем-то, не очень значимо для условий эксплуатации автомобилей. Но вот среднеквадратическое отклонение *S*= 16,9 % показывает очень большой разброс погрешности измерения, что совершенно не допустимо.

Очевидно, что имея в распоряжении манометры с большой погрешностью измерения от минус 32% до плюс 40%, невозможно обеспечить заданное технической документацией давление воздуха в шинах автомобилей-самосвалов КамАЗ-65115. При этом имеющиеся в торговых сетях манометры редко обеспечивают приемлемую точность измерения давления в шинах. В процессе долговременного использования их метрологические параметры меняются, притом далеко не в лучшую сторону.

Авторы этой статьи не ставили перед собой задачу выявления лучших или худших из используемых манометров. Да и к тому же для ответа на этот вопрос необходимо отдельное исследование с большим объемом выборки манометров каждой марки и серьезной их наработкой. Задачей данного исследования было выявить состояние проблемы высокой вариации давления воздуха в шинах автомобилей, находящихся в условиях эксплуатации. Определить факторы, на неё влияющие.

Интересно то, что во время проведения исследования авторами попутно были проверены манометры воздухораздаточных колонок на двух автозаправочных станциях г. Иркутска. Относительная погрешность у первого манометра составила +37%, а у второго при подаче сжатого воздуха стрелка не отклонялась дальше деления 1,7 бар.

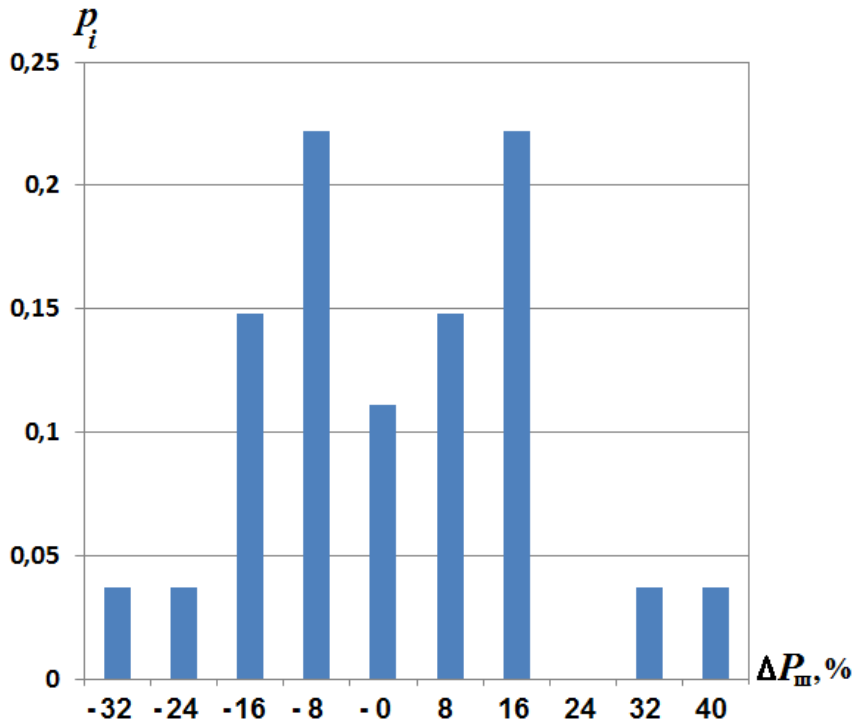


Рис. 4. Гистограмма распределения случайной величины-относительной погрешности измерения давления воздуха манометрами в условиях эксплуатации

Заключение

Таким образом, результаты проведенного исследования убедительно показывают, что в условиях эксплуатации автомобилей давление воздуха в шинах их колес имеет значительную вариацию причем, ниже их нормативных значений.

На величину разброса давления воздуха в шинах автомобилей влияют как организационные факторы, связанные с нарушением периодичности проведения контроля давления, так метрологические параметры используемых средств его измерения (манометров).

Доказано, что в условиях эксплуатации необходимо выполнять входную метрологическую поверку приобретаемых автотранспортными предприятиями и владельцами АТС средств измерения давления воздуха в шинах. Целесообразно не реже одного раза в год осуществлять поверку используемых средств измерения давления в шинах и полностью исключить из применения не поверенные манометры, которые могут иметь погрешность измерения до 40%.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И.Основы теории эксплуатационных свойств колесных транспортных средств. Учебник для аспирантов направления подготовки 23.06.01 - Техника и технологии наземного транспорта, – Иркутск.: Изд-во ИРНИТУ, 2016. – 254 с.

2. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. учреждений высш. образования / А.И. Федотов. – М.: Издательский центр «Академия», 2015. – 352 с.
3. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Кузнецова Е.С. М.: Транспорт, 1991. 413 с.
4. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Под ред. Г.В. Крамаренко. - 2-е изд. - М.: Транспорт, 1983. - 488 с., ил., табл.
5. Книги - Автомобили КаМАЗ, Руководство по эксплуатации КамАЗ 65115 - http://sinref.ru/avtomobili/KAMAZ/003_kamaz_65115_rukovodstvo/000.htm

УДК. 629.113

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В.К. Азаров, А.В. Васильев, С.В. Гайсин, В.Ф. Кутенев

Аннотация. *В статье впервые анализируется комплекс проблем связанных с эксплуатацией автотранспортных средств, сопровождающихся дорожно-транспортными происшествиями в которых происходит ранение и даже гибель людей, а также и оценивается влияние загрязнения воздушной среды в влияющих на здоровье населения в крупных городах от выброса вредных веществ, как с отработавшими газами, так и от тормозных систем от износа шин и дорожного полотна, проявляющееся в последнее в время увеличивающегося образовании смога.*

***Ключевые слова*:** *дорожно-транспортное происшествие, выброс вредных веществ, твердые частицы, экономический ущерб, Правила ООН.*

Азаров Вадим Константинович к.т.н., начальник управления отдела бизнес планирования, Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: info@nami.ru, тел.: +7 495 456-57-00, факс: +7 495 456-31-32

Васильев Андрей Владимирович, директор Центра технической экспертизы, Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: info@nami.ru, тел.: +7 495 456-57-00, факс: +7 495 456-31-32

Гайсин Сергей Владимирович, генеральный директор, Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: info@nami.ru, тел.: +7 495 456-57-00, факс: +7 495 456-31-32

Кутенев Вадим Федорович, д.т.н., профессор, председатель экспертного совета, Государственный научный центр Российской Федерации

ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: info@nami.ru, тел.: +7 495 456-57-00, факс: +7 495 456-31-32

Развитие современных автодорожных транспортных средств для обеспечения жизнедеятельности человека сопровождается не только улучшающимися условиями существования населения в городских и удалённых от городов населённых поселениях, но и проявляется в увеличивающимися, с ростом парка эксплуатирующегося автотранспорта, весьма негативными последствиями, которые приводят к большим финансовым потерям как при дорожно-транспортных происшествиях так и из-за существенного загрязнения воздушной среды обитания человека, особенно в городских условиях.

Если в начале автомобилизации России в 1896 году с выходом в свет 11 сентября Постановления Министра путей сообщения «О порядке и условиях перевозки тяжестей и пассажиров по шоссе ведомства путей сообщения в самодвижущихся экипажах», основным средством перевозок и в городе, и на селе, главной тяговой силой была лошадь – их в стране по данным 1914 года насчитывалось более 32 миллионов (одна треть от всей планеты).

В Российской Федерации в период с 2001-2011 годов произошло резкоеувеличение парка автотранспортных средств (с 27 до 48 млн.) движение которых приводило к увеличению дорожно-транспортных происшествий (ДТП),от 170 до 220 тысячам при которых погибало от 28 до 35 тысяч человек и до 250 – 290 тысячам травмированных водителей, пассажиров и пешеходов [1] (рисунок 1).

Итак, ДТП - это первое негативное последствие бурного развития автотранспортных перевозок, а второе связано с выбросом вредных веществ с отработавшими газами автомобилей, и третье связанно с неконтролируемым выбросом твёрдых частиц от износа шин и дорожного полотна.

Так, по оценкам специалистов разных стран, в конце 19 века загрязнение воздуха являлось ежегоднойпричиной приблизительно двух миллионов случаев безвременной смерти людей во всем мире.

Основными загрязнителями городского воздуха в середине 19 века являлись отработавшие газы автомобилей (CO, CH, NO_x), а также выбросы от электростанций, работающих на природном (уголь, нефть) топливе.

Современные экологические проблемы крупных городов проявились в недостаточном внимании к увеличивающемуся загрязнению городского воздуха, как отработавшими газами, так и от износа шин и дорожного полотна из-за бурного роста парка автомобилей в городах. И это невнимание, как раз и переросло в катастрофическую ситуацию - загрязнение городской воздушной среды,твердыми частицами в которой мы сейчас находимся, фиксируя появление смога в последние годы, как у нас в стране, а в Европе это явление отмечалось уже после 2010 года.

В середине 19 века с момента введения нормативов на выброс вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) автомобилей сначала в США (1963 г.), затем в Европе (1968г.) и с введением новых норм ЕЭК ООН в 1999 г. начались интенсивные исследования и мероприятияпо уменьшению этого выброса.

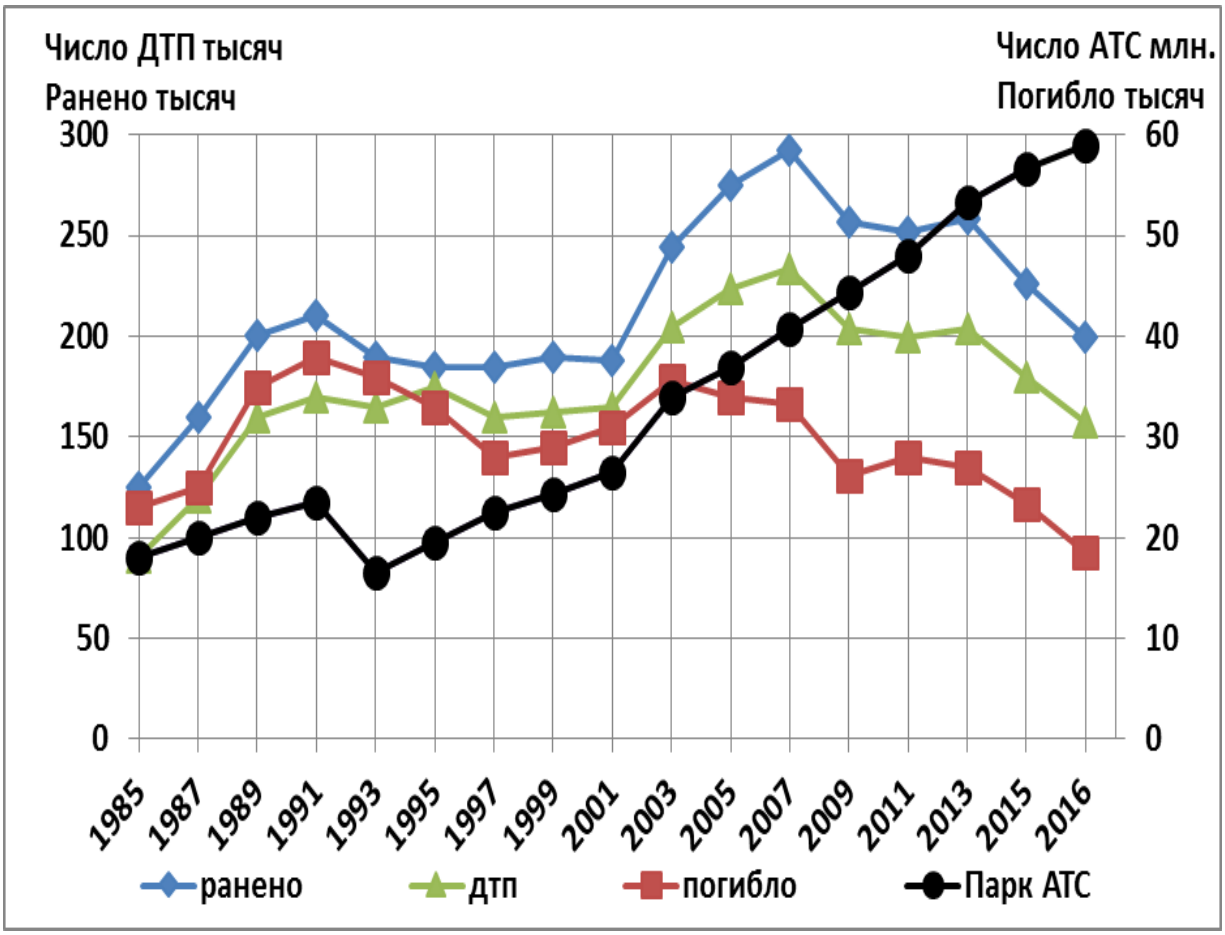


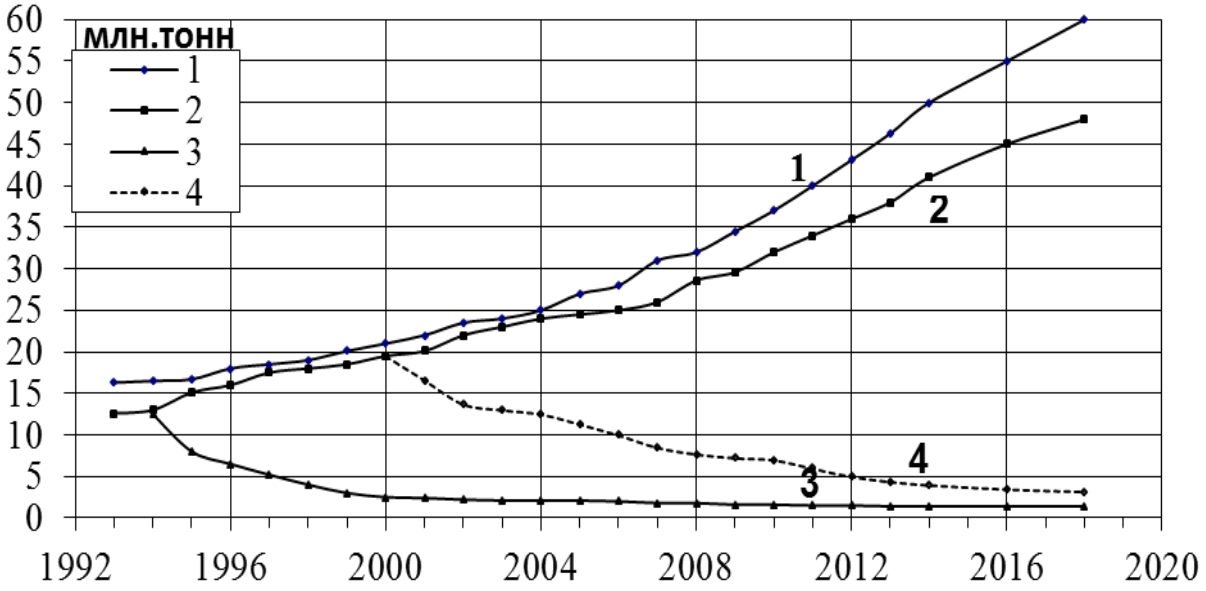
Рис. 1. Изменение показателей ДТП в России в период 1985 по 2016 гг

Выброс вредных веществ (ВВ) автотранспортом России в предыдущий период и прогноз выбросов до 2018 г., рассчитанный с учетом роста автомобильного парка в Российской Федерации и сокращения удельных выбросов всеми категориями автомобилей с учётом поэтапного обновления транспорта в соответствии с международными нормативами «Евро 1, 2, 3, 4 и 5» правил ЕЭК ООН, и повышения культуры их обслуживанияв эксплуатации, представлен на рисунке 2.

Как видно из баланса валовых выбросов вредных веществ (рисунок 2), оснащение автотранспорта антитоксичными системами и особенно системами нейтрализации отработавших газов двигателей, является

эффективным мероприятием и позволило снизить выброс вредных веществ всем парком автотранспорта РФ к 2017 г. более чем в 5 раз.

Разработка международных законодательных нормативных требований к конструкции транспортных средств по проблемным вопросам конструктивной безопасности (активной, пассивной и экологической) началось в 60-70 годах прошлого столетия в рамках Женевского соглашения 1958 года в виде Правил Европейской Экономической Комиссии ООН (ЕЭК ООН) [1] – рисунок 3.



1 - рост автомобильного парка в РФ, млн. шт.; 2 – рост вредных выбросов от автомобилей, до 2000 года и возможный их рост в РФ при неизменных нормах Евро-0 млн. т.; 3 - вредные выбросы от автомобилей в ЕС, при нормах Евро(1-5), оснащенных антитоксичными системами, млн. т.; 4 - реальные выбросы от автомобилей в РФ, млн. т при поэтапном введении норм Евро1-5.

Рис. 2. Парк и выбросы вредных веществ автотранспортом РФ

Технические требования Международных Правил ООН должны максимально обеспечивать комплексную безопасность автотранспортных средств (АТС): активную, пассивную, послеаварийную и экологическую с учётом рисков причинения вреда участникам дорожного движения в сложных дорожно-климатических условиях Российской Федерации и не нанесения вреда населению загрязнением вредными веществами окружающей воздушной среды в крупных городах.

Задержка в применении Правил ООН в Российской Федерации, выполнение которых резко повышает безопасность конструкций, снижая тяжесть последствий ДТП таких как, например, Правило № 13, 13Н, предписывающих обязательное использование антиблокировочных систем

(АБС) торможения, пагубно сказалось на количество ДТП в период 1985-1993 гг. (рисунок 1).

Однако в Российской Федерации после 2007 года начался серьёзный спад числа ДТП, числа раненых и числа погибших, не смотря на бурный рост парка автомобилей, с 40 млн. почти до 60 млн. автомобилей. Естественно это существенное улучшение показателей ДТП вызвано обновлением парка автомобилей новыми моделями зарубежных и отечественных производителей.

Рис. 3. Время принятия Правил ООН в рамках Женевского Соглашения 1958 года и сроки их применения в Российской Федерации

Эффективность работ по снижению выбросов вредных веществ с ОГ: $(CO, CH, NO)_x$- на примере легковых автомобилей за 45 лет с 1971 г. от Правил ООН № 15 и далее по Правилам № 83 до 2016 г. представлена на рисунке 4, а также и по Правилам № 49 для грузовых автомобилей на рисунке 5 – обеспечила резкое снижение экологического ущерба окружающей городской среды обитания человека.[2]

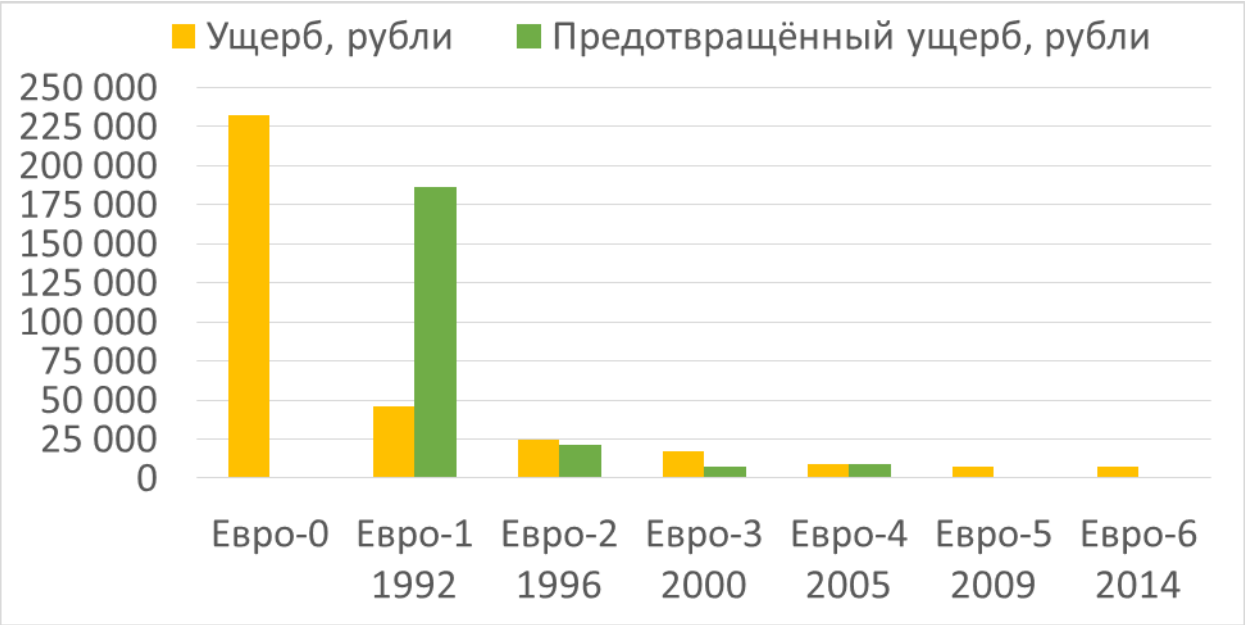


Рис. 4. Снижение экологического ущерба от ОГ легковых автомобилей за 300 тыс. км в крупных городах, при ужесточении нормативов от Евро-0 до Евро-6.

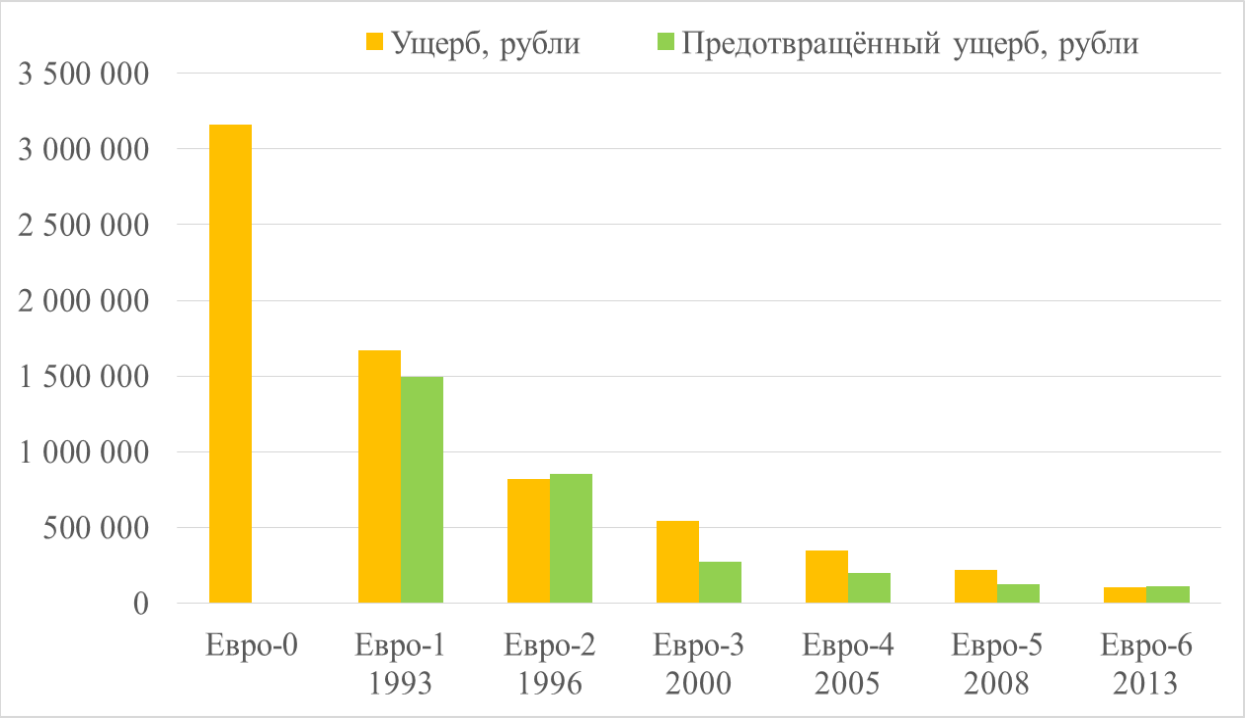


Рис. 5. Снижение экологического ущерба от ОГ грузовых автомобилей и автобусов за 1 млн. км, при изменении нормативов от Евро-0 до Евро-6.

Вместе с тем, следует отметить, что резко ограничивая выбросы твёрдых частиц с ОГ для дизельных двигателей с 1990 года по настоящее время международными Правилами ООН, законодатели не обращают должного внимания на другие вредные вещества и частицы, выбрасываемые

автомобилями в процессе эксплуатации, за счёт износа систем и агрегатов автомобиля, таких, как тормозные системы (накладки и диски), диски сцепления и шины, а также и от износа дорожного полотна.[3, 4] (рисунок 6).

В это же время, не взирая на 50-летнюю работу законодателей, конструкторов и производителей автомобилей, обеспечивших резкое снижение выбросов ВВ с ОГ, включая ТЧ, которые дали весьма положительный результат, вынудили Всемирную Организацию Здравоохранения (ВОЗ) в 2012 году выступить с заявлением о необходимости запретить использование автомобилей с дизельными двигателями в крупных городах Европы (Париж, Лондон), в которых по мнению ВОЗ, с 2011 года из-за повышенных выбросов ТЧ с отработавшими газами, стало отмечаться появление смога (как это было 50 лет назад в США в городе Лос-Анджелес).

Однако по нашим исследованиям, проведенным во ФГУП «НАМИ», а также и по результатам некоторых зарубежных исследований, заявление ВОЗ является ошибочным, т.к. специалисты ВОЗ не обращают внимание на увеличивающийся экологический ущерб от выбросов ТЧ от износа шин и дорожного полотна. [3, 4, 5].

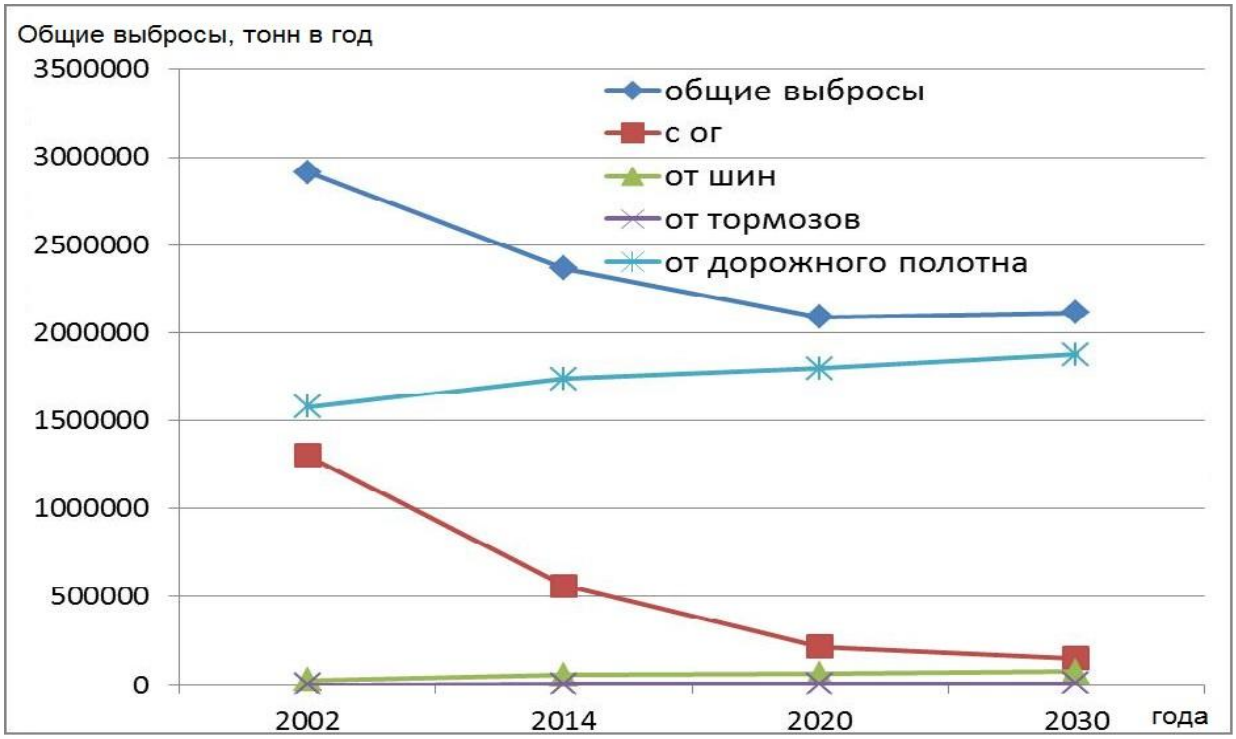


Рис. 6. Фактические и прогнозные изменения общих выбросов вредных веществ и твёрдых частиц с отработавшими газами, от износа шин, тормозных накладок и дорожного полотна с 2002г. по 2030 г. в городе Москве

Следует отметить, что выполненные в «НАМИ» расчёты экологического ущерба по методике Госкомэкологии РФ,

которыепредставлены в таблице1, где приведено сравнение величин ущерба от выбросов ТЧ с шинной пылью и с ОГ по отношению к введенным в действие нормам Евро-6 Правил ООН № 49 и 83 подтверждают наш вывод об ошибочности предложений ВОЗ о запрете использования в городах Европы автомобилей с дизельными двигателями, так как экологический ущерб от выбросов ТЧ за счёт износа шин и дорожного полотна превышают ущерб от ОГ по легковым автомобилям почти в 1750 раз, а по грузовым автомобилям в 2400 раз.

Таблица 1 - Выбросы вредных веществ

Автомобили ресурс, км	**Выбросы твёрдых частиц**						**Ущерб в тыс.рублей** показатель экологической опасности		
	в г/км			в кг за ПЖЦ					
	с ОГ	от шин	от дор. полотна	с ОГ	от шин	от дор. полотна	с ОГ	от шин	от дор. полотна
легковые 300000	0,005	0,13	3,8	1,5	39,6	1140	1,19	63,15	1818
грузовые 1000000	0,01 г/квт·ч	1,5	10,6	10	1500	10600	7,95	2385	16854

Дополнительно, к рассматриваемым и решаемым проблемам активной и пассивной безопасности конструкции автомобиля, влияющих на уровень ДТП и их тяжесть последствий необходимо отметить, что в последнее десятилетие отмечается увеличение причины возникновения ДТП, из-за отвлечения водителя от управления автомобилем, особенно в условиях плотного городского или загородного скоростного движения. Понятно, что аварийность того или иного автомобиля определяется не только его конструктивным происхождением, сколько действиями человека, который находится за рулём и естественно обустройством дорог, погодными условиями и уровнем регулирования движения транспорта.

Так, например, в США в 2010 году из общего количества ДТП по причине отвлечения водителя было совершено около 900 тысяч (из 5 млн аварий), что составило почти 17%. Весьма большая величина! Отмечено также, что при использовании смартфонов по сравнению с обычными телефонами, отмечено увеличением количества ДТП в 23 раза! [7]

Необходимо отметить положительное увеличение работ за рубежом, по присвоению различным автомобилям определённые категории, предопределяющие уровень стоимости страхования в случае ДТП.

Отечественные страховщики пока не владеют обширной статистикой и единой базой убытков, поэтому в текущий период необходимо, прежде всего, производителям начать составлять собственные рейтинги для своей продукции. Следует отметить, что предварительная статистика по оценке уровня убытков на каждый автомобиль (то есть затраты через цену

восстановительного ремонта), проводится некоторыми российскими страховыми компаниями, которые отмечают, что на первом месте китайские автомобили, затем французские и японские. Даже в не очень серьёзной аварии многие автомобили получают значительные повреждения, вплоть до конструктивной гибели автомобиля и, естественно, травмированияводителей,пассажиров и пешеходов вплоть даже до их гибели.

Ниже в таблице № 2 в качестве примера приведён не полный перечень наиболее часто попадающих в ДТП автомобилей и их виды:[4]

Таблица 2 - Распределение ДТП

№ пп	Модель автомобиля	Всего ДТП	Виды ДТП		Число погибших
			одиночные	опрокиды-вания	
1.	Kia Rio	96	54	15	149
2.	Nissan Tiida	44	87	51	130
3.	Hyundai Solans	65	53	16	120
4.	Chevrolet Aveo	65	31	10	99
5.	Hyundai Accent	43	48	20	86
6.	Chevrolet Camaro	19	60	25	80
7.	Chevrolet	40	36	17	79
8.	Honda Civic	46	29	10	76
9.	Ford Focus	55	13	5	70
10.	Nissan Cube	38	29	6	66

Учитывая вышеизложенное, необходимо рекомендовать проводить региональным органам ГИБДД более углублённый анализ причин и последствий ДТП, а также необходимо рекомендовать заводам производителям, осуществлять эту оценку отдельно по их массово выпускаемым моделям, что позволит объективно сравнивать свою продукцию с конкурентами.

На основании вышеизложенного, для того чтобы разработать единую методику оценки общей комплексной безопасности конструкции автотранспортных средств- $У_{об}$, необходимо критерии оценки активной безопасности -$У_{аб}$, пассивной безопасности$У_{пб}$ и экологической-$У_{эб}$безопасности,($У_{ог}$– ущерб от отработавших газов, $У_{тс}$- ущерб от износа тормозных систем, $У_{ш}$- ущерб от износа шин);$У_{дп}$ – ущерб от износа дорожного полотна, определять в денежном выражении по нанесенному ущербу водителю, пассажирам, пешеходам, а также и автотранспортному средству-$У_{атс}$ (ущерб автотранспортному средству) и дорожному обустройству-$У_{g.o}$(ущерб дорожному обустройству).

Такой показатель суммарного ущерба на текущий момент и его снижение по мере внедрения новых более жёстких требований в различные существующие и разрабатываемые Правила ООН и будет являться

комплексным методом объективной оценки общей комплексной безопасности АТС при его производстве и эксплуатации.

$$У_{об} = У_{пб} + У_{аб} + У_{эб}\,(У_{ог} + У_{т.с.} + У_{ш}) + У_{д.п.} + У_{атс} + У_{д.о}$$

Прежде всего, этот комплексный показатель ущерба ($У_{об}$) будет полезен для конкретных условий эксплуатации в различных регионах Российской Федерации, и крайне необходим для проведения сравнительной оценки конкурентоспособности различных моделей автомобилей, как на внутреннем, так и на внешних рынках сбыта производимой продукции автомобилестроения по наиважнейшему показателю обеспечения уровня безопасности человека в конкретном транспортном средстве.

Выводы

1. Наиболее острой проблемой по обеспечению безопасности водителей и пассажиров, является снижение числа ДТП и их тяжести за счёт ускорения внедрений в конструкцию автомобилей новых требований Правил ООН и ускоренного обновления парка автотранспортных средств.

2. В настоящее время существует новая проблема с загрязнением воздушной среды городов, которая являетсянаиболее опасной проблемой, чем это было 50 лет назад, так как рост парка автомобилей в городах ведёт к постоянному увеличению выбросов особо вредных взвешенных частиц менее 10 микрон от износа шин и дорожного полотна!

3. На основании выше изложенных результатов исследований, именно из-за изменения дисперсности взвешенных частиц ТЧ менее 10 микрон от износа шин, приведших к резкому увеличению большого количества мелких взвешенных частиц ТЧ менее 1 микрона, а также весьма большого выброса мелких частиц от износа дорожного полотна и, отмечается появление в последние годы смога в городах Европы, особенно в Париже в 2011-2014 годах, а также в Лондоне в 2014 году и городах России в 2016 году.

4. Всемирная организация здравоохранения, начиная с 2012 года, стала ошибочно ставить вопрос о запрете использования дизельных автомобилей в городах Европы, из-за якобы повышенного ими выброса взвешенных частиц с отработавшими газами, а не от износа шин и дорожного полотна, выбросы, от которых значительно, в среднем на 2-3 порядка, превышают нормативы Евро-5 и тем более Евро-6 выбросов с отработавшими газами автомобилей с дизельными двигателями.

5. В сложившейся ситуации срочно необходимо осуществлять серьёзные научно-исследовательские работы по уменьшению содержания вредных веществ в материалах, используемых при производстве шин и дорожного полотна. Необходимо заново пересматривать всю существующую технологию производства изготовления шин и дорожного полотна опираясь на новые материалы и технологии современного текущего времени и потенциал ведущихся научных разработок.

Список использованной литературы:

1. Азаров В.К., Гайсин С.В., Кутенёв В.Ф. «К вопросу о комплексной безопасности автомобилей».Журнал «Известия Московского государственного технического университета МАМИ». № 2(28), 2016, с. 46-54.
2. Азаров В.К. «Разработка комплексной методики исследований и оценки экологической безопасности автомобилей». Диссертация к.т.н., М., 2014 г., 135 стр.
3. Нцахристос Л., Боутлер П. Руководство ЕМЕП/ЕАОС по инвентаризации выбросов. 2009 г.
4. Трофименко Ю.В., Чижова В.С. «Оценка загрязнения воздуха аэрозольными частицами менее 10 мкм от транспортных потоков на городских автомагистралях», журнал «Экология и промышленность России», сентябрь 2012 г., с. 41-45.
5. АзаровВ.К., ГайсинС.В., Кутенёв В.Ф. «К вопросу об экологически чистом городском транспорте». Журнал «ААИ», № 2(97), 2016, с. 36-41.
6. ГайсинС.В., Бахмутов С. В., Ендачёв Д. В., Мезенцев Н. П. «Развитие интеллектуальных систем помощи водителю (ADAS) в Российской Федерации». Журнал «Труды НАМИ» - Выпуск № 265, 2016 г., с. 6 – 11.
7. http://provodim24.ru/statistika-dtp.html

УДК 629.3.017.5

АКТУАЛЬНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ С ГИДРОПРИВОДОМ В ЭКСТРЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

А.Е. Сморчков, В. Г. Дыгало

Аннотация. *В статье проанализированы история создания и развития антиблокировочной тормозной системы (АБС), а также основные недостаткисуществующих систем. Описаны актуальные направления для исследования и усовершенствования АБС, а именно: оптимизация алгоритма работы, устранение неэффективности работы АБС на некоторых типах поверхностей, разработка устройства для создания дополнительной нормальной нагрузки на колеса автомобиля при торможении.*

Ключевые слова: *антиблокировочная тормозная система,ABS, системы активной безопасности, САБ, автоматизированные тормозные системы.*

Сморчков Андрей Евгеньевич, студент группы ТЭРА-502, Волгоградский государственный технический университет, 400005, Волгоград, пр. им. Ленина, 28, E-mail: anrqqq@yandex.ru, тел.: 24-84-68,

Дыгало Владислав Геннадиевич, доктор технических наук, профессор, Волгоградский государственный технический университет, 400005, Волгоград, пр. им. Ленина, 28, E-mail: dygalo@vstu.ru, тел.: 24-84-68

Системы активной безопасности (САБ) были разработаны, чтобы помочь водителю в сложных дорожных ситуациях. Большинство из них непосредственно связаны с тормозной системой автомобиля. Первой САБ является антиблокировочная система тормозов (АБС). Её начали устанавливать на автомобили с 70-х годов 20 века. На её основе в дальнейшем были разработаны такие системы как ESP, EBDи др. На сегодняшний день САБ достаточно глубоко проникли в строение автомобиля и его отдельных узлов и агрегатов. Системы активной безопасности имеют возможность автоматического управления тормозной системой, двигателем, трансмиссией, рулевым управлением, подвеской. Активно разрабатываются прогностические системы безопасности, позволяющие оценивать обстановку вокруг автомобиля и отслеживать его передвижение в пространстве. Они позволяют избежать ДТП даже при полном отсутствии реакции со стороны водителя.

При всем многообразии различных систем активной безопасности, основное их предназначение – предотвратить ДТП. Для решения этой задачи, в большинстве случаев, наиболее целесообразно применить торможение. Именно от того, насколько быстро остановится автомобиль и какое при этом, пройдет расстояние, будет зависеть жизнь и здоровье водителя и пассажиров.

Антиблокировочная тормозная система, появившаяся в 70-х годах 20 века, до сих пор является базовой и основной САБ. С момента появления эта система сильно изменилась.

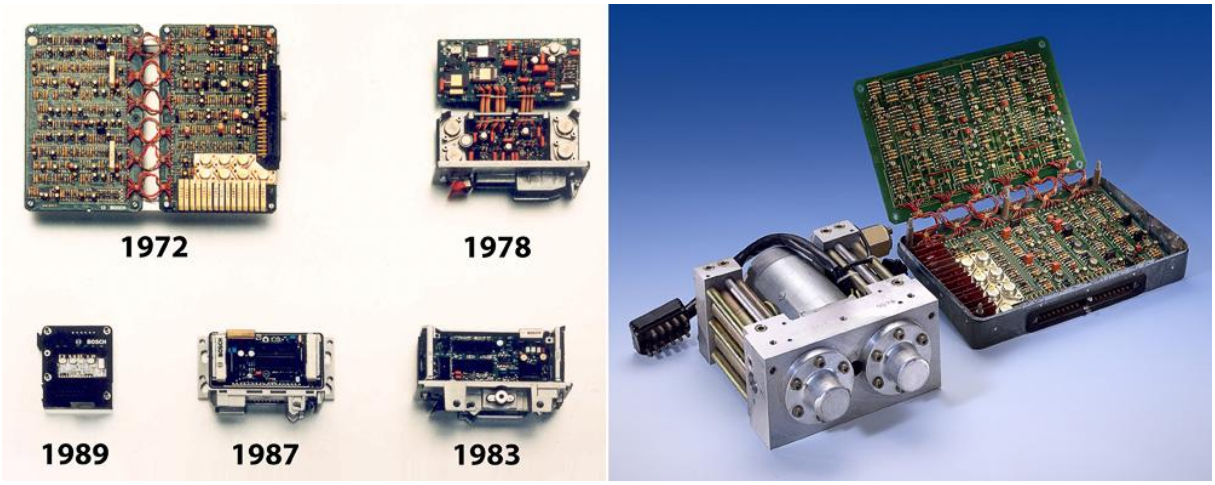


Рис. 1. Эволюция электронного блока управления [5]

Первые системы базировались на аналоговой технике и имели плохую помехозащищенность. Монтажные схемы были сложными и громоздкими. А уровень развития цифровых технологий был тогда несравнимо низок. Первые колесные датчики скорости были механическими. Их надежность была крайне низкой. [1]

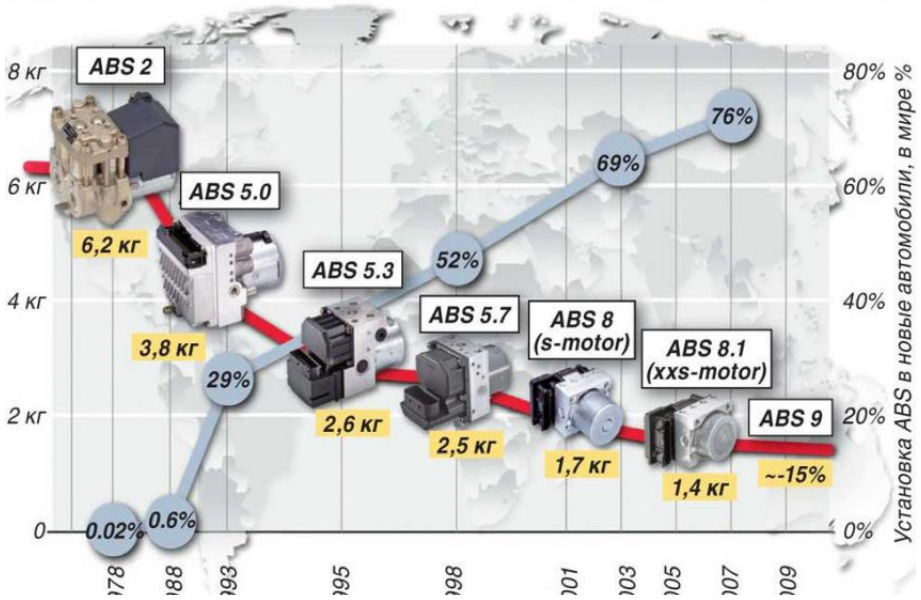


Рис. 2. Эволюция АБС [5]

На сегодняшний день АБСявляется высокотехнологичной системой. Управление происходит при помощи интегральных микросхем. Применяются *активные* (для формирования сигнала требуется напряжение из вне) двухполюсные датчики для определения точной скорости каждого колеса. Вес гидромодулятора составляет около 1 кг. Для изменение давления в тормозных магистралях применяются двух или трехпозиционные электромагнитные клапаны, способные срабатывать до 15 раз в секунду. Системы обладают функциями самодиагностики.

Из «Теории эксплуатационных свойств автомобиля» известно, что уравнение динамического равновесия заторможенного колеса может быть записано в виде [2]

$$J_k\acute{\omega}_k + M_T = R_Z r_\partial \varphi_x(S_x) \qquad (1)$$

где J_k– момент инерции колеса;

$\acute{\omega}_k$– производная от угловойскорости колеса;

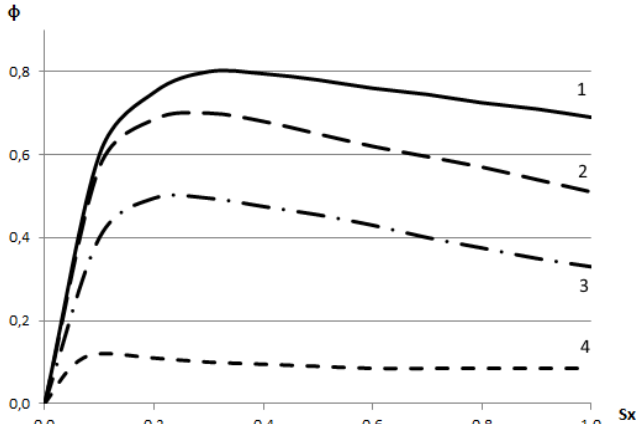
M_T– тормозной момент;

R_Z– нормальная нагрузка, приходящаяся на колесо;

$\varphi_x(S_x)$– величина коэффициента сцепления в функции от относительного проскальзывания.

Из формулы 1 следует, что на характер торможения колеса большое влияние оказывает зависимость $\varphi_x(S_x)$, которая, как известно, имеет экстремум при проскальзывании $S_{кр}$, называемом «критическим». Это явление свойственно практически всем типам поверхностей. Различие определяется лишь уровнем падения значения коэффициента сцепления при юзе колеса, величиной критического проскальзывания (обычно в диапазоне 0.1 – 0.3) и формой кривой $\varphi_x(S_x)$ (островершинной или туповершинной). Так наибольшие значения падения коэффициента сцепления при юзе колеса, достигающие 40-45% от максимального значения, получены для поверхностей, смоченных водой (рисунок 3) [3].

Автоматизированные тормозные системы позволяют получить наилучшие результаты лишь при использовании систем экстремального типа, т. е. систем, определяющих экстремум контролируемого параметра и стремящихся его поддерживать в процессе регулирования. Из-за запаздывания в обработке сигнала, управление осуществляется с перерегулированием тормозного момента и поэтому циклическим характером рабочего процесса торможения колеса. В связи с инерционностью системы, процесс торможение не происходит при оптимальной зависимости $\varphi_x(S_x)$.



1 - асфальтобетон сухой; 2- асфальтобетон влажный; 3 - асфальтобетон мокрый и грязный; 4 - лёд.

Рис. 3. Зависимость коэффициента сцепления φ_x от относительного проскальзывания S_x

Таким образом, одной из перспектив развития АБС, является дальнейшая оптимизация алгоритма работы системы для поддержания зависимости $\varphi_x(S_x)$во время процесса торможения автомобиля в экстремуме (рисунок 4). [4,5]

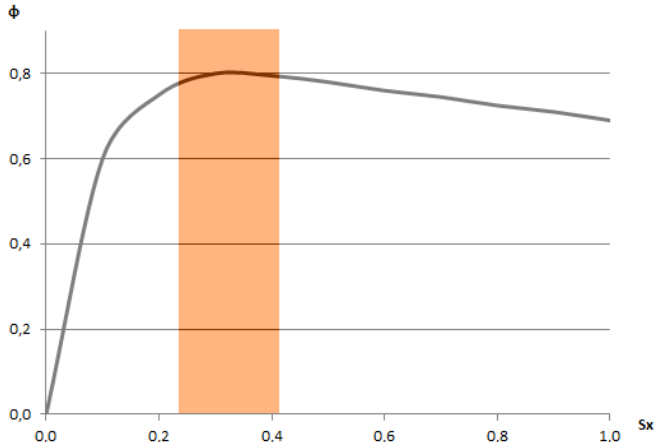


Рис. 4. Область работы системы АБС

Немаловажное значение играет нормальная нагрузка, приходящаяся на каждое колесо, что следует из формулы 1. Как известно при экстренном торможении передние колеса автомобиля «загружаются», то есть вес автомобиля перераспределяется между осями и на передние колеса в процессе торможения приходится большая нагрузка. Это вызвано, прежде всего, силой инерции, действующей на кузов автомобиля, а также наличием упругих элементов в подвески автомобиля. С задачей перераспределения тормозных сил с целью максимального использования коэффициента сцепления с дорожным покрытием успешно справляется система EBD. Система EBD является очень эффективной и, в связи с этим, на современных автомобилях эта система устанавливается вместе с АБС штатно. В спортивных автомобилях применяются амортизаторы переменной жесткости. Они позволяют улучшить управляемость в процессе торможения.

Все перечисленные системы лишь позволяют максимально эффективно использовать уже имеющиеся коэффициент сцепления и нормальную нагрузку, приходящуюся на колесо.

В связи с этим актуальна разработка устройства, которое позволило бы создавать дополнительную нормальную нагрузку на колеса автомобиля при торможении,что позволило бы прикладывать к колесам дополнительный тормозной момент, в соответствии с условиями сцепления колес с дорогой. Так же создание дополнительной нормальной нагрузки будет целесообразно для избегания пробуксовки колес автомобиля при старте и резком разгоне.

Несмотря на все преимущества, антиблокировочная система тормозов обладает и недостатками. Например, на рыхлом снегу или песке наиболее эффективным способом торможения будет торможение с заблокированными колесами. На таких покрытиях заблокированные колёса имеют максимальную эффективность торможения — из-за того что нагребают перед собой «валики» из грунта или снега.Постоянно срабатывающая система АБС

не позволяет создать «эффект плуга». Устранение этого недостатка также является актуальной задачей при разработке новых систем. [3]

Тормозной путь автомобиля с АБСможет отличаться при торможении на ровной и не ровной поверхностях. При торможении на неровной поверхности колеса могут отрываться от поверхности дороги. При отрыве (в воздухе), колесо под действием тормозов блокируется – то есть его угловая скорость становится равной «0». Величина угловой скорости колеса передается датчиком в электронный блок управления АБС. В свою очередь, блок управления, обработав информацию, растормаживает колесо, путем управления клапанами гидромодулятора. Давление в тормозном приводе понижается и колесо растормаживается. При соприкосновении колеса с поверхностью на него некоторое время не действует тормозной момент, в связи с чем, эффективность торможения ухудшается, а тормозной путь увеличивается. [4]

Таким образом, можно сделать вывод, что системы автоматизированного торможения и в частности АБС прошли длинный путь развития и на сегодняшний день являются незаменимыми помощниками водителю в сложных дорожных ситуациях. Однако, они все еще не совершенны.Их дальнейшее исследование и совершенствование с целью устранения существующих недостатков является актуальной задачей.

Список использованной литературы:

1. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.

2. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля : монография/ А.С. Литвинов – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

3. Ревин, А.А. Формирование основных эксплуатационных свойств автотранспортных средств в режиме торможения / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 11. – С. 3–5.

4. Комплексная оценка влияния нестабильности характеристик элементов тормозного механизма колеса автомобиля, возникающих в процессе эксплуатации / В.Г. Дыгало, В.В. Котов, Г.В. Бойко, Л.В. Дыгало, А.А. Ревин // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 12. - Волгоград, 2015. - № 6 (166). - С. 16-19.

5. Horst Automotive Handbook BOSH, 4th edition / Автомобильный справочник Бош на английском языке, 4е изд / Bauer, Horst. - М.: Robert Bosch GmbH; Издание 4-е, испр., расшир. и доп., 1996. - 892 с.

УДК 625.05

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ КАТЕГОРИИ М1 С ПОВЕРХНОСТЬЮ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЕГО СОСТОЯНИЯХ

Н.С. Замешаев, С.П. Озорнин

Аннотация. *В статье приведены результаты экспериментов по определению функциональной зависимости между фактическим значением коэффициента сцепления и различными влияющими факторами при торможении автотранспортного средства категории М. Представлены математические модели определения фактического коэффициента сцепления шин при торможении АТС категории М1 оборудованных и необорудованных антиблокировочной системой тормозов.*

Ключевые слова: *мерзлый асфальт, фактический коэффициент сцепления шин с дорогой, регрессионный анализ.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин Забайкальского государственного университета, профессор кафедры строительных и дорожных машин, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, тел. раб.: 8(3022)-41-73-16, тел. моб.: 8-914-481-41-13

Замешаев Николай Сергеевич, аспирант Забайкальского государственного университета, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул Александро-Заводская, 30, тел.: 89145000002

При проведении исследования использован экспериментальный метод получения данных и метод регрессионного анализа их обработки.

На основе предварительно проведенных экспериментов было установлено, что замедление автомобиля при торможении может отличаться от усредненного значения $J = 3{,}9$ м/с^2 и достигать значений от $J = 2{,}95$ м/с^2 до $J = 6{,}34$ м/с^2, что соответствует величинам коэффициента сцепления шин с поверхностью дорожного покрытия от $\varphi = 0{,}3$ до $\varphi = 0{,}6$ [1, 2].

При производстве дорожно-транспортных экспертиз, экспертами принимаются величины замедления автотранспортных средств (АТС), установленные в 1995 г. методической рекомендацией Российского федерального центра судебной экспертизы (РФЦСЭ) [4] для всех автомобилей определенной категории без учета специфических особенностей конкретного автомобиля.

С целью получения экспериментальных результатов измерений параметров тормозной эффективности АТС, в частности, для определения установившегося замедления при торможении автомобилей при отрицательных температурах окружающего воздуха, проведены эксперименты по методике ГОСТ Р 51709 – 2001 в дорожных условиях.

Все эксперименты, описание которых приводится в данной статье, проводились в г. Чите на участках автомобильных дорог по улице Магистральная в границах от улицы Прибрежная до п. Кадала (**рис. 1**). Участки дорог с асфальтобетонным и песчано-гравийным покрытием, прямые, горизонтального профиля, в населенном пункте.

Условия проведения экспериментов: время суток светлое, температура окружающего воздуха от -14ºС до -30ºС; время движения автомобиля перед торможением от 5 до 20 мин; температура поверхности асфальтобетонного покрытия от –15,1 до –36,6ºС; нагрузка на автомобиль от 1000 до 4000 Н; скорость движения АТС от 20 до 50 км/ч. В экспериментах принимал участие автомобиль категории М1: ВАЗ 2106, 1996 г. выпуска.

Для получения экспериментальных данных использовался измеритель эффективности тормозных систем автомобилей модификации « Эффект-02» научно-производственной фирмы «Мета», а также прибор для оперативного измерения коэффициента сцепления на месте ДТП (ПОИКС) (Заявка ФИПС № 2017100801(001332) от 10.01.2017 г.).

Рис. 1. Исследуемый участок проезжей части дороги г. Чита – п. Кадала

В результате проведения экспериментов было установлено, что при прочих равных условиях на величину коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных антиблокировочной системой тормозов (АБС), при торможении на всех видах покрытий, большое влияние оказывает температура в зоне контакта шины с поверхностью покрытия [1, 2, 3].

Значение коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на так называемом «мерзлом асфальте», находятся в пределах от φ = 0,42 до φ = 0,55.

Выполненный с учетом экспериментальных данных анализ, позволяет рекомендовать использовать в экспертных расчетах значения $\varphi_б$ = 0,8 – при полностью заблокированных колесах АТС и $\varphi_б = \varphi$ – при движении колес АТС в режиме свободного качения [4].

При торможении АТС категории М1, не оборудованных АБС (при измерении коэффициента замедления при помощи прибора ЭФФЕКТ-2), в зоне контакта шины с поверхностью покрытия, за счет трения при скольжении шины, наблюдалось повышение температуры до положительных значений.

При этом тончайшая пленка льда плавилась, разрываясь многочисленными выступами шероховатости асфальта. При таком взаимодействии шины АТС с поверхностью покрытия происходило видимое испарение влаги в зоне контакта (**рис. 2**).

Рис. 2. *Видимое испарение влаги в зоне контакта после торможения*

Для сравнения, значения коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте», находились в пределах от φ = 0,37 до φ = 0,44, а значение коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте», находились в пределах от φ = 0,42 до φ = 0,55.

Большое влияние на определение фактического коэффициента сцепления шин АТС на месте ДТП оказывают скорость, нагрузка, характеристики сцепления, что должно учитываться при оформлении экспертизы. Функциональную зависимость между фактическим значением коэффициента сцепления и различными влияющими факторами позволяет получить регрессионный анализ. Эта зависимость получается путем проведения сопоставления данных экспериментальных исследований с использованием реального автомобиля и данных, полученных с помощью прибора оперативного определения коэффициента сцепления (ПОИКС).
Сцепление шин с поверхностью дороги зависит также от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов, например, от качества элементов подвески, давления в шинах. Однако из всех факторов с помощью регрессионного анализа выделены три главных: качество и состояние дорожного покрытия, состояние протектора шин и скорость движения автомобиля [5].

Исходные данные для регрессионного анализа функциональной зависимости коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте» представлены в **табл. 1.**

Таблица 1 – *Исходные данные для регрессионного анализа (для поверхности покрытия «мерзлый асфальт»)*

X1	*X2*	*X3*	*X4*	*X5*	*X6*	*X7*	*X8*
5	-30	-17	-35	26,6	4600	0,42	0,5
10	-30	-20	-35,1	37,2	4600	0,42	0,51
20	-30	-20,1	-35,4	42,6	4600	0,42	0,5
10	-30	-21	-35,3	22,3	4600	0,45	0,53
5	-30	-21	-35	36	4600	0,45	0,55
5	-30	-22	-35	48,5	4600	0,45	0,52
10	-30	-22,3	-35,1	23,7	4350	0,42	0,45
5	-30	-23	-35,7	32,3	4350	0,42	0,45
10	-30	-22	-35	48	4350	0,42	0,5
5	-30	-21	-35,9	21,5	4100	0,42	0,44
5	-30	-23	-35,3	36,4	4100	0,42	0,48
5	-30	-23,4	-35	45,7	4100	0,42	0,44
5	-28	-21	-32	21	4100	0,37	0,4
10	-28	-18	-31	35,3	4100	0,37	0,44
5	-28	-17	-31,2	50	4100	0,37	0,42
20	-28	-18	-32	21,3	4100	0,45	0,48
5	-28	-20	-35	34,7	4100	0,45	0,5
10	-28	-21	-34	49	4100	0,45	0,49
5	-14	-5	-16,7	23	3850	0,42	0,43
20	-15	-8	-17	33,1	3850	0,42	0,46
5	-30	-19	-35	46,6	3850	0,42	0,42

В **табл. 1** приняты следующие условные обозначения: *X1* – время движения автомобиля перед торможением, [мин]; *X2* – температура воздуха,

[ºС]; *X3* – температура шин АТС, [ºС]; *X4* – температура поверхности асфальтобетонного покрытия, [ºС]; *X5* – поступательная скорость колеса АТС, [км/ч]; *X6* – нагрузка на колесо, [Н]; *X7* – коэффициент сцепления, определенный с помощью прибора ПОИКС; *X8* – коэффициент сцепления, рассчитанный по показаниям прибора «Эффект».

С помощью регрессионного анализа функциональной зависимости коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте», были обработаны семь факторов. Получены следующие результаты для уравнения регрессии: множественный коэффициент *R*=0,925829; *F-критерий* Фишера = 11,14444.

Для всех значений коэффициентов регрессии рассчитаны величины критерия Стьюдента (*t*-значения), которые определены с уровнем значимости *p*, равным 0,05, и числом степеней свободы, равным 13. Результаты представлены в **табл. 2** и на **рис. 3.**

Таблица 2 – *Форма вывода итогов регрессионного анализа*

Регрессионная статистика	
Множественный R	0,845654
R-квадрат	0,71513
Нормированный R-квадрат	0,582191
Стандартная ошибка	0,016009
Наблюдения	23
	Коэффициенты
Y-пересечение	-0,06147
Переменная X 1	0,000469
Переменная X 2	-0,00159
Переменная X 3	-0,00339
Переменная X 4	0,003429
Переменная X 5	0,000786
Переменная X 6	5,69E-05
Переменная X 7	0,416038

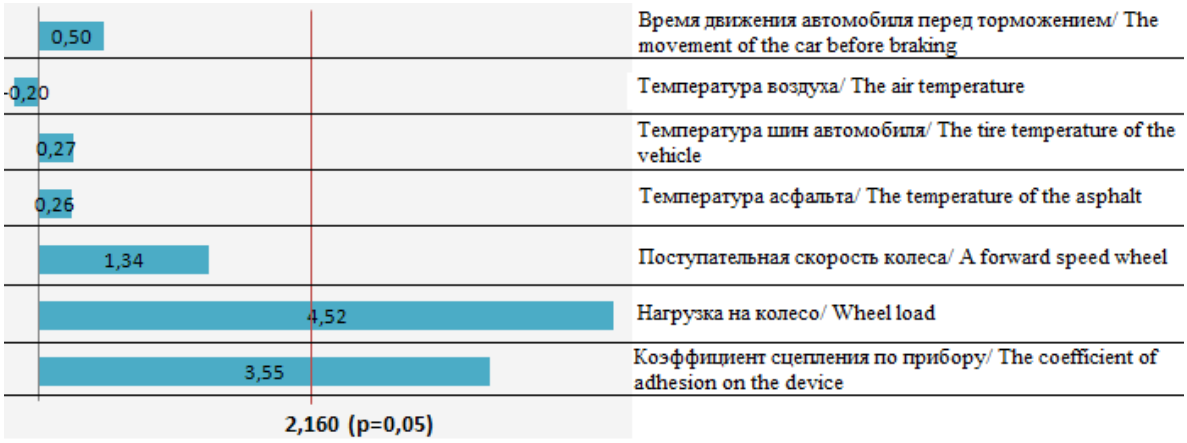


Рис. 3. *Значимость коэффициентов уравнения регрессии по критерию Стьюдента (t-значение 2,160 (p=0,05) для коэффициентов абсолютное значение; cc = 13)*

Факторы, дающие наименьший эффект, последовательно исключаются, с пересчетом на каждом шаге всех коэффициентов регрессии и их значимости. В результате установлено наиболее оптимальное уравнение регрессии и получены следующие результаты: множественный коэффициент *R*=0,905314; *F-критерий* Фишера = 40,88737 (значительно превосходит критическое значение 2,02E-07) [6].

Для всех значений коэффициентов регрессии рассчитаны значения критерия Стьюдента (*t*-значения), которые определены с уровнем значимости *p*, равным 0,05, и числом степеней свободы, равным 18. Результаты представлены на **рис. 4.**

В итоге, для определения фактического коэффициента сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте», получена следующая математическая модель:

$$\varphi = 0{,}000086881 \cdot P_z + 0{,}887096774 \cdot \varphi_n - 0{,}270569892$$

где P_z – нормальная нагрузка на колесо;

φ_n – значение коэффициента сцепления, определенное с помощью прибора ПОИКС.

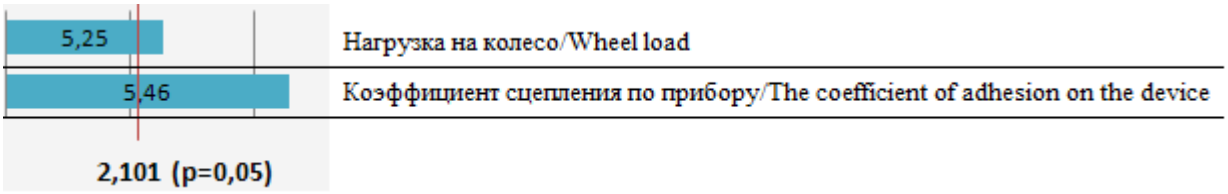


Рис. 4. *Значимость коэффициентов уравнения регрессии по критерию Стьюдента (t-значение 2,101 (p=0,05) для коэффициентов абсолютное значение; cc = 18)*

Таблица 5 – *Вывод итогов по двум основным факторам*

Регрессионная статистика	
Множественный R	0,814342441
R-квадрат	0,66315361
Нормированный R-квадрат	0,609967338
Стандартная ошибка	0,015468068
Наблюдения	23
	Коэффициенты
Y-пересечение	-0,001224431
Переменная X 1	0,000799932
Переменная X 2	4,91823E-05
Переменная X 3	0,353057653

В результате обработки экспериментальных данных получены коэффициенты влияния факторов и математические модели определения

коэффициента продольного сцепления шин АТС при торможении на «мерзлом асфальте» в пределах от φ = 0,3 до φ = 0,6.

Для определения фактического коэффициента сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, при торможении на «мерзлом асфальте», получена следующая математическая модель:

$$\varphi = 0{,}000086881 \cdot R_z + 0{,}887096774 \cdot \varphi_i - 0{,}270569892$$

где: R_z – нагрузка на колесо;

φ_i – значение коэффициента сцепления, определенное с помощью прибора ПОИКС.

Результаты проведенного исследования показывают, что значение коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, не оборудованных АБС, φ = 0,4, принимаемое в настоящее время при проведении экспертизы ДТП, отличается от фактических значений. При этом на коэффициент продольного сцепления шин АТС категории М1 влияет скорость движения АТС и нагрузка (на АТС или колесо АТС).

Математические модели для АТС, не оборудованных АБС, при исследовании обстоятельств ДТП, позволяют моделировать значения коэффициента продольного сцепления шин АТС категории М1, в зависимости от скорости АТС и величины нормальной нагрузки на колесо.

Список использованной литературы:

1. Масленников В.Г., Озорнин С.П. Характеристика состояния покрытия мерзлый асфальт // мат-лы XLII н.-п.к. «Молодежная научная весна – 2015» (Чита, 23 – 28 марта 2015 г.). – Чита, ЗаБГУ, 2015.
2. Озорнин С.П., Масленников В.Г. Совершенствование методики расчета остановочного пути автомобиля при состоянии дорожного покрытия «мерзлый асфальт» // мат-лы 90-й международной н.т.к. ААИ (Иркутск, 9 – 10 апреля 2015 г.).
3. Васильев А.П. Состояние дорог и безопасность движения автомобилей в сложных погодных условиях: моногр. / А.П. Васильев. – Москва: Транспорт, 1976. – 224 с.
4. Применение в экспертной практике экспериментально-расчетных значений коэффициента поперечного сцепления шин автомобиля с дорогой / Свод методических и нормативно-технических документов в области экспертного исследования обстоятельств дорожно-транспортных происшествий. Москва: РФЦСЭ, 1993. – 99 с.
5. Куперман А.И. Безопасность управления автомобилем / А.И. Куперман. – Москва: Транспорт, 1989. – 160с.
6. Федотов А.И. Основы научных исследований / А.И. Федотов. – Иркутск: ИрГТУ, 2012. – 86 с.

УДК 629.113.001

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА РИСУНКА ПРОТЕКТОРА ШИНЫ НА ЕЁ РЕАЛИЗОВАННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ С ПЛОСКОЙ И ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

А.С.Марков, О.С. Яньков, А.И. Федотов

Аннотация. *В статье приведены результаты экспериментов по изучению влияния износа рисунка протектора беговой дорожки шины, на реализованный коэффициент сцепления, с плоской опорной поверхностью и на одном опорном ролике. Установлено, при увеличении удельного давления в пятне контакта, износ протектора беговой дорожки шины становится мало значимым фактором, а также при торможении эластичного колеса на одном опорном ролике продольная касательная реакция при изменении износа от 5% до 90% снизилась на 20,22%, средняя величина реализованного коэффициента сцепления снизилась на 0,088.*

Ключевые слова: *коэффициент сцепления, беговая дорожка шины, плоская опорная поверхность, опорный ролик, продольная касательная реакция.*

Федотов Александр Иванович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: fai.abs@yandex.ru, тел.: 89025605582

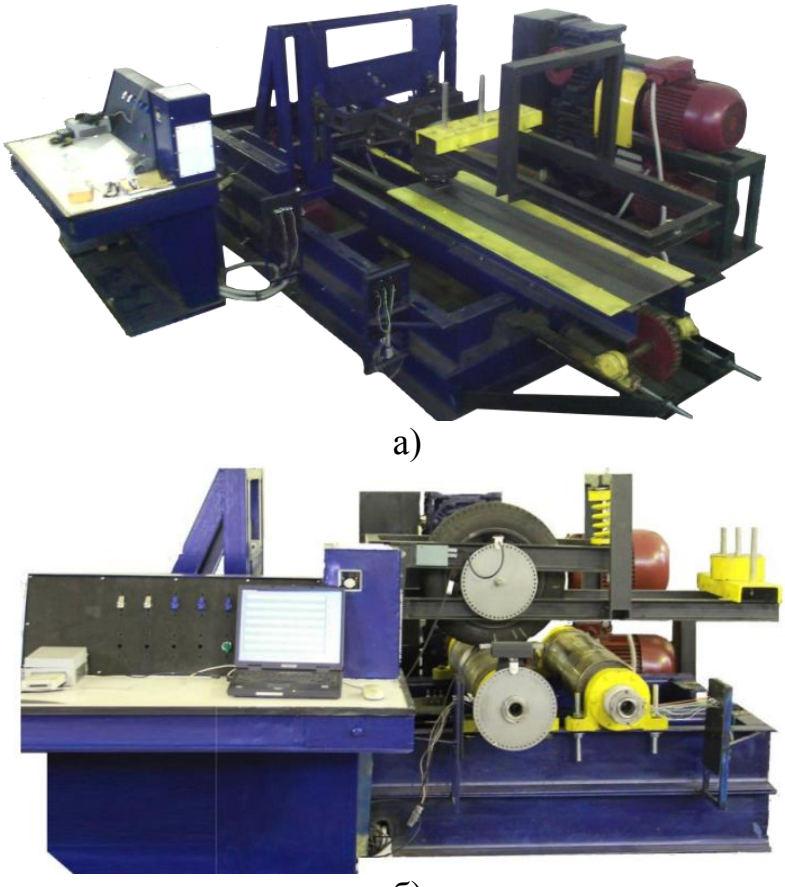
Марков Алексей Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, e-mail: buran.005@mail.ru, тел.: 89246040597

Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, e-mail: yos913005@mail.ru, тел.: 89248376658

Во всем мире самым массовым транспортом является автомобильный. Автомобильный транспорт, как и любой другой вид транспорта является источником повышенной опасности. В нашей стране за прошедший год произошло более двух сот тысяч дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Из них по причине неисправности автомобильного транспортного средства (АТС) произошло порядка двадцати тысяч ДТП [1]. Тормозная система является средством активной безопасности. От её состояния зависит не только жизнь водителя и пассажиров АТС, но и жизнь других участников дорожного движения, а также пешеходов. Диагностирование тормозной

системы АТС проводят в стендовых и дорожных условиях. Для нашей страны наиболее подходящими являются стендовые испытания тормозной системы. Как известно из правил дорожного движения (ПДД) у автомобильной шины при прохождении технического осмотра, проверяется остаточная высота рисунка протектора беговой дорожки. Для каждого вида транспорта эта своя величина: для легковых автомобилей это 1,6 мм, для автобусов 2,0 мм, для грузовых автомобилей 0,8 мм [2]. Однако, достоверно не известно как изменяется реализованный коэффициент сцепления, при уменьшении остаточной высоты рисунка протектора беговой дорожки.

В лаборатории кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета группой ученых разработан и изготовлен учебно-методический комплекс модульной конструкции позволяющий изучать процессы протекающие в пятне контакта эластичной шины при взаимодействии с плоской опорной поверхностью, с одним опорным роликом и с двумя опорными роликами, а также измерять величину коэффициента трения фрагмента беговой дорожки шины [7].



а)

б)

а - с плоской опорной поверхностью; б - с одним опорным роликом.

Рис. 1. Модульный учебно-методический комплекс для изучения процессов протекающих в пятне контакта эластичной шины

На измерительном комплексе установлены тензометрические датчики, необходимые для получения цифрового сигнала на компьютере. Сигналы снимаемые с датчиков проходят через усилители сигналов, построенных на базе микросхем AD620 и LM324. Затем усиленный сигнал подается в аналого-цифровой преобразователь (АЦП) модели L-Card E-154 и выводится на экране компьютера в среде L-Graph II.

На коэффициент сцепления автомобильной шины с опорной поверхностью влияет множество факторов, такие как: рельеф и шероховатость опорной поверхности, тип протектора шины, характеристики её резины, насыщенность рисунка протектора и т.д. [6]. Для проведения экспериментов были приобретены несколько шин модели BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S с разной остаточной высотой рисунка протектора, что соответствует 5% и 90% износа (рисунок 2 и 3).

Рис. 2. Шина BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S с износом 5%

Рис. 3. Шина BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S с износом 90%

Из пары шин были вырезаны фрагменты беговых дорожек, устанавливаемые поочередно в держатель фрагмента. На испытательном стенде установлена плоская опорная поверхность покрытая полимер бетонным составом. Затем прикладывая нормальную нагрузку на фрагмент беговой дорожки шины, приводится в движение опорная поверхность при помощи электродвигателя и на компьютере выводится сигнал с датчика силы трения. Полученный сигнал обрабатывался при помощи тарировочного графика. Эксперимент проводили при следующих условиях: площадь пятна контакта фрагмента беговой дорожки с опорной поверхностью составляет 90 $см^2$, скорость движения опорной поверхности 1,1 м/с, нормальная нагрузка варьировалась в пределах от 1800 Н до 3600 Н.

Для получения величины реализованного коэффициента сцепления эластичной шины при торможении в блоковом режиме, на одном опорном ролике, испытуемые шины поочередно устанавливались на стенд. Для достижения максимальной точности измерения, колесо должно быть установлено так, чтобы ось вращения колеса и ось вращения опорного ролика находились в одной вертикальной плоскости. Затем заблокировав вращение колеса с эластичной шиной, запускали силовую установку вращающую опорный ролик. При вращении опорного ролика, датчики распределенной нормальной и касательной реакции распределенной по длине пятна контакта регистрировали сигналы с датчика нормальной и касательной силы, которые в последствии через тарировочные графики переводились в физические величины. Полученные графики нормальной и касательной реакции распределенные по длине пятна контакта обрабатывались методом численного интегрирования, а затем рассчитывалась величина реализованного коэффициента сцепления в блоке. Эксперимент проводили при заблокированном колесе, окружной скорости опорного ролика 1,1 м/с, нормальной нагрузке на колесо 2400 Н и давлении в шине 0,21 МПа.

По полученным в ходе эксперимента сигналам величины силы трения при скольжении фрагмента беговой дорожки шины по плоской опорной поверхности, покрытой полимер бетонным составом, построены гистограммы распределения измеренных значений величины силы трения. Пример гистограммы изображен на рисунке 4.

По полученным гистограммам распределения измеренных значений силы трения, построен график изменения величины коэффициента трения от изменения нормальной нагрузки, приходящейся на фрагмент беговой дорожки для шин с износом 5% и 90% (рисунок 5).

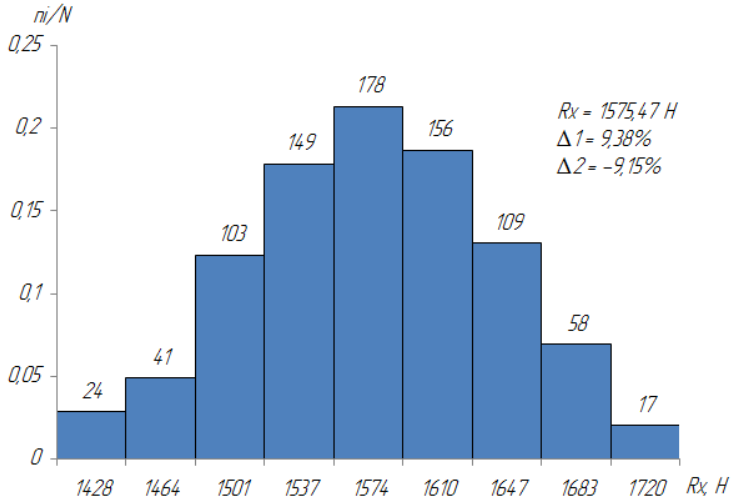


Рис. 4. Гистограмма распределения измеренных значений силы трения элемента беговой дорожки шины BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S с износ 90% при нагрузке 2050Н.

Анализируя полученный результат, можно сделать вывод о том, что при повышении нагрузки на колесо с эластичной шиной, т.е. при увеличении удельного давления в пятне контакта, износ протектора беговой дорожки шины становится мало значимым фактором. Шина с минимальным износом обладает большей стабильностью к созданию продольной касательной реакции, чем шина с предельным износом рисунка протектора.

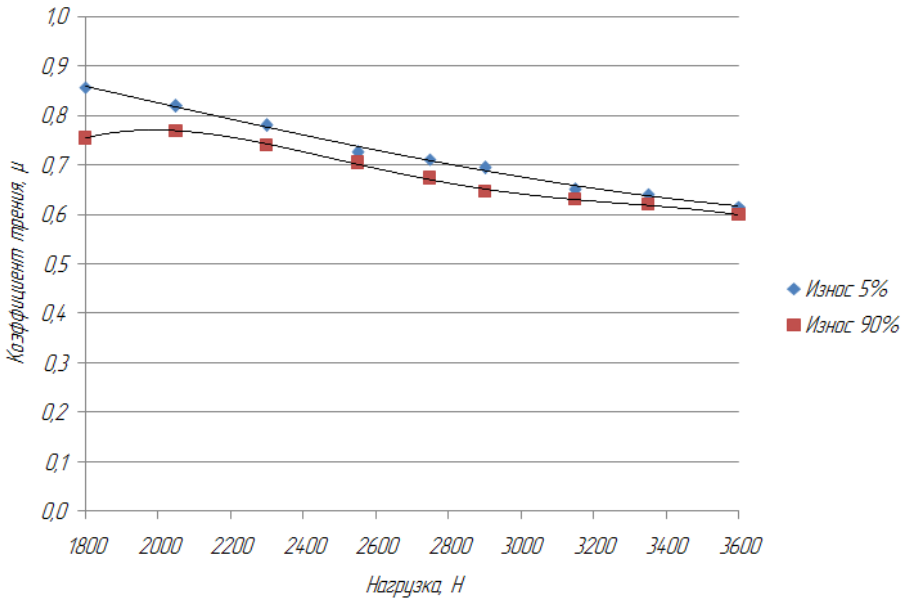
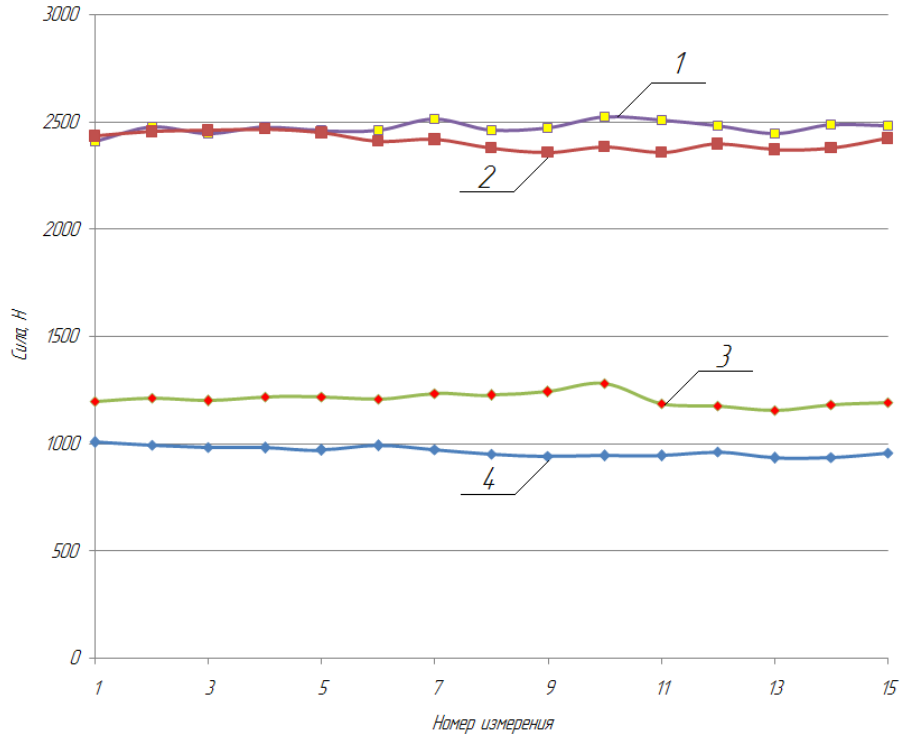


Рис. 5. График изменения коэффициента трения при изменении нормальной нагрузки

Таблица 1 - Сводная таблица результатов по измерению коэффициента трения о плоскую полимербетонную поверхность

5% износ					90% износ				
Нагрузка, Н	Сила трения, Н	μ	Δ_1	Δ_2	Нагрузка, Н	Сила трения, Н	μ	Δ_1	Δ_2
1800	1542,50	0,857	5,87	-6,75	1800	1356,16	0,753	12,68	-16,04
2050	1678,30	0,819	7,69	-9,71	2050	1575,47	0,769	9,38	-9,15
2300	1793,22	0,780	10,21	-8,11	2300	1699,52	0,739	8,84	-8,34
2550	1849,14	0,725	6,34	-9,45	2550	1795,94	0,704	8,31	-7,95
2750	1957,41	0,712	5,31	-4,64	2750	1852,53	0,674	8,49	-7,28
2900	2012,28	0,694	3,66	-6,02	2900	1872,54	0,646	7,51	-8,08
3150	2047,70	0,650	3,54	-4,78	3150	1986,03	0,630	6,67	-8,03
3350	2146,02	0,641	3,99	-5,08	3350	2079,42	0,621	6,18	-7,86
3600	2213,92	0,615	3,64	-5,16	3600	2156,73	0,599	8,98	-9,07

Результаты эксперимента при торможении эластичного колеса в блоке на одном ролике приведены на рисунке 6.



1 - нормальная реакция при износе 5%; 2 - нормальная реакция при износе 90%; 3 - касательная реакция при износе 5%; 4 - касательная реакция при износе 90%.

Рис. 6. Результаты эксперимента при торможении в блоковом режиме на одном опорном ролике для шин BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S с износом 5% и 90%

Анализируя полученные результаты видно, что имеется разброс измеренных значений нормальной реакции распределенной по длине пятна. Небольшую разницу в величине нормальной нагрузки можно объяснить тем, что шина с максимальным износом "жестче", и тем самым не может воздействовать на датчик нормальной и касательной реакции с необходимой силой, разница значений составляет не более 6,5%.

Таблица 2 - Результаты эксперимента при торможении в блоковом режиме на одном опорном ролике

№	Касательная реакция Rx, Н	Нормальная реакция Rz, Н	Коэффициент сцепления φ	Касательная реакция Rx, Н	Нормальная реакция Rz, Н	Коэффициент сцепления φ
1	1197,60	2408,94	0,497	1005,28	2431,07	0,414
2	1212,96	2476,24	0,490	991,43	2452,84	0,404
3	1199,43	2444,06	0,491	982,64	2458,70	0,400
4	1217,50	2474,00	0,492	979,41	2464,64	0,397
5	1218,18	2458,51	0,495	968,58	2447,73	0,396
6	1207,69	2461,02	0,491	990,27	2409,23	0,411
7	1232,03	2514,30	0,490	971,73	2416,72	0,402
8	1224,38	2460,91	0,498	950,67	2375,84	0,400
9	1239,88	2472,45	0,501	940,83	2357,05	0,399
10	1280,68	2521,00	0,508	943,26	2382,04	0,396
11	1185,48	2507,14	0,473	943,29	2355,50	0,400
12	1173,53	2480,70	0,473	959,82	2394,49	0,401
13	1155,38	2444,55	0,473	932,59	2368,59	0,394
14	1182,08	2485,56	0,476	935,72	2376,13	0,394
15	1189,88	2481,47	0,480	956,68	2420,96	0,395
Среднее значение	1207,78	2472,72	0,488	963,48	2407,43	0,400

Полученные зависимости коэффициента трения при изменении нормальной нагрузки на фрагмент беговой дорожки шины не противоречат полученным ранее результатам [3,4,5], за исключением того что, форма кривых не много отличается. Данный факт можно объяснить тем что, для получения зависимостей в работе [3] использовались фрагменты беговых дорожек, шины другой модели и марки, в следствии чего шины имеют разный индекс скорости и нагрузки.

Результаты полученные в ходе проведения эксперимента на одном опорном ролике позволяют сказать, что износ рисунка протектора в значительной степени влияет на реализованный коэффициент сцепления эластичной шины с опорной поверхностью. Для более полного изучения влияния износа рисунка протектора необходимо провести дополнительные

эксперименты, с варьированием нормальной нагрузки на колесо, а также ряд экспериментов на двух опорных роликах.

Список использованной литературы:

1. http://stat.gibdd.ru/ - Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения;

2. https://pdd-russia.com/ - Правила дорожного движения РФ 2017

3. Федотов А.И., Бойко А.В., Марков А.С. Исследования коэффициента трения автомобильной шины с плоской опорной поверхностью стенда Вестник ИрГТУ. 2016. № 3 (110). Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. 171 с.

4. Марков А.С., Овчинникова Н.И. Исследование коэффициента трения эластичной автомобильной шины при изменении износа рисунка протектора // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21. № 2. С. 181–189. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-2-181-189

5. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. Омск: Зап.¬- Сиб. кн. изд-во, 1973. 224 с.

6. Бойко А.В., Яньков О.С., Марков А.С. Причины отличия характеристик сцепления эластичной шины с плоской и цилиндрической опорной поверхностью // Авиамашиностроение и транспорт Сибири – 2015: сб. науч. трудов студентов и преподавателей института АМиТ ИРНИТУ. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. С. 34–38.

7. Бойко А.В., Халезов В.П., Яньков О.С., Марков А.С. Модернизация комплекса для исследования процессов, происходящих в пятне контакта эластичной шины // Автомобиль для Сибири и крайнего севера. Конструкция, эксплуатация, экономика – 2015: Материалы 90-й Международной научно-технической конференции. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. 482 с.

УДК 656.075

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ ГОДА

И.А. Тарасов, С.П. Озорнин

Аннотация. *В статье описано негативное влияние климатических факторов на надежность автомобилей и здоровье водителей в зимнее время года. Описана целевая функция обеспечения безопасной эксплуатации, а также предложены рекомендации по применению диагностических методов контроля изменений технического состояния с целью прогнозирования отказов и выявления остаточного ресурса автомобилей в режиме реального времени.*

Ключевые слова: *безопасность, грузовые автомобили, зимнее время года, остаточный ресурс.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины» факультета технологии, транспорта и связи Забайкальского государственного университета. Российская Федерация, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16; т. моб.: 8-924-270-53-32

Тарасов Илья Александрович, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», Забайкальский государственный университет, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: 3022_0602@mail.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16, т. моб.: 8-924-575-2291

Обеспечение безопасной эксплуатации грузовых автотранспортных средств (ГАТС) в зимнее время года является очень важной и актуальной задачей технического сервиса, так как оно напрямую связано со здоровьем и жизнью водителей и пассажиров, а также состоянием груза.

В зимнее время года такие факторы как температура воздуха, скорость ветра, атмосферное давление, гололед и заснеженность дорожного покрытия негативно воздействуют как на работу узлов и агрегатов автомобилей в процессе эксплуатации, так и потенциально опасны для здоровья водителей, а в случае внезапного отказа ГАТС являются прямой угрозой для человеческой жизни [1, 5, 6].

Негативное влияние этих факторов на эксплуатационные процессы ГАТС необходимо отслеживать и, исходя из результатов анализа уровней влияния, выстраивать стратегию технического сервиса.

Например, расход топлива при низкой температуре окружающего воздуха возрастает из-за увеличения потребления топлива двигателем, увеличивающегося его износа, увеличения сопротивления трансмиссии и шин, повышения аэродинамического сопротивления.

Увеличение расхода топлива двигателем объясняется ухудшением рабочих процессов, вызванным пониженным тепловым режимом. Холодный воздух имеет повышенную плотность, поэтому возрастает масса всасываемого воздуха. Плотность холодного топлива также выше, но выше его вязкость и ниже испаряемость, поэтому в целом горючая смесь оказывается обедненной. Холодная обедненная смесь горит недостаточно интенсивно, топливо сгорает неполно, увеличивается его расход. В дизельных двигателях из-за недостаточной температуры конца такта сжатия топливо воспламеняется с большим запаздыванием. Это сопровождается повышенной скоростью нарастания давления и неполным сгоранием топлива [2, 6, 7, 8].

Увеличение расхода топлива в зимнее время года обусловлено также длительным прогревом двигателя и его постоянной работой, в большинстве случаев, даже при остановках и стоянках. Это также оказывает влияние на степень использования ресурса двигателя.

Негативное воздействие вышеперечисленных факторов сокращает ресурс, значительно влияет на определяющие надежность ГАТС параметры, в частности на интенсивность и вероятность возникновения отказов.

Особую роль играет обеспечение безопасной эксплуатации в тех случаях, когда маршрут проложен через местность, отдаленную от населенных пунктов и станций технического сервиса ГАТС. Отсутствие должного контроля процессов изменения технического состояния автомобиля в таких случаях увеличивает риск возникновения отказа, соответственно, повышается вероятность возникновения несчастных случаев. Например, при внезапном отказе двигателя транспортного средства в заснеженной местности при отсутствии сотовой или мобильной связи, водитель попадает в экстремальную ситуацию. В таком случае он может получить обморожение конечностей или тела, а при длительном времени поиска и эвакуации ГАТС, вплоть до летального исхода [3, 4, 5, 7, 8].

Комплекс мероприятий, обеспечивающий безопасную эксплуатацию ГАТС, должен включать в себя сбор и анализ ретроспективных данных об отказах, в частности, это позволит выявлять для конкретной марки и модели ГАТС детали, лимитирующие надежность в зимнее время года, и прогнозировать отказы, а также корректировать мероприятия по техническому обслуживанию и ремонту.

Кроме этого, перед выходом автомобиля на линию, необходимо диагностировать его на стационарных постах, с целью определения остаточного ресурса, а также выявления отклонений диагностируемых параметров от нормы.

Однако наиболее эффективным методом контроля, позволяющим отслеживать процессы изменения технического состояния непосредственно в рейсе, является мониторинг ГАТС в режиме *online*.

В настоящее время существует возможность отслеживать множество процессов эксплуатации, таких как изменение скорости ГАТС и крутящего момента двигателя, расход топлива, нагрузка на ось, и т.д. Это позволяет удаленно диагностировать ГАТС, контролировать манеру и стиль вождения, а также выявлять остаточный ресурс на момент времени контроля.

На **рис. 1** показан пример нарушения водителем не только правил дорожного движения, но и техники безопасности. На фрагменте электронной карты зафиксирован проезд автомобиля Камаз-5511 через озеро Кенон (г. Чита) в апреле месяце 2016 г. В этом случае груженый автомобиль мог уйти под лед, а водитель погибнуть.

Рис. 1. Фрагмент электронной карты с зафиксированным проездом ГАТС через озеро Кенон

Целевую функцию, описывающую безопасность и эффективность эксплуатации ГАТС в зимнее время года, можно записать следующим образом (1)

$$L_{ост} \geq L_{м}, \quad (1)$$

где $L_{ост}$ – остаточный ресурс автомобиля, км;

$L_{м}$ – длина предстоящего маршрута (длина рейса), км.

Контролировать величину остаточного ресурса предлагается с помощью контроля линейного расхода топлива (2)

$$L_{ост} = L_{к} \cdot \left[(U_{p} / u(t))^{1/\alpha} - 1 \right], \quad (2)$$

где U_{p} – предельное отклонение параметра;

$L_{к}$ – фактический пробег ГАТС, км;

$u(t)$ – измеренное отклонение параметра;

α – показатель степени функции изменения параметра (для расхода топлива принимается $\alpha = 0,9$) [4].

Научно-образовательным центром проблем транспорта и сервиса машин Забайкальского государственного университета заключен договор о научно-техническом сотрудничестве с предприятием ООО «С- ТЕЛЕКОМ», которое специализируется на оказании услуг мониторинга автомобильного транспорта. В результате сотрудничества, например, были получены выборочные данные по автомобилю SHACMAN SX3256DR384, эксплуатируемому в зимнее время года на территории Забайкальского края. Определение остаточного ресурса этого автомобиля выполнялось следующим образом.

Согласно статистике отчетов за 2016 г. максимальный расход топлива составил 42 л/100 км. Номинальный расход для этого ГАТС составляет 36

л/100 км. В течение рейса, с помощью *online* мониторинга был зафиксирован расход 37,9 л/100 км. Фактический пробег ГАТС на момент контроля составил 40 тыс.км.

Таким образом, U_p = 42 – 36 = 6 л/100 км; $u(t)$ = 42 – 37,9 = 4,1 л/100км.

Отсюда, согласно (2) $L_{ост}$ = 40 000 * [(6/4,1)$^{1/0,9}$ – 1] = 20 808 км.

Таким образом, остаточный ресурс автомобиля SHACMAN SX3256DR384 составил 20 808 км.

Если, например, этому автомобилю предстоит рейс, длиною 1500 км, то $L_{ост}$ = 208 808 км. > $L_м$ = 1500 км, и автомобиль можно выпускать на линию.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что повышение безопасности и эффективности эксплуатации ГАТС, а также сокращение затрат на ТО и ремонт, напрямую зависят от своевременности и качества контроля изменений технического состояния автомобилей. В зимнее время года актуальность этих мероприятий повышается и обусловлена негативным влиянием низких температур не только на узлы и агрегаты автомобиля, но и на здоровье человека. Экономическая целесообразность контроля состояния ГАТС с помощь средств мониторинга обусловлена тем, что такая система позволяет вносить коррективы в стратегию технического сервиса, прогнозируя и выявляя отказы до их наступления. Описанная в статье система технического контроля формирует предпосылки создания регламента замен деталей, лимитирующих надежность, как для отечественных, так и для зарубежных автомобилей, а также внедрения информационно-технической поддержки эксплуатации автомобилей.

Список использованной литературы:

1. Вокрачко Ю.Г. Учебник военного водителя второго класса. – Москва: Воениздат, 1963. – 376 с.

2. Резник Л.Г. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации / Л.Г. Резник, Г.М. Ромалис, С.Т. Чарков. – Москва: Транспорт, 1989. – 128 с.

3. Тагаев Н.Н. Судебная медицина: учебник / Н.Н. Тагаев. – Харьков: «Факт», 2003. – 1253 с.

4. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей: Управление технической готовностью подвижного состава / И.Н. Аринин, С.И. Коновалов, Ю.В. Баженов. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. – 387 с.

5. Озорнин С.П. Математическая оценка негативного влияния внешних факторов на надежность грузовых автотранспортных средств, эксплуатируемых в северных регионах Российской Федерации / С.П. Озорнин, И.А. Тарасов. – Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация: матер. I Всерос. заочной науч.-практ. конф. / Забайкал. гос. ун-т; отв. ред. С.П. Озорнин. – Чита: ЗабГУ, 2016. – С. 175 – 185.

6. Озорнин С.П. Совершенствование процессов автомобильного сервиса в условиях Забайкальского края / С.П. Озорнин, И.А. Тарасов // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика: мат-лы 90-й междунар. научно-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (Иркутск, 9 – 10 апреля 2015 г.). – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. – С. 341 – 351.

7. Озорнин С.П. Совершенствование технического сервиса грузовых автомобилей, эксплуатируемых в северных регионах Российской Федерации / С.П. Озорнин, И.А. Тарасов // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2016. № 5. – Оренбург: ОГУ, 2016. – С. 105-110.

8. Озорнин С.П. Информационно-технологическое обеспечение фирменного сервиса грузовых автомобилей, эксплуатируемых в условиях Сибири и Крайнего Севера / С.П. Озорнин, И.А. Тарасов // Кулагинские чтения: XVI Междунар. науч.-практ. конф. (28 – 30 ноября, 2016 г.): сб. ст. [в 3 ч.] Чита: Забайкал. гос. ун-т, 2016. – Ч. 3. – С. 121 – 127.

УДК 629.113

АЛГОРИТМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИНФОРМАЦИЕЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТОПЛИВА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д.А. Худяков, И.М. Блянкинштейн

Аннотация. *В статье рассматриваются вопросы информационного обеспечения системы управления расходом топлива транспортных средств на основе использования данных о его движения, зафиксированных системой GPS/ГЛОНАСС-мониторинга. Охарактеризованы каналы поступления информации о транспортном средстве и параметрах его движения, используемой для анализа показателей топливной экономичности, а также причины возникновения в них погрешностей. Приводится математическое описание алгоритмов обеспечения системы информацией о дорожных условиях движения.*

Ключевые слова: *система оперативного управления расходом топлива, GPS, ГЛОНАСС, мониторинг, расход топлива.*

Худяков Дмитрий Александрович, ассистент кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79/10, E-mail: scr.88@mail.ru, тел./факс: +7(391) 244-86-25,

Блянкинштейн Игорь Михайлович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский

федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, д. 79/10, E-mail: blyankinshtein@mail.ru, тел./факс: +7(391) 249-82-85,

Одним из важных аспектов функционирования системы оперативного управления расходом топлива (СОУРТ) [1] является обеспечение ее достоверной информацией о характеристиках транспортного средства, режиме и условиях движения, которые с учетом загрузки автотранспортного транспортного средства (АТС) и его технического состояния оказывают основное влияние на величину эксплуатационного расхода топлива. В рассматриваемой СОУРТ методом имитационного моделирования движения автотранспортного средства по маршруту получают расчетные оценки расхода топлива и сравнивают их с фактическими оценками, полученными с использованием системы GPS/ГЛОНАСС-мониторинга [1]. По результатам анализа делаются выводы о перерасходе топлива АТС или о его отсутствии.

Исходя из вышеизложенного, эффективное функционирование СОУРТ возможно при соблюдении условия минимума погрешностей определения значений факторов

$$\text{если} \begin{cases} \varepsilon TX \Rightarrow \min \\ \varepsilon G \Rightarrow \min \\ \varepsilon \mathrm{D} \Rightarrow \min \\ \varepsilon \mathrm{R} \Rightarrow \min \end{cases}, \text{ то } \varepsilon Q_p \Rightarrow min \qquad (1)$$

где εTX – погрешность определения технических характеристик АТС;

εG – погрешность информации о загрузке транспортного средства; εD – погрешность информации о продольном профиле дороги;

εR – погрешность информации о режиме движения АТС.

Для эффективной реализации СОУРТ охарактеризуем каналы ввода (поступления) информации о транспортном средстве и параметрах его движения, используемой для анализа показателей топливной экономичности, а также причины возникновения в них погрешностей.

Фактор ТХ – информация о характеристиках АТС**,** которая вводится в ПО «МВК» [2] оператором на основании технических данных, объявленных производителем АТС и отраженных в паспорте транспортного средства или иной технической документации. Причины некорректности информации здесь могут быть следующие: возможное несоответствие комплектации АТС паспортным данным из-за внесенных изменений в конструкцию, недостоверные (ошибочные) данные в регистрационных документах АТС. Также, при нарастании срока эксплуатации возможен значительный дрейф технических параметров АТС вследствие естественного или аварийного износа узлов и агрегатов.

Фактор *G* – информация о загрузке АТС для каждого интервала движения между погрузкой/разгрузкой**.** Масса перевозимого груза также оказывает сильное влияние на расход топлива транспортным средством,

поэтому необходимо иметь достоверную информацию о загрузке. Современные электронные системы загрузки АТС позволяют определять массу груза с точностью ±1-5%.

Факторы *D* (дорога) **и *R*** (режим движения) – являются наиболее слабо формализованными применительно к виду решаемой задачи и им посвящено наибольшее внимание в рамках настоящего исследования. Для функционирования СОУРТ в соответствии с вышеизложенным подходом необходимо, чтобы информация о дорожных условиях и режиме движения, поступающая от системы мониторинга, совпадала по формату с информацией, которая применяется в качестве входной в ПО «МВК». Но она разного формата (см. Таблицу 1).

Поэтому первый научный вопрос, требующий решения в рамках рассматриваемой прикладной задачи – формализация алгоритма преобразования информации о дорожных условиях и режиме движения в формат, соответствующий ПО «МВК».

При отсутствии проектных или достоверных геодезических данных о маршруте движения алгоритм получения информации о продольном профиле дороги и параметрах движения транспортного средства на маршруте можно пошагово представить следующим образом.

Таблица 1 - Формат данных в системе GPS/ГЛОНАСС и в ПО «МВК»

Параметр	Форма представления информации:	
	в системе GPS/ГЛОНАСС	в программном комплексе МВК
Длина участка пути, *L*	В явном виде отсутствует, но может быть представлен, как функция от координат положения $l_n=f(x,y,z)$; $\Delta l_n=f(x_n - x_{n-1};\ y_n - y_{n-1};\ h_n - h_{n-1};)$ длина участка определяется по разнице координат положения АТС, м	Δl_n – задается в явном виде последовательностью дискретных длин участков, м;
Время движения на участке, *T*	Время (частота опроса, с) – является задающим режимным параметром к которому «привязывается» регистрация контролируемых системой параметров АТС	Время (с) прохождения маршрута является зависимым параметром и определяется по результатам моделирования движения АТС.
Скорость движения АТС на участке, *V*	V_n (км/ч) – рассчитывается из пути прохождения дискретного участка Δl_i по разнице координат положения и времени его прохождения	V_n (км/ч) – задается как ограничение скорости на участке, в тоже время является функцией от мощности, технических параметров АТС, дорожных условий и пр.
Уклон продольного профиля участка дороги, *i*	В явном виде отсутствует, но может быть представлен как функция от вертикальных координат положения (высота над уровнем моря, *h*) и длины участка: $i_n=f(h_{n-1},;h_n,\Delta l_n)$	Задается в явном виде, как последовательный ряд уклонов продольного профиля соответствующих участков маршрута движения (%)

На первом шаге используем *XYHT* – массив данных о пространственных координатах движущегося транспортного средства, получаемый от системы GPS/ГЛОНАСС-навигации в координатной форме

$$XYHT = \begin{cases} x_0, x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_{n-1}, x_n \\ y_0, y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_{n-1}, x_n \end{cases} \quad (2)$$

$$h_0, h_1, h_2, \dots, h_i, \dots, h_{n-1}, h_n$$
$$t_0,\ t_1,\ t_2, \dots,\ t_i, \dots,\ t_{n-1},\ t_n$$

где x_i – географическая широта положения АТС на карте ГИС в *i*-й точке, град.;

y_i – географическая долгота положения АТС на карте ГИС в *i*-й точке, град.*;*

h_i – высота над уровнем моря АТС в *i*-й точке, м*;* t_i – момент времени, с*; i*=0,1,2,3, …, *n*.

Расстояние между соседними точками в метрах, с учетом кривизны поверхности Земли [3] определим как

$$\Delta l_i = \sqrt{\begin{pmatrix} R\ (\arccos(\sin(x_{i-1}) \cdot \sin(x_i)\ + \\ +\cos(x_{i-1}) \cdot \cos(x_i) \cdot \cos(y_{i-1}\ -\ y_i)) \end{pmatrix}^2 + (h_{i-1} - h_i)^2} \qquad (3)$$

где R= 6 371 210 – средний радиус Земли, м.

В массиве (2) расстояния между соседними координатами не одинаковы, так как зависят от скорости движения транспортного средства от одной точки к другой

$$\Delta l_1 \neq \Delta l_2 \neq \Delta l_3 \neq \dots \neq \Delta l_{n-1} \neq \Delta l_n\ . \qquad (4)$$

В то же время интервал квантования по времени Δt постоянный и задается настройками в системе GPS/ГЛОНАСС-навигации

$$t_1 - t_0 = t_2 - t_1 = \ \dots\ = \ t_n - t_{n-1} = \Delta t = \ \text{const} \qquad (5)$$

На втором шаге построения продольного профиля дороги на маршруте переходим от квантования по времени к квантованию по пути, при этом разбиение производим на участки одинаковой заданной длины. Получаемый при этом массив (2) преобразовываем в массив с дискретным интервалом по пути Δl (3), обеспечив условие $\Delta l \approx$ const. В результате получаем новый массив данных *X´Y´H´T´*

$$X´Y´H´T´ = \begin{cases} x´_0, x´_1, x´_2, \dots, x´_l, \dots, x´_{m-1}, x´_m \\ y´_0, y´_1, y´_2, \dots, y´_l, \dots, y´_{m-1}, y´_m \\ h´_0, h´_1, h´_2, \dots, h´_l, \dots, h´_{m-1}, h´_m \\ t´_0, t´_1,\ t´_2, \dots, t´_l, \dots,\ t´_{m-1}, t´_m \end{cases} \qquad (6)$$

где $x´_l$ – географическая широта положения АТС на карте ГИС в точке *l*, град.*;*

x'_l – географическая долгота положения АТС на карте ГИС в точке l, град.;

h'_l – высота над уровнем моря АТС в точке l, м;

t'_l – время движения АТС, с; l=1,2,3, …, m.

В полученном массиве (6) в отличие от массива *XYHT* (2) параметры

$$\Delta l_1 \approx \Delta l_2 \approx \Delta l_3 \approx \ldots \approx \Delta l_{n-1} \approx \Delta l_n \approx const \quad (7)$$

$$t_1 - t_0 \neq t_2 - t_1 \neq \ \ldots \ \neq \ t_n - t_{n-1} \neq \Delta t \quad (8)$$

отличаются от (4) и (4).

На третьем шаге из массива данных *X'Y'H'T',* используя формулы

$$\Delta l'_j = 1000 \sqrt{\begin{pmatrix} R\ (\arccos (\sin (x'_{l-1}) \cdot \sin (x'_l)\ + \\ + \cos (x'_{l-1}) \cdot \cos (x'_l) \cdot \cos (y'_{l-1} - y'_l)) \end{pmatrix}^2 + (h'_{l-1} - h'_l)^2} \quad (9)$$

$$i_j = \frac{h_2 - h_1}{R\ (\arccos(\sin(x'_{l-1}) \cdot \sin(x'_l) + \cos(x'_{l-1}) \cdot \cos(x'_l) \cdot \cos(y'_{l-1} - y'_l)))} \quad (10)$$

$$V_j = 3{,}6 \cdot \frac{\Delta l'_j}{t'_l - t'_{l-1}} \quad (11)$$

получаем новый массив данных, характеризующий продольный профиль дороги и состоящий из длины j-го участка, его уклона и скорости движения транспортного средства на данном участке, и который по входному формату соответствует МВК

$$M = \begin{cases} \Delta l'_0, \Delta l'_1, \Delta l'_2, \ldots, \Delta l'_{j-1}, \Delta l'_j \\ i_0, i_1, i_2, \ldots, i_{j-1},\ i_j \\ V_0, V_1, V_2, \ldots, V_{j-1}, V_j \end{cases} \quad (12)$$

На четвертом шаге, исходя из ранее полученных данных о загрузке транспортного средства и его фактическом расходе топлива, массив M принимает вид, соответствующий формату ПО «МВК»

$$M` = \begin{cases} \Delta l'_0, \Delta l'_1, \Delta l'_2, \ldots, \Delta l'_{j-1}, \Delta l'_j \\ i_0, i_1, i_2, \ldots, i_{j-1},\ i_j \\ V_0, V_1, V_2, \ldots, V_{j-1}, V_j \\ Q_1, Q_2 Q_3, \ldots, Q_{j-1}, Q_j \end{cases} \quad (13)$$

$$G_1, G_2 G_3, \dots, G_{j-1}, G_j$$

где Q_j – фактическое (измеренное) количество израсходованного топлива автотранспортным средством на j-ом участке маршрута, л; G_j – загрузка автотранспортного средства на j-ом участке маршрута.

Второй научный вопрос, рассматриваемый в настоящей работе – разработка алгоритма анализа и обеспечения необходимой точности построения модели продольного профиля дороги. При построении модели маршрута для СОУРТ важно обеспечить его максимальную идентичность фактическому маршруту и условиям движения АТС по нему, что является необходимым условием для эффективного функционирования СОУРТ и минимизации погрешностей расчетных оценок расхода топлива.

Суть проблемы здесь состоит в том, что при малом интервале квантования маршрута вследствие погрешностей определения высот точек модель профиля получается излишне ломаной, т. е. имеет место избыточность информации. В качестве способа ее фильтрования используем оптимизацию интервала квантования путем варьирования величины интервала квантования Δl (7): Δl*= 100, 200, 300, …, L*, где L – длина маршрута, м.

Оптимизацию интервала квантования проводим по двум критериям:

• по минимуму суммы квадратов отклонений (невязок) между высотой над уровнем моря фактического и расчетного профилей дороги;

• по минимуму отклонений расчетных расходов топлива при движении по смоделированному и фактическому (с известным профилем) маршрутам.

Первый критерий используем для оценки степени приближения модели продольного профиля дороги к фактическому

$$S_{\Delta l} = \sum_{l=0}^{L} \left(H_l^{\text{факт}} - H_l^{\text{расч}} \right)^2 \Rightarrow \min \qquad (14)$$

где $S_{\Delta l}$ – сумма квадратов отклонений (невязок) между высотой над уровнем моря фактического и расчетного профилей дороги при k-м интервале квантования маршрута, м; $H_l^{\text{факт}}$ – высота над уровнем моря фактического профиля дороги на l-м интервале его пути, м; $H_l^{\text{расч}}$ – высота над уровнем моря расчетного профиля дороги на l-м интервале его пути, м; l =0, 100, 200,… L – пройденный путь от начала маршрута, м.

Второй критерий вспомогательный, используем для проверки. Гипотетически можно утверждать, что отклонения величин расхода топлива при моделировании движения по фактическому профилю дороги и его полученной модели для конкретного автомобиля при прочих зафиксированных параметрах будут минимальны при минимальной сумме квадратов отклонений продольного профиля

$$\text{Если } S_{\Delta l} \Rightarrow \min, \text{то и } \Delta Q_{\Delta l} \Rightarrow \min \qquad (15)$$

где $\Delta Q_{\Delta l}$ – отклонение величинами расхода топлива при моделировании движения по фактическому и расчётному продольным профилям дороги при интервале квантования маршрута Δl, %

С использованием вышеизложенных алгоритмов проведены экспериментальные исследования [4, 5] влияния интервала квантования на точность получаемой модели маршрут, в результате установлено, что при увеличении интервала квантования маршрута возможно сглаживание продольного профиля дороги и его приближение к реальному (фактическому) профилю.

В результате расчетно-экспериментальной проверки гипотез (14, 15) установлено [5], что с увеличением интервала квантования профиль дороги сглаживается и в пределе стремится к прямой, соединяющей начальную и конечные точки маршрута. При этом относительная погрешность расхода топлива при движении по маршруту в зависимости от интервала его квантования аппроксимируется полиномиальной зависимостью третьей степени с коэффициентом детерминации, равным 0,9032, которая имеет вид

$$\Delta Q_{\Delta l} = A(\Delta l)^3 + B(\Delta l)^2 - C(\Delta l) + D, \qquad (16)$$

где Δl – интервал квантования маршрута по пути, м; A, B, C, D – коэффициенты.

Полученные результаты анализа погрешности расхода топлива в зависимости от интервала квантования представлены на рисунке 1.

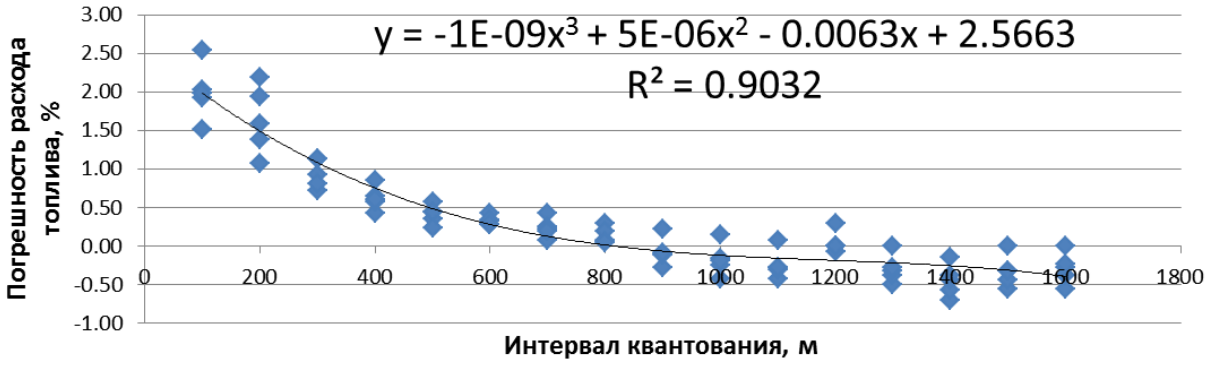


Рис. 1. Зависимость погрешности расхода топлива в % от интервала квантования

Как видно из полученных данных, за счет сглаживания модели профиля маршрута погрешность расхода топлива снижается и становится наименьшей при интервале квантования, равном 800 м. При дальнейшем увеличении интервала квантования происходит чрезмерное сглаживание маршрута и расход топлива при движении по полученной модели

продольного профиля становится меньше расхода топлива, полученного при движении по эталонному маршруту. Данные выводы подтверждаются применением метода оценки суммы квадратов невязок (рисунок 2).

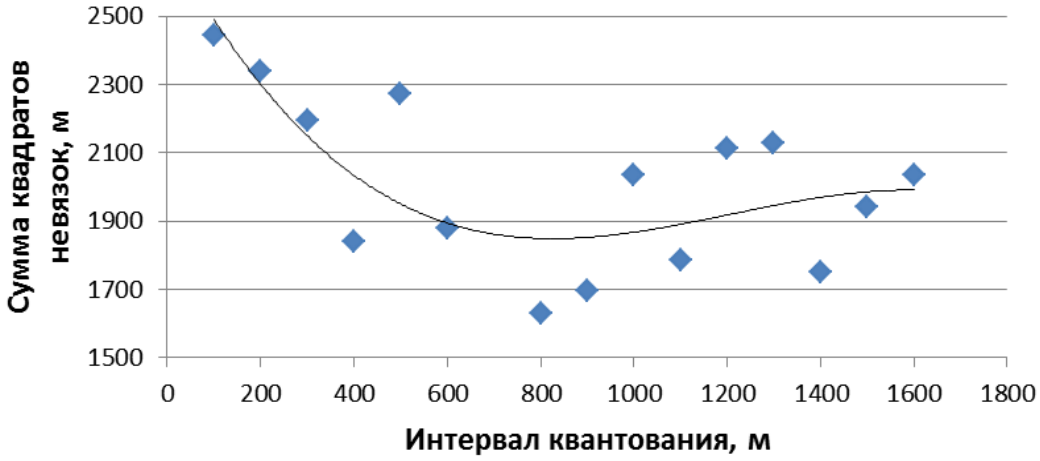


Рис. 2. Сумма квадратов отклонений (невязок) высот точек построенной модели продольного профиля и реального маршрута

Как видно из полученных результатов, сумма квадратов невязок высот точек продольного профиля также имеет минимальное значение при интервале квантования, равном 800 м, что свидетельствует о том, что при данном интервале квантования продольные профили маршрутов наиболее похожи. Это также подтверждает ранее сделанное предположение, что отклонения величин расхода топлива при моделировании движения по фактическому и расчётному продольным профилям дороги будут минимальны при минимальной сумме квадратов отклонений.

По результатам исследований установлено, что минимальная погрешность расхода топлива на построенной модели маршрута, относительно фактического, достигается при интервале квантования маршрута, равном 800 м, и составляет 0,05–0,29 %.

Список использованной литературы:

1. Блянкинштейн И.М., Воеводин Е.С., Худяков Д.А. Система оперативного управления расходом топлива на предприятиях автомобильного транспорта // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 3. – с. 27–29.

2. Московкин В.В. Системы методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля: дисс… д-ра техн. наук: 05.05.03 – М., 1999. – 337 с.

3. Геоинформационные основы навигации: учеб. пособие / Ю.Н. Сарайский. – СПб: СПбГУГА, 2010. – 245 с.

4. Оценка погрешностей расчета расхода топлива на маршрутах, построенных по данным GPS/ГЛОНАСС-треков / Д.А. Худяков, И.М.

Блянкинштейн, Д.А. Швец, А.С. Кашура // Международная научно-практическая конференция: Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства (Красноярск, 7-8 апреля 2016 г.) : сб. науч. тр : в 2 ч. Ч. 2 / под общ. ред. В.В. Минина. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2016. – 710 с.

5. Худяков Д.А., Блянкинштейн И.М., Кашура А.С., Мальчиков С.В., Махова Е.Г. Обеспечение информацией о дорожных условиях движения системы управления расходом топлива автотранспортных средств // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2016. – № 6. – с. 125–129.

УДК 629. 113

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА ДИНАМИКУ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

А.И. Федотов

Аннотация. *Цель статьи заключается в анализе влияния переменной нормальной нагрузки, действующей как возмущение, на динамику процесса торможения автомобильного колеса. МЕТОДЫ. Используются структурные методы математического моделирования, в рамках которого расчетной схеме объекта в виде механической системы сопоставляется эквивалентная в динамическом отношении структурная схема системы автоматического управления. Используется аппарат передаточных функций, обеспечивающий учет конструктивно-технических особенностей объекта, а также особенности силовых возмущений. РЕЗУЛЬТАТЫ. Показано, что анализ динамических свойств колеса в условиях внешних силовых возмущений целесообразно выполнять на основе амплитудно- и фазо-частотных характеристик. ВЫВОДЫ. Колебания нормальной нагрузки вызывают сильное воздействие на процесс торможения автомобильного колеса в условиях возмущений. Это воздействие тем сильнее, чем ближе проскальзывание шины к области критического проскальзывания. В закритической по проскальзыванию области колебания нагрузки вызывают быстрое блокирование колеса.*

Ключевые слова: *колесо с эластичной шиной, процесс торможения, нормальная нагрузка, колебания нормальной нагрузки.*

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: fai@istu.edu

Введение

Автомобильный транспорт является самым опасным видом транспорта современности. Ежегодно в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) Российской Федерации гибнет 25-30 тысяч человек, получают увечья более 250 тысяч человек - это население небольшого города. Только за три дня на автодорогах нашей страны гибнет людей больше, чем в течение года на всех других видах транспорта [1]. Более 98% ДТП происходят в процессе торможения автомобиля или сопровождаются торможением [2].

Процесс торможения автомобиля неразрывно связан с характеристиками сцепления его шин с опорной поверхностью дороги. Благодаря силам сцепления шин с дорожной поверхностью автомобиль изменяет свое направление и скорость. Для повышения качества процесса торможения на автомобили устанавливают антиблокировочные системы ABS, системы динамической стабилизации движения (ESP) и др. Однако эффективность работы этих систем значительно снижается, когда на тормозящие колеса автомобиля действуют дорожные неровности. Так, например, колебания нормальной нагрузки R_z на колеса автомобиля увеличивает его тормозной путь на 37-40% [3].

Поэтому особую актуальность имеет проблема эффективного управления (*регулирования*) процесса торможения колес автомобиля в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки на них. Для решения данной проблемы в данной статье авторы, представляют результаты аналитических исследований динамики процесса торможения автомобильного колеса в условиях колебаний нормальной нагрузки R_z.

Анализ динамических свойств автомобильного колеса при торможении в условиях переменной нормальной нагрузки

Для проведения аналитического исследования на первом этапе была составлена расчетная схема (рис. 1) процесса торможения колеса автомобиля под действием возмущений, вызванных переменной нормальной нагрузкой.

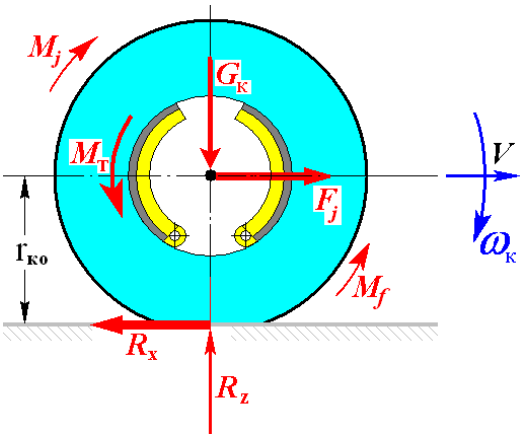


Рис. 1. Расчетная схема процесса торможения колеса автомобиля под действием возмущений, вызванных переменной нормальной нагрузкой

Процесс торможения представлен в виде одиночного автомобильного колеса, движущегося со скоростью *V*и вращающегося с угловой скоростью $\omega_к$ нагруженного переменной нормальной нагрузкой R_z и постоянным тормозным моментом $M_т$.

Математическое описание процесса торможения колеса представим в виде системы уравнений (1).Подробное описание входящих в систему параметров приведено в источнике [4]. Так символом $r_{ко}$ обозначен силовой радиус колеса, которым является радиус качения колеса в ведомом режиме, $r_о$ – радиус свободного, ненагруженного колеса, а символом $J_к$ момент инерции колеса. Константы C_1 и C_2корректируют характеристику изменения радиуса $r_{ко}$ по нагрузке R_z. Символом *S*обозначено проскальзывание шины (0<*S*<1,0), символом $R_х$– продольная реакция дороги на действие тормозной силы. Момент сопротивления качению M_fотражает силовые потери на трение в шине, а коэффициент φ_{max}- сцепление шины с дорогой.

$$\begin{cases} S = 1 - \dfrac{\omega_k \cdot r_{ko}}{V} \\ r_{ko} = r_o(1 - C_1 \cdot \sqrt{R_z} + C_2 \cdot R_z) \\ \dfrac{d\omega_k}{dt} = \dfrac{R_x \cdot r_{ko} - M_т - M_f}{J_k} \\ R_x = R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot f(s) \\ f(s) = R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot \sin[a \cdot arctg(b \cdot s)] \end{cases} \qquad (1)$$

Результаты выполненных ранее экспериментальных исследований показывают, что характер воздействия нормальной нагрузки R_z на силовые и кинематические параметры колеса зависит от частоты ее изменения и от величины *нормированной функции торможения* $f_{т(s)}$, определяющей режим установившегося торможения колеса

$$f_{т(s)} = \frac{M_т + M_f}{r_{ко}} \cdot \frac{1}{R_z \cdot \varphi_{max}} \qquad (2)$$

Для более подробного анализа динамических свойств тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой, воспользуемся методикой исследования сложных динамических систем, получившей распространение в теории автоматического регулирования.

Представим колесо в виде динамической системы с нормальной нагрузкой и тормозным моментом на входе и угловыми скоростью и ускорением, а также проскальзыванием и продольной реакцией на выходе. На первом этапе ограничимся рассмотрением динамических характеристик колеса в относительно малом диапазоне изменения нормальной нагрузки R_z в

окрестности некоторого установившегося состояния ($R_z = R_{zo}$) при постоянном тормозном моменте

$$R_z = R_{zo} + \Delta R_z \tag{3}$$

когда нелинейность системы уравнений, описывающих процесс торможения колеса (1) еще не проявляется. Тогда зависимости $f(S)$ и $r_{ко}(R_z)$ можно линеаризовать и представить в виде:

$$f(S)=f_o(S)+ \partial_s \cdot \Delta S;$$

$$r_{ко} = r_{коо}+ \partial_r \cdot \Delta R_z$$

где $f_o(S)$ и $r_{коо}$- соответствуют установившемуся состоянию торможения колеса при $R_z = R_{zo}$;

$\partial_s = \frac{\partial f(s)}{\partial S}$ и $\partial_r = \frac{\partial r_{ко}}{\partial R_z}$ - частные производные указанных зависимостей в точках *установившегося состояния*.

Разложим теперь зависимости, образующие систему уравнений, описывающих процесс торможения колеса (1), на участке изменения соответствующих переменных в ряд Тейлора, используя только линейные члены ряда. При этом пренебрегаем изменением момента M_fсопротивления качению (M_f=*const*), учитываем, что в установившемся состоянии и угловое ускорение $\dot{\omega}_к = 0$и действующие на колесо моменты равны нулю

$$-\frac{\left(M_т + M_f\right)}{J_к} + R_{xo} \cdot \frac{r_{коо}}{J_к} = 0$$

После преобразований получим следующую систему уравнений для приращений

$$\begin{cases} \Delta R_x = \dfrac{\partial R_x}{\partial R_z} \cdot \Delta R_z + \dfrac{\partial R_x}{\partial S} \cdot \Delta S \\ \Delta \dot{\omega}_к = \dfrac{\partial \dot{\omega}_к}{\partial R_x} \cdot \Delta R_x + \dfrac{\partial \dot{\omega}_к}{\partial r_{ко}} \cdot \Delta r_{ко} \\ \Delta S = \dfrac{\partial S}{\partial \omega_к} \cdot \Delta \omega_к + \dfrac{\partial S}{\partial r_{ко}} \cdot \Delta r_{ко} \\ \Delta r_{ко} = \dfrac{\partial r_{ко}}{\partial R_z} \cdot \Delta R_z \end{cases} \tag{4}$$

Частные производные, входящие в эту систему, определяем дифференцированием исходных уравнений системы, описывающих процесс торможения колеса (1) при значениях переменных, соответствующих установившемуся состоянию:

$$\frac{\partial R_x}{\partial R_z} = \varphi_{max} \cdot f_o(S); \qquad \frac{\partial R_x}{\partial S} = R_{Zo} \cdot \varphi_{max} \cdot \partial S; \qquad \frac{\partial \dot{\omega}_к}{\partial R_x} = \frac{r_{koo}}{J_к};$$
$$\frac{\partial \dot{\omega}_к}{\partial r_{ko}} = \frac{R_{Xo}}{J_к}; \qquad \frac{\partial S}{\partial \omega_к} = -\frac{r_{koo}}{V}; \qquad \frac{\partial S}{\partial r_{koo}} = -\frac{\omega_{ko}}{V} \qquad (5)$$

Подставим (4) в (5) и после преобразования переходим к операторной форме записи переменных

$$\begin{cases} \Delta R_x(p) = \dfrac{M_т + M_f}{r_{koo} \cdot R_{Zo}} \cdot \Delta R_z(p) + R_{Zo} \cdot \varphi_{max} \cdot \partial S \cdot \Delta S(p) \\ \Delta \omega_к(p) p = \dfrac{r_{koo}}{J_к} \cdot \Delta R_x \cdot (p) + \dfrac{M_т + M_f}{r_{koo} \cdot J_к} \cdot \partial r \cdot \Delta R_z(p) \\ \Delta S(p) = -\dfrac{r_{koo}}{V} \cdot \Delta \omega_к(p) - \dfrac{(1 - S_o)}{r_{koo}} \cdot \partial r \cdot \Delta R_z(p) \end{cases} \qquad (6)$$

где $\Delta R_z(p)$, $\Delta R_x(p)$, $\Delta \omega(p)$ и$\Delta S(p)$ - изображения соответствующих переменных по Лапласу;

$p = \dfrac{d}{dt}$ - оператор дифференцирования (*оператор Лапласа*).

На основании этой системы уравнений составлена структурная схема динамических свойств колеса, тормозящего под воздействием возмущений, вызванных переменной нормальной нагрузки (рис.2).

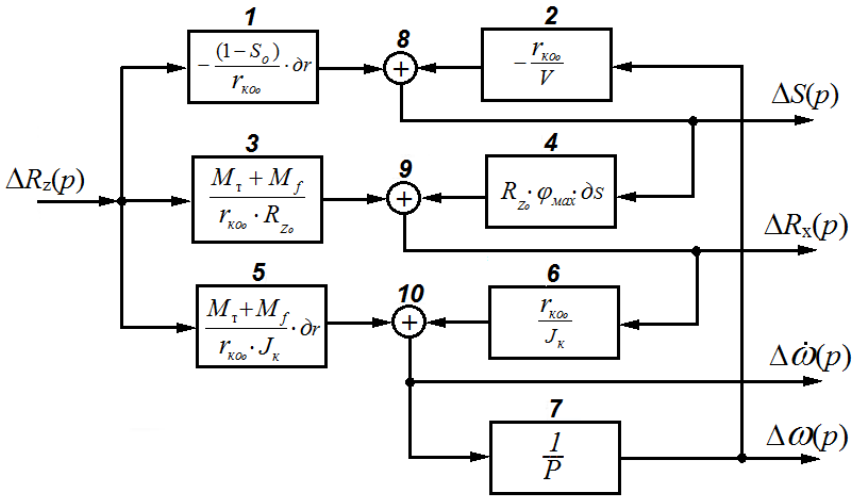


Рис. 2. Структурная схема динамических свойств автомобильного колеса по нормальной нагрузке как входному параметру при постоянном тормозном моменте

Данная схема состоит из усилительных звеньев 1-6, интегрирующего звена 7 и сравнительных элементов 8-10.

Передаточные коэффициенты усилительных звеньев характеризуют следующие преобразования:

$K_1 = -\frac{(1-S_o)}{r_{koo}} \cdot \partial r$ - нормальной нагрузки R_z в проскальзывание S, связанное с изменением силового плеча, радиуса качения колеса $r_{ко}$ в ведомом режиме;

$K_2 = -\frac{r_{koo}}{V}$ - угловой скорости $\omega_к$ в проскальзывание S;

$K_3 = \frac{M_т + M_f}{r_{koo} \cdot R_{zo}}$ -нормальной реакции R_z в продольную реакцию R_x, обусловленное изменением предельной сцепной силы;

$K_4 = R_{zo} \cdot \varphi_{max} \cdot \partial s$ - проскальзывания S в продольную реакцию R_x;

$K_5 = \frac{M_т + M_f}{r_{koo} \cdot J_к} \cdot \partial r$ - нормальной реакции R_x в угловое ускорение $\dot{\omega}_к$, связанное с изменением силового плеча R_x;

$K_6 = \frac{r_{koo}}{J_к}$ - продольной реакции R_x в ускорение $\dot{\omega}_к$.

Некоторые из перечисленных передаточных коэффициентов весьма существенно зависят от режима качения колеса (рис. 2), характеризуемого при данной величине R_{zo} и уровнях тормозного момента $M_т$ параметром $f_{то}$ или же соответствующим проскальзыванием S_o.

Можно отметить, что в свободном режиме нормальная реакция воздействует на рассматриваемую динамическую систему только через звено 1 ($K_3 = K_5 = 0$), то есть только за счет изменения радиуса качения $r_{ко}$ как кинематического параметра, определяющего проскальзывание S.

По мере роста тормозного момента и увеличения проскальзывания превалирующим становится воздействие R_z через звено 3 и при критическом проскальзывании ($\partial s=0$) влияние R_z на R_x через изменение кинематических параметров колеса (*обратную связь, образуемую звеньями* 2, 4, 6, 7) практически прекращается, и все изменение R_x связано только с изменением предельной сцепной силы.

Поскольку влияние передаточных функций звеньев структурной схемы на динамические характеристики выходных параметров системы проявляются в их совокупности, то отдельно для каждого выходного параметра, из системы уравнений (6), запишем передаточные функции

$$W_s = K_1 + K_2 \cdot W_\omega; \qquad W_x = K_3 + K_4 \cdot W_s \tag{7}$$
$$W_{\dot{\omega}_к} = K_5 + K_6 \cdot W_x W_\omega = W_{\dot{\omega}_к} \cdot \frac{1}{p}$$

где W_s, W_x, $W_{\dot{\omega}_к}$ и W_ω- передаточные функции соответствующих параметров по нормальной нагрузке R_z.

Решая эту систему уравнений, получим выражения для передаточных функций:

$$W_x = [(K_3 + K_4 \cdot K_1) \cdot T_j p - \frac{K_5}{K_6}] \cdot \frac{1}{1 + T_j p} \tag{8}$$

$$W_{\dot{\omega}_к} = K_6 \cdot [\frac{K_5}{K_6} + (K_3 + K_4 \cdot K_1)] \cdot T_j p \cdot \frac{1}{1 + T_j p} \tag{9}$$

$$W_\omega = K_6 \cdot [\frac{K_5}{K_6} + (K_3 + K_4 \cdot K_1)] \cdot T_j \cdot \frac{1}{1 + T_j p} \tag{10}$$

$$W_s = [-(\frac{K_5}{K_6} + K_3)\frac{1}{K_4} + K_1 \cdot T_j p] \cdot \frac{1}{1 + T_j p} \tag{11}$$

где T_j - постоянная времени обратной связи, образуемой звеньями 2,4,6,7 (см.рис.2),отражающая влияние инерции колеса на его динамические характеристики

$$T_j = -\frac{1}{K_1 \cdot K_4 \cdot K_6} = \frac{J_к \cdot V}{r_{коо}^2 \cdot R_{z_o} \cdot \varphi_{max} \cdot \partial S} \tag{12}$$

Постоянная времени T_j с ростом проскальзывания резко увеличивается из-за уменьшения крутизны f(S) диаграммы, а затем при приближении процесса к *критическому проскальзыванию* шины $S > S_{кр}$ постоянная времени T_j становится отрицательной, что указывает на неустойчивость процессов в этой зоне.

Таким образом, выражения (8)...(11) дают возможность оценить вклад передаточных коэффициентов K_1–K_6 в формировании соответствующих передаточных функций и тем самым определить зоны превалирующего влияния тех или иных преобразующих свойств колеса с эластичной шиной на его динамические характеристики.

Так, например, в области больших проскальзываний$K_3 >> K_4 \cdot K_1$,а отношение $K_5/K_6 << K_3$.Это позволяет пренебречь в данной области изменением радиуса $r_{ко}$ качения колеса при описании сцепных характеристик его шин.

Подставляя $P = i \cdot \Omega$ где ($\Omega = 2\pi\nu$- круговая частота,$i = \sqrt{-1}$) в выражения для передаточных функций и разделяя вещественную и мнимую части, после соответствующих преобразований, получаем формулы для

расчета амплитудно-частотных (АЧХ) и фазо-частотных (ФЧХ) характеристик:

продольной реакции

$$H_{\Omega X} = K_{xo}\sqrt{\frac{1+(K_{zx}/K_{xo})^2\cdot T_j^2\cdot\Omega^2}{1+T_j^2\cdot\Omega^2}}\,,\Theta_{\Omega X} = -arctg\cdot\left[T_j\cdot\Omega\frac{1-K_{zx}/K_{xo}}{1+T_j^2\cdot\Omega^2\cdot(K_{zx}/K_{xo})^2}\right]$$

угловой скорости

$$H_{\Omega\omega} = K_{\omega o}\cdot\frac{1}{\sqrt{1+T_j^2\cdot\Omega^2}}\,,\Theta_{\Omega\omega} = -arctg\cdot T_j\cdot\Omega$$

углового ускорения

$$H_{\Omega\varepsilon} = K_{\omega o}\cdot\frac{\Omega}{\sqrt{1+T_j^2\cdot\Omega^2}}\,,\Theta_{\Omega\varepsilon} = arctg\cdot\frac{1}{T_j\cdot\Omega}$$

проскальзывания

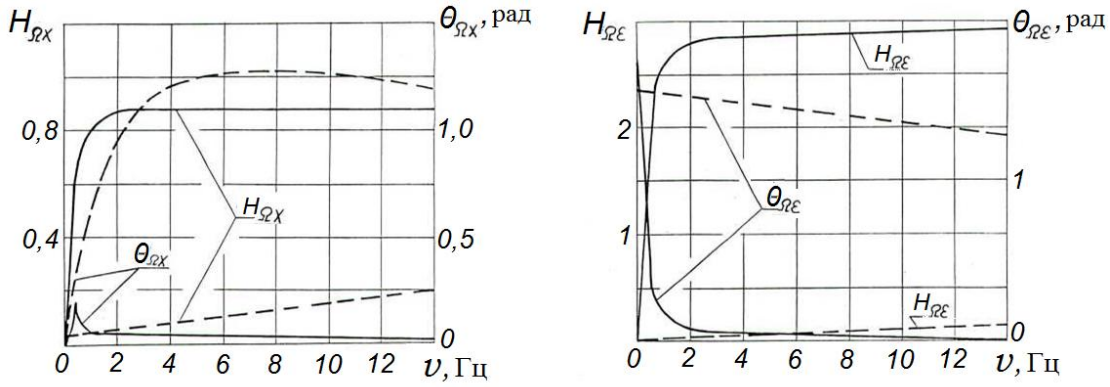
$$H_{\Omega S} = K_{So}\sqrt{\frac{1+(K_1/K_{So})^2\cdot T_j^2\cdot\Omega^2}{1+T_j^2\cdot\Omega^2}}\,,\Theta_{\Omega S} = -arctg\cdot T_j\cdot\Omega\frac{1-K_1/K_{So}}{1+T_j^2\cdot\Omega^2\cdot(K_1/K_{So})^2}$$

где $K_{zx}= K_3 + K_1\cdot K_4$- передаточный коэффициент прямой связиот R_z к R_x;

$K_{xo},K_{\omega o},K_{so}$- передаточные коэффициенты, характеризующие соответствующие передаточные функции колеса в установившемся режиме

$$K_{xo} = \frac{K_5}{K_6};\qquad K_{\omega o} = (K_5 + K_6\cdot K_{zx})\,;K_{so} = (\frac{K_5}{K_6}+K_3)\cdot\frac{1}{K_4}$$

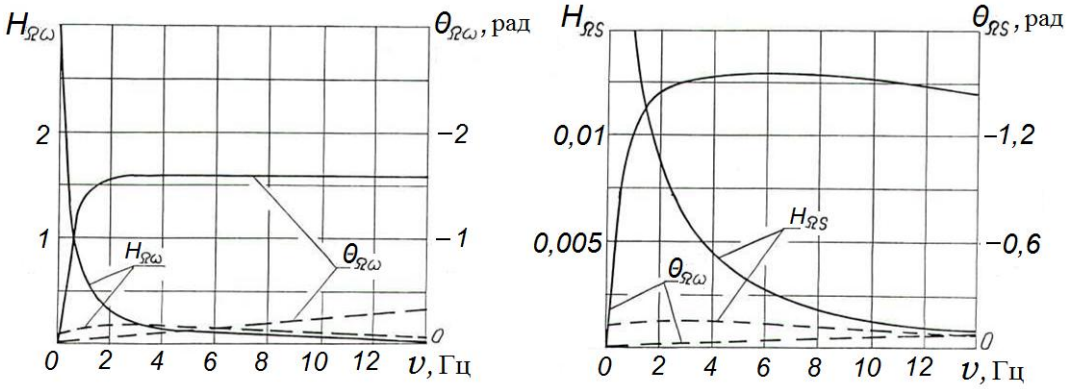
На рис. 3 и 4 в качестве примера представлены АЧХ и ФЧХ, рассчитанные по приведенным выше формулам, для двух характерных режимов торможения: с малым проскальзыванием (S_o= 0,05) и большим S_o= 0,3).



а б

а - продольной реакции; б - углового ускорения, ——— при S_o= 0,05; ——— при S_o= 0,3.

Рис. 3. Амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики тормозящего колеса в условиях помех, вызванных действием переменной нормальной нагрузки



а – угловой скорости; б - проскальзывания, ——— при S_o= 0,05; ——— при S_o= 0,3

Рис. 4. Амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики тормозящего колеса в условиях помех, вызванных действием переменной нормальной нагрузки

В этих режимах *нормированная функция торможения* $f_т$ численно соответственно равна 0,6 и 0,995.

Численные значения параметров, определяющих протекание характеристик, рассчитаны для упомянутой выше шины модели «Hankook» 175/70R13имеющей момент инерции $J_к$ = 0,75 кг·м^2, давление воздуха P_w = 170 кПа; при средней величине нормальной нагрузки R_z = 3,9 кН и скорости движения V = 8,76 м/с (31,5 км/час). Полученные значения передаточных коэффициентов представлены в табл. 1.

Результаты анализа показывают, что при торможении автомобильного колеса с малым проскальзыванием, сопровождающимся ростом частоты

колебаний нормальной нагрузки, амплитуды изменения углового ускорения $\dot{\omega}_к$ колеса и продольной реакции R_x постепенно увеличиваются (см. рис.3), но по величине они остаются малыми.

Таблица 1 - Значения передаточных коэффициентов в точках, соответствующих установившемуся процессу торможения колеса при постоянном проскальзывании

Передаточные коэффициенты	Численные значения передаточных коэффициентов	
	при S_o= 0,05	приS_o = 0,3
K_1	0,000095	0,000074
K_2	-0,0338	-0,03377
K_3	0,51	0,865
K_4	2830,4	9,8
K_5	-0,057	-0,097
K_6	3,155	3,155
$K_{ωo}$	0,018	0,031
K_{xo}	0,008	2,528
K_{so}	0,00017	0,085
T_j	0,00276	0,958

Также малы и амплитуды изменений угловой скорости ωи проскальзывания S шины тормозящего колеса (см. рис. 4), зависимости которых имеют слабо выраженный экстремум при частоте ν≈ 3 Гц.

Наблюдается интенсивное увеличение фазового сдвига продольной реакции R_x с ростом частоты ν, который стабилизируется на уровне ~ 1,25 рад (~70°) при достижении частоты ν≈ 4 Гц (см. рис. 3,а).

Фазовый сдвиг углового ускорения $\dot{\omega}_к$ мало изменяется с ростом частоты ν изменения нормальной нагрузки и составляет примерно 1,45 рад (~80°). Фазовое отставание угловой скорости и проскальзывания незначительно (см. рис. 4).

В рассматриваемом режиме торможения переменная нормальная нагрузка влияет на динамические характеристики колеса, в основном, за счет изменения радиуса качения $r_{ко}$ изменяющегося за счет действия переменной нормальной нагрузки R_z.

При торможении колеса с проскальзыванием, близким к критическому (S_o<$S_{кр}$), постоянная времени обратной связи быстро возрастает, амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики параметров колеса при колебаниях R_z начинают приближаться по форме к характеристикам, получаемым при действии переменного тормозного момента [2, 5] . Однако ФЧХ отличаются по фазе почти на 180°. При этом динамические характеристики определяются, в основном, инерционными свойствами

колеса и обусловлены изменением предельной по сцеплению продольной реакции R_x.

При торможении с проскальзыванием большим критического (S_o=0,3) постоянная времени обратной связи T_j становится отрицательной, и режим торможения колеса становится неустойчивым. За исключением малых частот (ν< 1Гц) колебаний нормальной нагрузки, когда наблюдаются значительные амплитуды изменений продольной реакции R_xи углового ускорения $\dot{\omega}_к$ колеса при практически постоянных АЧХ и небольших фазовых сдвигах (см. рис.3).

Угловая скорость и проскальзывание реагируют на колебания нормальной нагрузки только при малых частотах и при этом амплитуды достигают больших величин (см. рис. 4).

С ростом частоты изменения нормальной нагрузки, влияние R_z на эти параметры быстро снижается, хотя фазовое отставание резко возрастает почти до 90° . При низких частотах наблюдается также значительный фазовый сдвиг углового ускорения. В этом режиме изменение силовых и кинематических параметров колеса происходит, в основном, за счет изменения предельной по сцеплению продольной реакции под действием нормальной нагрузки.

Заключение

При малом уровне тормозного момента, действие возмущений в виде переменной нормальной нагрузки на параметры колеса определяется изменением его силового радиуса – радиуса качения в ведомом режиме, а при большом уровне – изменением предельной по сцеплению продольной реакции.

Колебания нормальной нагрузки наибольшее влияние оказывают на силовые и кинематические параметры тормозящего колеса с эластичной шиной при высоком уровне реализации его потенциальных сцепных свойств с опорной поверхностью.

Динамические свойства колеса наиболее существенно проявляются в области частот колебаний нормальной нагрузки большие ν= 3 Гц, а при меньших частотах они выражены довольно слабо.

При больших амплитудах колебаний нормальной нагрузки ΔR_z, из-за нелинейности $f_{(S)}$ диаграммы параметры колеса в большей мере зависят от амплитуды колебаний ΔR_z, чем от их частоты ν.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: Монография. Изд-во ИрГТУ, 2015. – 512 с. Ил. 235. Табл. 82. Библиограф.: 377 назв.

2. Федотов А.И.Основы теории эксплуатационных свойств колесных транспортных средств. Учебник для аспирантов направления подготовки 23.06.01 - Техника и технологии наземного транспорта, (программа подготовки Эксплуатация автомобильного транспорта). – Иркутск.: Изд-во ИРНИТУ, 2016. – 254 с.

3. Зарщиков А.М. Влияние изменения нормальной нагрузки колеса на эффективность работы антиблокировочной тормозной системы автомобиля. Автореферат дисс. канд. техн. наук / Москва, МАМИ, 1984. – 18 с.

4. Федотов А.И., Бойко А.В.Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей. Учебное пособие, Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2016. 143 с.

5. Fedotov, A., Dick, A.B.: Rolling Retarding Wheels, Loaded with Variable Normal Load. The Collection of Scientific Papers “Active and passive safety and reliability of the car”. MAMI, Moscow (1984)

УДК 629.113.004

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

В.С. Коваль, О.А. Рыкова, С.П. Рыков

Аннотация. *В статье приводятся результаты объёмных экспериментальных исследований по оценке зависимости длины пятна контакта эластичной шины от нормального прогиба шины при взаимодействии колеса с дорогой. Обосновывается использование приведенной длины отпечатка; выводится уравнение связи длины отпечатка с прогибом шины.*

Ключевые слова: *эластичная шина, пятно контакта, длина отпечатка шины, эксперимент, шинный стенд, сетчатая диаграмма, линейная аппроксимация.*

Коваль Вячеслав Сергеевич, аспирант, Братский государственный университет, 665709, Российская Федерация, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, ауд. 2303, E-mail: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru, тел.: 8 (3953) 32-53-61, 32-53-59, 32-54-68

Рыкова Ольга Анатольевна, магистрант, Братский государственный университет, 665709, Российская Федерация, 665709, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко 40, E-mail: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru

Рыков Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобильного транспорта, Братский государственный университет, 665709, Российская Федерация, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, ауд. 2303,

E-mail: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru, тел.: 8 (3953) 32-53-61, 32-53-59, 32-54-68

В ходе разработки модели переменного сглаживания шины возникает потребность в построении функциональной зависимости между длиной пятна контакта a и нормальным прогибом шины h_z, поскольку эта зависимость во многом определяет качество функционирования модели. В ряде работ получены искомые закономерности, но они имеют нелинейный характер и требуют дополнительных исследований для оценки входящих в них коэффициентов.

Поэтому был реализован эксперимент, направленный на построение эмпирической зависимости $a(h_z)$ для ряда шин легковых автомобилей. Программа экспериментальных работ была ориентирована на использование шинного стенда кафедры АТ БрГУ, укомплектованного оборудованием и приборами как при построении характеристик нормальной жесткости шин в квазистатическом режиме нагружения колеса, т.е. включая механизм квазистатического нагружения и систему автоматического регулирования «Цикл».

Основная задача эксперимента состояла в получении качественных отпечатков при обжатии испытуемых шин на ровную поверхность опорной площадки для различных значений нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха.

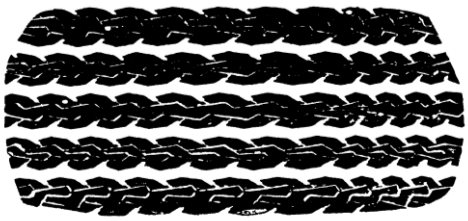
Для получения статистически обоснованных закономерностей изменения параметров отпечатков шин задавалось не менее пяти значений нормальной нагрузки в диапазоне от 0,1 $P_{zн}$ до 2 $P_{zн}$ и четырех значений внутреннего давления воздуха в диапазоне от 0,6 $p_{wн}$ до 1,4 $p_{wн}$. На **рис. 1** приведены образцы отпечатков некоторых шин с указанием как параметров их эксплуатационного состояния (внутреннего давления воздуха и уровня нагрузки), так и параметров самих отпечатков (площади, длины и нормального прогиба шины).

Под длиной пятна контакта будем понимать две величины. Одну, измеряемую непосредственно по отпечатку как расстояние между максимально удаленными горизонтальными точками, назовем действительной длиной и обозначим $a = a_{\partial}$.

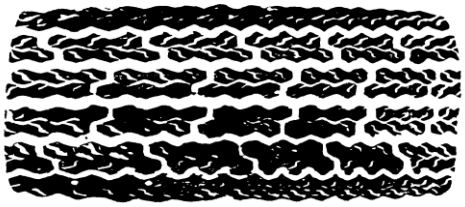
Другую, определяемую как среднее арифметическое по неизменной ширине отпечатка, равной ширине протектора шины B_{δ}, по формуле

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{n} a_i}{n} = \frac{F_к}{b} \quad (b = B_{\delta} = const), \tag{1}$$

назовем приведенной длиной и обозначим $a = a_{пр}$.



P_z = 11,2 кН; p_w = 0,28 МПа
$F_к$ = 338 см^2; h_z = 43,5 мм
$a_д$ = 250 мм; b = 150 мм
а)



P_z = 15,3 кН; p_w = 0,24 МПа
$F_к$ = 484 см^2; h_z = 59,3 мм
$a_д$ = 304 мм; b = 166 мм
б)

а – шина LR78-15 модели SAR; б – шина LR70-15 модели GL.

Рис. 1. Образцы экспериментальных отпечатков шин при обжатии на плоскость

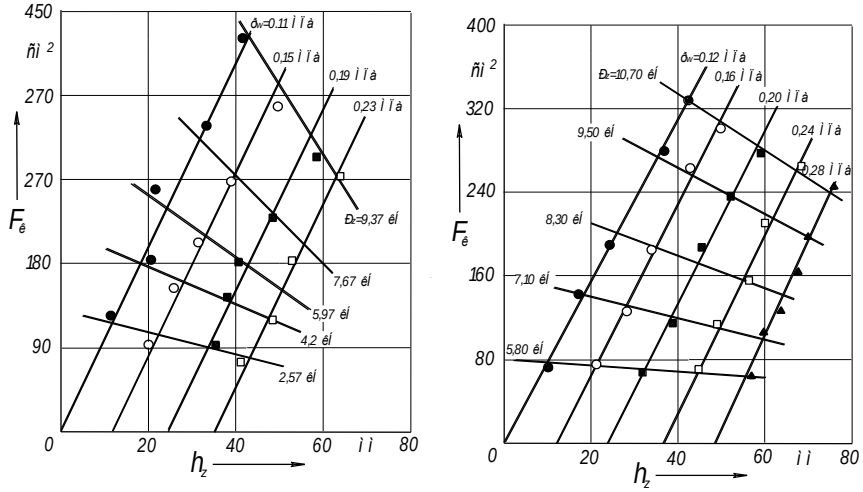
Условие о постоянстве ширины пятна контакта с дорогой при колебаниях автомобиля и равенстве ее ширине протектора, как показали многочисленные опыты, соблюдается практически во всем диапазоне изменения нормальной нагрузки на колесо. Исключение составляют области очень малых ($P_z < 0{,}3\ P_{zн}$, $b < B_д$) и очень больших ($P_z > 1{,}7P_{zн}$, $b > B_д$) нагрузок, появление которых при движении по основным автомобильным дорогам маловероятно. Возникновение таких нагрузок на шину связано с интенсивными колебаниями подрессоренных масс на подвеске, что заставляет водителя экстренно изменить режим движения автомобиля и уменьшить уровень этих колебаний.

Что касается использования в расчетах эквивалентных систем автомобиля не действительной, а приведенной длины пятна контакта, то этот переход можно обосновать, во-первых, постоянством статистических характеристик автомобильных дорог в поперечном направлении и, во-вторых, использованием для описания упругих и поглощающих свойств шин, как правило, не удельных коэффициентов, а интегральных, т.е. характеризующих шину в целом.

Таким образом, в результате проведенного эксперимента и обработки отпечатков испытанных шин были построены сетчатые диаграммы, отражающие следующие функциональные зависимости при варьировании уровня статической нагрузки P_z и внутреннего давления воздуха p_w:

- контурной площади пятна контакта от нормального прогиба $F_к(h_z)$ – рис. 2;
- действительной длины пятна контакта от нормального прогиба $a_д(h_z)$ – рис. 3;
- приведенной длины пятна контакта от нормального прогиба $a_{пр}(h_z)$ – рис. 4.

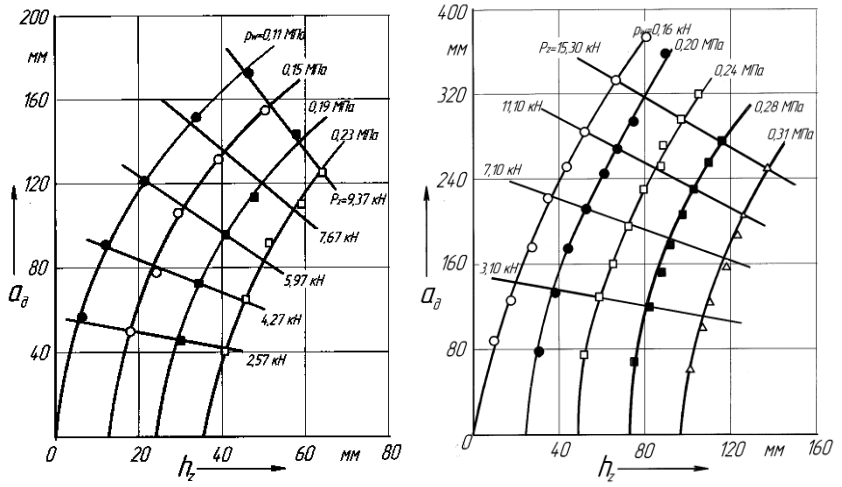
Анализ диаграмм, представленных на **рис. 2,** дает основание сделать вывод о том, что функциональные зависимости контурной площади отпечатков от нормального прогиба всех испытанных шин имеют линейный характер при изменении нормальной нагрузки от $P_z = 0$ до $P_z = 2P_{zн}$ и внутреннего давления воздуха от $p_w = 0{,}6\ p_{wн}$ до $p_w = 1{,}4\ p_{wн}$.



а) б)

а – шина 205/70R14 модели ИД-220; б – шина 8,40-15 модели Я-245.

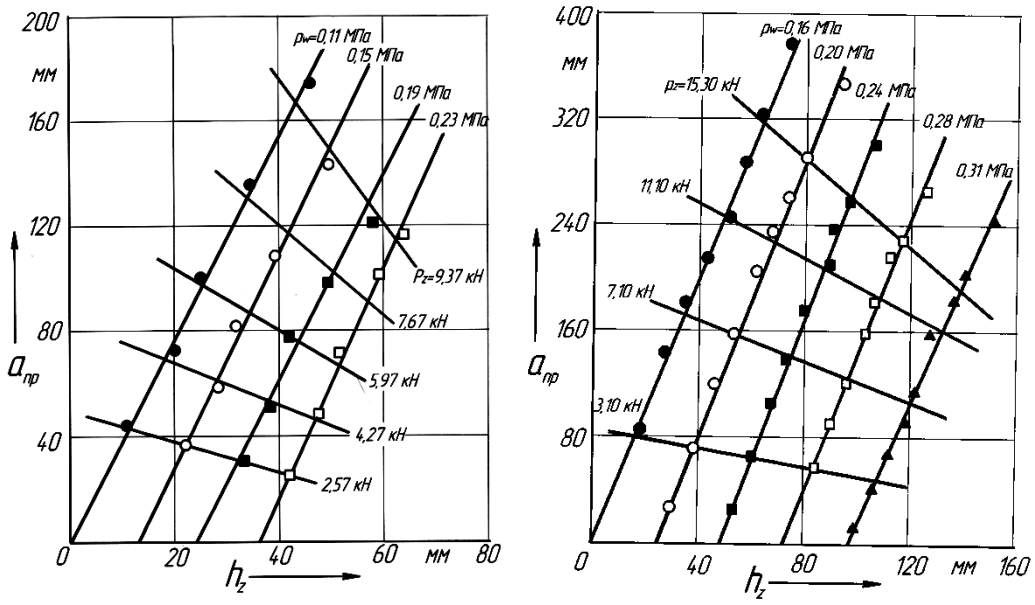
Рис. 2. Диаграммы с экспериментальными зависимостями контурной площади пятна контакта от нормального прогиба шин



а) б)

а – шина 205/70R14 модели ИД-220; б – шина 245/70HR16 модели И-241 «Гранит»

Рис. 3. Диаграммы с экспериментальными зависимостями действительной длины пятна контакта от нормального прогиба шин



а) б)

а – шина 205/70R14 модели ИД-220; б – шина 245/70HR16 модели И-241 «Гранит»

Рис. 4. Диаграммы с экспериментальными зависимостями приведенной длины пятна контакта от нормального прогиба шин

Анализ диаграмм, представленных на **рис. 3,** показывает, что функциональные зависимости действительной длины пятна контакта от нормального прогиба всех испытанных шин имеют нелинейный характер при изменении нормальной нагрузки во всем диапазоне ($0 \le P_z \le 2P_{zн}$) и линейный – при изменении внутреннего давления воздуха в диапазоне ($0{,}6p_{wн} \le p_w \le 1{,}4p_{wн}$).

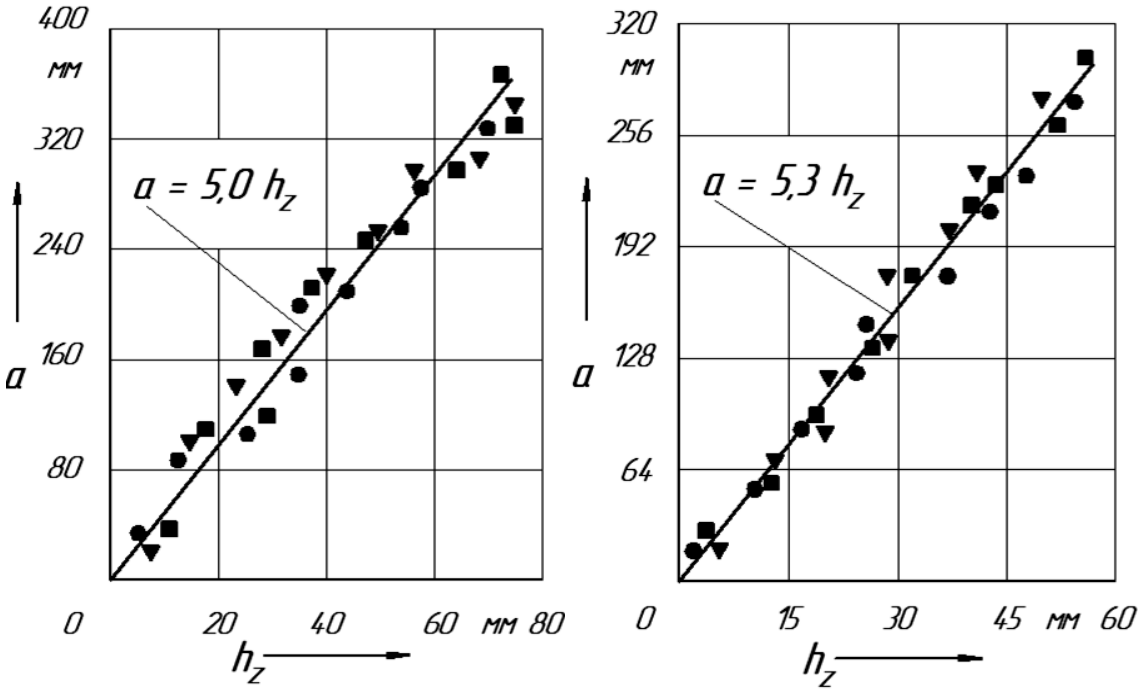
Анализ диаграмм, представленных на **рис. 4**, показывает, что переход от действительной длины пятна контакта к приведенной, т.е. осредненной на постоянной ширине, приводит к линеаризации функциональной зависимости $a(h_z)$ при варьировании как нагрузки, так и давления воздуха.

Если результаты обработки отпечатков, представленные на рис. 4, привести к началу координат, то получим модель зависимости длины $a_{пр}$ от прогиба шины h_z при варьировании в указанных выше диапазонах нагрузки P_z и давления воздуха p_w (**рис. 5**).

Обработка экспериментальных данных, представленных на рис. 5, по методу наименьших квадратов показала, что наиболее адекватным математическим описанием зависимости приведенной длины пятна контакта от нормального прогиба шины является уравнение прямой, проходящей через начало координат, т.е.

$$a_{пр} = k_a h_z \,, \qquad (2)$$

где k_a – коэффициент регрессии.



а) б)

а – шина LR78-15 модели SAR; б – шина 245/70HR16 модели И-241 «Гранит»

Рис. 5. Диаграммы с экспериментальными зависимостями приведенной длины пятна контакта от нормального прогиба шин (окончание)

Коэффициенты множественной корреляции ρ_{ah}, подсчитанные по экспериментальным точкам получились близкими к 1 ($0{,}95 < \rho_{ah} < 1$) для всех испытанных шин, что говорит о малом рассеянии данных около линии регрессии и хорошей сходимости их к усредненной модели (2).

Сама усредненная модель отражена на диаграммах в виде аппроксимирующей прямой и уравнения регрессии, а численные значения коэффициентов k_a сведены в **таблицу 1**.

Таким образом, обобщая результаты экспериментальных исследований можно утверждать следующее:

1) в качестве длины пятна контакта шины можно использовать ее усредненное (приведенное) значение на постоянной ширине отпечатка, равной ширине протектора;

2) функциональную связь между приведенной длиной пятна контакта и нормальным прогибом шины с высокой степенью достоверности можно описать линейным уравнением вида $a = k_a h_z$.

Таблица 1 - Значения параметров обработки отпечатков шин

Параметр	*Значения параметра для шины*					
	8,40-15 Я-245	***7,35-14 ИД-195***	***205/70R14 ИД-220***	***LR70-15 GL***	***LR78-15 SAR***	***245/70HR 16 И-241***
1. Коэффициент регрессии k_a	3,1	4,1	3,6	5,2	5,0	5,3
2. Действительная длина отпечатка (при $P_{zн}$, $p_{wн}$) $a_д$, мм	183	146	165	244	237	222
3. Приведенная длина отпечатка (при $P_{zн}$, $p_{wн}$) $a_{пр}$, мм	170	123	145	212	218	174

Последнее утверждение является значимым для дальнейших исследований эквивалентных колебательных систем автомобиля с учетом эффекта переменного сглаживания шин, поскольку не выводит такие системы из класса линейных.

Список использованной литературы:

1. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. и др. Автомобильные шины: Конструкция, расчет, испытания, эксплуатация. М.: Госхимиздат, 1963. – 383 с.

2. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. М.: Химия, 1988. – 224 с.

3. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М.: ГИТТЛ, 1955. – 238 с.

4. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др. Работа автомобильной шины. М. – Транспорт, 1976. – 238 с.

5. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.

6. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода.- 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

7. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: ГНЦ РФ «НАМИ», 2000. – 28 с.

8. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и ко-

лебаний колесных машин: Автореферат диссертации на соискании ученой степени доктора технических наук. М.: ФГУП «НАТИ», 2005. – 44с.

9. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и подрессоривания автомобиля: Монография. Братск: БрГТУ, 2004. – 124с.

10. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин. Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: Монография. Братск: БрГТУ, 2004. – 322с.

11. Рыков С.П., Коваль В.С. Исследование выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность. Системы. Методы. Технологии. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2010. - №3 (7). - С. 22 - 30.

12. Рыков С.П., Коваль В.С., Бекирова Р.С. Моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог. Системы. Методы. Технологии. Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2010. - №4 (8). - С. 33 - 37.

13. Рыков С.П., Коваль В.С. Сглаживающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка. Братский гос. ун-т. Братск, 2012. – 168 с.: ил. - Библиогр. – 63 назв. – Рус. – Деп. в ВИНИТИ 22.04.2013, №119 – В2013.

14. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

15. Яценко Н.Н., Рыков С.П., Карцов С.К., Плетнев А.Е., Раввин А.Г. Новая модель сглаживающей способности шин. Расчет колебаний автомобиля. Автомобильная промышленность. М.: Машиностроение, 1992. - №11. - С.18 - 21.

16. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.

УДК 5433.42.8

СОСТОЯНИЕ И ВОЗМОЖНЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ЧАСТИЦ ИЗНАШИВАНИЯ

В.Г.Дроков, В.В.Дроков

Аннотация. *Рассмотрены различные спектральные методы, используемые для оценки технического состояния механических узлов двигателей, омываемых смазочным маслом. Показано, что традиционные атомно-эмиссионный и рентгенофлуоресцентный методы имеют, как минимум, два принципиальных ограничения: влияние размеров частиц изнашивания на измеряемый параметр и недостаточное количество*

информации, выдаваемое ими для достоверного принятия диагностического решения. Приведена оценка возможности получения полной информации о параметрах частиц изнашивания с помощью атомно-эмиссионного сцинтилляционного метода. Оценены перспективы использования сцинтилляционного метода для оценки технического состояния ДВС.

Ключевые слова: *Атомно-эмиссионный анализ, рентгено-флуоресцентный анализ, сцинтилляционный атомно-эмиссионный анализ, частицы изнашивания, диагностирование двигателей внутреннего сгорания, достоверность диагностического решения.*

Дроков Виктор Григорьевич, д.т.н., ведущий научный сотрудник НИИ прикладной физики Иркутского государственного университета, г.Иркутск, бул. Гагарина, д. 20, E-mail: dtech@api.isu.ru, тел.: 8(3952)521250

Дроков Виктор Владиславович, аспирант НИИ прикладной физики Иркутского государственного университета, .Иркутск, бул. Гагарина, д. 20

В настоящее время в России эксплуатация автотранспортных средств регламентируетсятехнической документацией, предусматривающей планово-предупредительную форму обслуживания. С другой стороны, мировая тенденция техничсеког8о обслуживания и ремонта технических средств направлены на обслуживание техники по состоянию. Важную роль в переходе к обслуживанию по состоянию приобретает разработка новых средств измерений и технологий диагностирования. Прежде всего, это касается достоверности оценки технического состояния двигателей, гидромеханической трансмиссии и гидравлических систем, которые могут составлять долю простоя до 60%. Общим моментом при диагностировании данных систем является наличие сопряженных механических узлов, омываемых спецжидкостью (смазочное масло, гидрожидкость).

Информацию о техническом состоянии узлов трения, омываемых смазочным маслом, обеспечивают лабораторные методы физико-химического анализа масла и спектральные методы обнаружения металлических частиц.

Несмотря на трудоемкость и низкую экспрессность физико-химических методов, они нашли достаточно широкое распространение. Выдаваемая данными методами информация обладает высокой достоверностью, позволяет производить своевременную замену масла (спецжидкости) и вопросов у потребителей не возникает.

Таким образом, данный анализ лишь констатирует факт нахождения в двигателе деградированного масла. В этом случае рекомендации после лабораторного исследования будут заключаться или в замене негодного масла, или смене марки масла.Поэтому данный анализ имеет ограничение, поскольку известно, что использование проверенногомасла и его заменачерез

каждые 10 - 15 тыс. км в абсолютном большинстве случаев исключает возможность возникновения проблем.

В этих случаях важно своевременное выявление проблем, связанных с повышенным износом узлов трения в двигателе в начале их развития.

Поэтому необходимым дополнительным условием при диагностировании двигателя является оценка его технического состояния по параметрам частиц износа с целью выявления возможного дефекта.

В настоящей работе рассмотрены различные спектральные методы измерения параметров металлических частиц изнашивания в пробах масел, предпринята попытка выяснить ограничения используемой аппаратуры, сформулировать рекомендации по наиболее эффективному использованию атомно-эмиссионного и рентгенофлуоресцентного метода.

Наибольшее распространение для диагностики систем, омываемых маслом, получили атомно-эмиссионные спектрометры со способом подачи пробы масла в дуговой разряд методом вращающегося электрода [1].

Представленный в работе [1] материал показывает, что несоответствие по размерам находящейся металлической примеси в стандартном образце (СО) и анализируемой пробе (размер частиц превышает 8-10мкм) может приводить к значительным систематическим погрешностям при определении содержания, достигающем несколько сот процентов. Тем не менее, в нормативных документах эти влияния не обсуждаются и не учитываются.

Следует заметить, что способ введения пробы в разряд с помощью вращающего электрода был изначально предложен для анализа растворов. Попытки анализировать этим способом пробы масла, содержащие определяемые примеси в виде износных металлических частиц сложного и к тому же изменяющегося гранулометрического состава являются, по-видимому, необоснованными и неоправданными.

Более чем двадцатилетний опыт применения данной технологии показал, что спрогнозировать отказ можно в случаях, когда дефект развивался постепенно в течении нескольких сотен часов. Дефектов такого типа наблюдается не более 5 -7 % от общего их числа. В связи с недостаточной достоверностью оценки технического состояния лаборатория диагностики Восточно – Сибирской железной дороги отказалась от использования атомно-эмиссионных спектрометровдля анализа проб масел.

В этой связи наилучшим применением атомно-эмиссионного метода с подачей пробы в разряд с вращающимся электродом является использование его для оценки содержания металлоорганической примеси, содержащейся в масле в виде присадки.

Наряду с атомно-эмиссионным методом для измерения параметра «содержание» в пробах масел для оценки технического состояния маслосистемы распространение в России нашел рентгенофлуоресцентный способ анализа.

Для снижения пределов обнаружения и увеличения представительности пробы методикой анализа предусмотрено предварительное осаждение износных частиц из большого объема масла (10-25 мл) на мембранный фильтр [2].

В рентгеноспектральном анализе, так же, как и в атомно-эмиссионном, основным условием обеспечения правильности результатов измерения, содержания металлической примеси является соответствие по физико-химическим свойствам СО и анализируемой пробы. Согласно действующей методике, градуирование рентгеновских анализаторов осуществляется СО, приготовленными на основе измельченных окислов металлов [2]. Однако в аттестате рентгенофлуоресцентной методики, так же, как и в аттестате атомно-эмиссионной, вопросы влияния несоответствия СО анализируемой пробе на величину флуоресценции не обсуждаются, что приводит к пропуску дефектов.

Кроме размеров частиц при рентгенофлуоресцентных измерениях имеется еще один фактор, влияющий на величину измерения массовой доли. Этот фактор связан с процессом подготовки пробы к анализу.

Для иллюстрации сказанного в таблице 1 приведены результаты атомно-эмиссионных и рентгенофлуоресцентных измерений содержания меди в пробе масла, отобранных при отработке двигателя ТВ7-117 на стенде в процессе циклических испытаний.

Из представленных в таблице 1 результатов видно, что атомно-эмиссионная аппаратура показала значительные содержания меди в пробе масла, в то время, как рентгенофлуоресцентные анализаторы, для той же самой пробы масла, показали результаты близкие к нулевым. Очевидно, что такая разница в содержаниях получена вследствие влияния специфической пробоподготовки пробы масла к анализу.

Таким образом, с учетом сказанного, можно сделать вывод, что при рентгенофлуоресцентных измерениях содержания металлической примеси наблюдаются значительные влияния, связанные с распределением частиц по размерам и способом пробоподготовки. Представляется, что определение марки сплава отдельных частиц изнашивания является наиболее эффективным использованием данных анализаторов.

Таблица 1 – Результаты измерений содержания меди в пробе масла Б3-В, слитого с двигателя ТВ7-117

Тип спектрометра, содержание (ppm)/ № пробы	Атомно-эмиссионный спектрометр Spectroil	Рентгенофлуоресцентныйанлизатор ПРИЗМА	Рентгенофлуоресцентный анализатор СПЕКТРОСКАН
1	*2*	*3*	*4*
1	18,70	0,36	-
2	17,23	0,38	-
3	16,67	0,00	0,35
4	19,23	0,00	-

Окончание таблицы 1

1	*2*	*3*	*4*
5	14,17	0,00	-
6	18,07	0,00	0,13
7	16,30	0,00	-

В последние годы разрабатывается и внедряется технология диагностирования авиационных ГТД по результатам измерения параметров частиц изнашивания сцинтилляционным методом. Принцип действия сцинтилляционного метода заключается в следующем[3].

Предварительно отобранную и подготовленную пробу масла объемом 1 мл с помощью ультразвукового распылителя 1 (рис. 1) превращают в мелкодисперсный золь. Полученный золь, состоящий из капель жидкости и частиц металлов, потоком транспортирующего газа непрерывно, в течение 10 минут, вдувается в источник возбуждения спектров, воздушную плазму газового разряда СВЧ-плазмотрона циклонного типа 2, температура которой составляет около 5200 К.

При попадании металлической частицы в плазму она нагревается, испаряется, и полученный атомный пар возбуждается, т.е. происходит вспышка (сцинтилляция) частицы. Скорость поступления анализируемой пробы выбрана такой, чтобы частицы металла микропримеси поступали в плазму последовательно по одной.

Излучение атомного пара с помощью конденсора 3 поступает на спектральный прибор — полихроматор 4. Разложенное в спектр излучение регистрируется фотоумножителями 5-7.

Длительность импульса излучения частицы пропорциональна времени нахождения ее в плазме и может составлять от 1 мс до 10 мс. Поэтому на выходе фотоумножителей образуется последовательность импульсов различных длительностей и амплитуд. Электрические импульсы с фотоумножителей поступают на аналого-цифровой преобразователь 8 и обрабатываются ПЭВМ.

Следует отметить, что при сцинтилляционных измерениях необходимо выполнение так называемого «принципа сцинтилляции». Он заключается в том, что скорость подачи пробы в плазменный источник должна быть такой, чтобы в каждый момент времени в нем находилось не более одной металлической частицы. Тогда имеется возможность регистрации аналитического сигнала (сцинтилляции) от каждой отдельной частицы.

Выполнение «принципа сцинтилляции» зависит от многих факторов и, в частности, от концентрации (количества частиц) металлической примеси в анализируемой навеске. Поскольку частицы примеси имеют различные размеры, то при одной и той же концентрации мелких частиц в пробе может находиться значительно больше, чем крупных. В этом случае «принцип сцинтилляции» будет выполняться только для крупных частиц.

В реальных пробах размеры частиц примеси распределены по логнормальному закону, и наиболее типичным является случай, когда сигналы от мелких (субмикронных) частиц будут налагаться (т.е. в источник спектров одновременно поступают несколько мелких частиц), что приведет к поднятию фона аналитического сигнала, а крупные частицы на этом фоне будут давать заметные импульсы аналитического сигнала.

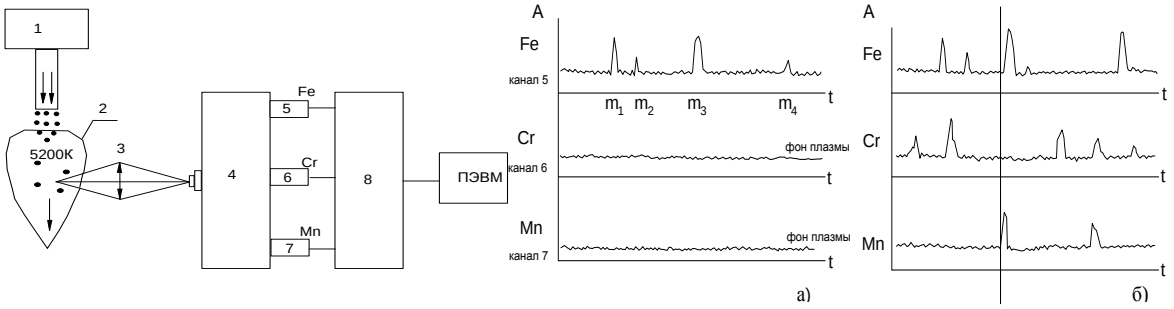
Таким образом, аналитический сигнал при сцинтилляционных измерениях, в общем случае, состоит из непрерывного (фонового сигнала), формируемого растворенным в пробе металлом и субмикронными частицами износа, и импульсного, формируемого крупными частицами.

Проведенные ранее измерения абсолютного предела обнаружения [4] и опыт эксплуатации сцинтилляционного спектрометра показали, что к субмикронным частицам относятся частицы размером менее 2 мкм, к крупным – частицы более 2 мкм. Пропорциональная связь между аналитическим сигналом и размером частицы сохраняется до 80мкм.

По специальным градуировочным графикам импульсный сигнал пересчитывается в элементное содержание износных частиц, непрерывный — в содержание растворенного элемента. Число вспышек (зарегистрированных импульсов) пропорционально числу износных частиц.

На рис. 1 показано только три канала выделения сигнала, число их зависит от типа полихроматора и может быть увеличено. Каждый канал настроен на регистрацию вспышек линий заданного элемента.

При попадании в плазму частиц, состоящих, например, только из железа, последовательность импульсов излучения будет присутствовать на канале 5 (см. рис. 1а) На каналах 6-7 наблюдается непрерывное, слабое фоновое излучение плазмы.



а) последовательность импульсов излучения, при присутствии в пробе только одного элемента; б) последовательность импульсов излучения при одновременном присутствии в пробе трех элементов.

Рис. 1. Блок-схема сцинтилляционного спектрометра на три канала

В случае, если в пробе присутствуют одновременно сложные частицы металла, состоящие из нескольких элементов (например, сталь Fe-Mn), и простые, где каждая частица представлена одним элементом, то ПЭВМ сортирует импульсы излучения по одновременности их появления.

Совпадение по времени двух и более импульсов излучения указывает на наличие сложной частицы. На диаграмме (рис. 1б) в качестве примера представлены совпадающие импульсы по каналам Fe и Mn, что идентифицируется как сплав, состоящий из железа и марганца.

Таким образом, при использовании аналитической навески в 1 мл спектрометр за время 10 минут выдает следующую информацию:

- содержание элемента, находящегося в масле в виде частиц изнашивания (размер частиц более 2 мкм) ;
- содержание элемента, растворенного в масле и содержащегося в виде субмикронных частиц (размер частиц менее 2 мкм);
- число «простых» частиц, состоящих только из одного элемента;
- число «сложных» частиц, состоящих из двух и более элементов;
- общее число частиц износа;
- средний размер частиц данного элемента;
- элементный состав каждой износной частицы.

Выше отмечалось, что в качестве плазмообразующего газа используется воздух, подаваемый от компрессора. Применение воздуха является положительным моментом, поскольку не требует доставки и применения более дорогих газов – азота и аргона. С другой стороны, состав плазмообразующего газа определяет температуру плазмы, которая составляет порядка 5200К. Такая температура накладывает ограничения на выбор анализируемых элементов. Выбор элементов ограничен потенциалом возбуждения линий, который не должен превышать 5,0эВ.

Используемый в сцинтилляционном спектрометре полихроматор позволяет регистрировать спектральные линии в диапазоне длин волн 200.0 - 360.0 нм, поэтому выведены линии 12 элементов: VI 318.5 нм, AlI 308.2 нм, CrI 357.8 нм, MgI 285.2 нм, FeI 302.1 нм, AgI 328.0 нм, NiI 341.5 нм, CuI 324.7 нм, Ti, Mo, Mn, Si. Внешний вид сцинтилляционного спектрометра приведен на рисунке 2.

После анализа пробы на сцинтилляционном спектрометре блок обработки информации формирует отчет о результатах измерений и выдает их в виде протокола (таблица 2).

Полученные результаты по параметрам частиц автоматически сравниваются с соответствующими параметрами статистической модели эталонного двигателя, сформированного на основании статистической обработки массива данных исправных двигателей, находящихся в эксплуатации. Различие между эталонным и исследуемым двигателями сопоставляют с вероятными изменениями по техническому состоянию.

Таким образом, сцинтилляционный метод определения параметров частиц износа значительно превосходит по объему информации традиционные атомно-эмиссионные и рентгенофлуоресцентные методы. Прежде всего, это касается снижения влияния размеров частиц на измеряемые параметры, возможности раздельного измерения содержания

металла, находящего в виде металлоорганической примеси и частиц изнашивания, измерения элементного состава.

Рис. 2. Внешний вид опытно-промышленного образца сцинтилляционного спектрометра

Представленный краткий материал по использованию спектральных методов для оценки технического состояния двигателей внутреннего сгорания позволяет сделать следующие выводы:

достоверность диагностирования при использовании атомно-эмиссионного метода с подачей пробы в разряд с вращающимся электродом в значительной степени определяется видом функции распределения частиц по размерам.При изменении вида распределения достоверность диагностирования резко снижается;

Таблица 2 - Протокол сцинтилляционного измерения параметров частиц изнашивания в пробе масла с двигателя автомобиля LadaGranta.

Протокол № [illegible]

сцинтилляционного анализа [illegible]

Анализатор: САМ-ДТ-02

Двигатель: 11186

Организация: ОА «Авангард Секьюрити»

Наработка СНЭ (км): 116850

Наработка ППР (км):

Продукт отбора пробы: ShellHelixHX7 10w40

Точка отбора пробы: картер

Дата отбора пробы: 25.03.2017

Дата анализа: 27.03.2017 15:48:00

Количество параллельных измерений: 2

I. Параметры

Элемент	N, см3	Nпр, см3	Ср, г/т	Сч, г/т	C, г/т	D, мкм
Al	*7*	*2*	*0*	*0*	*0*	*3,1*
Cr	*33,5*	*16,5*	*0*	*0,03*	*0,03*	*5,53*
Ni	*10*	*3,5*	*0*	*0*	*0*	*3,18*
Mg	*7610,5*	*320*	*1,21*	*0,05*	*1,26*	*1,9*
Fe	*16837,5*	*9465,5*	*9,36*	*1,02*	*10,38*	*2,45*
Cu	*2*	*0,5*	*0,14*	*0*	*0,14*	*2,96*
Ag	*0*		*0*	*0*	*0*	*5,17*
V	*0,5*	*0,5*	*0*	*0*	*0*	*0*
Mn	*15*	*11,5*	*0,14*	*0*	*0,14*	*0*
Mo	*2087*	*294,5*	*1,86*	*0*	*1,86*	*0*
Ti	*2,5*	*1*	*0*	*0*	*0*	*0*
Si	*1*		*11,23*	*0*	*11,23*	*0*

II. Состав и количество

Количество составов [illegible]

Отношение количества сложных частиц к [illegible]

Состав	Количество
-Mg-Fe	*5605,5*
-Mg-Fe-Mo	*1504*
-Fe-Mo	*223*

Окончание таблицы 2

	-Mg-Mo	*42*		
	-Cr-Mg-Fe-Mo	*6*		
	-Cr-Fe	*5*		
	-Cr-Mg-Fe	*5*		
	-Ni-Mg-Fe	*3,5*		

- - опыт эксплуатации данного метода показал, что достоверность диагностирования по величине содержания металлической примеси не превышает 5-7%;

- рентгенофлуоресцентный метод также подвержен влиянию вида распределения частиц по размерам. Кроме того, на правильность измерения величины содержания в значительной степени оказывает влияние способа пробоподготовки. Поэтому, при использовании данного метода наблюдается также низкая достоверность диагностирования, не превышающая 5%;

- атомно-эмиссионный и рентгенофлуоресцентный методы позволяют определять только один параметр «содержание элемента», который ограничивает достоверность оценки технического состояния двигателей;

- перспективным направлением является дальнейшее развитие сцинтилляционного метода определения параметров износных частиц;

- метод позволяет раздельно измерять величину содержания частиц изнашивания, находящихся в форме частиц размером более 2мкм, а также органо-металлическую растворимую примесь и частицы размером менее 2мкм. Это дает возможность оценивать форму нахождения элемента в виде присадки и частиц изнашивания.

Дополнительно сцинтилляционный метод позволяет измерять количество и состав частиц изнашивания. Сведения об элементном составе частиц позволяют выявлять дефектный узел двигателя.

Список использованной литепатуры:

1. Состояние и перспективы развития спектральной трибодиагностики авиационных газотурбинных двигателей // Часть 1. Влияние технологий спектральных измерений массовой доли элементов в частицах изнашивания на результаты диагностирования узлов трения авиационных газотурбинных двигателей / Иноземцев А.А., Дроков В.Г., Дроков В.В. [и др.]/ «Контроль. Диагностика» 2011. – № 2 (152). – С 32-39.

2. Аттестат методики измерения концентрации продуктов изнашивания на анализаторах БАРС-3 при диагностике авиационных двигателей. М.: 1993. 11 с.

3. Состояние, перспективы развития спектральной трибодиагностики авиационных газотурбинных двигателей. Часть 3. Сцинтилляционный атомно-эмиссионный способ измерения параметров

металлических частиц в пробах авиационных масел / Иноземцев А.А., Дроков В.Г., Дроков В.В. [и др.] // «Контроль. Диагностика» 2011. №6 (156) – С. 14-27

4. Передаточная функция СВЧ плазмотрона, как источник сцинтилляционных сигналов / Алхимов А.Б., Дроков В.Г., Казмиров А.Д. [и др.] / Аналитическая химия. 1996. – № 9 (т.51). – С. 939–944.

УДК629.113

ШИННЫЙ ТЕСТЕР ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН С ДОРОГОЙ, ПОКРЫТОЙ ХИМИЧЕСКИМИ ПРОТИВОГОЛОЛЕДНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Ж.В. Дарханов, С.М. Гергенов, А.И. Федотов

Аннотация. *В статье приводится описаниемодернизированной конструкции шинного тестера на базе легкового прицепа.Конструкция данного тестера позволяет проводить исследования с уводом шин на разных дорожных покрытиях. Изложено описание измерительного комплекса.*

Ключевые слова: *шинный тестер, продольная реакция, боковая реакция, коэффициент поперечного сцепления.*

Гергенов Сергей Митрофанович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления, 670013, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, д.40 в, строение 1, E-mail: gergenovsm@gmail.com, тел. +7-9025-641-551

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Иркутского национального исследовательского технического университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова, 83, E-mail: fai@istu.edu, тел.83952-40-56-89

Дарханов Жаргал Валерьевич, аспирант кафедры «Автомобили» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления, 670013, Республика Бурятия, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, д. 40 в, E-mail: zhargal-darkhanov@yandex.ru, тел. +7-9834-375-445

Все более жесткие требования по содержанию автомобильных дорог и улиц предъявляются с увеличением автомобильного парка в нашей стране. Особенноухудшается ситуация в зимнее время года, когда на дорогах появляются заснеженные и обледенелые участки. Повышение зимней скользкости влечет за собой снижение сцепления автомобильных шин с

опорной поверхностью, вследствие этого ухудшается устойчивость и управляемость автомобиля на дороге.

На сцепление шин с дорожным покрытием влияет огромное количество факторов, одними из которых тип покрытия и состояние дороги.На сегодняшний день повышение сцепных качеств достигается за счет создания шероховатости дорожной поверхности, применением фрикционныхи комбинированных средств с противогололедными материалами. Во многих городах России основным способом борьбы со скользкостью остается фрикционный метод, однако на протяжении многих лет в городах итруднопересекаемых участках дорог в связи их рельефом, стали использовать еще один способ борьбы с зимней скользкостью, обработка дорог и улиц химическими противогололедными материалами(Далее-ХПГМ).Применение ХПГМ приводит к тому, что на дорогах начинает образовываться смесь снега, льда и реагентов (сэндвич)[3], изучение процесса качения автомобильного колеса по сэндвичу остается еще малоизученным, подтверждением этому являются многочисленные ДТП, когда автомобили теряют устойчивость и управляемость из-за резкого изменения коэффициента сцепления.

Процесс взаимодействия автомобильной шины с дорожной поверхностью является очень сложным. Для определения выходных характеристик, возникающих в процессе взаимодействия шин с поверхностью дороги, разрабатываются и изготавливаются различные шинные тестеры в виде тележек и стационарных стендов с беговым барабаном. Шинные тестеры в виде тележек позволяют провести экспериментальные исследования в реальных дорожных условиях эксплуатации с учетом многих факторов. На основе вышеизложенного авторами был разработан и изготовлен шинный тестер. Изначально шинный тестер[1] был изготовлен на базе легкового прицепа с кузовом показанный на рис. 1, затем тестер существенно модернизировали из-за ряда причин.

Рис. 1. Общий вид шинного тестера до модернизации

Изменения в конструкции шинного тестера последовали после проведения первоначальных экспериментальных исследований. Нагрузочные блоки (Рис.2), которые были расположены в кузове тестера значительно поднимали центр масс всей конструкции, а также установленные пружины оказались достаточно жесткими, вследствие этого при проведении экспериментов при углах увода более 6 градусов начиналось сильное раскачивание, что не обеспечивало стабильность пятна контакта и получения адекватных экспериментальных данных, поэтому необходимо было обеспечить стабильность пятна контакта. Шинный тестер решили модернизировать, путем понижения центра масс за счет расположения нагрузочных блоков под несущей рамой.

Рис. 2. Тестер с нагрузочными блоками

Подвеска тестера представляет собой качающийся г-образный нижний рычаг,который соединен с верхней направляющей через шарнирное соединение, а также для обеспечения стабильности контакта колеса с дорогой подобраны и установлены амортизаторы от мотоцикла ИЖ (Рис.3).

Рис. 3. Подвеска тестера

При проведение экспериментальных исследований нами были проведенынаблюдения за качением колеса по поверхности дороги при помощи видеосъемки, что подтверждает отличную работу подвески с обеспечением постоянного контакта колеса с дорогой.

Общий вид обновленного шинного тестера в сцепке с тягачом представлен на рис.4 и 5. Как видно на рисунках шинный тестер представляет собой двухколесный динамометрический прицеп. Кузов тестера был исключен, т.к. нагрузочные блоки теперь расположены на передней 4 и задней 1 полкахпод несущей рамой тестера.

Обновленный шинный тестер содержит в себе цельносварную несущую раму с направляющими лонжеронами, к которой крепятся рамы колес тестера 3 с амортизаторы 2 и дышло.

Рис. 4. Общий вид шинного тестера в сцепке с тягачом (вид слева)

Рис. 5. Общий вид шинного тестера (вид справа)

Рамы колес тестера крепятся к несущей раме в четырех точках с возможностью их поворота на определенный угол относительно продольной оси тестера, для того чтобы при прямолинейном движении тестера со сведенными колесами сымитировать процесс бокового увода колес. Поворот рам колес тестера на определенный угол происходит с помощью установленного винтового механизма расположенный под несущей рамой, соединенного с рамой колес тягой.

Рис. 6. Винтовой механизм

Измерение угла поворота колес определяется угловой шкалой, находящаяся теперь не на передней части тестера, а непосредственно над рамой колес тестера. Новая шкала позволит более точно установить необходимый угол поворота колеса тестера, т.к. на новой шкале имеется направляющий индикатор, который жестко привязан к раме колеса и не имеет отклонений в отличие от предыдущего индикатора.

Передача тягового усилия от автомобиля-тягача к тестеру осуществляется дышлом через качающиеся опоры, установленные в рамках в передней и задней частях несущей рамы тестера. Для определения тягового усилия использован тензометрический датчик с номинальным усилием 10000Н, который является связующим звеном между несущей рамой и дышлом тестера, регистрирующий передающую силу тяги от автомобиля-тягача к тестеру.

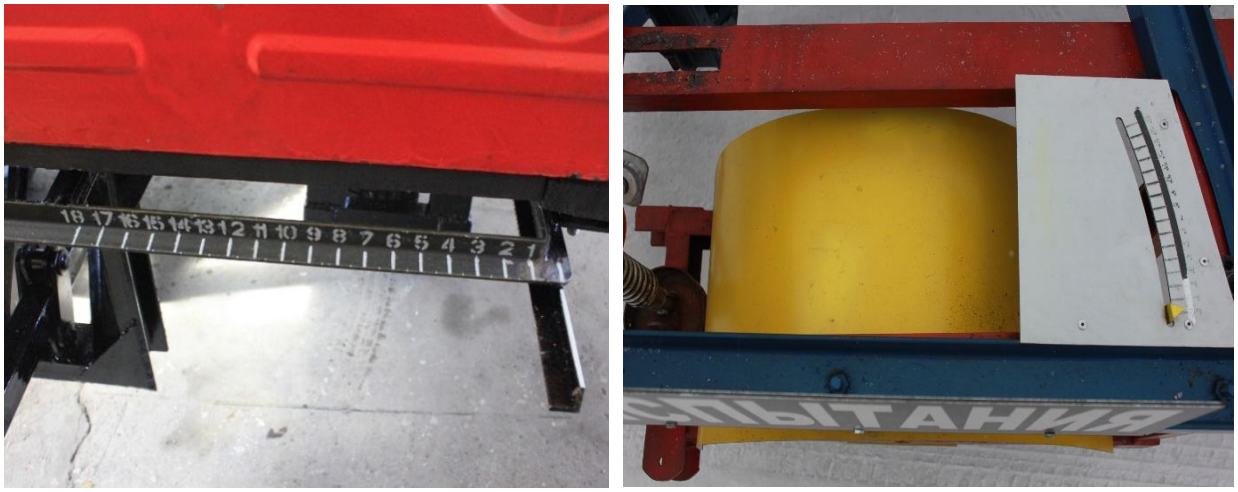


Рис. 7. Угловая шкала поворота колес до и после модернизации

При разработке измерительного комплекса тестера были рассмотрены стендовые методы контроля технического состояния автотранспортных средств [2]. Для регистрации боковой силы действующей на колеса тестера был изготовлен специальный колесный узел, который изображен на рис.8.

Рис. 8. Колесный узел с тензодатчиком

Боковая реакция возникающая в пятне контакта колеса с опорной поверхностью определяется с помощью силоизмерительного тензорезисторного датчика типа К-Б-12У с наибольшим пределом измерения 5000Н. С одной стороны датчик жестко закреплен на раме колеса тестера, с другой стороны соединен с осью колеса с помощью переходной муфты. Оси установлены на упругих качающихся металлических пластинах, что позволяет оси свободно перемещаться в ее продольном направлении.В

качестве узла блока преобразования аналоговых сигналов использован измерительный комплекс, который состоит из электронного блока усилителя, аналого-цифрового преобразователя сигналови регистрирующей аппаратуры-ноутбука. Электронный блок усилителя содержит операционные усилители типа AD623,конденсаторы и резисторы. В качестве аналого-цифрового преобразователя используется модель LTRE14-140M фирмы Lcard, который способен одновременно снимать показания с трех установленных датчиков и отображать выходные сигналы через специальный интерфейс Lgaph 2.

Так как выходным параметром силоизмерительных датчиков является электрический сигнал, необходимо найти функциональную зависимость между измеряемой физической величиной и величиной выходного электрического сигнала для каждого датчика, для этого необходимо поэтапно провести нагружение и разгружение датчиков, фиксируя при этом значение электрического сигнала и подаваемой нагрузки.

После завершения наблюдения все значения заносятся в программу Excel и получают тарировочные зависимости в виде графиков показанные на рис.9.

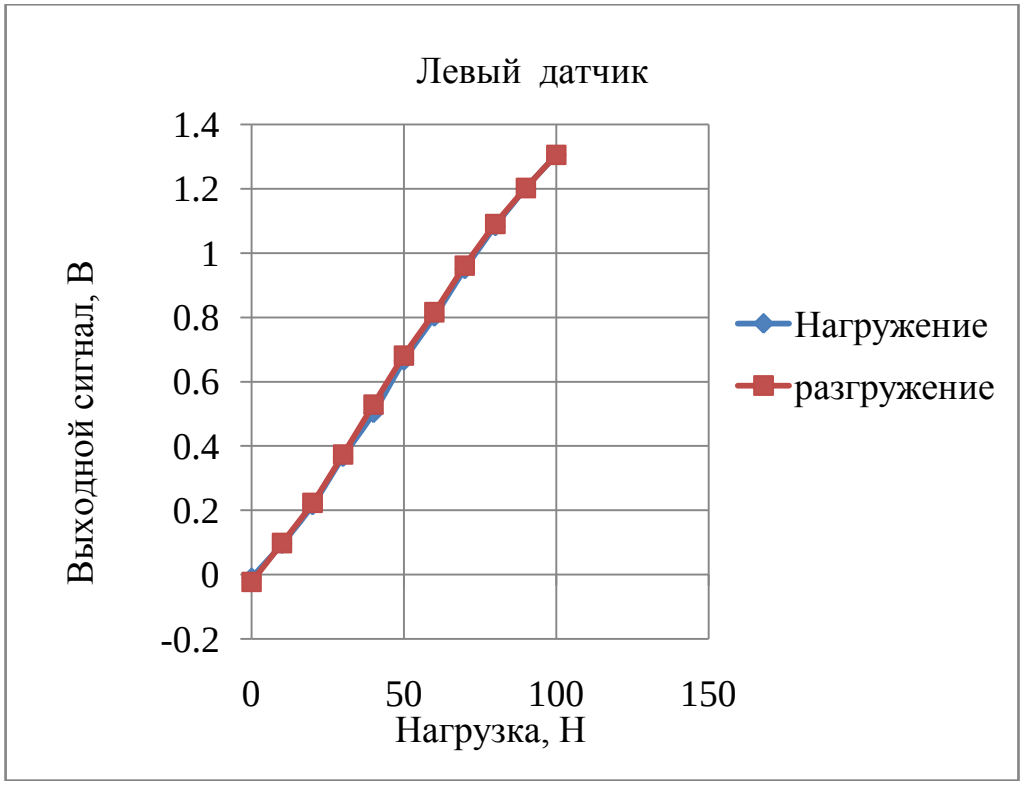


Рис. 9. Тарировочные графики бокового левого датчика

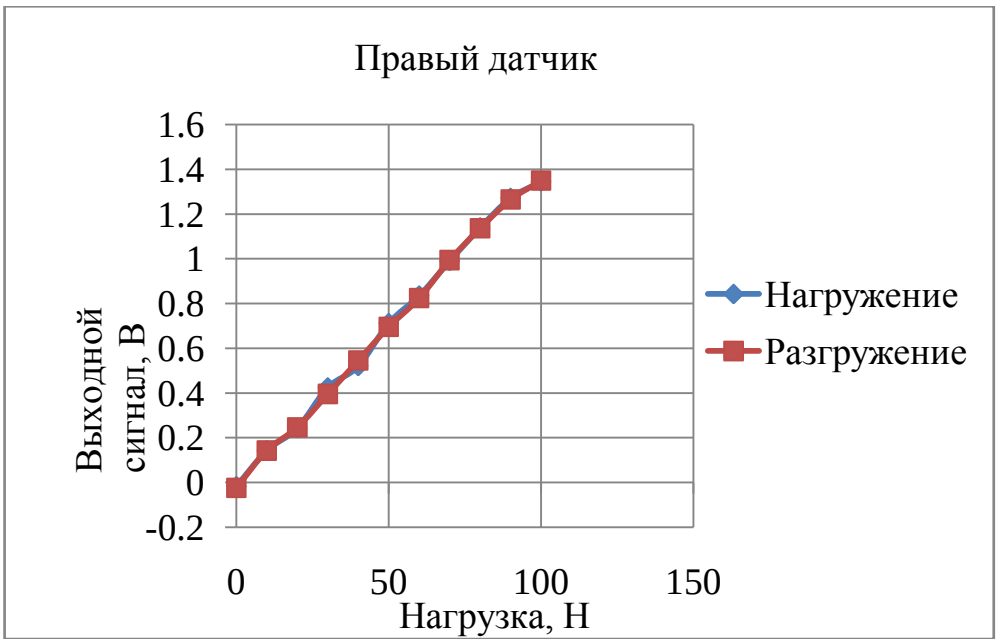


Рис. 10. Тарировочные графики бокового левого датчика

За зимний период 2016-2017г были проведены экспериментальные исследования по укатанному снегу и на дорогах обработанные химическими противогололедными материалами (Рис.11). Для первого этапа исследований на тестер были установлены колеса с нешипованными зимними шинами «Hankook» с размерами 175/70R13, которые широко представлены в нашей стране. Исследования проводились на разных скоростных режимах, с различной нагрузкой и варьированием давления в шине. Для изменения нагрузки на колеса тестера были использованы стальные грузы в виде блока представленные на рис. 10, изготовленные из стандартного швеллера в количестве 16 штук. Вес каждого блока составляет 13кг, т.е. при нагружении блоками, нагрузка на одно колесо тестера возрастает на 260Н. Масса тестера в снаряженном состоянии равна 360 кг, а при полной загрузке 568 кг.

Рис. 11. Шинный тестер с нагрузочными блоками

Таким образом, разработанный и модернизированный шинный тестер позволяет провести экспериментальные исследования сцепных свойств шин при варьировании комплекса факторов. Экспериментальные исследования будут продолжены с использованием разных типов шин, и состоянием протектора, а также с изменением нормальной нагрузки и скоростью движения.

Список использованной литературы:

1.«Шинный тестер для исследования сцепных свойств автомобильных шин». Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. конструкция, эксплуатация, экономика : материалы 90-й Междунар. науч.-техн. конф. (Иркутск, 9–10 апреля, 2015 г.) / под общ. ред. А.И. Федотова. – Иркутск : Изд-во ИРНИТУ, 2015. – 482 с. С. 352 – 355. . Дарханов Ж.В., Гергенов С.М.

2.Диагностика автомобиля, Федотов А.И.: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" / А. И. Федотов; М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. Иркутск, 2012. 476 с.

3. Федотов А.И., Гергенов С.М., О влиянии химических противогололёдных материалов на движение и эксплуатационные свойства колёсных транспортных средств // Журнал автомобильных инженеров; М.: Изд-во ООО «Издательский дом ААИ ПРЕСС» №4 2015; С.38-41.

УДК 656.13:614.8:629.371

К ВОПРОСУ О РАЗВИТИИ СРЕДСТВ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ПИЛОТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ОТКРЫТЫМ ПОСАДОЧНЫМ МЕСТОМ

Р.И. Хасанов, А.И. Сарайкин, Р.И. Хасанова

Аннотация. *В статье рассматриваются этапы развития средств индивидуальной защиты пилотов транспортных средств с открытым посадочным местом. Представлен сравнительный анализ средств индивидуальный защиты по поколениям с учётом определённых авторами системных признаков.*

Ключевые слова: *средства индивидуальной защиты пилота, транспортные средства с открытым посадочным местом, спортивные и гоночные транспортные средства.*

Хасанов Рафаэль Илдарович, кандидат технических наук, доцент кафедры вычислительной техники и защиты информации, ФГБОУ ВО

«Оренбургский государственный университет», 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, E-mail: post@mail.osu.ru, тел. +7 (35-32) 77-67-70, факс +7 (35-32) 72-37-01

Сарайкин Александр Иванович, преподаватель кафедры вычислительной техники и защиты информации, ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, E-mail: post@mail.osu.ru; тел. +7 (35-32) 77-67-70, факс +7 (35-32) 72-37-01

Хасанова Резеда Илдаровна, заместитель начальника отдела информатизации Межрайонной ИФНС России №31 по Республике Башкортостан, 450112, г.Уфа, ул. Ульяновых, 18, E-mail: adm0273@r02.nalog.ru, тел. +7 (3472) 69-92-45

С ростом популярности спортивных состязаний в виде гонок для различных классов транспортных средств актуальным стал вопрос обеспечения безопасности пилотов и членов экипажа. Жёсткие требования регламента спортивных состязаний к конструкции, весу, аэродинамике транспортных средств с открытым посадочным местом не могли обеспечить в полной мере пассивную безопасность. Инженерам и разработчикам потребовалось создавать и регулярно совершенствовать средства индивидуальной защиты пилотов (СИЗП) для снижения травмоопасности и воздействий климатических факторов.

Под *транспортными средствами с открытым посадочным местом* в настоящей работе понимаются гоночные автомобили, кабриолеты, мотоциклы, багги, трициклы и квадроциклы.

С целью упорядочивания предметной области исследований необходимо разработать сравнительную таблицу СИЗП, которая позволит выявить особенности и разнообразие систем обеспечения безопасности пилотов транспортных средств с открытым посадочным местом по их поколениям. При разработке сравнительной таблицы важной задачей является выбор классификационных признаков (КП). Одним из основных подходов для выбора КП является определение подмножества системных признаков, которые влияют на организацию и архитектуру СИЗП различного класса.

На первом этапе необходимо рассмотреть стадии развития СИЗП.

В XX веке в США и в Западной Европе появился особый класс людей, которые могли быть одновременно профессиональными лётчиками и любителями мотоциклов [1]. Позднее в СССР появился аналогичный класс людей [2]. Любовь таких людей к авиации и к безграничной свободе в небе не заканчивалась на земле. Поэтому так легко и объясняется переход популярной формы одежды лётчиков (их обязательной атрибутике) к их форме облачения для поездок на «железных конях». Это с одной стороны подчёркивало род принадлежности такого человека к авиации, а с другой – его любви к полётам. Вторая и не менее важная причина популярности авиационных курток – другой столь же практичной, и на тот момент

совершенной амуниции, просто не существовало. Авиационная куртка отлично защищала от воздействия климатических факторов и заставляла прохожих обратить на себя внимание, даже когда пилот не был на своем «ревущем» транспорте [3 – 6].

Со временем стали развиваться и появляться новые СИЗП, которые защищали не только верхнюю часть туловища, но и нижнюю. Штаны из плотной парусной ткани, получившие название «джинсы» стали таким же обязательным элементом одежды, как и кожаная куртка. Во время Второй мировой войны джинсы в Америке изготавливали и продавали только для участников военных действий, в результате чего джинсы стали частью военной формы армии США [7]. Затем появились легендарные «косухи», которые популярны и по сей день, при чём не только среди мотоциклистов, но и в других субкультурах (например, у рок-музыкантов), а также просто в обществе [8, 9]. Далее были изобретены цельнокроеные и раздельные комбинезоны, которые определили и задали нынешний эталон построения на их базе современных СИЗП. Параллельно совершенствовались и другие элементы амуниции. Появились краги, шлемы с визорами, шлемы-интегралы, специальная спортивная обувь (мотоботинки).

В гоночных состязаниях регулярно возрастают скоростные режимы, увеличивается количество команд участников (соперников), усложняются геометрии и длины трасс, при этом погодные условия и тип дорожного покрытия могут меняться в самом широком диапазоне. Указанные факторы неизбежно приводят к печальным событиям – происходят аварии (столкновения, сходы с трасс, возгорания транспортных средств), сопровождаемые тяжелейшими травмами и даже гибелью пилотов. В истории гонок известны «чёрные дни», когда за один день соревнований погибало сразу несколько пилотов [10 – 17]. Общая статистика гибели пилотов исчисляется сотнями жизней, а полученные за спортивную карьеру травмы уже не поддаются счёту.

Следует отметить особый этап в развитии СИЗП с появлением различных накладок (вставок) для грудной, спинной, плечевой, локтевой, коленной областей, а также защиты шеи и голени [18]. Стали применяться арамидные ткани (кевлар), которые ранее использовались для изготовления бронежилетов [19, 20]. Применение данных элементов в СИЗП позволило значительно снизить травмоопасность для пилотов.

Популяризация в обществе спортивных транспортных средств с открытым посадочным местом стал стимулом для поиска «золотой середины» в производстве СИЗП: быть в надёжной защите и при этом с комфортным микроклиматом подкостюмного пространства. Последний фактор значительно отставал. Если СИЗП хоть как-то гарантировали защиту от холода и ветра, то решению проблемы отвода лишнего тепла и влаги за счёт вентиляции подкостюмного пространства всестороннее внимание не уделялось. В итоге в СИЗП 3-го поколения появилась перфорация, поскольку пилотов сопровождает не только «ужасный» холод по утрам и поздним

вечерам, но и «головокружительная» жара днём, особенно в плотных транспортных потоках городов.

С появлением в автомобильной отрасли новых средств пассивной защиты пассажиров в виде надувных подушек безопасности, а также дальнейшее развитие и появление внешних подушек безопасности для снижения травмоопасности других участников дорожного движения (пешеходов, велосипедистов) компаниями «Dainese», а затем «Mugen Denko Co., Ltd.» и «Alpinestars» была осуществлена адаптация «передовой идеи» в мотоциклетную индустрию [21, 22]. Аналогия с авиацией снова присутствует и в данном примере. В случае неминуемого падения самолёта пилот мог воспользоваться парашютом. Однако статистика спасений лётчиков не обнадеживала: с появлением реактивных двигателей скорости полётов только увеличивались, а пилоты не могли всегда в состоянии или просто вовремя успеть покинуть кабину. Решение для пилотов вертолётов и вовсе отсутствовало. Затем появились катапультные кресла реактивного типа, оснащенные пиропатронами, аналогичными применяемым для мгновенного нагнетания газом подушек безопасности.

На всём протяжении развития авиации и совершении новых открытий в ней, например, в аэродинамике, авионике, двигателестроении, применении композитных материалов – практически все достижения спустя некоторое время находят своё применение в автомобиле- и мотостроении. «Умные» шлемы с функцией дополненной реальности, когда информация проецируется на визоре – это снова пример переноса идеи из авиации. Появление карбоновых глушителей, элементов обвеса корпуса мотоцикла или кузова автомобиля – другие яркие примеры. На сегодняшний день спортивное автомобиле- и мотостроение идут рука об руку за своим «старшим братом» – авиационной техникой.

Сравнительный анализ средств индивидуальной защиты пилотов по поколениям с учётом подмножества системных признаков представлен в таблице 1.

В представленной таблице рассматривается развитие СИЗП с учётом обеспечения пассивной и активной безопасности пилотов. Авторы также взяли на себя смелость спрогнозировать дальнейшее развитие СИЗП 5-го поколения.

Требования к СИЗП 5-го поколения можно условно разделить на следующие группы:

– требования к пассивной безопасности и обеспечение безопасности пилотов при возникновении аварий на скоростях до 100 ÷ 150 км/ч (с непременным дальнейшим увеличением защитных свойств для последующих поколений СИЗП);

– требования к внешней заметности пилота на дороге и информативности выполняемых управляющих воздействий;

– требования к комфортному микроклимату во внутреннем пространстве СИЗП (наличие адаптивной системы принудительной

вентиляции с контуром обратной связи от миниатюрных цифровых датчиков температуры, установленных в СИЗП для защиты от перегрева или от переохлаждения пилота);

– требования к эргономике и представлению информации для пилота (визуальная, звуковая и голосовая, тактильная);

– требования к аэродинамике СИЗП;

– требования к режимам работы системы компьютерной аттестации навыков пилотирования (режим обучения, режим распознавания, включающий в себя операции по определению индивидуального для пилота безопасного скоростного режима, положения пилота и рекомендуемой траектории движения транспортного средства, обмена информацией между мобильными и стационарными объектами на трассе);

– модульность архитектуры СИЗП и возможность наращивания технических средств для решения поставленных задач перед пилотом;

– возможность интеграции в состав СИЗП подсистемы внешнего контроля и сопровождения работоспособности системы и состояния жизнедеятельности пилота;

Таблица 1 – Характеристики средств индивидуальной защиты пилотов

Наименование системного признака		I-е поколение	II-е поколение	III-е поколение	IV-е поколение	V-е поколение (прогноз)
1		*2*	*3*	*4*	*5*	*6*
Обеспечение пассивной безопасности	Защита головы пилота от механических воздействий (ударов)	использование шлемов без визора и отсутствие защиты подбородка	появление шлемов с установленным визором, отсутствие защиты подбородка	появление шлемов-интегралов	появление адаптивных визоров, использование композитных материалов	построение модульной архитектуры и конструкции СИЗП с применением нанотехнологий и композитных материалов в создании одежды, которые должны обеспечивать безопасность пилотов при возникновении аварий на скоростях до 100 ÷ 150 км/ч, при возникновении возгораний, получении колющих и режущих ран
	Защита тела пилота от механических воздействий	использование обычных кожаных, текстильных курток	использование армейских или спец. курток с двойным слоём кожи на груди (косух)	появление мотокомбинезонов раздельного и цельного кроя	использование защитных накладок и вставок из различных материалов, подушек безопасности	
	Защита конечностей пилота от механических воздействий	использование обычных кожаных перчаток и обуви	использование удлинённых кожаных перчаток (краг) и прочной обуви	появление мотоперчаток и мотообуви	интеграция защитных элементов из различных материалов, значительное повышение прочности	

Окончание таблицы 1

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*
Обеспечение активной безопасности	Защита от воздействия климатических факторов	минимальная защита от ветра, холода и жары, дождя	минимальная защита от перегрева, удовлетворительная защита от холода	наличие перфорации для вентиляции определенных зон СИЗП во время движения	интеграция воздухозаборников и организации воздушных каналов для улучшенной вентиляции	использование адаптивной системы принудительной вентиляции с контуром обратной связи для защиты от перегрева или от переохлаждения; совершенствование аэродинамических характеристик СИЗП; повышение заметности и информативности управляющих воздействий пилота; компьютерная аттестация навыков пилотирования с учётом индивидуальных характеристик пилота
	Повышение аэродинамических характеристик СИЗП	отсутствует	отсутствует	отсутствует	наличие аэродинамического горба для снижения эффекта «отвода головы» назад	
	Повышение внешней заметности пилота	отсутствует	отсутствует	отсутствует	использование световозвращающих материалов	
	Повышение внутренней информативности пилота	отсутствует	отсутствует	использование беспроводной гарнитуры в шлемах	автоматический вызов экстренных служб в случае аварии, системы дополненной реальности для проецирования информации на визоре шлема	

– надежная работа СИЗП в условиях вибраций, перегрузок, широкого диапазона рабочих температур (-15 ÷ +70°С), запылённости, повышенной влажности (до 95%), высокого уровня электромагнитных помех;

– самодиагностика электронных модулей и низкое энергопотребление;

– энергонезависимое хранение калибровочных и регистрируемых данных.

В дальнейшем планируется определить организацию и архитектуру СИЗП новейшего (пятого) поколения для транспортных средств с открытым посадочным местом. Авторы допускают, что представленные требования к СИЗП будут дорабатываться и не ограничиваться только перечисленными в данной работе.

Список использованной литературы:

1. Настоящий полковник: сайт BikePost. [Электронный ресурс]. 2017. – URL: https://bikepost.ru/blog/66034/Nastojashij-polkovnik.html (дата обращения: 06.03.2017).

2. Рожденный летать ползать не может: сайт BikePost. [Электронный ресурс]. 2017. – URL: https://bikepost.ru/blog/66419/Rozhdennyj-letat-polzat-ne-mozhet.html (дата обращения: 06.03.2017).
3. История лётной куртки: сайт Pilot Shop. [Электронный ресурс]. 2017. – URL: http://pilot-shop.su/useful-information/history-of-flight-jackets/ (дата обращения: 06.03.2017).
4. Культура. Бомберы и куртки пилотов: кто их придумал и как их носить: сайт FurFur. [Электронный ресурс]. 2013. – URL: http://www.furfur.me/furfur/culture/culture/163227-bomber (дата обращения: 06.03.2017).
5. Побудь в моей коже: сайт Lenta.ru. [Электронный ресурс]. 2014. – URL: https://lenta.ru/articles/2014/10/23/abiatorcoat/ (дата обращения: 06.03.2017).
6. *Ляпин А.* Культовое обмундирование: сайт WarSpot. [Электронный ресурс]. 2017. – URL: http://warspot.ru/2459-kultovoe-obmundirovanie (дата обращения: 06.03.2017).
7. Джинсы: сайт Энциклопедия моды. [Электронный ресурс]. 2011. – URL: https://wiki.wildberries.ru/things/clothing/джинсы (дата обращения: 06.03.2017).
8. *Крайенбюль Э.* Байкерские куртки // Ателье. – 2008. – №9. – С. 42 – 46.
9. Байкерские куртки // Ателье. – 2008. – №11. – С. 16 – 23.
10. *Бауэр Т.* Формула-1. История главной автогонки мира и ее руководителя Берни Экклстоуна / Том Бауэр; пер. с англ. В. Лопатки. – М.: Издательство «Альпина Бизнес Букс», 2012. – 432 с.
11. *Бекман В.В.* Гоночные мотоциклы / В.В. Бекман. – М.: Издательство «МАШГИЗ», 1961. – 168 с.
12. *Коллингз Т.* Добро пожаловать в «Пиранья-клуб»: власть и влияние в Формуле-1 / Тимоти Коллингз. – М.: ООО «Издательство «Яуза», 2003.
13. *Кочнев Е.М.* Люди. Автомобили. Рекорды / Предисл. Г.М. Гречко. – М.: Издательство «Молодая гвардия», 1982. – 288 с.
14. *Сочнов К.В.* Крутые дороги ралли: автобиографическая мовесть. – М.: Издательство «ЦДТС», 2005. – 400 с.
15. Спортивные автомобили / Под ред. Грега Читэма, пер. с англ. К. Ткаченко. – М.: Издательство «ФАИР-ПРЕСС», 2007. – 192 с.
16. *Шугуров Л.М., Золотов А.В.* Гоночные и спортивные автомобили /Ил. Д.Н. Верзуна, М.О. Дмитриева, Н.В. Сучковой, А. Щербакова. – М.: Издательство ЗАО «РОСМЭН-ПРЕСС», 2006. – 72 с.
17. Энциклопедия автознаменитостей. Конструкторы. Дизайнеры. Предприниматели / К.В. Шляхтинский, А.К. Шляхтинский, Е.И. Прочко и др. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 224 с.

18. *Василенко М.* Патенты в области защиты шеи: сайт Twenty26Six. [Электронный ресурс]. 2012. – URL: http://twentysix.ru/blog/equipment/106445.html (дата обращения: 06.03.2017).

19. *Фои Брайн Эмметт* (US), *Майнер Льюис Генри* (US) Устойчивое к пробиванию изделие из арамида: пат. 2139376 Рос. Федерация. – №97119066/12; заявитель и патентообладатель: Е.И.Дю Пон де Немурс энд Компани (US); заявл. 01.04.1996; опубл. 10.10.1999.

20. *Кормушин В.А., Плетнев С.Д., Заозеров С.И. и др*. Бронежилет: пат. 2175748 Рос. Федерация. – №99124720/02; заявитель и патентообладатель: ЗАО «Кираса»; заявл. 25.11.1999; опубл. 10.11.2001, Бюл. №31.

21. Vest JV: сайт hit-air. [Электронный ресурс]. 2003. – URL: http://www.hit-air.com/horse/english/lineup/jv/index.html (дата обращения: 06.03.2017).

22. Airbag Patent Infringement Claim: Dainese vs. Alpinestars: сайт Motorcyclist Staff. [Электронный ресурс]. 2015. – URL: http://www.motorcyclistonline.com/airbag-technology-dainese-d-air-vs-alpinestars-tech-air-patent-infringement-claims (дата обращения: 06.03.2017).

УДК 629. 113

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСА С ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНОЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕННОЙ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

А.И. Федотов

Аннотация. *Цель статьи заключается в анализе процесса торможения автомобильного колеса, которое находятся под действием возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки. МЕТОДЫ. Используются экспериментальные стендовые методы исследования. Используется методы, задающие тестовые режимы в виде синусоидальных силовых возмущений нормальной нагрузки на колесо. А также методы измерения цифровых и аналоговых сигналов, характеризующих исследуемые процессы. РЕЗУЛЬТАТЫ. Показано, что в условиях внешних силовых возмущений, действующих на тормозящее автомобильное колесо регулирование процесса его торможения целесообразно выполнять посредством подведения постоянного по величине тормозного момента. ВЫВОДЫ. Предложен метод анализа динамических процессов торможения автомобильного колеса в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки. Предложен способ регулирования процесса торможения автомобильного колеса в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки.*

Ключевые слова: *колесо с эластичной шиной, стенд с беговым барабаном, процесс торможения, нормальная нагрузка, колебания нормальной нагрузки.*

Введение

Автомобиль является самым опасным видом транспорта современности. Ежегодно в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) Российской Федерации гибнет 25-30 тысяч человек, получают увечья более 250 тысяч человек - это население небольшого города. Только за три дня на автодорогах нашей страны гибнет людей больше, чем в течение года на всех других видах транспорта [1]. Более 98% ДТП происходят в процессе торможения автомобиля или сопровождаются торможением [2].

Процесс торможения автомобиля неразрывно связан с характеристиками сцепления его шин с опорной поверхностью дороги. Благодаря силам сцепления шин с дорожной поверхностью автомобиль изменяет свое направление и скорость. Для повышения качества процесса торможения на автомобили устанавливают антиблокировочные системы ABS, системы динамической стабилизации движения (ESP) и др. Однако эффективность работы этих систем значительно снижается, когда на тормозящие колеса автомобиля действуют дорожные неровности. Так, например, колебания нормальной нагрузки R_z на колеса автомобиля увеличивает его тормозной путь на 37-40% [3].

Поэтому особую актуальность имеет проблема стабилизации процесса торможения колес автомобиля в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки на них. Для решения данной проблемы могут быть применены как теоретические, так и экспериментальные исследования. По мнению авторов, наиболее подробно процесс торможения автомобильного колеса в условиях колебаний нормальной нагрузки R_z можно исследовать в стендовых условиях[4].

Оборудование, методика и результаты экспериментального исследования

Для проведения экспериментальных исследований был разработан и изготовлен стенд, общий вид которого изображен на рис. 1. Конструкция стенда позволяет выполнять анализ процесса торможения колеса в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки R_z, и обеспечивает следующие возможности:

– экспериментальное определение характеристик сцепления шин колеса автомобиля с поверхностью бегового барабана стенда в установившемся режиме;

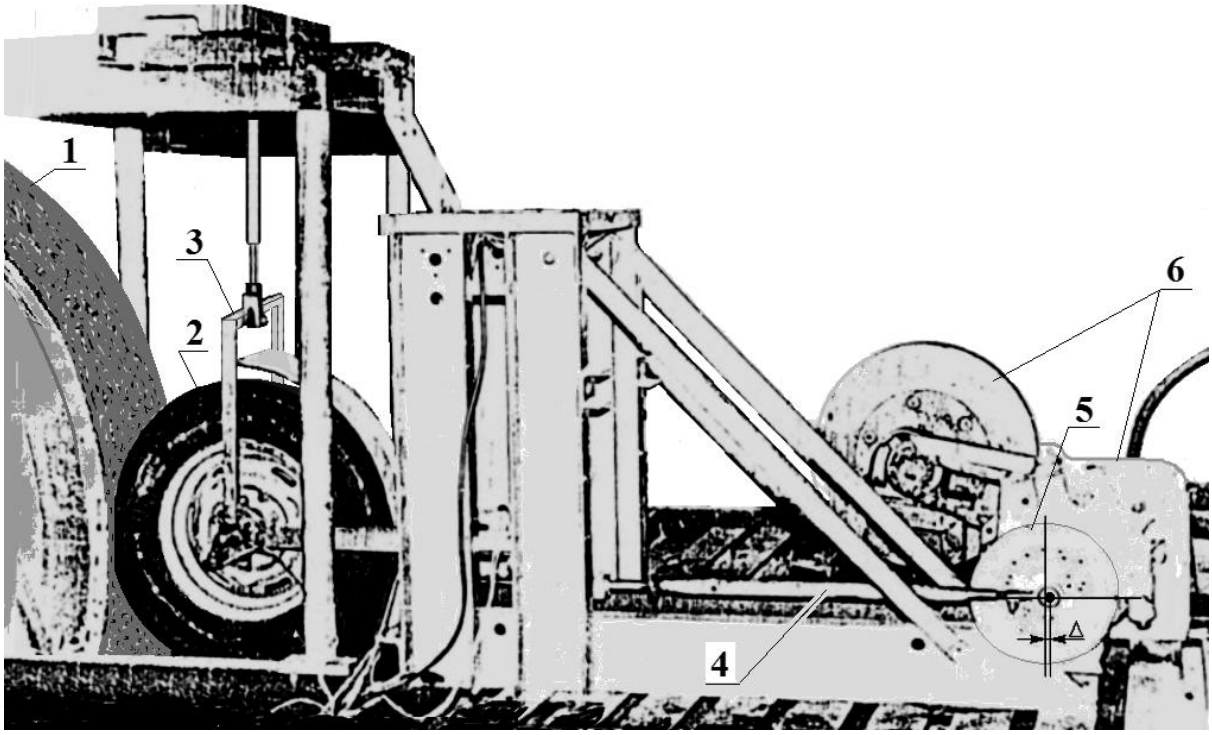
– экспериментальное исследование процесса торможения колеса, как при переменной, так и при постоянной нормальной нагрузке R_z;

– изменение нормальной нагрузки R_z на колесо по гармоническому закону с возможностью дискретно изменять её частоту и амплитуду;

– управлять процессом торможения колеса.

Стенд имеет систему привода бегового барабана, систему нагружения колеса как постоянной R_z, так и переменной ΔR_z нормальной нагрузкой, системы измерения угловой скорости колеса $\omega_к$, углового ускорения колеса

$\dot{\omega}_к$, угловой скорости бегового барабана $\omega_б$, продольной реакции R_x, тормозного момента $M_т$.



1 – беговой барабан с асфальтобетонным покрытием; 2 – колесо с эластичной шиной; 3 – рамка датчика измерения продольной реакции R_x; 4 – кулиса, системы нагружения колеса переменной нормальной нагрузкой R_z; 5 – кривошип, обеспечивающий воздействие на колесо переменной составляющей ΔR_z нормальной нагрузки на колесо; 6 – электро-гидропривод системы нагружения колеса переменной нормальной нагрузкой

Рис. 1. Внешний вид стендовой установки для экспериментального исследования процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной при переменной нормальной нагрузке

Беговой барабан 1, поверхность которого покрыта асфальтобетоном и наружный диаметр которого составляет 1770 мм, приводит во вращение электро-гидропривод (*на рис. 1 не показан*). Он позволяет плавно регулировать скорость вращения бегового барабана в диапазоне от 0 до 22,6 рад/с. При этом окружная скорость поверхности бегового барабана может достигать 20 м/с.

Проскальзывание S испытуемого колеса относительно поверхности бегового барабана можно найти по формуле

$$S = 1 - \frac{\omega_к \cdot r_{ко}}{\omega_б \cdot r_б} \qquad (1)$$

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

$r_б$ - радиус бегового барабана;

$\omega_к$- угловая скорость колеса;

$\omega_б$- угловая скорость бегового барабана.

Тормозной привод, осуществляющий торможение колеса состоит из дискового тормоза автомобиля ГАЗ-3110, который соединен с колесом 2 карданным валом, а также гидросистемы управления дисковым тормозом (*на рис. 1 не показаны*).

Система нагружения колеса переменной нормальной нагрузкой включает в себя электро-гидропривод 6 (*состоящий из электродвигателя и гидрообъемной передачи*), вращающий кривошип 5 с регулируемой кулисой 4 и нагружающей колесо через рамку. Статическая составляющая нормальной нагрузки R_z на колесо задается путем изменения длины регулируемой кулисы 4. При этом связанная с кулисой рамка через подшипниковые узлы и вал нагружает колесо 2 нормальной нагрузкой R_z.

Диапазон задаваемой нормальной нагрузки R_z на колесо составляет: в статике от 0 до 7,2 кН; в динамике от 8,5% до 52% от величины статической нагрузки.

Динамическая составляющая нормальной нагрузкиΔR_z создается воздействием на кулису4 вращающегося кривошипа 5. Кривошип приводится во вращение электро-гидроприводом, состоящим из электродвигателя и регулируемого гидрообъемного насоса. Амплитуда динамической составляющей нормальной нагрузки изменяется дискретно, посредством изменения длины кривошипа 5. Значения амплитуд приведены в табл. 1.

Система измерения продольной реакции R_x состоит из рамки 3, связанной с осью вращения колеса 1 и тензобалки (*на рис. 1 не показана*). Диапазон измеряемой продольной реакции составляет 0 до 7,2 кН с относительной погрешностью ±3,1%.

Система измерения угловой скорости колеса $\omega_к$, имеет электромагнитныйимпульсный датчик угловой скорости, который за один полный оборот вырабатывает 120 импульсов синусоидальной формы. Электронный преобразователь преобразует импульсы синусоидальной формы в стандартные импульсы«единица» - «ноль», которые подаются в компьютер для дальнейшей регистрации, обработки и хранения.

Система измерения угловой скорости бегового барабана$\omega_б$, работает аналогично системе измерения угловой скорости колеса.

Диапазон измерения угловой скорости составляет 0 до 50,0 рад/с с относительной погрешностью ±1,7%.

Измерение углового ускорения колеса $\dot{\omega}_к$ осуществляется на программном уровне в компьютере экспериментального комплекса. Его получают посредством вычисления первой производной сигнала угловой скорости колеса $\omega_к$.

Для анализа процесса торможения автомобильного колеса с эластичной шиной при переменной нормальной нагрузке R_z были проведены экспериментальные исследования. В процессе экспериментальных исследований выявляли взаимосвязи между силовыми и кинематическими параметрами тормозящего автомобильного колеса в условиях переменной нормальной нагрузки R_z.

Экспериментальные исследования проводились на стенде с шинами «Hankook» 175/70R13, для которых ранее были выявлены зависимости радиуса качения $r_{ко} = f(R_z)$от нормальной нагрузки. В процессе экспериментов частоту изменения нормальной нагрузки задавали по синусоидальному закону дискретно, на уровне1, 3, 5, 7 и 10 Гц, что соответствовало диапазону частот колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля. При этом амплитуду колебаний нормальной нагрузки на тормозящее колесо R_z выбирали адекватно условиям качения автомобильного колеса по дорогам в условиях эксплуатации (таблица 1) [3].

Среднее значение величины нормальной нагрузки выбиралось в соответствии с ГОСТ 4754-97 и поддерживалось равной 3,9 кН.

Экспериментальное исследования проводили по следующей методике:

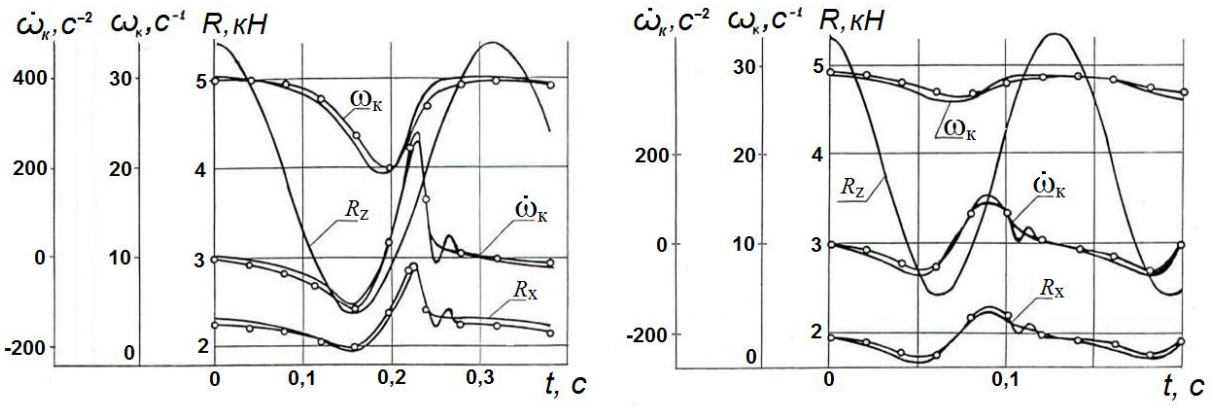
1. Давление воздуха в прогретой шине устанавливали на уровне 170 кПа;
2. Изменением длины нагружающего кривошипа устанавливали минимальную амплитуду колебаний нормальной нагрузки, соответствующую условиям эксплуатации (см. таблицу 1);
3. Устанавливали среднее значение нормальной нагрузки R_zна колесо, равное 3,9 кН, путем изменения длины нагружающей кулисы;
4. Беговой барабан стенда разгоняли до заданной скорости;
5. Включали механизм, осуществляющий изменение нормальной нагрузки ΔR_z;
6. Производили нагружение колеса постоянным тормозным моментом $M_т$, уровень которого дискретно увеличивали вплоть до блока колеса;
7. При каждом новом значении тормозного момента $M_т$ регистрировали: - характер изменения продольной реакции R_x; - нормальной нагрузки R_z;- угловой скорости $\omega_к$;- углового ускорения $\dot{\omega}_к$;- тормозного момента $M_т$;
8. Дискретно изменяли частоту изменения нормальной нагрузки ΔR_z на уровне1, 3, 5, 7 и 10 Гц;
9. Увеличивали амплитуду колебаний нормальной нагрузки R_z согласно таблице 1 и последовательно выполняли все вышеперечисленные пункты.

Таблица 1 - Изменение нормальной нагрузки на колесо легкового автомобиля в дорожных и стендовых условиях[3]

№ п/п	В дорожных условиях			На стенде	
	Тип и состояние дороги	Скорость движения автомобиля, [км/час]	Изменение нагрузки R_z по отношению к статической, [%]	Изменение нагрузки ΔR_z по отношению к статической, [%]	Амплитуда изменения динамического радиуса колеса, [мм]
1	Автомагистраль в очень хорошем состоянии	32 70	± 2 до ± 5 ± 4 до ± 11	±8,5	3,5
2	Асфальтобетонная дорога в хорошем состоянии	28 70	± 10 до ± 15 ± 15 до ± 25	±22	9,0
3	Асфальтобетонная дорога в удовлетворительном состоянии	34 77	± 16 до ± 33 ± 20 до ± 55	±38	15,5
4	Асфальтобетонная дорога с большими неровностями	57	± 10 до ± 75	±52	25,4
5	Булыжная мостовая	51 71	более 100	-	-

В качестве примера на рис. 2 представлены результаты, обработанные осциллограммы двух процессов торможения колеса с эластичной шиной при частотах изменения нормальной нагрузки 3 Гц и 7 Гц.

Форма колебаний нормальной нагрузки на колесо в процессе эксперимента была близка к синусоидальной, а амплитуда составляла ±1,5 кН. Величина подведенного к колесу тормозного момента $M_т$ поддерживалась на постоянном уровне 0,63 кН·м, при частоте изменения R_z, равной ν = 3 Гц, и 0,54 кН·м при частоте изменения R_z, равной ν = 7 Гц. Это примерно составляло 68 % и 56 % от предельного момента по сцеплению M_φ при номинальной нормальной нагрузке на колесо R_z.



а) б)

а – с частотой ν = 3 Гц; б – с частотой ν = 7 Гц, ——— расчет; —o—o— эксперимент

Рис. 2. Графики процесса торможения колеса с шиной «Hankook» 175/70R13 при изменении нормальной нагрузки в диапазоне $\Delta R_z = \pm 1{,}5$ кН

Сопоставление экспериментальных данных с расчетными, полученными с использованием математической модели [5], показывает достаточно неплохое качественное и количественное их соответствие как для продольной реакции R_x, так и для угловой скорости $\omega_к$ и углового ускорения $\dot{\omega}_к$.

Так, в частности, максимальное расхождение величин проскальзываний, вычисленных с учетом скорости смещения площадки контакта и без этого учета, для рассматриваемых режимов не превышает 3 %. Наибольшая погрешность в расчетах получена по угловому ускорению колеса, и она не превышает 5 %.

Экспериментальные исследования показывают, что колебания нормальной нагрузки существенно влияют на силовые и кинематические параметры тормозящего колеса, особенно при высоком уровне тормозного момента.

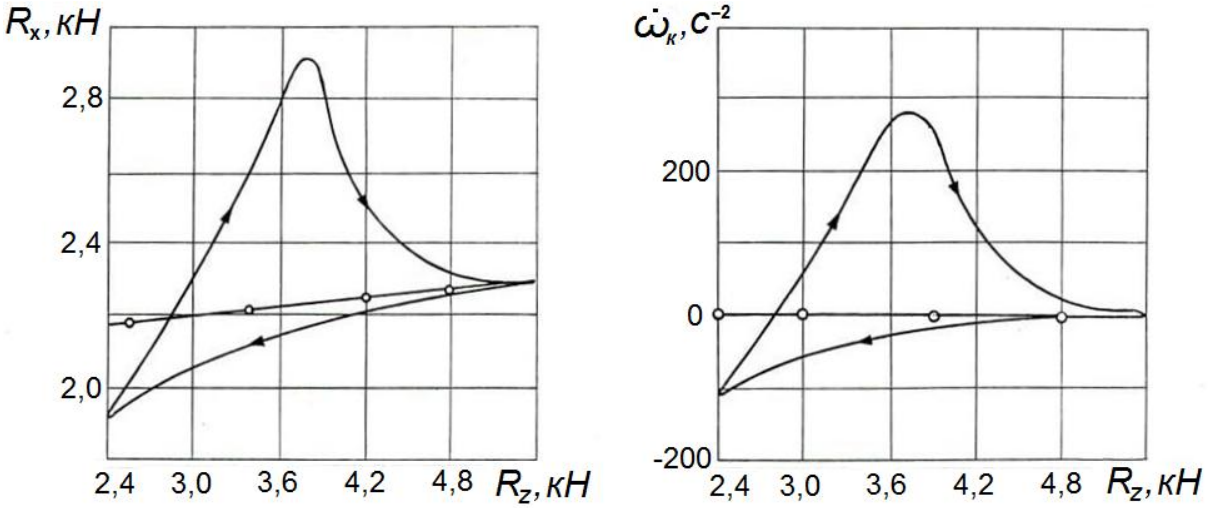
Так при уровне тормозного момента $M_т$ = 0,63 кН·м и частоте колебаний нормальной нагрузки ν = 3 Гц минимальное и максимальное значения углового ускорения колеса составляют соответственно минус 120 рад/с^2 и плюс 270 рад/с^2. Пороговые значения окружного замедления, при достижении которых существующие ABS подают сигнал на растормаживание колеса, составляют (0,8...2,5) g[2].

При переходе к абсолютным величинам углового ускорения колеса это составляет -2,6...82рад/с^2, то есть влияние колебаний нормальной нагрузки на работу ABS весьма значительно и это необходимо учитывать как при их разработке, так и в эксплуатации.

Более наглядно влияние колебаний нормальной нагрузки на рассматриваемые силовые и кинематические параметры колеса можно

проиллюстрировать непосредственно зависимостями $R_x = f(R_z)$, $\omega_к = f(R_z)$, $\dot{\omega}_к = f(R_z)$ и $S = f(R_z)$.

Эти зависимости представлены на рис. 3 и 4.



а) б)

——— неустановившийся режим ($\Delta R_z = \pm 1{,}5$ кН с частотой $\nu = 3$Гц); —o—o— установившийся (стационарный) режим ($\nu = 0$).

Рис. 3. Фазовые динамические и статические характеристики продольной реакции и углового ускорения колеса с шиной «Hankook» 175/70R13 в процессе его торможения при средней нормальной нагрузке $R_z = 3{,}9$ кН

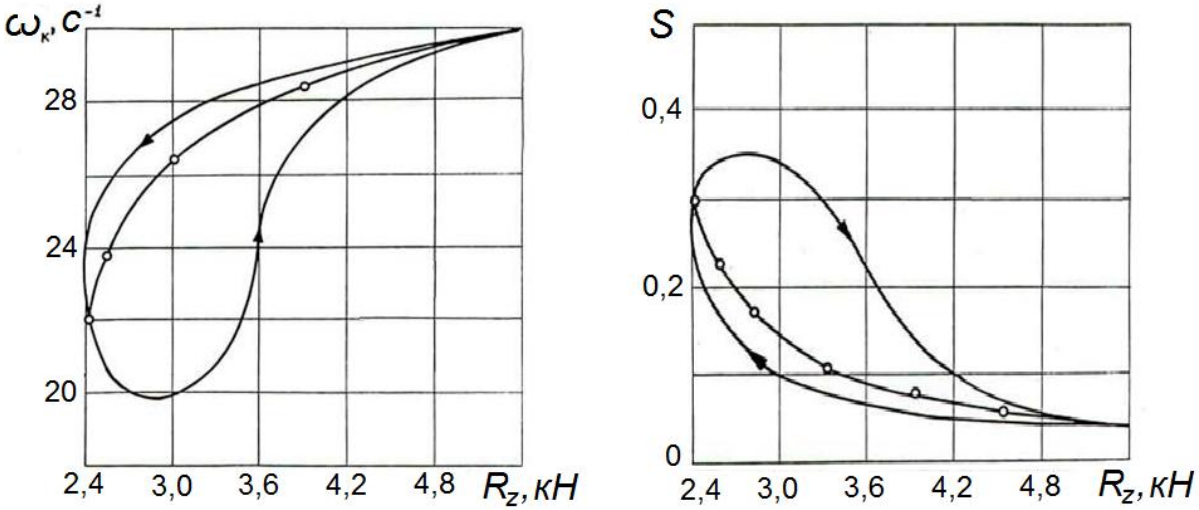
Они построены по приведенным выше данным (см. рис. 1, а).

В установившемся режиме торможения продольная реакция R_x (рис. 3, а) и угловое ускорение $\dot{\omega}_к$ (рис. 3, б) мало зависят от величины R_z: статическая (*стационарная*) характеристика $\dot{\omega}_к = f(R_z)$ лежит на нулевой линии, а R_x незначительно возрастает при увеличении R_z, что обусловлено уменьшением силового плеча $r_{ко}$.

Эти параметры реагируют, главным образом, на скорость изменения нормальной нагрузки R_z. Динамические составляющие указанных параметров достигают наибольших значений примерно в области максимальных скоростей изменения R_z.

Угловая скорость колеса $\omega_к$ и проскальзыванияS в установившемся режиме зависят от величины R_z (см.рис. 4,а и б), что связано с перемещением режима торможения по $f(S)$ диаграмме при изменении сцепления колеса R_φ.

Динамические составляющие параметров $\omega_к$ и S достигают наибольших значений в области малыхR_z, когда статическая характеристика $R_x = f(S)$ существенно изменяется, а скорость возрастания или снижения R_z еще значительна.



а) б)

——— неустановившийся режим (ν = 3Гц); —o—o— установившийся (стационарный) режим (ν = 0).

Рис. 4. Фазовые динамические характеристики угловой скорости и проскальзывания колеса с шиной «Hankook» 175/70R13

Таким образом, протекание неустановившихся характеристик R_x, $\omega_к$, $\dot{\omega}_к$ и S при постоянном тормозном моменте и переменной нормальной нагрузке зависит как от скорости (частоты) изменения R_z, так и от режима качения колеса, определяемого соотношением уровня тормозного момента $M_т$ и момента по сцеплению M_φ (*уровнем реализации потенциальных сцепных свойств шины и опорной поверхности*). По мере увеличения степени реализации сцепных свойств, влияние неустановившегося характера нормальной нагрузки R_z на силовые и кинематические параметры колеса с эластичной шиной увеличивается.

Для анализа качества процесса функционирования ABS принято использовать фазовые характеристики, представляющие собой зависимости величин тормозного момента $M_т$ и продольной реакции от проскальзывания S. Использование таких характеристик при переменной нормальной нагрузке R_z невозможно, так как режим торможения колеса оказывается зависимым от соотношения подведенного тормозного момента и предельного момента по сцеплению. Поэтому целесообразно перейти к относительному показателю – *нормированной функции торможения*

$$f_{т(s)} = \frac{M_т + M_{fc}}{r_{ко}} \cdot \frac{1}{R_z \cdot \varphi_{max}} \qquad (2)$$

представляющей собой отношение тормозной силы, определяемой моментом $M_т$, к предельно возможной при данной нагрузке продольной реакции.

Если нанести *нормированную функцию торможения* на нормированную *f*(S) диаграмму (рис.5), то получим график нормированной фазовой диаграммы процесса торможения колеса, эквивалентный так называемой фазовой характеристике процесса регулирования ABS [2] .

При нагружении колеса постоянным тормозным моментом $M_т$ изменение показателя $f_т$ происходит за счет уменьшения или же увеличения нормальной нагрузки R_z. В то время как при построении традиционной фазовой характеристики учитывается только изменение тормозного момента.

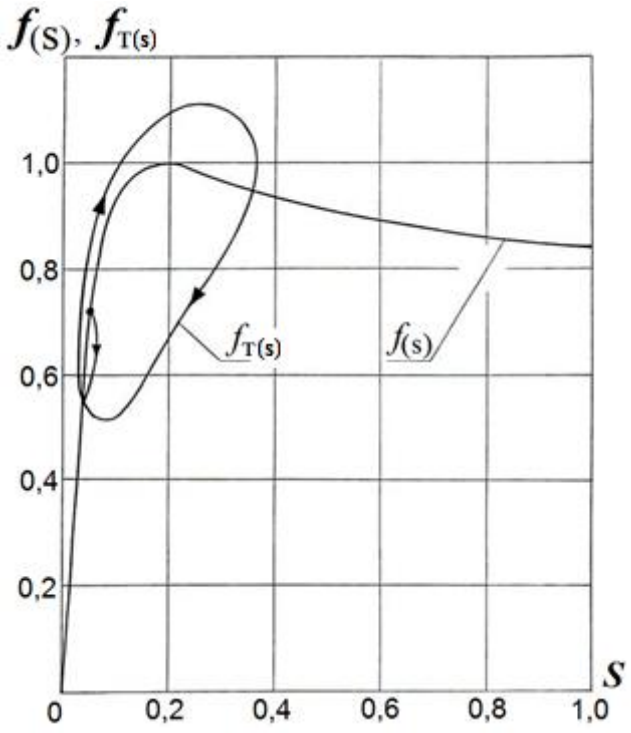


Рис. 5. График нормированной фазовой диаграммы процесса торможения автомобильного колеса с шиной «Hankook» 175/70R13при постоянном моменте и переменной нормальной нагрузке с частотой $\nu = 3$Гц и амплитудой $\Delta R_z = \pm 1{,}5$ кН

Заключение

Переменная нормальная нагрузка на колесах тормозящего автомобиля является существенной помехой, способной значительно изменять режим торможения колес.

Режим торможения колес в условиях действия помех, вызванных колебаниями нормальной нагрузки, может изменяться от полного блока, до глубокого растормаживания. Это утверждение справедливо как для работы тормозной системы в составе ABS, так и без неё.

Для анализа рабочего процесса торможения колеса в условиях помех, вызванных переменной нормальной нагрузкой R_z, а также с учетом действия переменного тормозного момента $M_т$, предлагаемая форма *нормированной фазовой диаграммы процесса торможения* является наиболее удобной. Она позволяет наглядно и информативно (*качественно и количественно*)

анализировать исследуемый процесс как в условиях переменной нормальной нагрузки R_z, так и переменного тормозного момента $M_т$.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: Монография. Изд-во ИрГТУ, 2015. – 512 с. Ил. 235. Табл. 82. Библиограф.: 377 назв.
2. Федотов А.И.Основы теории эксплуатационных свойств колесных транспортных средств. Учебник для аспирантов направления подготовки 23.06.01 - Техника и технологии наземного транспорта, (программа подготовкиЭксплуатация автомобильного транспорта). – Иркутск.: Изд-во ИРНИТУ, 2016. – 254 с.
3. Зарщиков А.М. Влияние изменения нормальной нагрузки колеса на эффективность работы антиблокировочной тормозной системы автомобиля. Автореферат дисс. канд. техн. наук / Москва, МАМИ, 1984. – 18 с.
4. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. учреждений высш. образования / А.И. Федотов. – М.: Издательский центр «Академия», 2015. – 352 с.
5. Федотов А.И., Бойко А.В.Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей. Учебное пособие, Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2016. 143 с.

УДК 62-09

ИСПЫТАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ И СУХОГО И ЖАРКОГО КЛИМАТА

М. Турдикулов, С.Кушаков

Аннотация. *Статье рассмотрена основные моменты испытание транспортных средств в условиях сухого и жаркого климата и горных местности республик средней Азия. Даны методы определения надежности транспортных средств в реальных условиях эксплуатации.*

Ключевые слова: *горные дороги, сухой и жаркий климат, перевал «Камчик», перевал «Тахта карача», климатический испытание, работоспособность, транспортных средств.*

Турдикулов Мамашукур, кандидат технических наук, доцент, начальник лаборатории, государственное предприятие «Самаркандский

центр испытание и сертификации», Республика Узбекистан, г. Самарканд, ул. А. Темура, 147 «А», E-mail: mamashukur12@mail.ru, тел: +998662227832, факс: +998662222152

Кушаков С. магистр, директор, государственное предприятие «Самаркандский центр испытание и сертификации», Республика Узбекистан, г. Самарканд, ул. А. Темура, 147 «А», E-mail: sardor24@mail.ru, тел: +998662227832, факс:+998662222152

Цель:

- проверка соответствия автотранспортных средств требованиям нормативным документам.
- проверка работоспособности автотранспортных средств в условиях жаркого, тропического сухого климата в объеме согласованной программы проведения контрольных климатических испытаний
- проверка надежности (безотказности) функционирования автотранспортных средств в пределах пробега до 15 000 км.

Условия проведения испытаний: **с**редняя температура окружающего воздуха 38 ± 2^0 С, пробеговые испытания проводятся в пустынных и горных местностях Республик средней Азии.

Скоростные свойства, параметры тормозных характеристик, расход топлива проводятся на автополигоне «Южный» в Ташкентской области Пскентского района. Покрытие трека автополигона «Южный» - твердое, бетонное, большой круг протяженности около 9 км. Максимальная допустимая скорость по треку 220 км/ч.

Испытание в горных условиях проводятся на перевале «Камчик» Ташкентской области (*см. рис.1*), «Тахта корача» Самаркандской области (*см. рис.2*).

Рис. 1. Перевал «Камчик»

Рис. 2. Перевал «Тахта карача»

При испытании автотранспортных средств в естественных условиях пустынной местности температура воздуха поднимается до 60^0 С при этом ухудшается вязкость масел, увеличивается износ и трение трущихся пар это может влиять на надежность и долговечность работы транспортных средств. Особенности испытаний транспортных средств является то что в высокогорных зонах снижается давление воздуха и уменьшается содержание кислорода в воздухе это ухудшает процесс горения топлива, снижается

мощность двигателя и ухудшается тяговая качество транспортных средств. При эксплуатации АТС в горных районах часто пользователи снимают воздушные фильтры это показывает не приспособленность транспортных средств для работы в горных условиях. Нам кажется необходимо конструкторам предусмотреть при проектировании АТС работающих в горных условиях учитывать этот недостаток.

В процессе испытание регистрируются температура следующих узлов автотранспортных средств:

- системы охлаждения двигателя;
- коробку скоростей;
- масляный картер двигателя;
- редукторы заднего моста;
- тормозных узлов;
- в салоне транспортных средств;

Определяются климатические показатели в кабине (салоне) автотранспортных средств.

А также проверятся работоспособность и надежность тормозных систем и замедлителей при эксплуатации в высокогорных условиях.

Известно, что многое испытательные лаборатории для климатических испытаний транспортных средств создают специальные климатические камеры, которые обеспечивают необходимые условия. Испытания в климатической камере не могут дать те результаты, которые можно получить в естественных условиях, например разреженность воздуха в высокогорных районах, высокая температура и тяжелые условия движений на песчаных дорогах (*см. рис.3*).

Рис.3. Песчанные дороги «Кизил кум» и «Карнаб чул»

Выводы:

Климатические испытание транспортных средств в реальных условиях дает возможность получить:

- подробную информацию о надежности узлов
- о конструктивных недостатках при критических условиях эксплуатации
- улучшит эргономические показатели при изготовлении

Рис. 4. География эксплуатируемых территорий транспортных средств

Список использованной литературы:

1. Технические условия ТУ У **34.1-25480917-233:2010.**
2. ГОСТ **17.2.2.03** «Охрана Природы. Атмосфера. Нормы и методы измерений содержания окиси углерода и углеводородов в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями. Требование безопасности».
3. ГОСТ **20306** «Автотранспортные средства. Топливная экономичность».
4. ГОСТ 22576 «Автотранспортные средства. Скоростные свойства».
5. ГОСТ 22895 «Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности».
6. РД 37.052.172 «Типовая программа - методика климатических контрольных испытаний АТС исполнения ТС».
7. РД 37.052.193 «Методика оценки температурных режимов работы агрегатов и систем автомобилей в жарко-пустынной местности».
8. РД 37.052.172 «Типовая программа-методика климатических контрольных испытаний автотранспортных средств исполнения ТС».
9. ОСТ 37.001.244 «Длительные контрольные испытания АТС. Программа и методы испытаний».
10. ОСТ 37.001.052 «Двигатели АТС. Качества пусковые»
11. Правила ЕЭК ООН № 13-10 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения».
12. Правила ЕЭК ООН № 13-11 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения».

торможения».
14. ГОСТ Р 50993-96 «Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности».

УДК 629.113.004

О РАСЧЕТЕ СКОРОСТНЫХ ПОТЕРЬ ПРИ КАЧЕНИИ ЭЛАСТИЧНЫХ ШИН АВТОМОБИЛЯ

А.И. Федотов, С.Н.Кривцов

Аннотация. *При моделировании процессов движения автомобилей необходимо учитывать скоростные потери в шинах. Расчет скоростных потерь становится более точным, если тангенциальную эластичность шин рассчитывать исходя из характеристик их проскальзывания. Это обеспечивает высокую точность моделирования эксплуатационных показателей автомобилей.*

Ключевые слова: *скоростные потери, шина, коэффициент полезного действия шины, потери мощности, силовой радиус колеса, сопротивление качению, тангенциальная эластичность шины.*

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: fai@istu.edu

Кривцов Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО Иркутский национальный исследовательский технический университет, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: krivcov_sergei@mail.ru, тел.: 89086619729

Введение

Сравнивая результаты моделирования процессов движения автомобилей в условиях эксплуатации с их экспериментальными аналогами очень часто можно видеть значительные в 4 ÷ 12% различия, называемые погрешностями расчетов. Казалось бы, современные математические модели учитывают все нюансы процессов движения автомобилей, и тем ни менее, погрешности есть и весьма ощутимые.

Анализ результатов моделирования процессов движения автомобилей показывает, что математические модели не учитывают один из важных

факторов – ***скоростные потери*** мощности в шинах ведущих колес автомобиля.

Расчет скоростных потерь в эластичных шинах автомобиля при их качении

Дадим оценку суммарным потерям мощности в шинах ведущих колес автомобиля. В общем случае суммарный КПД шины $\eta_к$ определяется из выражения

$$\eta_к = \frac{N_м}{N_к} = \frac{R_x \cdot V}{M_к \cdot \omega_к} = \frac{M_к - M_f}{r_{ко}} \cdot \frac{V}{M_к \cdot \omega_к} = \frac{M_к - M_f}{M_к} \cdot \frac{r_к}{r_{ко}} \quad (1)$$

где $N_к$ и $N_м$ – соответственно мощность, подведенная к колесу и отведенная от колеса;

$\omega_к$ и V угловая скорость колеса и скорость автомобиля;

M_f – момент сопротивления качению шины;

R_x – продольная реакция в пятне контакта;

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

$M_к$ – крутящий момент, подведенный к колесу.

КПД шин ведущих колес определяется *силовыми* и *скоростными потерями*, *возникающими в процессе их качения*, что следует из формулы

$$\eta_к = \frac{M_к - M_f}{M_к} \cdot \frac{r_к}{r_{ко}} \quad (2)$$

Первый сомножитель отражает силовые (*гистерезисные*) потери мощности ***на трение*** в шине при её качении. Эта составляющая потерь мощности довольно просто и точно рассчитывается. С её определением трудностей обычно не возникает [1].

Второй сомножитель, отражает ***скоростные потери*** мощности, связанные с её тангенциальной эластичностью, т.е. учитывает, что число сделанных колесом оборотов и пройденный им при этом путь не всегда точно соответствуют друг другу. Именно с определением величины этого сомножителя возникают наибольшие трудности, связанные с определением кинематического радиуса $r_к$ (радиуса качения колеса с эластичной шиной)

$$r_к = \frac{V}{\omega_к} \quad (3)$$

Приведенный ниже график показывает зависимость КПД шин (и отдельно каждой из его составляющих) от величины подведенного к колесу момента $M_к$.

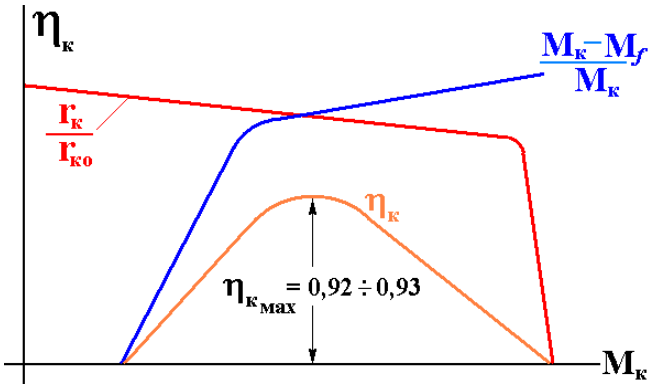


Рис. 1. Зависимость КПД шин ведущих колес автомобиля от величины подведенного к ним крутящего момента (тяговый режим).

У легковых автомобилей при качении колес в ведомом режиме максимальный КПД шин достигает величины $\eta_{к\ max}$≈0,92÷0,93. Т.е. как минимум 6…7% мощности двигателя теряется в шинах легкового автомобиля *на гистерезисные и скоростные потери*. У грузовых автомобилей максимальный КПД шин $\eta_{к\ max}$≈ 0,90…0,87. Очевидно, потери мощности в шинах грузового автомобиля составляют как минимум 10…13% от мощности двигателя.

Из графика (рис. 1) также видно, что при $M_к$=0 величина второго сомножителя $\frac{r_к}{r_{ко}}$ равна единице, т.е. радиусы равны, а скоростные потери в шине отсутствуют. С увеличением подведенного к колесу момента $M_к$ скоростные потери в шине растут линейно и равномерно (до критического проскальзывания $S_{кр}$), сомножитель $\frac{r_к}{r_{ко}}$ снижается. Затем, при достижении критического проскальзывания $S_{кр}$, происходит срыв пятна контакта и начинается интенсивное буксование колеса, скоростные потери резко возрастают и величина сомножителя $\frac{r_к}{r_{ко}}$ падает до нуля. С практической точки зрения наибольший интерес представляет левая часть графика сомножителя $\frac{r_к}{r_{ко}}$ (рис. 1) до точки его перегиба, поскольку водители стараются не допускать полного буксования ведущих колес.

Трудность измерения кинематического радиуса $r_к$ становится главной причиной появления значительных погрешностей расчетов параметров движения автомобиля.

Иногда для нахождения кинематического радиуса колеса $r_к$ используют формулу

$$r_к = r_{ко} \pm \lambda \cdot M_к \qquad (4)$$

где λ - коэффициент тангенциальной эластичности, отражающий процесс деформации шины при её качении и передаче крутящего момента.

Входящее в формулу (3) значение радиуса качения в ведомом режиме $r_{ко}$ определяется эмпирически по простой методике:

1. Колесо с шиной (с нормативным давлением P_{w1} воздуха) нагружают заданной нормальной нагрузкой и прокатывают по ровной горизонтальной опорной поверхности так, чтобы оно сделало k полных оборотов;
2. Измеряют длину пройденного шиной пути L;
3. Вычисляют величину радиуса качения в ведомом режиме $r_{ко}$ из выражения

$$r_{ко} = L /(2\pi k) \qquad (5)$$

4. Увеличивают величину нормальной нагрузки на колесо и повторяют операции по п.п. 1 ÷ 3;
5. Для полученных значений радиуса качения в ведомом режиме $r_{ко}$ от заданной нормальной нагрузки R_z строят график (рис. 2) зависимости $r_{ко} = f(R_z)$;

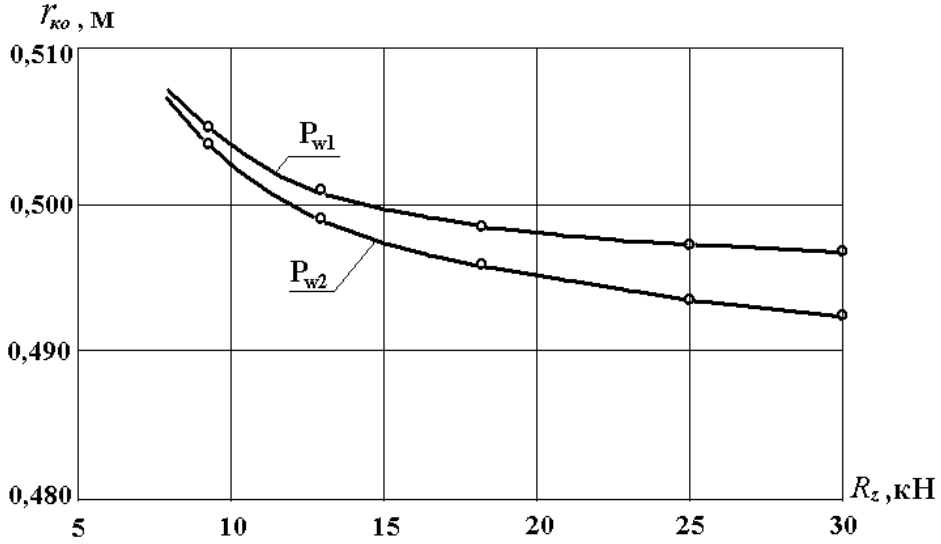


Рис. 2. Зависимость радиуса качения колеса $r_{ко}$ от нагрузки R_z при величине давления воздуха в шине $P_{w1} > P_{w2}$

6. Результаты полученной эмпирической зависимости $r_{ко} = f(R_z)$ аппроксимируют нелинейной функцией вида

$$r_{ко} = r_0 - \sqrt{R_z C_1} - C_2 R_z \qquad (6)$$

где r_o - радиус свободного, ненагруженного колеса;

C_1 и C_2 - коэффициенты аппроксимации зависимости $r_{ко} = f(R_z)$

Таким образом, полученная зависимость (6) позволяет достаточно точно определять величину радиуса $r_{ко}$ качения в свободном режиме колеса с эластичной шиной.

Обычно величина коэффициента тангенциальной эластичности принимается равной $\lambda = 3 \cdot 10^{-6} \div 8 \cdot 10^{-6}$ Н/м. Однако точной методики нахождения его значений для широкого спектра моделей, типов и размеров шин нет.

Поэтому для расчета скоростных потерь в эластичных шинах нами предложена методика, основанная на анализе их функций проскальзывания.

В основе методики лежит математический аппарат, разработанный авторами работ [**Ошибка! Закладка не определена.,Ошибка! Закладка не определена.,**4], который реализуется программной средой ADAMS.

Для вычисления продольной реакции R_x в пятне контакта колеса для его плоскопараллельного качения, используется простая формула, вида

$$R_x = R_z \cdot f(s) \cdot \varphi_{max} \qquad (7)$$

где φ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью дороги в области критического проскальзывания колеса (см. рис. 3, а);

$f(s)$ – функция проскальзывания (см. рис. 3, б);

s – коэффициент проскальзывания пятна контакта шины относительно опорной поверхности дороги в тяговом режиме

$$S = 1 - \frac{V}{\omega_к \cdot r_{ко}}, \qquad (8)$$

Для построения функции проскальзывания $f(s)$ используем $\varphi(s)$ диаграмму автомобильных шин, полученную либо в дорожных, либо в лабораторных условиях. Внешний вид типовой $\varphi(s)$ – диаграммы представлен на рис. 3, а).

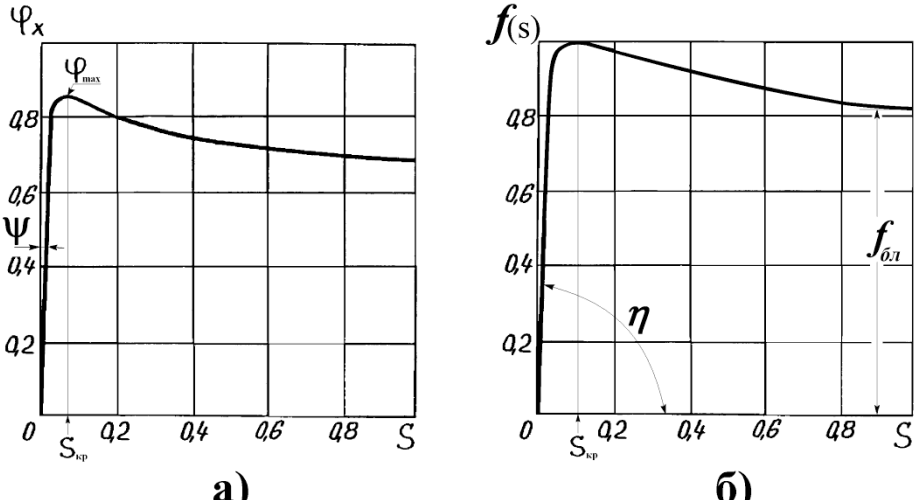


Рис. 3. Экспериментальные характеристики автомобильной шины
а) $\varphi(s)$ – диаграммы; б) нормированные

Для получения из обычной $\varphi(s)$ – диаграммы функции $f(s)$ её требуется нормировать. Для этого на графике (рис. 3, а) определяют максимальное значение коэффициента сцепления φ_{max} колеса с опорной поверхностью в области критического проскальзывания. Затем каждую точку $\varphi(s)$ диаграммы (рис. 3, а) делят на φ_{max} и получают ординаты графика нормированной функции проскальзывания $f(s)$. График этой функции представлен на рис. 3, б).

Параметры: η и $f_б$ определяют форму нормированной функции $f(s)$. Для расчета параметров уравнения, аппроксимирующего нормированную функцию $f(s)$ на её графике (рис. 3, б), определяют коэффициент удельной «жесткости» проскальзывания шины η [2]. Численное значение этого коэффициента определяют в начальной области $f(s)$ – диаграммы при $S \to 0$ как отношение

$$\eta = \frac{df}{ds}, \tag{9}$$

или тангенс угла наклона графика (рис. 3, а) нормированной функции проскальзывания $f(s)$ в начале координат (*у каждого типа шины свой угол наклона*).

Затем находят значение коэффициента $f_{бл}$ – показывающего значение функции проскальзывания $f(s)$ в конце координат (при блокировании колеса).

Уравнение, аппроксимирующее график нормированной функции $f(s)$ выглядит следующим образом

$$f(s) = \sin[a \cdot arctg(b \cdot s)], \tag{10}$$

Для решения данного уравнения находим коэффициенты a и b

$$a \cong \eta / b; \qquad b \cong \frac{(1+b_1^2)\cdot arctg b_1 - b_1}{K_z \cdot (1+b_1^2) - 1} \tag{11}$$

В свою очередь, для их нахождения необходимо вычислить коэффициенты b_1 и K_z

$$b_1 = \pi/2 \cdot K_z; \qquad K_z = (\pi - arctg\, f_{бл}) / \eta \tag{12}$$

Теперь, когда для решения уравнения (10) найдены коэффициенты a и b, и для решения уравнения (7) есть все необходимые параметры, составим расчетную схему моментов и сил, действующих на колесо, работающего в тяговом режиме без учета сопротивления воздуха и продольного уклона дороги (см. рис. 4).

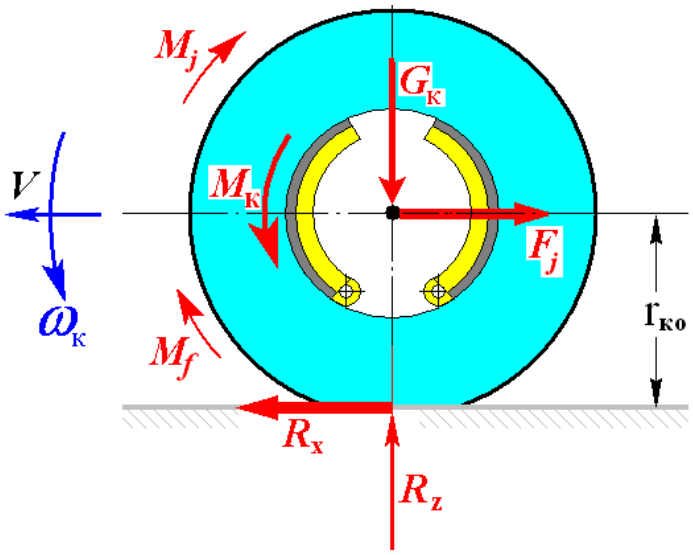


Рис. 4. Расчетная схема силового баланса колеса с эластичной шиной в тяговом режиме

Запишем уравнение динамического равновесия колеса, работающего в тяговом режиме

$$M_к - M_f - M_j - R_x \cdot r_{ко} = 0 \tag{13}$$

Учитывая, что момент сцепления колеса с опорной поверхностью дороги представляет собой $M_\varphi = R_x \cdot r_{ко}$, то с учетом формулы (7) запишем уравнение

$$M_\varphi = R_z \cdot \varphi_{max} \cdot f(s) \cdot r_{ко} \tag{14}$$

Подведенный к колесу крутящий момент определяется по известной формуле

$$M_к = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_{ко}}, \tag{15}$$

где $M_к$ - момент НЕТТО развиваемый двигателем автомобиля;
$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии автомобиля;
$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии автомобиля;

Расчет момента сопротивления качению колеса M_f выполним также по известной формуле: $M_f = R_z \cdot f \cdot r_{ко}$.

Инерционность вращательного движения эластичного колеса проявляется в виде инерционного момента M_j, величина которого находится из выражения

$$M_j = J_к \cdot \frac{d\omega_к}{dt}, \tag{16}$$

где $J_к$ - момент инерции колеса, относительно оси его вращения; а $\frac{d\omega_к}{dt}$ - угловое ускорение колеса.

Учитывая, что момент сопротивления качению колеса M_f очень мал, по сравнению с остальными моментами, входящими в уравнение (13) динамики колеса, работающего в тяговом режиме, оно перепишется в виде

$$\frac{d\omega_к}{dt} = \frac{M_к - M_\varphi}{J_к} \tag{17}$$

Полученное дифференциальное уравнение содержит нелинейные функции, и поэтому решается численными методами

$$\omega_к = \omega_{к-1} + \frac{d\omega_к}{dt} \cdot \Delta t \tag{18}$$

где $\omega_{к\text{-}1}$ – значение угловой скорости колеса на предыдущем шаге интегрирования; Δt – приращение времени.

Последовательное решение уравнений (6, 7, 8, 10, 14, 15, 16, 17 и 18) позволяет определять угловую скорость $\omega_к$ колес автомобиля, величины продольной реакции R_x и проскальзывания в пятне контакта шины с опорной поверхностью при известной величине $M_к$ подведенного к ведущему колесу крутящего момента.

Теперь можно легко определять скоростные потери в шине. Действительно, подставим в формулу для расчета скоростных потерь выражение (3)

$$\frac{r_к}{r_{ко}} = \frac{V}{\omega_k \cdot r_{ko}} \tag{19}$$

Сравнивая полученное выражение с формулой (8) нетрудно видеть, что их правые части отличаются друг от друга на величину единицы, или

$$S = 1 - \frac{V}{\omega_k \cdot r_{ko}} = 1 - \frac{r_k}{r_{ko}} \tag{20}$$

На основании формулы (20) определим скорость движения автомобиля, если известна угловая скорость вращения его ведущих колес и проскальзывание S. С учетом скоростных потерь в шинах скорость автомобиля находится следующим образом

$$V = \omega_k \cdot r_{k0} \cdot (1 - S) \tag{21}$$

Заключение

Предложенная методика показывает, что расчет скоростных потерь мощности в шинах ведущих колес автомобиля значительно облегчается и становится более точным, если тангенциальную эластичность шин рассчитывать исходя из их характеристик проскальзывания, отражающих как конструктивные, так и сцепные их свойства. В дальнейшем будет показано, что предложенная методика обеспечивает высокую точность моделирования эксплуатационных показателей автомобилей.

Список использованной литературы:

1. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев и др. Под ред. А.А. Хачатурова. - М. : Машиностроение, 1976. - 535 с.

2. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires // Phys. tire tract.: Theory and Exp. - New-York - London. - 1974.

3. Федотов А.И., Дик А.Б. Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой, Сборник научных трудов «Активная, пассивная безопасность и надежность автомобиля» / МАМИ.-1984.-С. 94-110.

4. Дик А.Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса, Сборник научных трудов «Надежность и активная безопасность автомобиля» / МАМИ.-1985.-С. 205-216.

5. Bakker, E.; Nyborg, L.; Hans B. Pacejka Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies 1987 Jan. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.

6. PWA Zegelaar, H.B. Pacejka The in-plane dynamics of tires on uneven roads Vehicle System Dynamics, 1996 - ocp.tudelft.nl

7. Pacejka, H. B. Tire and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.

УДК 656.138

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛО СБЕРЕГАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА (КАПСУЛЫ) ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ БЕЗГАРАЖНОМ ХРАНЕНИИ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА

Е.Е. Анисимов

Аннотация. *В статье представлены результаты экспериментальных (натурных) исследований тепло сберегающих капсул, обеспечивающих эксплуатационную надежность легковых автомобилей процессе их безгаражного хранения в условиях экстремально низких температур.*

Ключевые слова: *легковой автомобиль, тепло-сберегающая капсула, эксплуатационная надежность, безгаражное хранение, температура.*

Анисимов Евсей Евсеевич, старший преподаватель, Автодорожный факультет, Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: evsei_mexx@mail.ru, тел/факс: (4112)47-36-45, 89681507343

Значительная часть территории страны приходится на регионы с холодным климатом и районы Крайнего Севера, отличающиеся суровыми климатическими зонами России, к которойотносится более 67% территории страны, где народное хозяйство обслуживается в основном автомобильным транспортом.

Исследованиями влияния низких температур на интенсивность изнашивания автомобилей и их агрегатов, систем и, механизмов установлено, что интенсивность изнашивания большинства агрегатов автомобилей в условиях низких температур выше, чем в некотором диапазоне положительных температур.[1]

На рис. 1 приведен график зависимости общего числа отказов и неисправностей автомобилей от температуры окружающего воздуха, построенный по данным НИИАТ.

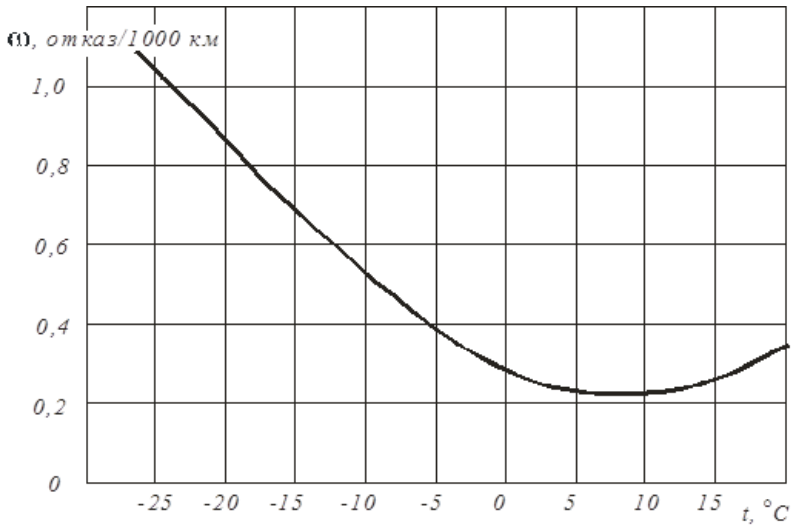


Рис. 0. Влияние температуры окружающего воздуха на изменение общего числа отказов и неисправностей автомобилей [1, с. 18]

Из него видно, что при низких температурах число отказов резко возрастает.

Также приведена схема воздействия низких температур на показатели надежности автомобилей.

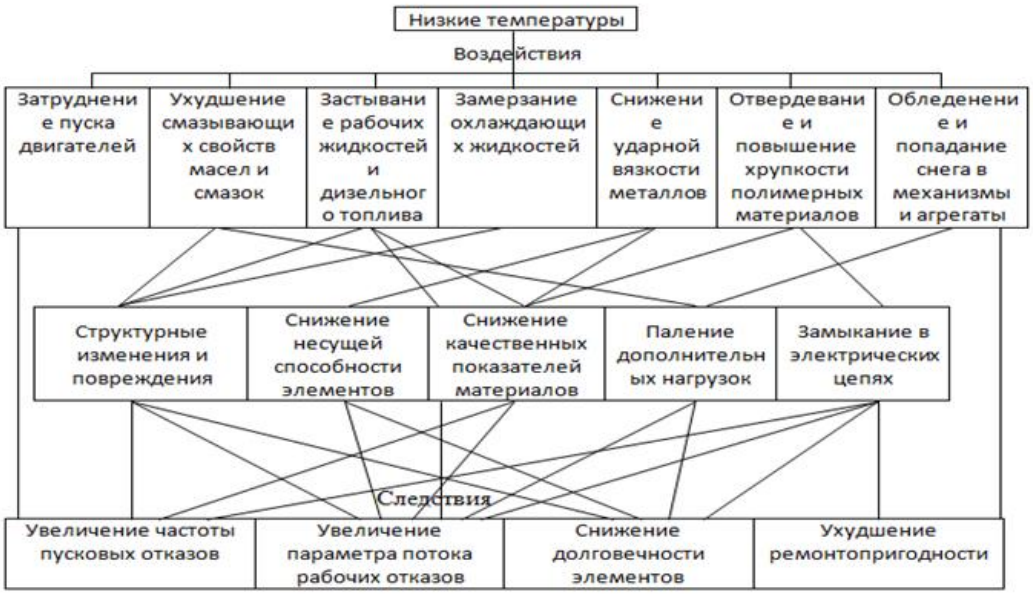


Рис. 2. Схема воздействия низких температур на автомобиль [1]

Из представленной схемы воздействия низких температур, на автомобиль наиболее влияющие при безгаражном хранении это – Затруднение пуска двигателей, что приводит следствию увеличения частоты пусковых отказов. Ухудшение смазывающих свойств масел и смазок приводит к структурным изменениям и повреждениям, появлению

дополнительных нагрузок. Вследствие чего увеличивается, параметры потока рабочих отказов и снижается долговечность элементов. Отвердевание и повышение хрупкости полимерных материалов приводит к замыканию в электрических цепях, в результате, чего ухудшается ремонтопригодность и снижению качественных показателей материалов который, приводит выше перечисленным последствиям.

По обеспечению надежности и приспособленности автомобилей к зимним условиям эксплуатации исследователями научной школы профессора Резника Л.Г., были предложены ряд решений. Например, Тюлькиным[2] разработан показатель приспособленности автомобилей к зимним условиям эксплуатации по темпу охлаждения двигателей. Он утверждает, что утепление двигателей позволяет повысить приспособленность на 20 %. Но на наш взгляд, утепление только моторного отсека, т.е. двигателя автомобиля для обеспечения эксплуатационной надежности при безгаражном хранении в условиях экстремально низких температур недостаточна.

Поэтому, на наш взгляд, обеспечение эксплуатационной надежности автомобилей при безгаражном хранении в условиях Крайнего Севера без изменения конструкции может обеспечиваться путем сохранения (аккумуляции) теплоты не только двигателя, но и других агрегатов и узлов с помощью применения тепло – сберегающего устройства.(Капсулы)

В последнее время в Дальневосточном округе и в Сибири Российской федерации все более широкое применение находят теплоизоляционные, так называемые «портативные гаражи», чехлы и т.п.

Однако, для определения их оптимальных параметров и конструктивных особенностей, обеспечивающих эксплуатационную надежность легковых автомобилей во время безгаражного хранения в условиях экстремально низких температур необходимо выявить закономерности передачи тепла на участке«Автомобиль – Воздушный Зазор – Теплоизоляционный Материал – Атмосфера (далее А→ВЗ→ТМ→А),

Впервые выявляемые закономерности в рассматриваемом участке в определенных условиях хранения автомобилей доказывают научную новизну исследования.

А актуальность и практическую значимость - высокий темп автомобилизации населения и катастрофическая нехватка свободных площадей для стационарных теплых гаражей.

Но ввиду того, что на автомобиль во время его хранения действует множество факторов, в том числе неуправляемые, и чисто теоретически описать его очень сложно. Поэтому необходимо использовать экспериментальный метод для дальнейшего установления закономерности в исследуемом участке (далее А→ВЗ→ТМ→А).

На первом этапе экспериментальные исследования проведены с использованием одного из средств «портативных гаражей», основанном на сохранении теплоты автомобиля трехслойными чехлами. Производителем

является ООО «ХотуТент». Характеристики исследуемых устройств представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Характеристики капсул по классам

№	Класс	Материал	Толщина L, мм.	Теплопроводность Вт/м·˚С	Огнестойкость t, °С
1	А	Оксфорд наружный с напылением	0,3мм	0,042	145°С
		Бамбуковая вата	5мм	0,049	98°С
		Оксфорд наружным с напылением	0,3мм	0,042	145°С
2	А+	Оксфорд внутренний без напыления	0,25мм	0,042	105°С
		Бамбуковая вата	7мм	0,049	98°С
		Шелк внутренний	0,2 мм	0,038-0,05	50°С
3	А++	Оксфорд наружный с напылением	0,3мм	0,042	145°С
		Бамбуковая вата	12мм	0,049	98°С
		Оксфорд внутренний с напылением	0,3мм	0,042	145°С
4	В	Оксфорд с напылением наружний1	0,3мм	0,042	145°С
		Синтепон	7мм	0,54	152°С
		Оксфорд без напыления внутренний	0,2мм	0,042	105°С

Исследования проводились на автомобиле тойота-спринтер-кариб японского производства. Каждый опыт включал следующее: автомобиль после работы на линии устанавливался на открытую стоянку и укрывался теплоизоляционным чехломв течение 10 часов. В определенных контрольных точках устанавливались датчики температуры фирмы «Термохрон».(Моторный отсек, передняя верхняя, передняя нижняя, задняя верхняя, задняя нижняя и салон автомобиля) Значения параметра температуры t замерялись с дисректностью 0,3 сек. При проведении исследований средняя температура окружающей среды составляла -44С. Исследования были проведены для каждого отдельного класса чехла.После получения данных с помощью датчиков для каждого опыта был проведен анализ изменения температуры автомобиля под тепло сберегающей капсулой от времени остывания в зависимости от параметров капсулы и получены их регрессионные модели и представлены в рисунках 3,4,5,6,7,8,9 и 10.

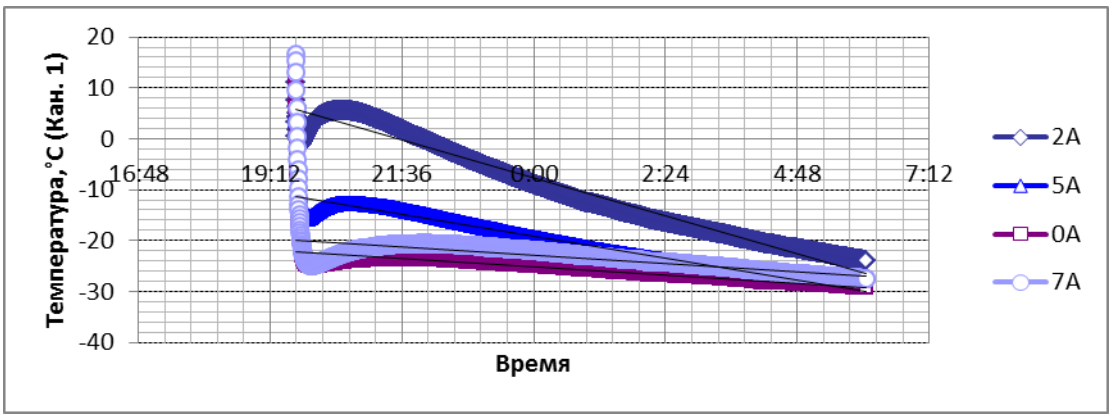


Рис. 3. График изменения температур в контрольных точках автомобиля под тепло сберегающей капсулой класса «А» от времени остывания

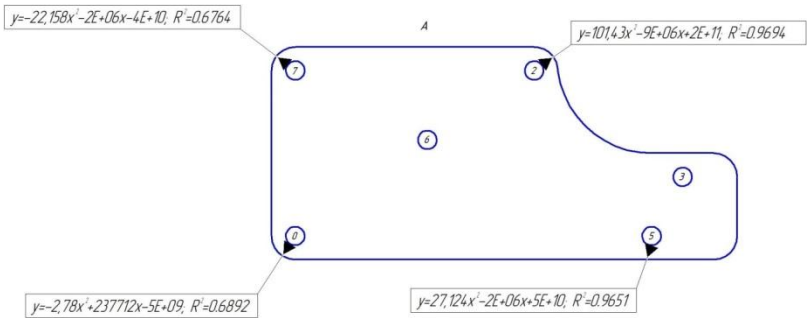


Рис. 4. Регрессионные модели результатов по контрольным точкам. Класс «А»

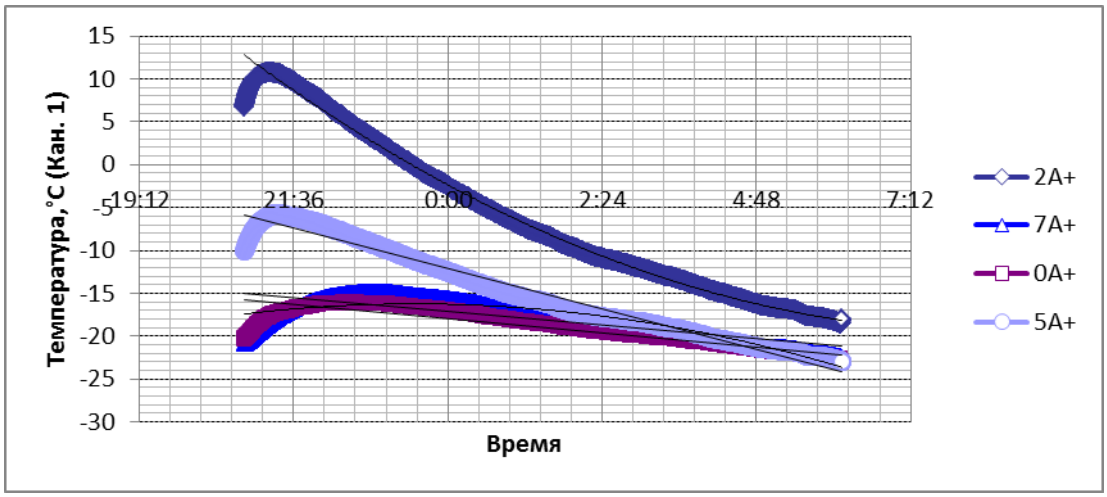


Рис. 5. График изменения температур в контрольных точках автомобиля под тепло сберегающей капсулой класса «А+» от времени остывания

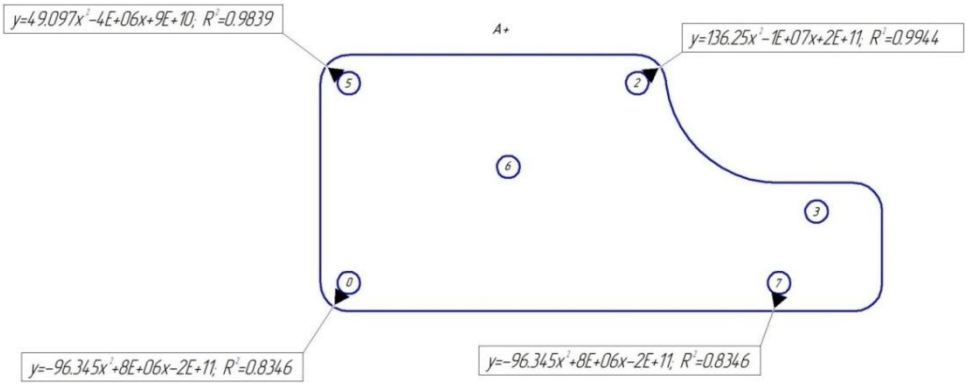


Рис. 6. Регрессионные модели результатов по контрольным точкам. Класс «А+»

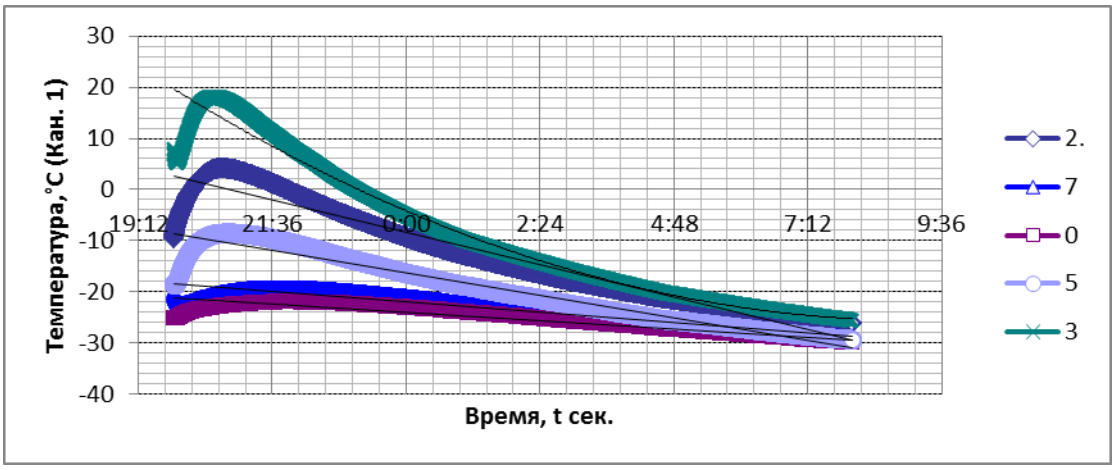


Рис. 7. График изменения температур в контрольных точках автомобиля под тепло сберегающей капсулой класса «В» от времени остывания

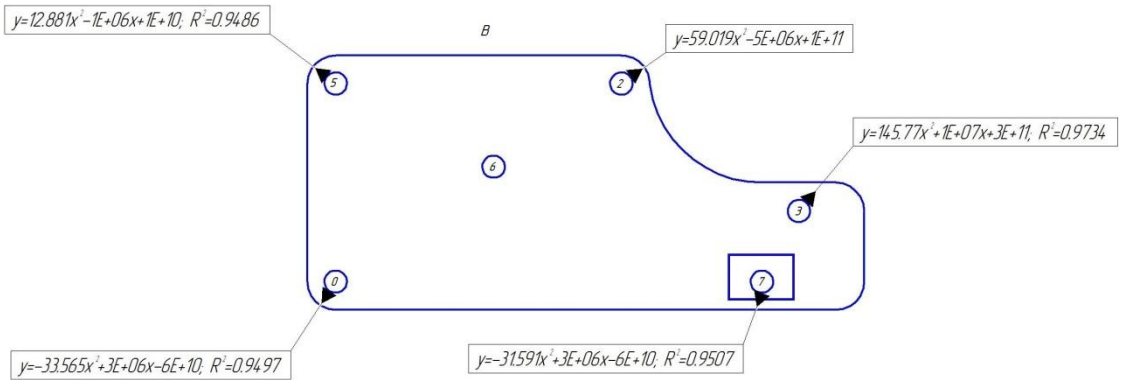


Рис. 8. Регрессионные модели результатов по контрольным точкам. Класс «В»

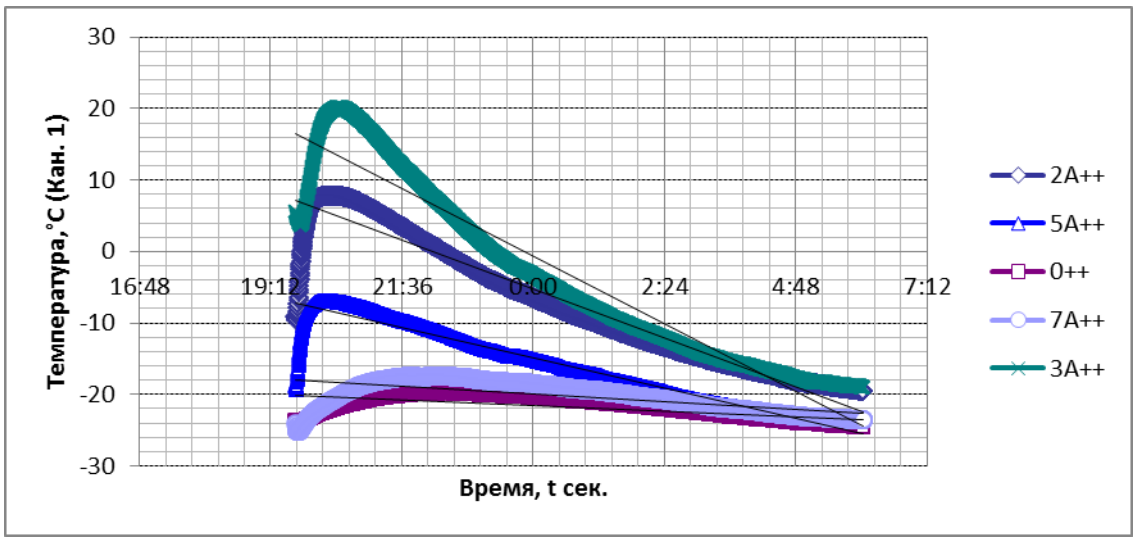


Рис. 9. График изменения температур в контрольных точках автомобиля под тепло сберегающей капсулой класса «А++» от времени остывания

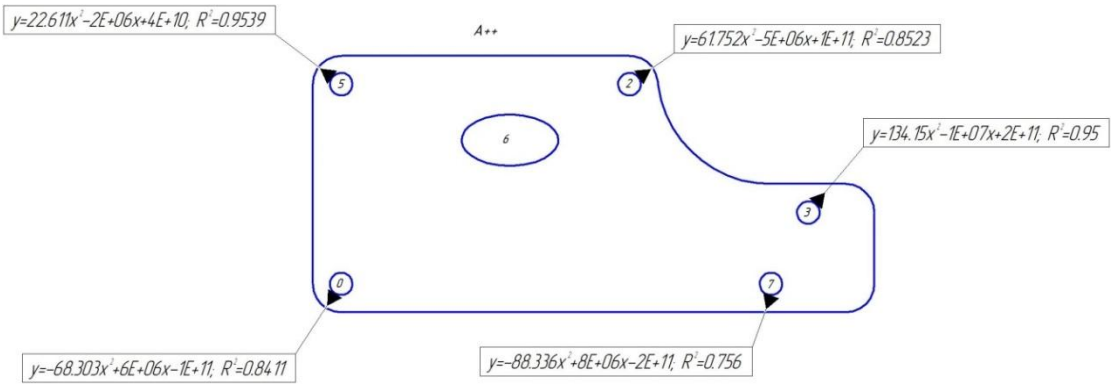


Рис. 10. Регрессионные модели результатов по контрольным точкам. Класс «А++»

Класс «А» - Время процесса остывания до критических значений составилов верхней передней контрольной точке(2А) – 7 часов в, в нижней передней контрольной точке – 3,5 часов, а задние верхние и задние нижние контрольные точки находились в критических температурных значениях. Верхний предел температуры составил 5 °С.

Класс «А+» - В верхней переденей контрольной точке(2А) время процесса остывания до критических значений составило 9 часов, в нижней передней контрольной точке – 7, 5 часа. В задней верхней и задней нижней контрольных точках также составтило 7,5 часа. Верхний предел температуры – 11°С.

Класс «В» - В контрольной точке «2А» 8 часов, при этом максимальная температура составило 7 С. В нижней передней контрольной точке – 5 часов. В верхней контрольной точке задней части температура максимально поднималась до -17С, а затем в течении 2 часов опустилась до критических

значений. Задняя нижняя на протяжении всего процесса находилась в критической отметке.Верхний предел температуры составило всего 4°С.

Класс «А++» - В контрольной точке верхней передней части автомобиля время процесса остывания до критических значений составило – 8,5 часов. В других контрольных точках температура не поднималась до положительных значений и за 6 часов уменьшилось до критических значений.При этом верхний предел температуры – 7,4°С.

Результаты исследования показывают, что у рассматриваемых чехлах процесс проходит 4 стадии теплообмена: процесс интенсивного остывания, процесс уравновешивания, процесс равновесного состояния и процесс умеренного остывания. При этом время остывания температуры до критических значений (-20 С) по контрольным точкам разные. Также интенсивность остывания температуры автомобиля под тепло сберегающей капсулой зависит от теплоизоляционных и отражательных характеристик материалови существенно отличается в зависимости от их конструкций и параметров, что и показывают полученные графики.

Таким образом, по результатам проведенных экспериментальных исследований наиболее эффективной и обеспечивающей эксплуатационную надежность легковых автомобилей в процессе безгаражного хранения в условиях Крайнего Севера стала тепло сберегающая капсула класса «А+».

Список использованной литературы:

1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Под ред. Е.С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.

2. Тюлькин В.А. Оценка приспособленности автомобилей к зимним условиям эксплуатации по темпу охлаждения двигателей:Дис. ... канд. техн. наук. - Тюмень., 2000. - 170 с.

УДК 62-65

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

С.И. Григорьев, Е.Е. Анисимов

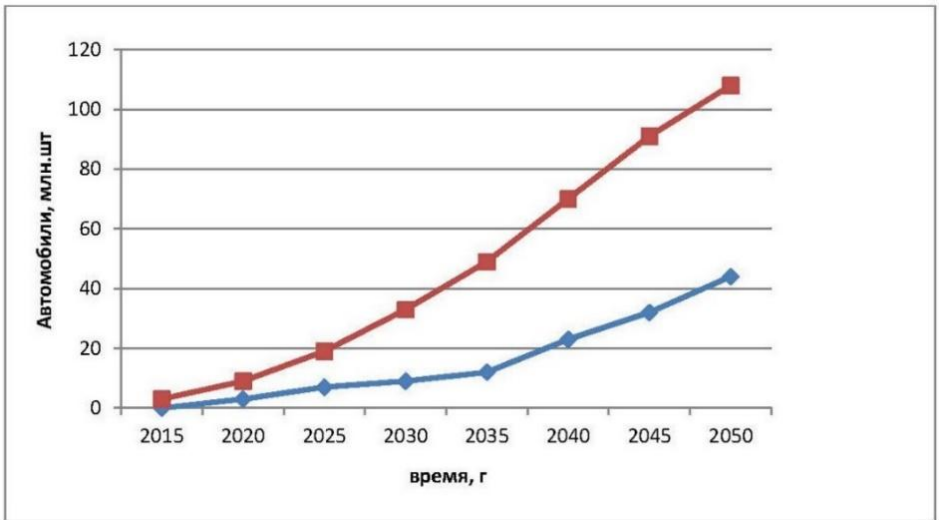
Аннотация. *В статье рассматривается проблема эксплуатации электромобилей в условиях низких температур. Сравнение характеристик электромобилей разных производителей. Были выявлены проблемы эксплуатации.*

Ключевые слова: *электромобиль, электродвигатель, аккумуляторная батарея, емкость батареи.*

Григорьев Станислав Иванович, студент, Автодорожный факультет Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: wangod7596@gmail.com, тел/факс: (4112)47-36-45, 89644223413

Анисимов Евсей Евсеевич, старший преподаватель, Автодорожный факультет, Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: evsei_mexx@mail.ru, тел/факс: (4112)47-36-45, 89681507343

В настоящее время продолжает расти интерес к электромобилям в мире, особенно в странах Европы и Америке. Так производство электромобилей в мире выросло с 240 тыс. электромобилей в 2013 году до 400 тыс. в 2014 году. А по прогнозу энергетического центра московской школы управления “Сколково” продажи электромобилей к 2020 году вырастут до 7,2 млн. электромобилей. [1] Согласно прогнозу Международного энергетического агентства рынок электромобилей активно будет возрастать, что хорошо показано на рисунке 1. [2]



1 - гибридные автомобили; 2 - электрические автомобили

Рис.1. Прогноз мировых продаж автомобилей, использующих электроэнергию

Рис. 2. Схема электромобиля Nissan Leaf

Под капотом расположен электродвигатель мощностью 80 кВт (около 108 л. с.), чей крутящий момент достигает 280 Н·м. Привод электромобиля — передний. Нижнее расположение самого тяжёлого элемента автомобиля — аккумуляторной батареи обеспечивает лучшую устойчивость по сравнению с одноклассниками. Кроме этого, батарея также обеспечивает более высокую жёсткость конструкции для пяти-дверных хэтчбеков подобной конструкции. Ёмкости батареи 24 кВт·ч и возможностей рекуперативного торможения хватает (по оценкам представителей Nissan) на 160 км пробега. Жизненного цикла батарей, по предварительным оценкам, должно быть достаточно минимум на 5 лет.

Рис. 3. Сравнение мощности электродвигателей

По диаграмме видно, что электромобиль Tesla Model S опережает по мощности другие известные марки электромобилей.

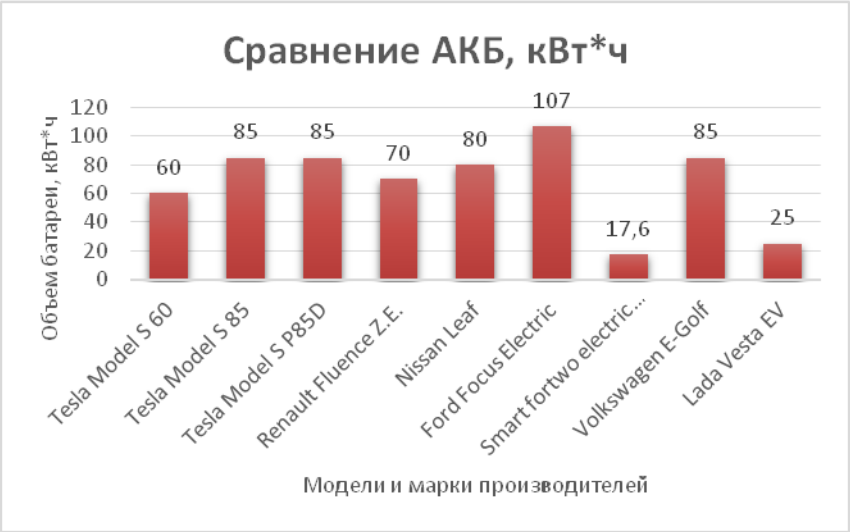


Рис. 4. Сравнение объема батареи электромобилей

По диаграмме видно, что электромобиль Ford Focus Electric опережает по объему батареи своих представителей.

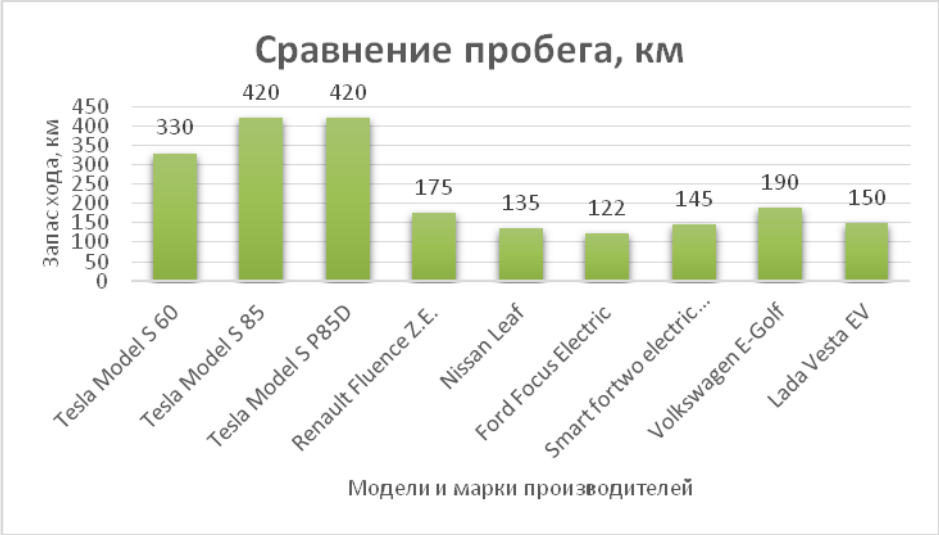


Рис. 5. Сравнение запаса хода электромобилей

В диаграмме показаны запас хода электромобилей из них выдвигается вперед Tesla Model S.

Из перечисленных агрегатов автомобиля важными эксплуатационными составляющими являются электродвигатель и аккумуляторная батарея.

Нами проводится мониторинг типов аккумуляторов, используемых в электромобилях. С помощью полученных параметров произвели теоретическое сравнение типов аккумуляторов. [3]

Были выявлены следующие типы аккумуляторов, использующихся в электромобилях:

- Свинцово-кислотный аккумулятор: КПД – 80-90%, рабочая температура может колебаться в пределах от – 40 до + 40 градусов Цельсия, напряжение разряженного аккумулятора – 1.8 Вольт, ЭДС заряженного аккумулятора – 2.18 Вольт, напряжение – 2 Вольта, энергоёмкость – 30-60 ВТч\кг. Цикл жизни составляет 1000-1500 разряд\заряд батареи.
- Литий-ионный аккумулятор: напряжение заряженного элемента – 4.2 Вольта, напряжение разряженного – 2.75 Вольта, температурный режим - -20 до +60 градусов Цельсия, время заряда – 2-4 часа. Цикл жизни – свыше 1000 разряд/заряд аккумулятора.
- Натрий-никель-хлоридный аккумулятор: рабочая температура - - 40 - + 300 градусов Цельсия, энергоемкость – 730 ВТч/кг, ЭДС – 2.6 Вольта. Цикл жизни - более 1000 разряд\заряд аккумулятора.
- Никель-кадмиевый аккумулятор: Рабочая температура от -50 до +40 градусов Цельсия, напряжение рабочее – 1, 3 Вольта, ЭДС – 1.37 Вольта, мощность – 150-500 Вт\кг, энергоемкость – 65 Втч\кг. Цикл жизни – свыше 1000 разряд\заряд аккумулятора.

Учитывая технические характеристики нами был проведен анализ работы аккумуляторов в Крайнем Севере.

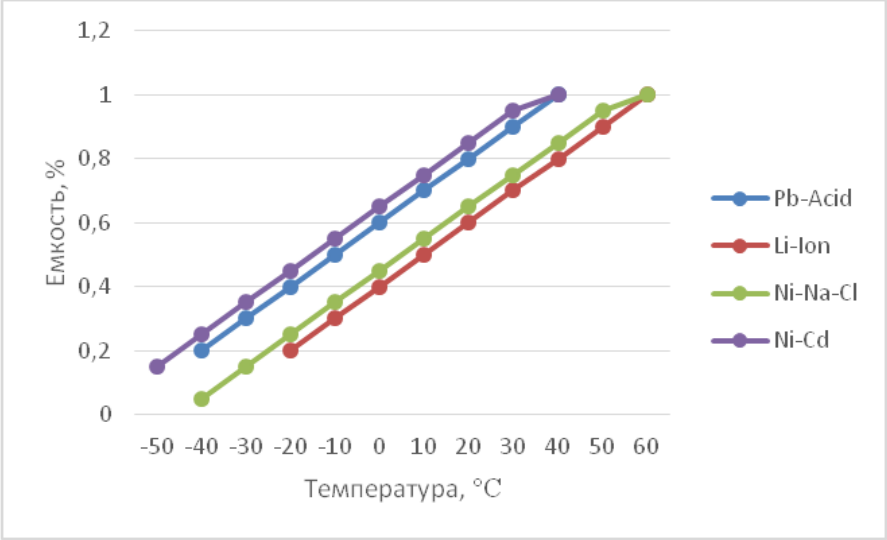


Рис. 6. Примерное изменение емкости аккумулятора от температуры

В настоящее время многие водители, которые хотят пересесть на электромобиль, задаются вопросом как же они ведут себя в мороз. Как пример был взят электромобиль Nissan Leaf.

Производители говорят, что пробег будет составлять 135 км при полной зарядке. Но реальный пробег зависит от нескольких факторов:

- Температура внешней среды
- Использования печки
- Место стоянки (на улице или в теплом гараже)

Реальный пробег составляет от 40-120 км при полном заряде АКБ. Причина в том, что печка потребляет в 3-5 раза питания чем кондиционер, сюда же включаем большой расход фар, большое сопротивления качению зимой.

При -15С большинство водителей проезжают 70-80 км при полном заряде АКБ, а при -25С до -30С производительность «бортовой энергетики» падает, то есть пробег составит 40-50 км. Соответственно есть и плюсы использование электромобиля в зимнее время:

- Прогрев салона занимает от 1-2 минут
- Электромотору лучше, когда холодно
- Существует подогрев сидений и руля
- Управляемость значительно выше, благодаря рекуперации. [4]

Перегрев электродвигателя всего на 10 градусов сокращает срок службы изоляционных материалов в два раза. Следующие 10 градусов укорачивают этот показатель еще в два раза. В итоге при перегревании электродвигателя на 40 градусов срок эксплуатации изоляции сокращается в 32 раза, что делает ресурс оборудования настолько минимальным, что его применение становится нерентабельным. [5]

От сюда следует, что эксплуатация электромобиля в Крайнем Севере возможно при правильной эксплуатации, то есть:

- АКБ следует держать в тепле
- Избегать долгих простоев не заведенного автомобиля на морозе (более 30 минут)
- Прогрев автомобиля после долгого простоя на морозе желательно при подключении к сети, а не от батареи

Вывод: Проблема эксплуатации электромобилей является АКБ, что в дальнейшем для решения данной проблемы будут проведены испытание электромобиля в Крайнем Севере и будут представлены способы сохранение тепла АКБ без потерь емкости, запаса хода и мощности.

При большом интересе к электромобилям появляется проблема зарядки автомобиля в электро-заправочных станциях в Крайнем Севере. Например, возьмем город Якутск. В городе отсутствуют электро-заправочные станции, но уже есть гибриды и в скором времени будут электромобили. В настоящее время на автодорожном факультете Северо-Восточного федерального университета имени М.К. Аммосова организована электропарковка для безгаражного хранения автомобилей оснащенных электро-подогревающими устройствами так же возможность зарядки электромобилей.

Список использованной литературы:

1. Статья Института информационных технологий машиностроения и автотранспорта КузГТУ им. Т.Ф. Горбачева, г. Кемерово, Российская Федерация «Рост интереса к электромобилям в мире»;
2. Свиридов С.А., Хатина И.В., Юго-Западный государственный университет, г.Курск, Россия – «Электромобили: достоинства и недостатки»;
3. Д. Г. АСАДОВ, канд. техн. наук, доцент. Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина - «Исследование типов аккумуляторов, используемых в электромобилях»;
4. http://rodovid.me/electrocar/nissan_leaf_zimoy.html «Как ведут себя электромобили Nissan Leaf зимой»;
5. http://cable.ru/articles/id-1077.php «Нагрев электродвигателей, его причины и влияние на срок службы».

УДК 62-623.1

ПУТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПИРОЛИЗНОГО ГАЗА - АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА – НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ В УСЛОВИЯХ ЯКУТИИ

А.В. Спиридонова, В.П. Друзьянова

Аннотация. *В современных условиях, при постоянно возрастающем дефиците природного газа и нефти, огромное значение в качестве новых видов сырья для теплоэнергетики, а также химических и нефтехимических процессов приобретают различные виды биомассы. В настоящее время в РФ и за рубежом проводится работа по созданию и освоению экономичных процессов и способов ее комплексной переработки в облагороженные твердые, жидкие и газообразные виды топлива и химического сырья. В последние годы наметились основные пути химической и биохимической трансформации биомассы в топливо и продукты органического синтеза. Дальнейшее развитие и повышение эффективности экономики РФ в целом, и особенно регионов с крупными запасами природных ресурсов, в значительной степени зависят от комплексного их использования при строгом соблюдении мероприятий по охране окружающей среды. Это обстоятельство особенно актуально, так как возросшие масштабы деятельности человека становятся все более сопоставимыми с действием природных процессов, вызывая необратимые нарушения биосферы.В связи с этим, рациональное использование биосферы и ее охрана от вредных техногенных процессов приобретают все возрастающее значение. Именно химической технологии принадлежит решающая роль в совершенствовании и разработке новых эффективных способов очистки промышленных выбросов от вредных примесей. Одна из важнейших задач современной технологии – разработка*

технологических процессов, исключающих вредные выбросы в атмосферу и водоемы. Главным направлением решения экологических проблем является комплексное использование сырья, а также внедрение малоотходных технологических процессов и безотходных производств.В целях эффективного управления отходами, а также устойчивого и долгосрочного снабжения энергией из возобновляемых источников, наиболее актуальным и востребованным является использование технологии пиролиза. Рассмотрена возможность применения пиролизной технологии, позволяющая получать альтернативные виды топлива. Переработка и вторичное использование вышедших из эксплуатации автопокрышек имеет важное экологическое и экономическое значение. Пиролиз – термическое разложение органических соединений без доступа воздуха. Метод утилизации отходов путем пиролиза – это термическое разложение органических соединений без доступа воздуха. Пиролиз также можно назвать сухой перегонкой, а в качестве сырья могут различные газообразные углеводороды (этан, пропан), сырая нефть, соединения, содержащие органические компоненты, также как древесины, уголь, торф ит.д.В экологическом отношении газ является самым чистым видом топлива. При его сгорании образуется значительно меньшее количество вредных веществ. Проведен анализ по объемам выхода отработанных шин по г. Якутску. Проведены лабораторные исследования на установке ГВА-1 по утилизации резиновых покрышек.

Ключевые слова: *пиролиз, автомобильные покрышки, отходы, топливный газ, сырье, топливо, переработка.*

Друзьянова Варвара Петровна, кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис», Автодорожный факультет Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: druzvar@mail.ru, тел.: 8-964-417-62-45

Спиридонова Анастасия Валериевна- ассистент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис», Автодорожный факультет Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: Nastya-AiFO@mail.ru, тел.: 8-962-731-85-64

Рост стоимости топлива, а также ежегодное увеличение объемов различных отходов жизнедеятельности человека, ухудшающаяся экология, подталкивают человечество к поиску и к применению альтернативных энергоресурсов и методов переработки отходов. Одними из активных негативных воздействий на экологию являются отходы, образующиеся при эксплуатации автотранспорта. По данным источника, автомобильные шины относятся к IV классу опасности.

Таблица 1 - Перечень отходов, образующихся при эксплуатации автотранспорта

№	Класс опасности	Куда направляются	Наименование отходов
1	*2*	*3*	*4*
1	I - III	захоронение	Отработанные электролиты аккумуляторных батарей
2	II - III	захоронение/переработка	Всплывающие нефтепродукты нефтеловушек, отработанное моторное масло, отработанное трансмиссионное масло Отработанное гидравлическое масло
3	II - IV	захоронение/очистные сооружения	Отработанный электролит аккумуляторных батарей после его нейтрализации Отработанные аккумуляторы
4	III - IV	захоронение	Древесные опилки, загрязненные нефтепродуктами, ветошь промасленная Грунт, содержащий нефтепродукты Фильтры, загрязненные нефтепродуктами
5	IV	захоронение/переработка	Осадки ОС мойки автотранспорта
6	IV	захоронение	Отработанные накладки тормозных колодок Лом черных металлов Огарки сварочных электродов
7	**IV**	**переработка**	**Шины с металлокордом Шины с тканевым кордом**
8	IV	захоронение	Мусор промышленный

Объем отработанных шин только по г. Якутску составляет порядка 2230 т в год. В настоящее время их переработка проводится только путем сжигания и захоронения. Данные методы приводят к значительному загрязнению экологии - при сжигании 1 т изношенных шин в атмосферу выделяется 270 кг сажи и 450 кг токсичных газов, а при захоронении шины разлагаются в течении 150 лет [2].

Для реализации Федерального закона Российской Федерации от 23 ноября 2009 г. № 261 - ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельныезаконодательные объекты Российской Федерации» и в целяхэффективного управления отходами, а также устойчивого и долгосрочного снабжения энергией из возобновляемых источников, наиболее актуальным и востребованным, на наш взгляд, является использование технологии пиролиза.[1]

Преимуществами применения технологии пиролиза является то, что:

– можно перерабатывать несортированные твердые бытовые отходы, канализационный ил, нефтяные остатки, бумажную пульпу, смешанные пластики и измельченные остатки автомобилей, резину и

автопокрышки, аккумуляторные батареи, отходы деревообработки, медицинские отходы и т.д.;

– процесс проистекает без продуктов сгорания отходов;

– пиролизная установка не образует сточных вод, что является экологическим преимуществом и удешевляет систему;

– другим важным экологическим фактором является эффективное снижение первоначальных объемов отходов, которые предназначены для захоронения на полигонах;

– безвредные остатки пиролизного производства могут также использоваться в дальнейшем, например, при дорожном строительстве, покрытии кортов спортивных площадок и т.д. [4]

Изношенные автомобильные шины являются:

- крупно объемной продукцией полимерных отходов;
- не подвергаются разложению;
- огнеопасны; в случае возгорания, погасить их достаточно сложно, горении выбрасывается большое количество вредных веществ в атмосферу, грунт и водоемы. Поэтому, законодательством России запрещен прием шин на обычные городские свалки ТБО, т.к. они не специализированы под переработку шин.[3]
- при складировании являются идеальным местом размножения грызунов, и служат источником инфекционных заболеваний.

Исходя из вышеперечисленного, переработка и вторичное использование вышедших из эксплуатации автопокрышек имеет важное экологическое и экономическое значение.

Шины представляют собой ценное полимерное сырье: в 1 т шин содержится около 700 кг резины, которая может быть повторно использована для производства резинотехнических изделий и материалов строительного назначения[5]. Отработанные покрышки с металлическим кордом входят в 4 класс опасности, куда включены более сложные для переработки типы ТБО (твердые бытовые отходы), чем обычный бытовой мусор. [2]

Большой вклад в загрязнение окружающей среды вносят постоянно увеличивающиеся объемы утильных шин.

Чтобы дать хозяйствующим субъектам дополнительный стимул к вовлечению отходов в хозяйственный оборот, нужно создать нормативно-правовые условия для более эффективного использования природоохранных механизмов и инструментов государственного регулирования - разрешительной системы размещения отходов с установлением лимитов, платежей за размещение отходов, лицензирования, государственной экологической экспертизы. В частности, указанные инструменты и механизмы можно было бы использовать для введения ограничений на захоронение общераспространенных ВМР, экономического поощрения сбора и переработки отходов, стимулирования технического перевооружения производственной базы.

Для обеспечения здоровых и безопасных условий труда большое значение имеет соблюдение правил по технике безопасности и норм производственной санитарии. Утвержденные в установленном порядке правила и нормы имеют силу правовых актов: выполнение их является обязательным. Помимо законодательного регулирования вопросов охрана труда и техники безопасности, важное значение в правовом регулировании этих вопросов имеют коллективные договоры и специальные соглашения по охране труда на предприятии.

Чтобы стабилизировать и в перспективе улучшить экологическую ситуацию в Республике Саха (Якутия) предлагается внедрить пиролизную технологию утилизации отходов автотранспортной отрасли.

В целях изучения эффективности предлагаемой технологии, на кафедре «Эксплуатации автомобильного транспорта и автосервис» Автодорожного факультета СВФУ имени М.К. Аммосова проводятся экспериментальные исследования. В результате чего, будут разработаны рекомендации для подбора оптимальных размеров пиролизных установок в зависимости от имеющихся требований тех или иных предприятий.

Экспериментальные исследования проводятся на лабораторном стенде «Пиролизная регенерация ГВА-1» (ИжГТУ) (рис.1). Сырье – измельченная автомобильная покрышка.

Рис. 1. Пиролизная установка ГВА-1

Основные параметры стенда:

- Масса: ~ 300 кг.
- Габаритные размеры: 1590х1350х930 мм.
- Максимальный объем загрузки: 0,08 м^3.
- Максимальная масса загрузки (исходя из плотности до 200 кг/м^3): 16 кг.

- Максимальная производительность по газу: 40 $м^3$/час.
- Выработка газа: 1,7 $м^3$ с 1 кг биомассы.
- Теплотворная способность газа: 15-18 МДж/$м^3$.
- Мощность нагревателя: 6 кВт.

В ходе лабораторных исследований из 0,309 кг измельченной автомобильной покрышки (шины) фракцией 7мм получили 0,78 $м^3$пиролизного газа. Исследования газоанализатором АМТ-4 показали, что его состав аналогичен природному газу. Пиролизный газ содержит 82% метана, 18% - водорода (H_2), оксида углерода (II) (CO - угарный газ), оксида углерода IV(CO_2 – углекислый газ). Поэтому после соответствующей очистки может использоваться как моторное топливо.

Список использованной литературы:

1. Федеральный закон «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 № 7-ФЗ Статья 51 п.2 «Требования в области охраны окружающей среды при обращении с отходами производства и потребления»
2. Приказ от 30 июля 2003 г. n 663 «О внесении дополнений в федеральный классификационный каталог отходов».
3. Пиролиз. [Электронный ресурс]. – Режим доступа. –URL: http://ru.wikipedia.org/wiki/Пиролиз (10.03.2014)
4. Косивцов, Ю.Ю. Технология пиролиза органических материалов: монография / Ю.Ю. Косивцов, Э.М. Сульман. 1-е изд. Тверь: ТГТУ, 2010. 124 с.
5. ГОСТ 13298-90 Шины с регулируемым давлением. Технические условия.

УДК 621.43

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ИМПОРТНОГО ПРОИЗВОДСТВА В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.Н. Прокопьев, С.П. Озорнин

Аннотация. *Эффективная работа дизельных двигателей в зимних условиях эксплуатации зависит от качества сервисного обслуживания, а также от качества и сорта применяемого моторного масла и дизельного топлива. В статье рассматриваются вопросы, связанные с эксплуатацией дизельных двигателей в зимний период времени. Выделены основные причины преждевременного выхода из стоя дизельных двигателей и приведены основные способы решения этих проблем. Описывается ряд основных требований предъявляемых к дизельному топливу.*

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, зимние условия эксплуатации, Common Rail, система питания.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины», факультет технологии, транспорта и связи Забайкальского государственного университета, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16, т. моб.: 8-924-270-5332

Прокопьев Иван Николаевич, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», Забайкальский государственный университет, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: prokopew84@mail.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16, т. моб.: 8-914-136-6465

Опыт эксплуатации машин показывает, что их надежность существенно зависит от климата. Это становится особенно заметным в том случае, если машины в целом или отдельные их элементы работают в климате, на который они не рассчитаны. Количество отказов, интенсивность изнашивания деталей в условиях зимней эксплуатации техники в три - пять раз выше, чем при положительной температуре окружающей среды.

Сложность поддержания оптимального теплового состояния двигателя в зимний период эксплуатации, понижение температуры жидкости в системе охлаждения ведет к снижению температуры подаваемого в цилиндры топливно-воздушного заряда и задержке его самовоспламенения. Уменьшение температуры охлаждающей жидкости в двигателе с 85^0С до 45^0С приводит к снижению эффективной мощности дизельного ДВС на 5…6 % [1], расход топлива повышается на 6...7 %, износ зеркала цилиндра возрастает в 4 раза (по сравнению с износом при нормальном тепловом состоянии).

Низкая температура охлаждающей жидкости ускоряет образование смолистых и окисляющих веществ. В результате резко увеличивается отложение нагара, быстрее изнашиваются поршни, поршневые кольца и стенки цилиндров. Износ зеркала цилиндров возрастает также за счет смывания слоя смазки конденсирующимся топливом и водой. По сравнению с износом при нормальном тепловом режиме при понижении температуры охлаждающей жидкости до 55°С износ увеличивается в 4 раза, до 40°С – в 12 раз, до 30°С – в 20 раз [1].

Одновременно с понижением температуры окружающей среды увеличивается число отказов двигателей и других систем и механизмов машин. Практика показывает, что наибольшее число отказов дизельных ДВС (до 50 %) происходит вследствие нарушения работы топливоподающей системы. Это связано с тем, что агрегаты топливоподающей системы располагаются по всей длине машины и не имеют системы поддержания оптимальной температуры. Часть агрегатов (топливный насос высокого

давления, фильтры тонкой и грубой очистки) находятся рядом с двигателем и нагреваются от него, другие (топливный бак, всасывающий топливопровод) расположены на значительном удалении от двигателя и охлаждаются окружающим воздухом.

Температура окружающего воздуха оказывает существенное влияние на протекание физических процессов, связанных с кристаллизацией парафинистых углеводородов, конденсацией и растворением воды в топливе, на характеристики отдельных агрегатов топливной системы, мощностные характеристики двигателя, надежность и долговечность работы топливной аппаратуры и двигателя в целом.

Эксплуатация машин зимой сопровождается большими потерями рабочего времени, труда и материальных средств на их эксплуатацию, обслуживание, ремонт и хранение. Особенно заметно возрастают простои и трудозатраты, износ деталей и количество отказов двигателей в период предпусковой подготовки и пуска, продолжительность которого при температуре ниже минус 30°С достигает 10...20 % времени рабочей смены и более. При низкой температуре изменяются эксплуатационные свойства топлива и смазочных материалов, создаются неблагоприятные условия для работы топливоподающей аппаратуры и электрооборудования. Увеличивающаяся вязкость топлива и масел затрудняет прокручивание двигателя при пуске и вызывает повышенный износ его деталей.

Эффективность использования машин в значительной степени зависит от технического состояния наиболее сложного и дорогостоящего агрегата – двигателя, долговечность и безотказность работы которого определяются климатическими условиями, нагрузочными, скоростными, температурными режимами работы, качеством обслуживания и многими другими факторами. Влияние этих факторов усиливается с понижением температуры окружающей среды. В условиях зимней эксплуатации, особенно в период пуска-прогрева, увеличиваются количество отказов двигателей, трудозатраты на их устранение и простои машин при подготовке двигателей к работе. При этом на пусковых режимах повышается интенсивность изнашивания основных сопряжений, что снижает долговечность двигателя [2].

Большое влияние на процесс пуска и стабильность параметров рабочего процесса дизельных двигателей в зимнее время оказывают вязкость и температура застывания топлива, от которых зависит количество и равномерность подачи топлива насосом высокого давления, качество его распыливания форсунками и смесеобразования в цилиндре. С понижением температуры вязкость дизельного топлива повышается, а из-за выделения кристаллов парафинов мутнеет и даже застывает, теряя подвижность.

Выпавшие кристаллы углеводородов забивают топливные фильтры и топливопроводы, что сначала нарушает, а затем полностью прекращает подачу топлива (рис. 1).

Рис. 1. Запарафиненные фильтры

Некачественное или используемое не по сезону дизельное топливо превращается в густую массу.

Для того чтобы обеспечить надежную и экономичную работу дизельного двигателя, топливо должно отвечать следующим требованиям [3]:

- хорошо прокачиваться для бесперебойной и надежной работы топливного насоса высокого давления (ТНВД) (иметь оптимальную вязкость, необходимые низкотемпературные свойства, не содержать воды и механических примесей);
- обеспечивать тонкий распыл и хорошее смесеобразование, для чего необходимы оптимальная вязкость и фракционный состав;
- полностью сгорать, не образуя сажистых веществ, что необходимо для «мягкой» работы двигателя (зависит от химического и фракционного состава топлива и его вязкости);
- не вызывать повышенного нагарообразования на клапанах, кольцах и поршнях, закоксовывания форсунки и зависания иглы распылителя (зависит от химического и фракционного состава топлива, глубины и способов очистки);
- обладать хорошими низкотемпературными свойствами, позволяющими работать двигателю при отрицательных температурах (определяется температурой помутнения, при которой теряется фазовая однородность топлива; температурой начала кристаллизации, при которой в топливе появляются кристаллы, видимые невооруженным глазом; температурой застывания, при которой происходит полная потеря подвижности топлива).

В современных условиях научно-технический прогресс ускоряется. Еще насколько лет назад для всех был привычен звук малооборотистых и почти всеядных дизельных двигателей, таких как ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 или КамАЗ-740.51-260 V8, а уже сегодня привычным стал звук Евро дизелей с аккумуляторной системой впрыска топлива. В начале 2000 г. с конвейера стали сходить машины, оснащенные дизельными двигателями с топливной аппаратурой аккумуляторного типа (*Common Rail*). Первые двигатели с такой системой подачи топлива почти сразу выходили из

строя. Причиной этому послужило качество Российского дизельного топлива. Дело в том, что технология топливного впрыска аккумуляторного типа рассчитана на топливо определенной степени чистоты, фракционного и химического состава.

Сегодня системой *Common Rail* **комплектуется 100 % всех сходящих с конвейера коммерческих автомобилей и спецтехники экологических стандартов Euro 5.**

По данным таких компаний как ООО «КАМСС-Сервис» и ООО «Восточная техника», официальный дилер CATERPILLAR в г. Чита основными причинами возникновения преждевременных отказов и неисправностей дизельных двигателей как отечественного, так и импортного производства являются: несвоевременное и некачественное выполнение работ по техническому обслуживанию машин, применение некачественных или несоответствующих климатическим условиям сортов моторного масла и дизельного топлива. По статистике вышеуказанных компаний большая часть отказов и неисправностей дизельных двигателей возникает в зимние периоды эксплуатации, а зима в России наступает внезапно. Так же внезапно она наступает и для автозаправочных станций.

В настоящее время вопросы защиты топливоподающей системы дизелей от парафиновых углеводородов находятся на уровне патентов, заявок и авторских свидетельств.

Улучшение условий прокачиваемости и фильтруемости дизельных топлив, при отрицательных температурах окружающей среды, возможно несколькими способами. Один из них, это установка нового элемента топливной аппаратуры – подогревателя топлива, позволяющего обеспечить предварительный нагрев топлива перед его подачей к топливному насосу высокого давления [4]. Для этих целей используют различные нагревательные устройства, различающиеся по конструкции, виду теплоносителя и энергии – пар, горячая вода, горячий воздух, электроэнергия, инфракрасное излучение, тепло отработавших газов и продуктов сгорания топлива, а также по месту установки. В настоящее время встречаются устройства, основанные на ультразвуковом, радиоактивном, электромагнитном, механическом и др. способах воздействия на дизельное топливо. Однако использование таких устройств требует специальной подготовки обслуживающего персонала, предъявляет дополнительные требования к технике безопасности, как в период эксплуатации, так и во время ремонта двигателя.

Наиболее уязвимые участки топливной системы – это топливный бак, топливопровод до фильтра грубой очистки и фильтр грубой очистки. Вероятность потери текучести топлива здесь самая большая [5].

Самый простой, доступный и распространенный способ защиты – утепление топливных баков, трубопроводов, топливных фильтров, установка последних в подкапотном пространстве двигателя как можно ближе к выпускному коллектору.

Повышенную степень нагрева получают применением специальных нагревательных устройств, таких как: теплообменники отработавших газов, охлаждающей жидкости, излишков топлива или электронагревательные устройства.

Теплообменники, основанные на использовании отработавших газов, расположены в основном внизу топливного бака. Однако существуют конструкции теплообменников использующих отработавшие газы в специальном корпусе, внутри которого расположены пучки труб. Суть этой конструкции в том, что выхлопные газы проходят по трубкам, которые обтекает дизельное топливо.

Также, на сегодняшний день, в продаже имеется большое количество различных присадок к дизельному топливу. Антигели, или депрессорные присадки в дизельное топливо, являются доступным и удобным решением для предотвращения застывания дизтоплива при отрицательных температурах. Антигель начинает работать в те моменты, когда дизельное топливо начинает густеть, а в топливном баке и системе питания активно формируется кристаллическая парафиновая масса. Депрессорная присадка в дизельное топливо посредством метода адсорбции начинает свое внедрение в образующиеся твердые углеводородные кристаллы. Антигели изменяют размеры этих кристаллов, меняют их форму и структуру. Таким образом, улучшается общая текучесть дизельного топлива, что позволяет ему эффективно проходить через фильтры топливной системы питания дизельного двигателя при отрицательных температурах в холодное время года.

Вышеизложенный материал позволяет сделать следующий вывод:

1. Для обеспечения надежной и эффективной работы дизельных двигателей в зимних условиях эксплуатации необходимо контролировать качество используемого дизельного топлива (по сезонам: зимнее или арктическое), ежедневно сливать отстой из топливного бака и фильтров, применять моторные масла соответствующей вязкости и хорошего качества.

2. В ряде случаев требуется установка системы подогрева топливных фильтров и топлива в топливном баке.

Список использованной литературы:

1. Бардышев О.А. Эксплуатация строительных машин зимой / О.А. Бардышев. – Москва: Колос, 1976. – 189 с.
2. Тракторные дизели. Справочник. // Под ред. Взорова Б.А. – Москва: Машиностроение, 1981. – 535 с.
3. Цуцоев В.И. Зимняя эксплуатация тракторов и автомобилей / В.И. Цуцоев. – Москва: Колос, 1993. – 173 с.
4. Белавин Ю.А. Трубчатые злектрические нагреватели и установки с их применением / Ю.А. Белавин, М.А. Евстигнеев, А.Н. Чернявский. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 159 с.

5. Власов П.А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры / П.А. Власов. – Москва: Агропромиздат, 1987. – 126 с.

УДК 629.33

РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ И СПОСОБОВ КОМПЛЕКСНОЙ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ К ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

М.М. Разяпов, П.Г. Курдин, А.В. Неговора

Аннотация. *Статья посвящена изучению влияния низких температур на агрегаты и узлы автомобилей. Рассмотрены различные способы тепловой подготовки. Предложены новые способы и средства обеспечения нормального режима работы узлов и агрегатов автомобилей.*

Ключевые слова: *низкие температуры, двигатель, вязкость, трансмиссия, насадка, парогенератор, моделирование*.

Неговора Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, д. 34, E-mail: avnegovora@yandex.ru, тел.: 8 (347) 228-42-13

Разяпов Махмут Магдутович, ассистент, к.т.н.,ФГБОУ ВПО «Башкирский ГАУ» г. Уфа ул. 50-летия Октября, 34, E-mail Mahmut_23@mail.ru, тел.: 89613682555

Курдин Петр Геннадьевич, старший преподаватель кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) Федеральный Университет», E-mail: kurdin.petr@mail.ru

Известно [1], что при эксплуатации автотракторной техники в условиях низких температур, ее отказы происходят гораздо чаще, чем в другое время. Даже в Средней полосе России температура воздуха зачастую опускается ниже минус 35°С. В такие периоды, даже разовая эксплуатация не подготовленной соответствующим образом автотракторной техники, приводит к отказам ее агрегатов. Особенно это заметно для современных конструкций механизмов с принудительной системой смазки. Наибольшее влияние низкие температуры оказывают на двигатель автомобиля. Частично эти воздействия снижаются применением предпусковых подогревателей двигателей, однако требуемый температурный режим масла в системе смазки двигателя при этом не обеспечивается, так как его эффективный прогрев сдерживается из-за образования линзы холодного масла в районе маслозаборника.

Рекомендации заводов-изготовителей узлов и агрегатов по использованию специальных масел в сложных условиях не соблюдаются, а применением средств тепловой подготовки водители пренебрегают по причине нечетких инструкций, что приводит к отказам и нарушению работоспособности автотракторной техники.

Нами был проведен анализ действующей нормативной документации, который показал, что в настоящее время не сформулированы требования к тепловой подготовке автомобилей к принятию нагрузки, а практические рекомендации по ее осуществлению весьма поверхностны [2].

В связи с этим нами были проведены исследования по оптимизации режимов прогрева масла в картере двигателя [1,2]. На сегодня известно достаточно большое количество способов сокращения времени подготовки техники к принятию нагрузки. Наиболее оптимальным является обогрев картера двигателя объемным способом. Однако, ни одно из агрегатов для тепловой подготовки не отвечает в полной мере современным требованиям к приведению машины в состояние технической готовности, основным недостатком существующих средств тепловой подготовки является высокая температура теплоносителя. Например, применение паяльной лампы, в качестве источника тепла для разогрева масла в картере двигателя приводит локальному перегреву масла, к тому же скорость прогрева масла в зоне маслозаборника значительно ниже. Поэтому проблема разработки новых способов и средств тепловой подготовки агрегатов автомобиля весьма актуальна.

Следующим этапом комплексного исследования тепловой подготовки явилось повышение работоспособности агрегатов трансмиссии автотракторной техники в условиях низких температур. Решение указанных вопросов было проведено на основе теоретического исследования рабочего процесса современной коробки передач. Для математического описания рабочего процесса системы смазки коробки передач была построена ее гидравлическая схема в виде разветвленной системы.

На основе уравнений баланса расхода масла в каналах КП выведена система уравнений для расчета потерь напора в каждой линии потока масла в системе смазки. В качестве допущений было принято, что общий расход масла равен сумме элементарных расходов, а утечки масла из системы смазки отсутствуют.

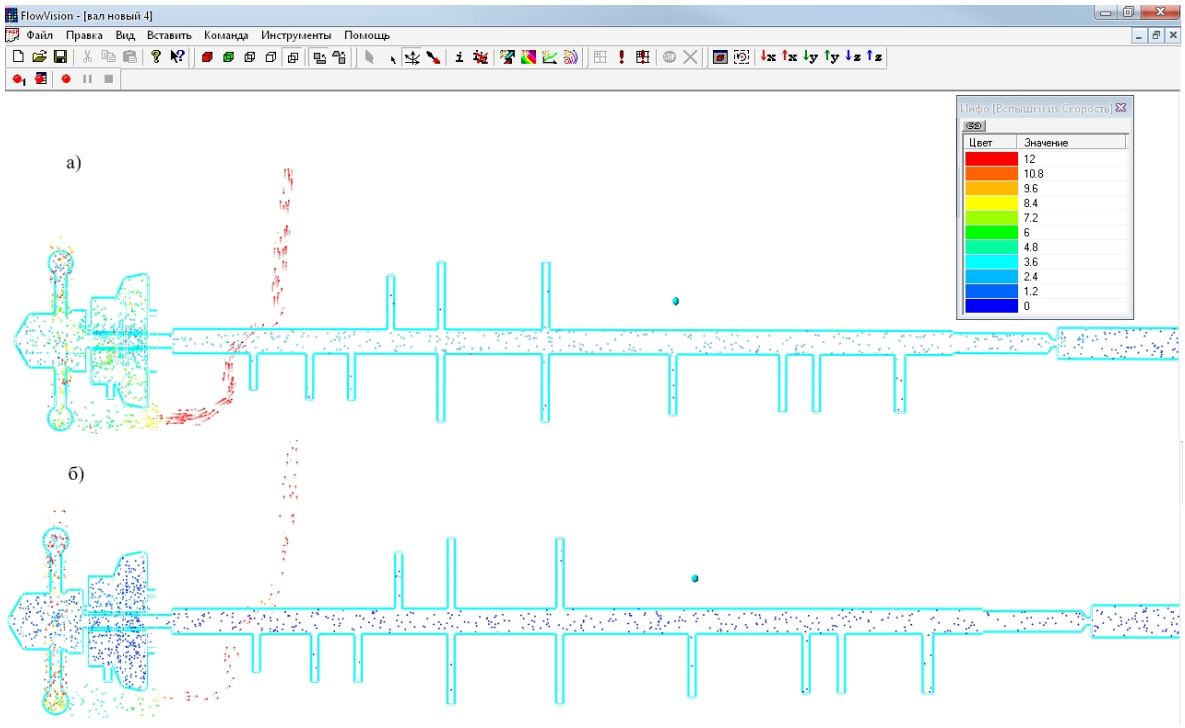
Установлено, что при снижении температуры окружающей среды и, как следствие увеличении вязкости масла, потери напора по линиям увеличиваются неравномерно. Для коробки передач ZF 16S уже при вязкости 65мм^2/с разница текущих давлений по разным линиям становится более 10%, а резкий рост перераспределения потоков масла происходит при 200 мм^2/с, что приводит к недостаточному поступлению масла к некоторым деталям.

Устранение расхождения гидравлических характеристик отдельных линий системы возможно путем подбора соответствующих диаметров каналов. Для моделирования рабочих процессов коробки передач были использованы

программные комплексы Flow Vision и КОМПАС, в среде которых была построена 3D модель, имитирующая каналы системы смазки коробки передач ZF 16S в реальных размерах и решены гидродинамические задачи для рассматриваемой системы.

Визуализация технологического процесса потока масла в системе смазки коробки передач ZF16S при различных температурах проводилась как для отдельных узлов, так и для системы смазки в сборе. При этом изменение температуры имитировалось изменением свойств смазывающей жидкости, фактические значения параметров которой были взяты с табличных значений для различных значений температур.

В созданной модели был исследован рабочий процесс системы смазки коробки передач в различных вариантах исполнения: базовом, с увеличенными до 6 мм. входными радиальными отверстиями в первичном валу и вторичном валу и то же, но с уменьшенным до 3 мм. отверстием в переходнике (рис. 1 а и б).



а - минус 30°С; б - плюс 20°С.

Рис. 1. Скорость течения масла в каналах системы смазки КП ZF 16S1820 с измененными размерами входных отверстий на входе в первичный вал при температуре

Таким образом установлено что для разных типов масла должны быть рекомендованы разные значения температур, при которых возможно начало приема нагрузки.

В результате моделирования установлено, что изменение конструктивных параметров положительно влияет на динамику расхода при

низких температурах. Однако, при достижении рабочей температуры масла увеличенное проходное сечение каналов вызывает падение давления масла в трубке смазывания механизма переключения передач, поэтому изменять конструктивные параметры системы смазки не рационально, а обеспечивать подачу заданного количества масла в точки трения при низких температурах следует путем управления вязкостью масла.

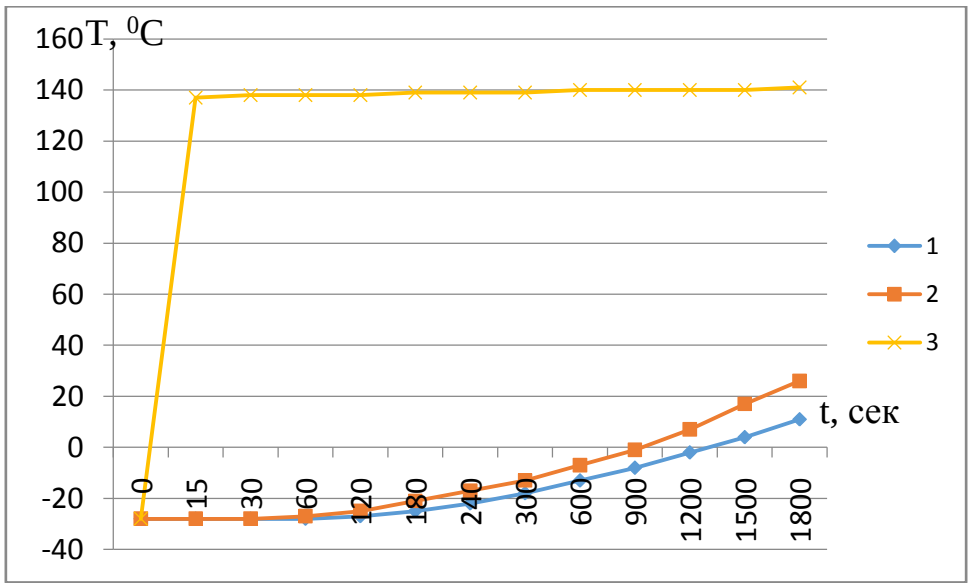
Полученные в ходе исследования данные по балансу расхода масла при различных его температурах позволил обосновать максимально допустимую вязкость смазывающей жидкости, при которой обеспечивается надежная подача масла во все линии системы смазки.

Учитывая данные химмотологических карт различных масел можно установить минимальную допустимую температуру, при которой обеспечивается надежная смазка всех трущихся поверхностей. Например, для надежной работы системы смазки исследуемой коробки передач ZF16S с рекомендованным к использованию заводом изготовителем трансмиссионным маслом его максимально допустимая вязкость не должна быть более 235 $мм^2/с$, что по химмотологической карте соответствует температуре -5°С. Отсюда следует, что именно это значение температуры и должно являться рекомендованным при обосновании режима прогрева коробки передач.

Для оценки адекватности математической модели и экспериментального подтверждения полученных данных была создана опытная установка, позволяющая кроме измерения давления масла в различных точках системы производить контрольные замеры расхода масла в трех основных направлениях потока масла. Эксперименты проводились при температуре минус 30°С. Полученные экспериментальным путем данные по падению давления в различных точках системы были сопоставлены с теоретически полученными результатами и подтвердили полученные ранее выводы.

Основу приспособления составляет специальный фальшподдон, форма которого оптимизирует распределение теплового потока, поступающего от подогревателя. Расчетным и экспериментальным путем доказано, что при температурах до минус 35 град. для разогрева масла в картере двигателя. достаточно энергии выхлопных газов штатного подогревателя 20ТС или 14ТС [3].

Для получения практических данных была собрана установка на базе коробки передач ZF 16S 1820 и были проведены серии экспериментов. На рисунке 3 показана временная реализация температуры теплоносителя и масла. Температура теплоносителя паяльной лампы не показана, она составила 630-650 ^{0}С.



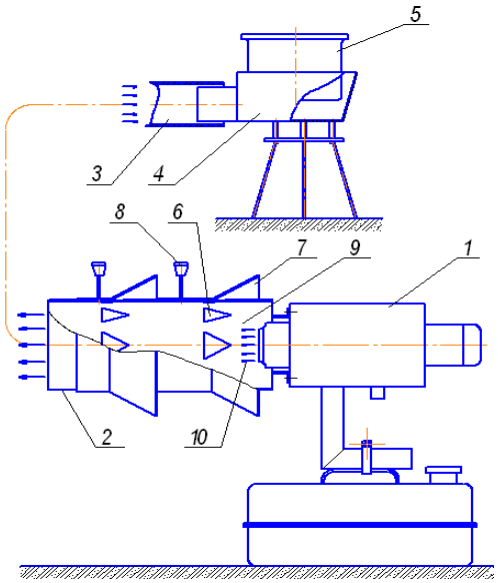
Показания термопар, размещенных: 1–около маслозаборника, при применении паяльной лампы; 2 – около маслозаборника, при применении генератора горячих газов с фальшподдоном; 3- на входе в фальшподдон.

Рис. 2. Временная реализация температуры разогрева масла в картере коробки передач генератором горячих газов ТермМикс -15-Д24 и паяльной лампой

Эксперименты по оптимизации размеров и формы фальшподдона и зазора между картером коробки передач и фальшподдоном проводились при температуре минус 30 град. Полученные в режиме реального времени графики позволили разработать конкретные рекомендации по организации тепловой подготовки КП.

Исследования доказали эффективность использования генератора горячих газов вместе с фальшподдоном. Видно, что интенсивность прогрева при выполнении рекомендаций существенно выше чем при применении паяльной лампы.

Однако, температура горячих газов теплового агрегата может достигать 500-700°С, а по требованию разработчиков агрегатов автомобилей передач к источникам тепла, ограничение температуры составляет 130°С, поэтому температура ГВС была снижена до 110^0С. Для решения указанной проблемы, нами была предложена насадка, позволяющая снизить температуру горячих газов без снижения его тепловой мощности.



1–воздушный обогреватель; 2–жаровая труба; 3–воздуховод; 4–направляющий кожух; 5–масляный поддон агрегата; 6–окна; 7–раструб конический; 8–ручка.

Рис. 3. Генератор горячих газов с эжекторным насадком

Дальнейшее совершенствование, направленное на снижение времени тепловой подготовки, т.к. повышение температуры теплоносителя с целью интенсификации теплообмена было предложено повысить его теплоемкость. Поэтому способом выполнения требования был предложен вариант парового обогрева, суть которого заключается в том, что пар для смешивания с горячими газами образовывается в специальной насадке, установленной вместо жаровой трубы.

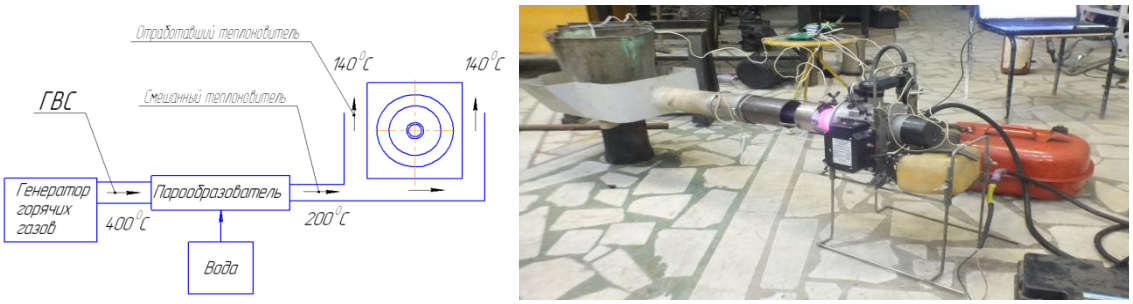


Рис. 4. Вариант парового обогрева

Использование теплоносителя смешанного типа позволяет повысить передаваемую объекту тепловую мощность обеспечивая при этом заданную температуру потока.

Для изучения работы предлагаемого парогенератора был проведён экспериментальное исследование процесса парообразования в насадке и его

смешивания с горячими газами генератора. Проведённые эксперименты с применением насадка и генератора горячих газов в качестве источника тепла, показали осуществимость данной идеи.

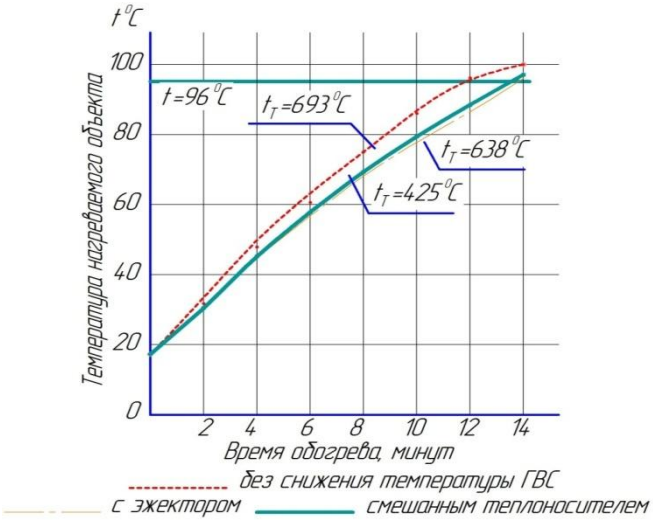


Рис. 5. Сравнение эффективности прогрева объекта тремя способами

Эксперименты были проведены в несколько этапов: на первом этапе мы получили характеристику генератора горячих газов, затем для снижения температуры горячих газов применили эжектор, который смешивая горячие газы с холодным снижает его температуру, однако такой метод ведет к существенному увеличению времени тепловой подготовки и имеет низкую эффективность. На третьем этапе применили парогенераторную насадку.

Вывод:

Проведённые экспериментальные исследования подтвердили возможность значительное снижение температуры смешанного теплоносителя, а также зависимость его теплофизических свойств от соотношения ГВС и воды. Однако главным резервом сокращения времени тепловой подготовки является применение эффективного теплоносителя, что позволяет сохранить тепловую мощность генератора ГВС при снижении температуры теплоносителя. Это решает проблему термических повреждений деталей автомобиля при обогреве ГВС.

Список использованной литературы:

1. Разяпов М.М., Жумагулов А.Х. Изучение влияния низких температур на коробку передач автомобиля КАМАЗ ZF 16S 1820TO В сборнике: Молодежная наука и АПК: проблемы и перспективы материалы VII Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых. Башкирский государственный аграрный университет. 2014. С. 29-33.

2. Неговора А.В., Байрамов Р.А. Исследование процесса разогрева картерного масла при предпусковой подготовке ДВС. В сборнике:

Достижения науки - агропромышленному производству материалы XLVI Международной научно-технической конференции. 2007. С. 177-179.

3. Неговора А.В., Разяпов М.М., Филиппов Ю.К. Предпусковая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки//Известия Международной академии аграрного образования. 2012. Т. 1. № 14. С. 266-270.

УКД 629.113

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАНДАРТОВ ПО УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА

А. И. Комаров, З. В. Горбунова

Аннотация. *В данной статье описывается решение проблемы по определениюнеобходимыхстандартов и документов по управлению качеством для предприятий автомобильного сервиса. Для решения данной проблемы в статье предложен алгоритм в виде блок-схемы с детальным описанием каждого этапа. Так же в статье произведён анализ, описание документов и стандартов по управлению качеством, рекомендуемых к использованию на предприятиях автомобильного сервиса. К тому же в статье представлена разработанная группировка документов и стандартов по пяти направлениям для решения разных проблем, связанных с системой менеджмента качества на автосервисном предприятии.*

Ключевые слова: *стандарты; документы; управление качеством; автомобильный сервис.*

Комаров Антон Игоревич, магистрант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: rpk_rpk-888@mail.ru, тел.: 89021779889

Горбунова Зинаида Васильевна кандидат экономических наук, доцент, Иркутский национальный исследовательский технический университет, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: flocean@mail.ru, тел.: 89086678177

При изучении вопроса о внедрении системы менеджмента качества на предприятиях автомобильного сервиса мы пришли к выводу, что на таких предприятиях возникает проблема в определении необходимыхдокументов и стандартов по управлению качеством. Исходя из этого, было принято решение произвести исследование в данном направлении. На основании проведенного анализа был составлен алгоритм в виде блок-схемы, представленный на рисунке 1.

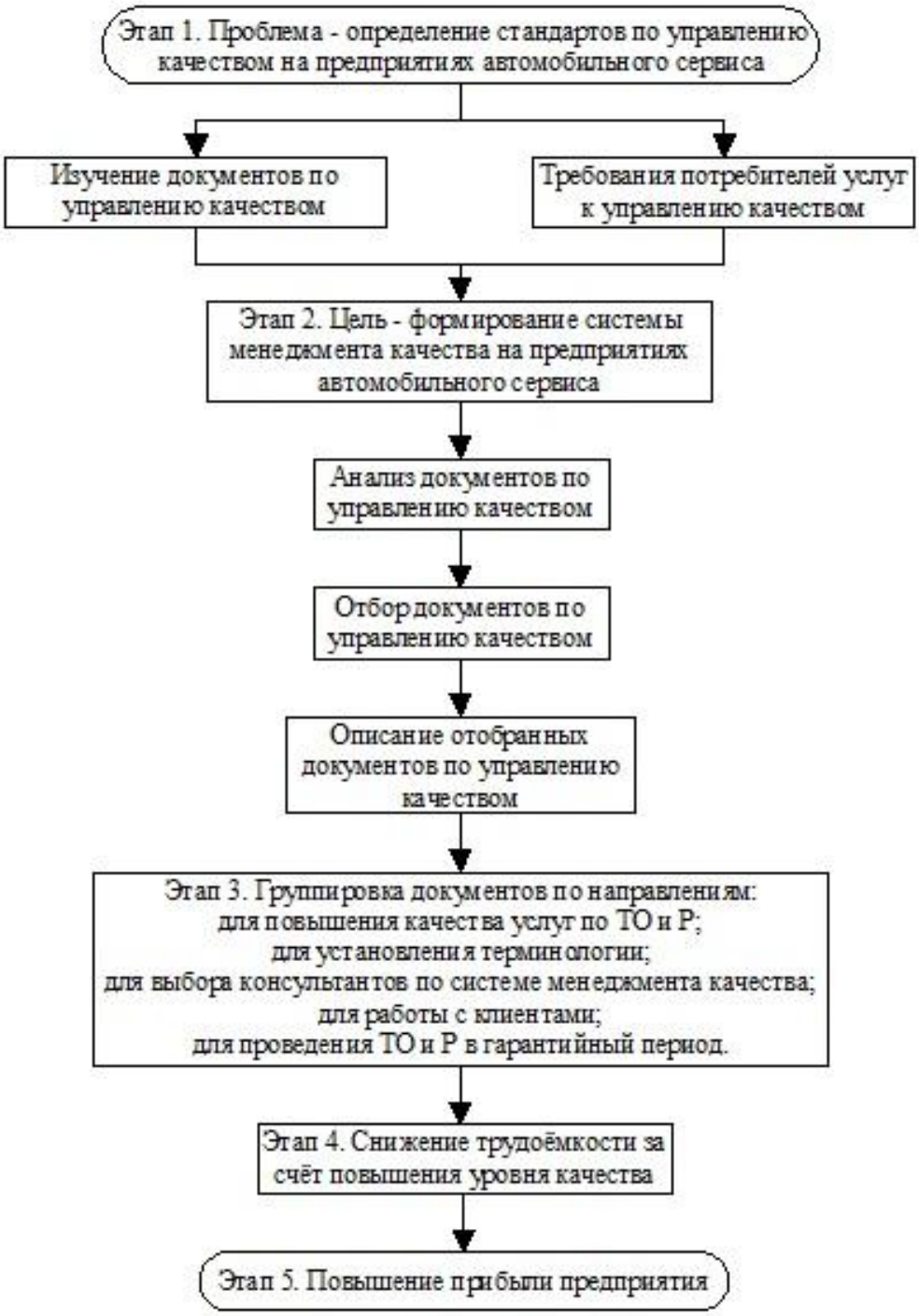


Рис. 1. Блок схема алгоритма

Далее опишем каждый этап разработанного алгоритма более детально.

1 этап. Проблема – определение стандартов по управлению качеством на предприятиях автомобильного сервиса. Для решения данной проблемы были изучены документы и стандарты по управлению качеством, параллельно с этим проведено исследование, какие требования у потребителей услуг к управлению качеством. Путём анализа опроса клиентов, обслуживающих свои автомобили на одной из станций

технического обслуживания города Иркутска, было выявлено, что основная часть клиентов не довольны качеством проведения технического обслуживания и ремонта своих автомобилей, соответственно, для достижения успеха необходимо повысить качество услуг по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей.

2 этап. Цель – формирование системы менеджмента качества на предприятиях автомобильного сервиса. Из вышеуказанного сформировалась цель – повысить качество услуг по техническому обслуживанию и ремонту путём внедрения системы менеджмента качества на предприятия автомобильного сервиса. Для достижения цели были более детально проанализированы стандарты и документы по управлению качеством. После анализа документов стало видно, что не все документы и стандарты подходят для предприятий автомобильного сервиса и к тому же многие из них написаны довольно давно и в данный момент не используются по причине их неактуальности. Далее был произведен отбор и представленоописание отобранных документов и стандартов, подходящих для автомобильного сервиса, что и отображено в таблице 1.

Таблица 1 - Отобранные документы и стандарты, применимые к автомобильному сервису

№	Название стандарта	Суть стандарта
1	*2*	*3*
1	ИСО 9004-2-91	Данный стандарт показывает, что заказчик является центральным звеном трех ключевых аспектов системы качества. Стандарт также показывает, что удовлетворенность заказчика может быть достигнута только при наличии гармонии между ответственным руководством, людскими и материальными ресурсами, а также структурой системы качества.
2	ГОСТ ИСО 9000-2011	Настоящий стандарт описывает основные положения систем менеджмента качества и устанавливает терминологию для систем менеджмента качества.
3	ГОСТ Р ИСО 10019-2007	Данный стандарт содержит в себе руководство по выбору консультантов по системам менеджмента качества и использованию их услуг.
4	ГОСТ Р ИСО 10002-2007	Данный стандарт содержит в себе руководство по управлению претензиями, связанными с продукцией, включая разработку, планирование, производство, обслуживание, улучшение. Процесс управления претензиями может использоваться в качестве одного из процессов системы менеджмента качества предприятия.

Продолжение таблицы 1

1	*2*	*3*
5	ГОСТ Р ИСО/ТО 10014-2005	Данный стандарт содержит в себе указания по управлению экономикой качества для получения экономической прибыли. Стандарт стоит широко применять всем предприятиям и на всех уровнях предприятия. Стандарт не предназначен для использования в договорных ситуациях или в качестве объекта аудитов третьей стороны.
6	ГОСТ Р ИСО9001-2008	Данный стандарт устанавливает требования к системе менеджмента качества в случаях, когда организация: нуждается в демонстрации своей способности поставлять продукцию, отвечающую требованиям потребителей и соответствующим обязательным требованиям; ставит себе задачу о повышении удовлетворенности потребителей посредством эффективного применения системы менеджмента качества, включая процессы постоянного её улучшения, и обеспечение соответствия требованиям потребителей и обязательным требованиям.
7	ГОСТ Р ИСО 9004-2010	Данный стандарт дает предприятиям методические указания для достижения успеха путем подхода, основанного на менеджменте качества. Документ применим к любой организации независимо от её типа и рода деятельности.
8	Рекомендации Методика менеджмента процессов в системе качества Р 50-601-46-2004	В документе рассматриваются вопросы практического применения процессного подхода к обеспечению и планированию процессов в системе менеджмента качества, управлению ими и их улучшению. Они адресованы к большому кругу руководителей и специалистов как производственных, так и функциональных подразделений организации и в первую очередь тем из них, кто принимает участие в разработке, внедрении или совершенствовании системы менеджмента качества.
9	Положение о гарантийном обслуживании легковых автомобилей и мототехники РД 37.009.025-92	Данное положение определяет принципиальные основы организации и проведения ТО и Р легковых автомобилей и мототехники в пределах гарантийного периода.

Окончание таблицы 1

1	*2*	*3*
10	Правила оказания услуг (выполнения работ) по техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств	Данные правила, разработанные в соответствии с Законом РФ"О защите прав потребителей", регулируют отношения, возникающие между исполнителем и потребителем при оказании услуг по ТО и Р АТС и их составных частей.

3 этап. Группировка документов по направлениям. По данным таблицы 1 были сгруппированы документы в соответствии с поставленной задачей. В итоге были сформированы пять направлений, каждому из которых соответствуют определённые документы:

1 – Для повышения качества услуг по техническому обслуживанию и ремонту. Данному направлению соответствуют следующие документы:ИСО 9004-2-91; ГОСТ Р ИСО 10002-2007; ГОСТ Р ИСО/ТО 10014-2005; ГОСТ Р ИСО 9001-2008; ГОСТ Р ИСО 9004-2010; Рекомендации.Методика менеджмента процессов в системе качества Р 50-601-46-2004.

2 – Для установления терминологии. Соответствует ГОСТ ИСО 9000-2011.

3 – Для выбора консультантов по системе менеджмента качества. СоответствуетГОСТ Р ИСО 10019-2007.

4 – Для работы с клиентами. Соответствуют документы: ГОСТ Р ИСО 9001-2008; правила оказания услуг (выполнения работ) по техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств.

5 – Для проведения технического обслуживания и ремонтав гарантийный период. Соответствует положение о гарантийном обслуживании легковых автомобилей и мототехники РД 37.009.025-92.

Благодаря данным направлениям становится ясно, какие документы и для чего нужны. Таким образом, решается проблема определения стандартов по управлению качеством на предприятиях автомобильного сервиса.

4 этап. Снижение трудоёмкости за счёт повышения уровня качества. На данном этапе внедрение системы менеджмента качества должно повысить качество услуг по техническому обслуживанию и ремонту и, как следствие, уменьшит непродуктивное время работы сотрудников автосервиса, тем самым снизится трудоёмкость работы.

5 этап. Повышение прибыли предприятия. Это заключительный этап нашей работы и положительный результат для предприятий автомобильного сервиса. Руководитель, внедривший систему менеджмента качества на своём предприятии повысит качество услуг, тем самым снизит трудоёмкость и, как следствие, повысит прибыль своего автосервиса.

Список использованной литературы:

1. ГОСТ ИСО 9000-2011. Межгосударственный стандарт. Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь" (введен в действие Приказом Росстандарта от 22.12.2011 N 1574-ст)
2. ГОСТ Р ИСО 10002-2007. Национальный стандарт Российской Федерации. Менеджмент организации. Удовлетворенность потребителя. Руководство по управлению претензиями в организациях" (утв. и введен в действие Приказом Ростехрегулирования от 31.10.2007 N 283-ст).
3. ГОСТ Р ИСО 10019-2007. Национальный стандарт Российской Федерации. Менеджмент организации. Руководство по выбору консультантов по системам менеджмента качества и использованию их услуг" (утв. и введен в действие Приказом Ростехрегулирования от 29.06.2007 N 159-ст).
4. ГОСТ Р ИСО 9001-2008. Системы менеджмента качества. Требования" (утв. Приказом Ростехрегулирования от 18.12.2008 N 471-ст).
5. ГОСТ Р ИСО 9004-2010. Национальный стандарт Российской Федерации. Менеджмент для достижения устойчивого успеха организации. Подход на основе менеджмента качества" (утв. и введен в действие Приказом Росстандарта от 23.11.2010 N 501-ст).
6. ГОСТ Р ИСО/ТО 10014-2005. Руководство по управлению экономикой качества" (утв. Приказом Ростехрегулирования от 12.07.2005 N 190-ст).
7. ИСО 9004-2-91. Административное управление качеством и элементы системы качества.
8. Положение о гарантийном обслуживании легковых автомобилей и мототехники. РД 37.009.025-92" (утв. Приказом Департамента автомобильной промышленности Минпрома РФ от 01.11.1992 N 43).
9. Постановление Правительства РФ от 11.04.2001 N 290 (ред. от 23.01.2007) "Об утверждении Правил оказания услуг (выполнения работ) по техническому обслуживанию и ремонту.
10. Рекомендации. Методика менеджмента процессов в системе качества. Р 50-601-46-2004" (утв. Госстандартом РФ).

УДК 629.003

ОБ АСПЕКТАХ ПЕРСПЕКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХБАТАРЕЙ ЭЛЕКТРИФИЦИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Р.Ш. Биксалеев, К.Е.Карпухин, А.В.Климов

Аннотация. *На сегодняшний день в мире бурно развивается направление энергоэффективного и экологичного транспорта. Одним из проявлений такого вида транспорта являются машины с тяговым электрическим приводом и источником энергии в виде тяговой аккумуляторной батареи. В статье рассмотрены существующие решения систем термостатирования для электрифицированных транспортных средств. Выявлены основные факторы, влияющие на ресурс литий-ионных аккумуляторов. Описаны процессы деградации катода и анода. Приведены примеры конструктивных решений теплоотвода от модуля литий-ионных аккумуляторов, а также единичных аккумуляторов.*

Ключевые слова: *транспортные средства, электромобиль, литий-ионный аккумулятор, тяговая аккумуляторная батарея, термостатирование, система охлаждения, подогрев.*

Карпухин Кирилл Евгеньевич, к.т.н., доцент, начальник управления «Комбинированные энергоустановки», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: K.Karpukhin@nami.ru, тел.: +7 916940-00-06

Биксалеев Ринат Шакирович, аспирант ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», инженер-конструктор, ООО «Инновационный центр «КАМАЗ», 143026, г. Москва, Технопарк Сколково, ул. Нобеля, д. 5, E-mail: BiksaleevRS@kamaz.ru, тел.: +7 (8552) 45-29-82

Климов Александр Владимирович, руководитель службы электрифицированных автомобилей, ООО «Инновационный центр «КАМАЗ», 143026, г. Москва, Технопарк Сколково, ул. Нобеля, д. 5, E-mail: Aleksandr.Klimov@kamaz.ru, тел.: +7 (8552) 45-29-82

На сегодняшний день литий-ионные аккумуляторы занимают лидирующее место среди множества источников накопления энергии. Растущие потребности в мощности, динамике, грузоподъемности ведут к увеличению разрядных токов[1]. Безопасность и ресурс тяговых аккумуляторных батарей (ТАБ) напрямую связана с температурным режимом аккумулятора. Для сохранения долговечности аккумулятора, при сохранении емкости(мощности), необходимо поддерживать его температурный режим работы.

Аккумуляторная батарея составляет около одной трети, а в некоторых случаях и половину от стоимости всего электромобиля. Электрические характеристики батарей ухудшаются на протяжении всего срока службы. На самом деле, мощность батареи и емкость уменьшаются не только, когда транспортное средство эксплуатируется, но даже в состоянии покоя[2].

Основные процессы старения связаны с постоянным затвердеванием электролита, потерями активного материала и металлизация лития. Эти процессы изменяют обратимые свойства и увеличивают внутреннее сопротивление, влияя на производительность аккумулятора. Кроме того, скорость старения батареи зависит от температуры, состояния заряда (SOC), глубины разряда(DOD) и величины тока. Прогнозирование изменения производительности батареи, с использованием математического моделирования, важно для оптимизации параметров батареи, увеличения долговечности, улучшения конструкции, и уменьшения стоимости электромобиля [2].

Производительность аккумулятора уменьшается в течение срока службы транспортного средства, вплоть до тех пор, когда его емкость уменьшается на 20 % от первоначального значения, а его внутреннее сопротивление увеличивается на 200%.Так считает большинство производителей литий-ионных аккумуляторных батарей и электромобилей[2].

Подходы к моделированию систем охлаждения/нагреваТАБ

Оптимальные температурные режимы работы аккумулятора

Оптимальный диапазон температур эксплуатации литий-ионной аккумуляторной батареи от +15 до +50°C изображен на рис. 1 [3]. Но степень работоспособности (SOH, остаточная емкость) литий-ионных аккумуляторов при температуре +45 °C уменьшается в два раза, чем при +35 °C[4]. В исследовании [5,6] указано, что ТАБ способна отдавать энергию в диапазоне температур от –30 до +40 °C. Климат нашей страны является одним из самых суровых и при температуре ниже –30 °C, аккумуляторную батарею необходимо термоизолировать [7,8,9].

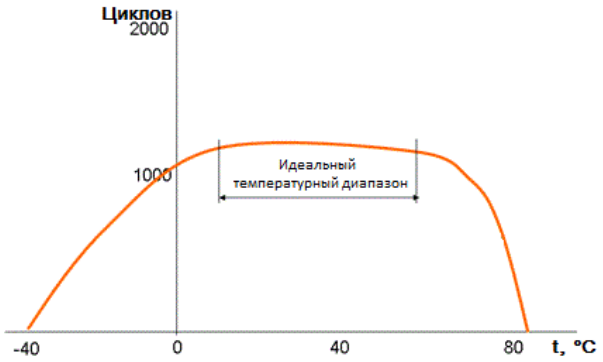


Рис. 1. Жизненный цикл при различных температурах

Математическое моделирование систем охлаждения

В исследовании [5,6] проведён расчет воздушных систем охлаждения и выявлено, что наиболее эффективным является охлаждение при турбулентном режиме течения воздуха и подаче воздуха от электродов(обычно сверху вниз).К недостаткам исследования можно отнести: постоянное значения теплового состояния, при расчетах авторы не указывают химический состав аккумулятора, но судя по форм-фактору это литий-железо-фосфатный аккумулятор.

В работе [10] используются функции: интенсивность тепловыделения в единице объёма и внутреннее сопротивление аккумулятора. Внутреннее сопротивление аккумулятора и изменение энтропии являются основными факторами при определении омического тепла и тепла реакции, соответственно. Количество теплоты при реакции обусловлено изменением потенциальной энергии в электрохимической реакции. Как правило, теплота реакции рассчитывается по изменению энтропии в электрохимической реакции. Общая тепловая модель батареи является сложной из-за неравномерного распределения температур[4]. Тепловыделение на аккумуляторе можно разделить на два компонента (Q_p- омическое тепло и Q_s- тепло реакции), и они определяются как

$$Q_s = -I \cdot T \frac{\partial V_{OC}}{\partial T} \quad (1)$$

$$Q_p = I^2 \cdot R_{int} \quad (2)$$

где I –ток заряда или разряда;

V_{oc}– напряжение разомкнутой цепи;

R_{int}– внутреннее сопротивление батареи.

Внутреннее сопротивление батареи не постоянное и увеличивается по мере уменьшения SOC в процессе разряда.

Закон сохранения энергии связывает скорость изменения температуры аккумулятора с генерацией и распространением тепла на поверхности аккумулятора, в соответствии со следующей формулой

$$mC_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -hA_{eff}(T - T_{amb}) + Q_s + Q_p \quad (3)$$

где m –масса батареи;

C_p– удельная теплоемкость (Дж/(кг·К)) батареи;

A_{eff} – эффективная площадь поверхности аккумулятора;

h – коэффициент теплопередачи (Вт/(м^2·К)) между поверхностью аккумулятора и воздухом;

T – температура поверхности аккумулятора;

T_{amb}– температура окружающей среды.

Значение *h* составляет около5 ~ 10(Вт/(м^2*К))для литий-ионного аккумулятора небольшой ёмкости[4].

Конструктивные решения системы термостатирования

Благодаря широкому использованию литий-ионных батарей, появилось разнообразие систем поддерживающих оптимальную температуру аккумуляторов. В исследовании [10] были проведены испытания в различных средах и режимах охлаждения аккумуляторов с теплоотводящими пластинами. Конструкция модуля изображена на рис.2, она состоит из призматических единичных аккумуляторов и охлаждающих пластин, через которые происходит теплообмен.

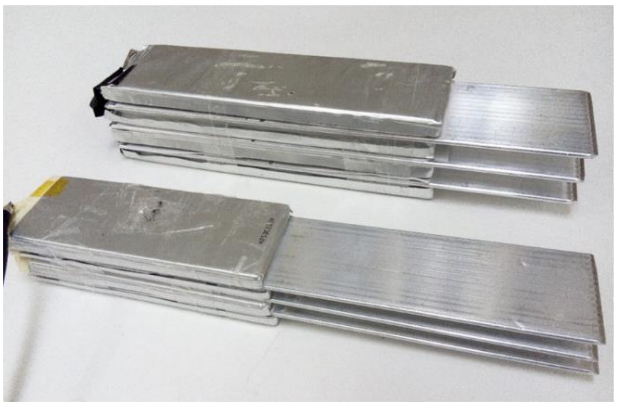


Рис. 2. Аккумуляторы с охлаждающими пластинами

На рис.3 показаны гистограммы изменения температуры при различных токах разряда и различных системах охлаждения.

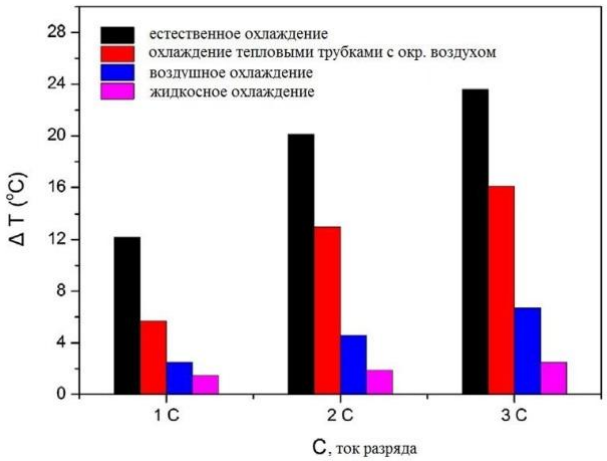


Рис. 3. Эффективность систем охлаждения

На рис.3 наглядно видно, что естественное охлаждение самое неэффективное, а жидкостное эффективнее всего. В жидкостной системе

охлаждения при нагревании жидкости на поверхности нагревателя могут образовываться пузыри, которые полностью покрывают источник тепла и резко уменьшают коэффициент теплопередачи[11]. Для их устранения необходимо увеличивать скорость протекания жидкости и использовать пеногаситель.

Исследование проведённое в Ноттингемском университете по жидкостной системе термостатирования ТАБ с помощью тепловых трубок[12] представлена на рис.4. Для исследования были приняты сценарии цикла движения, представленные в таблице 1.

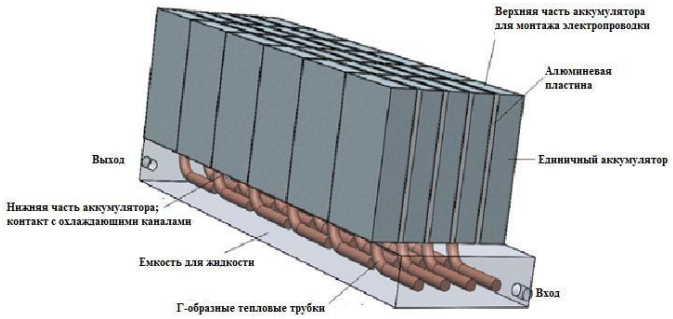


Рис. 4. Жидкая система терморегулирования

Результаты представлены в виде фотоснимков с тепловизора при различных токах разряда, эти фотоснимки представлены на рис. 5. Во время выполнения сценария «агрессивного вождения» по таблице 1 при естественном охлаждении температура увеличилась до +55°Сградусов (что не допустимо), а при жидкостном охлаждении не превышало +30 °С.

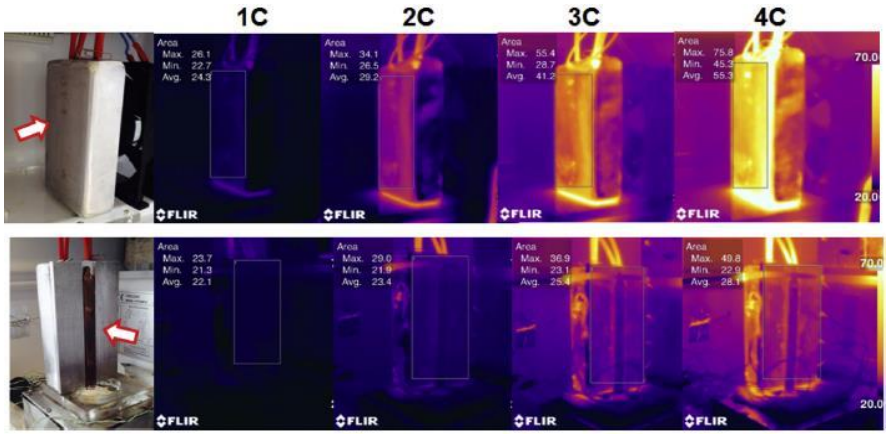


Рис. 5. Эффективность использования жидкой системы

Таблица 1 – Протокол цикла нагружения батареи.

Сценарий №	Длительность, [с]	Q_{batt},[Вт]	Ток разряда [Р] / заряда[З] , [С]	Условия работы ТС
1	10	88,04	6С - Р	ускорение
	900	41,27	4С - Р	агрессивное вождение
	18000	5,50	2С - З	максимально быстрая зарядка
2	1800	11,92	2С - Р	режим максимального пробега
	1800	5,50	2С - З	максимально быстра зарядка

Факторы, оказывающие влияние на ресурс ТАБ

Старение углеродистых анодов

Графит, является наиболее распространенным анодным материалом в литий-ионных аккумуляторах. В целом трудно проанализировать старение анодного материала, т.к. каждая система литий-ионных аккумуляторов имеет свою собственную химию, из-за чего гамма эффектов старения очень обширна.

На границе электрода и электролита происходит разложение электролита, которое сопровождается необратимым потреблением ионов лития. Это происходит на границе электрода и электролита, когда ячейка находится в заряженном состоянии. Продукты разложения создают слой, который покрывает поверхность электрода. Этот процесс происходит в основном в начале цикла, особенно в течение первого цикла [13]. Эффекты старения представлены на рис. 6.

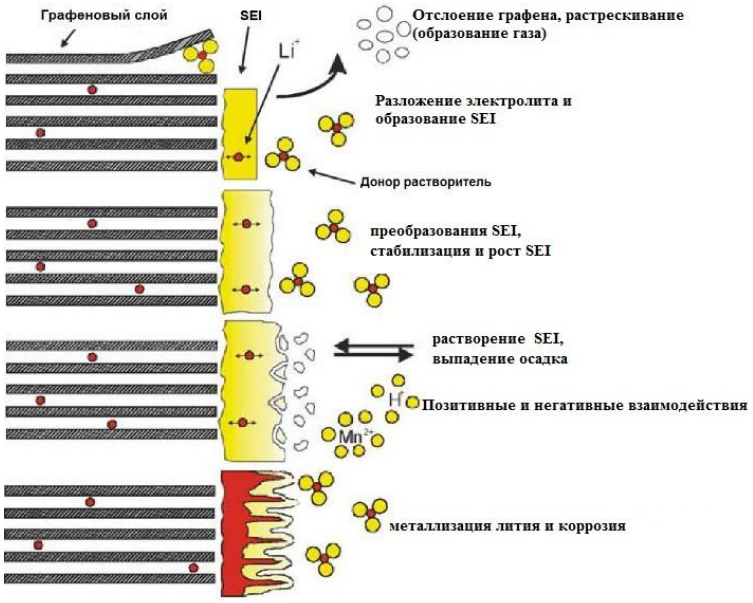


Рис. 6. Основные причины старения анода на границе электрода и электролита

Основные механизмы старения анодов на основе графита:

– Формирование и рост SEI (затвердевшего электролита) приводит к росту сопротивления на аноде. Как правило, формирование SEI происходит при цикличной эксплуатации и хранении при повышенных температурах;

– Параллельно с ростом SEI, происходит коррозия лития в активном графите, что приводит к саморазрядке и уменьшению мобильного лития;

– Формирование и рост SEI приводит к постепенной потере контакта внутри составного анода, и, таким образом, увеличивает сопротивление в аккумуляторе;

– Покрытие литием может происходить при низких температурах и для неоднородных текущих реакций и потенциальных распределений. Металлический литий реагирует с электролитом, что может способствовать ускоренному старению.

Может наблюдаться сильное влияние специфических компонентов аккумулятора на механизм старения.

Старение катода

Основные механизмы деградации катода изображены на рис. 7.Изменения на катоде, которые влияют на срок службы аккумулятора:

– старение активного материала;

– деградация или изменения компонентов электродов, как проводящих реагентов, связующего вещества, коррозия токоприемника;

– окисление компонентов электролита и образование поверхностной пленки;

– взаимодействие продуктов старения с отрицательным электродом.

Эти эффекты не возникают по отдельности и не могут рассматриваться независимо друг от друга. Эффекты сильно зависят от индивидуальных компонентов электродов, циклирования и условий хранения[14]. Старение положительного активного материала может происходить из трех основных принципов:

– структурные изменения вовремя циклирования;

– химическое разложение / реакция растворения;

– модификация поверхности пленки.

Старение батареи, увеличение сопротивления ячейки, уменьшение мощности и уменьшение емкости происходит из многочисленных и сложных механизмов. Среди них внутренние параметры, условия хранения и параметры циклирования, оказывают влияние на время работы батарей и её производительность. В зависимости от химического состава клеток, высокого и низкого состояния заряда может ухудшиться производительность и сократиться срок службы аккумулятора. При высоких температурах распад ускоряется, но низкие температуры, особенно во время зарядки имеют негативные последствия. Среди параметров материала и химии важную роль играет выбор материалов анода и катода.

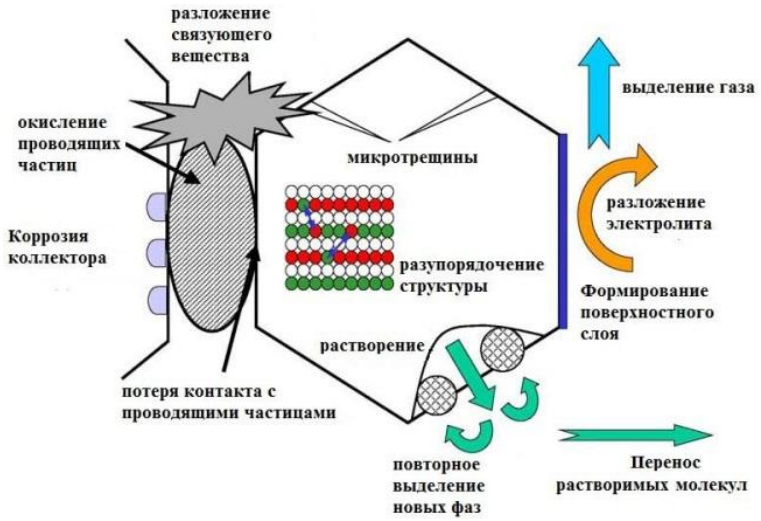


Рис. 7. Основные механизмы деградации катодных материалов

На катоде, фазовые переходы и структурные изменения в объемном материале сильно влияют на старение, в то время как изменения в объеме материала анода рассматриваются лишь второстепенное значение.

Многие из механизмов, влияющих на разрушение аккумулятора и ее старение можно контролировать и исследовать безопасным путем с использованием импедансной спектроскопии. Хотя интерпретация данных сопротивления является сложной задачей и не всегда однозначна. Импедансная спектроскопия, наряду с более традиционными методами, является мощным инструментом для исследования процессов старения литий-ионных батарей[13].

Заключение

Для сохранения технических характеристик ТАБ на протяжении всего срока эксплуатации (не менее 10 лет) в составе электрифицированного транспортного средства необходимо использовать систему термостатирования.

Поддержание ТАБ в оптимальном диапазоне температур, позволяет достичь максимального значения наработки, а также держать заявленные технические характеристики (мощность, емкость, внутреннее сопротивление, выполнять требования по саморазряду). Указано каких процессов необходимо избегать, что эксплуатировать ТАБ наиболее эффективно.

Из представленного выше анализа следует:

- оптимальный температурный диапазон от +15 до +35 °C;
- наиболее эффективная система жидкостная с теплоотводящими пластинами;
- использование адаптивного управления;
- проведение математического моделирования.

Отдельно следует учитывать климатические условия РФ резко меняющейся температуры. Производство электромобилей требует активного нагрева/охлаждения системой регулирования температуры аккумулятора, чтобы обеспечить возможность работы в экстремальных климатических условиях.

Основными показателями эффективности системы термостатирования являются: температура ТАБ при различных токах разряда, КПД системы охлаждения/нагрева, стоимость, массогабаритные показатели, безопасность.

Список использованной литературы:

1. KarpukhinK.E.,TerenchenkoA.S., Shorin A.A., S.V.Bakhmutov,Kurmaev R.H., Temperature Control of the Battery for Hybrid or Electric Vehicle//Biosciences biotechnology research asia.- 2015г.-№12(2).-С.1297-1301

2. Baghdadia I., Briata O., Gyanb P., MichelJ.,Vinassa State of health assessment for lithium batteries based on voltage–time relaxation measure // The official journal of the International Society of Electrochemistry (ISE). -2016г. -№194.-С.461-472.

3. Battery and Energy Technologies[Электронныйресурс]www.mpoweruk.com/lithium_failures.htm (Датаобращения 21.03.2017)

4. Xie Q., Yue S.; Pedram M., Shin D., Chang N.,AdaptiveThermalManagementforPortableSystemBatteriesbyForcedConvection Cooling//Published in: Design, Automation & Test in Europe Conference & Exhibition.- 2013 г.-С.4.

5. Слабоспицкий Р.П., Хажмурадов М.А., Лукьянова В.П., Анализ перспективных систем охлаждения аккумуляторных батарей // Радиоэлектроника и информатика. -2011 г.- №3.- С.3-8.

6. Слабоспицкий Р.П., Хажмурадов М.А., Лукьянова В.П., Исследование системы охлаждения аккумуляторной батареи // Радиоэлектроника и информатика.-2012 г.-№2.-С.3-8.

7. Xiongwen Z., Xin K., Guojun L., Jun L., Thermodynamic assessment of active cooling-heating methods for lithium-ion batteries of electric vehicles in extreme conditions) // Elsevier Journal of Energy.- 2014 г.- №64.- С. 1092-1101.

8. БахмутовС. В., ГайсинС. В. , КарпухинК. Е. , ТеренченкоА.С., КурмаевР. Х.,ЗиновьевЕ.В.,Способповышенияэнергоэффективностиэлектромобильноготранспорта//Журналавтомобильныхинженеров.-2015 г.-№4(93).-С. 4

9. Karpukhin K.E., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Bakhmutov S.V., Comprehensive life cycle analysis of different types of energy storage for electric or hybrid vehicle. //ICAT 2015 Proceeding the international conference on automobile technology for VIETNAM.- 2015г.-С.7-14.

10. Fathabadi H.,A novel design including cooling media for Lithium-ion batteries pack used in hybrid and electric vehicles // Journal of Power Sources.- 2014 г.-№245.-С.495-500.

11. Zhao R., Gu J., Liu J.,An experimental study of heat pipe thermal management system with wet cooling method for lithium ion batteries) // Elsevier Journal of Power Sources.- 2015 г.- №273.-С. 1089-1097.

12. Wang Q., Jiang B., Xue Q.F., Sun H.L., Li B., Zou H.M., YanY.Y., ExperimentalinvestigationonEVbatterycoolingandheatingbyheatpipes)//ElsevierJournalofAppliedThermalEngineering.- 2014 г.-№88.- С.1-7.

13. Vetter J., Novak P., Wagner M.R., VeitCMöller., K.-C., BesenharJ.O. Winter M., Wohlfahrt-Mehrens M., Vogler C., HammouchedA.,Ageing mechanisms in lithium-ion batteries // Journal of Power Sources.- 2005 г.-№147.-С.269-281.

14. Курмаев Р.Х., Теренченко А.С, Карпухин К.Е., Стручков В.С., Зиновьев Е.В., Способы поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками // Вестник машиностроения.-2015г.-№ 6.– С. 52-55.

УДК 621.433

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТА В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ

Е.А. Миренкова, А.В. Козлов, А.Г. Ветошников

Аннотация. *В статье приведены результаты оценки эколого-экономической эффективности газодизеля по сравнению с дизелем и газовым двигателем, работающем по циклу Отто, рассчитаны затраты за жизненный цикл и экономический эффект от использования газового топлива.*

Ключевые слова: *эколого-экономическая эффективность, газовый двигатель, альтернативные топлива, газодизель,полный жизненный цикл.*

Козлов Андрей Викторович, д.т.н., доцент, заведующий отделом теории, рабочих процессов и имитационного моделирования энергетических установок Управления «Энергосберегающие технологии и альтернативные топлива» Центра «Энергоустановки», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д.2, E-mail: a.kozlov@nami.ru, тел: +7 (495) 454-01-91

Миренкова Елена Александровна, заведующий сектороммоделирования и управления полным жизненным циклом Центра

«Энергоустановки», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д.2, E-mail: e.mirenkova@nami.ru, тел.: +7 (495) 454-01-91

Ветошников Артём Геннадьевич, инженер-конструктор 1 категории Центра «Энергоустановки», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д.2, E-mail: vetoshnikov@nami.ru, тел.: +7 (495) 454-01-91

Природный газ(ПГ) является одним из наиболее предпочтительных альтернативных топлив для автотранспорта с точки зрения воздействия на окружающую среду и создания альтернативы жидким топливам нефтяного происхождения, так как обладает рядом экологических преимуществ.Этот вид топлива активно осваивают не только в странах, импортирующихтопливно-энергетические ресурсы, но и в государствах-экспортерах нефти.

В последние годы возрос интерес к ПГ и в России. Распоряжение Правительства РФ от 13.05.2013 г. № 767-р «О расширении использования природного газа в качестве моторного топлива» и Климатическая доктрина Российской Федерации от 17 декабря 2009 г. являются дополнительными стимулами для перевода на ПГ.

Так как проблемы истощения природных ресурсов, уменьшения негативного воздействия на окружающую среду от выбросов загрязняющих веществ, а также эффективного использования топливно-энергетических ресурсов в настоящее время являются наиболее актуальными во всем мире и, учитывая стратегические ориентиры РФ, необходима оценка энергоэффективности ДВС, а также потенциала сокращения выбросов загрязняющих веществ.

В отечественной и мировой практике рассматриваются два основных направления конвертирования дизельных двигателей для работы на газовом топливе. Первый способ – создание на базе дизельного двигателя однотопливных газовых двигателей, работающих только на газообразном топливе. И второй способ – конвертировать серийные дизельные двигатели путем оснащения их дополнительной газовой системой питания с возможностью работы как на одном, так и на другом топливе [1]. ФГУП«НАМИ» имеет большой опыт создания двигателей, работающих на природном газе [2].

Объектами исследования являлись дизельный двигатель ЯМЗ-6566 с аккумуляторной системой питания, а также его модификацияс пониженной степенью сжатия до 11,5, работающая на природном газе по циклу Отто[3], и модификация, обеспечивающая работу по газодизельному циклу с запальной порцией дизельного топлива. Обе модификации были разработаны и испытаны во ФГУП «НАМИ». Характеристики рассматриваемых двигателей представлены в таблице 1.

Таблица 1 — Объекты исследования

Характеристики	Описание параметра		
Вариант силовой установки	Дизель	Газовый	Газодизель
Назначение двигателя	для работы на городских автобусах		
Рабочий объем двигателя, л	11,15		
Рабочий цикл	Четырехтактный		
Кол-во и расположение цилиндров двигателя	6, V-образное		
Степень сжатия	17,5	11,5	17,5
Диаметр цилиндра, мм	130		
Ход поршня, мм	140		
Вид топлива	ДТ	ПГ	ДТ и ПГ
Макс. мощность, кВт, не более	200 (при 1900 мин$^{-1}$)	180 (при 1900 мин$^{-1}$)	197 (при 1900 мин$^{-1}$)
Макс. допустимая частота вращения, мин$^{-1}$, не более	1900		
Макс. крутящий момент, Н•м, не более	1170 (при 1100-1500 мин$^{-1}$)	900 (при 1100-1500 мин$^{-1}$)	1150 (при 1100-1500 мин$^{-1}$)

Вредное воздействие отработавших газов (ОГ) данных двигателей на окружающую среду определяется наличием в выбросах оксида углерода (CO), оксидов азота (NO_x), углеводородов (HC) и, в случае дизельных ДВС, твердых частиц (PM) [4]. В связи с этим требования экологических стандартов на выбросы указанных нормируемых компонентов постоянно ужесточаются [5,6]. При переходе к стандарту Евро-5 становится невозможным достичь необходимых экологических норм только за счет совершенствования конструкции ДВС и его рабочего процесса. Поэтому для достижения требований современных экологических норм, двигатели должны быть оснащены системами нейтрализации.

В качестве основных методов физико-химического воздействия на токсичные компоненты ОГ двигателей,работающих на дизеле и ПГ, применяются различные виды каталитической обработки. Проведенный анализ опыта отечественных и зарубежных разработок в области антитоксичных систем для высокофорсированных автомобильных дизелей, газодизелей и газовых двигателей показал, что наиболее эффективные структурные решения систем нейтрализации отработавших газов (СНОГ) для достижения современных и перспективных требований по токсичности должны быть следующие: для дизелей необходима установка фильтра твёрдых частиц (DPF) и селективного нейтрализатора оксидов азота (SCR); газодизель, дополнительно к дизельной системе нейтрализации, должен быть оснащен окислительным нейтрализатором (DOC); для газового двигателя достаточно наличие одного трёхкомпонентного каталитического нейтрализатора (TWC) (таблица 2)[7,8].

Таблица 2 — Принятые комплектации наиболее эффективных СНОГ

№	Вариант силовой установки	Нормы	Система нейтрализации			
			DOC	TWC	DPF	SCR
1	Дизель	Евро 5			+	+
2	Газодизель		+		+	+
3	Газовый двигатель			+		

Оцениваемые показатели автобуса с тремя вариантами силовых установок и различными СНОГ представлена в сводной таблице 3. Во всех приведенных ниже расчетах принято, что ресурс двигателя составляет 1 000 000 км. По опыту эксплуатации ресурс систем нейтрализации ОГ составляет 250 000 км.

Таблица 3 — Оцениваемые показатели автобуса с тремя вариантами силовых установок и различными СНОГ

Характеристики	Значение		
Вариант силовой установки	Дизель	Газовый	Газодизель
Ресурс двигателя, км	1 000 000		
Стоимость двигателя, руб.	640 000	631 746	708 435
Вид топлива	ДТ	ПГ	ДТ и ПГ
Плотность ДТ, кг/л	0,85	-	0,85
Плотность ПГ, кг/м^3	-	0,71	0,71
Плотность мочевины, кг/л	1,32	-	1,32
Тип СНОГ	комбинированная	трёхкомпонентная	комбинированная
Ресурс СНОГ, км	250 000		
Стоимость СНОГ, руб., включающая:	193 581	111 343	218 000
корпус	81 395	81 395	81 395
система подачи мочевины	73 000	-	73 000
датчики	13 140	1 460	13 140
DOC	-	-	24 419
TWC	-	28 488	-
SCR	8 140	-	8 140
DPF	17 907	-	17 907
Расход ДТ, л/100 км	30,51	-	2,85
Расход ПГ, м^3/100 км	-	38,08	28,20
Расход мочевины, л/100 км	2,07	-	1,04

Нужно отметить, что катализаторы значительно ускоряют течение химических реакций, но сами в них не участвуют, практически не расходуются. А значит, ресурс СНОГ ограничен, в основном, только сроком службы нейтрализатора. Согласно ресурсу систем нейтрализации, за ПЖЦ двигателей потребуется произвести замену каталитического блока, входящего в состав систем - 4 раза.

Количественная оценка возврата стоимости нейтрализатора производится по содержанию в каталитическом блоке драгоценных металлов.

Ниже приведены результаты проведенных моторных экспериментальных исследований, в которых использовались оптимальные алгоритмы управления рабочим процессом по нагрузочным характеристикам как для дизеля ЯМЗ-6566, так и его газодизельного исполнения. Также были проведены испытания дизеля ЯМЗ-536, конвертированного для работы на природном газе, результаты которого были пересчитаны и приведены к значениям объекта испытаний.

Контрольные испытания проводились в соответствии с требованиями правил №49 ЕЭК ООН по циклу ESC (Европейский стационарный цикл) для измерения уровня выбросов CO, HC, NO_x и твердых частиц (PM), результаты которых показаны в таблице 4.

Необходимо отметить, что в таблице представлены «сырые» выбросы до осуществления обработки ОГ дополнительным оборудованием (СНОГ), а также выбросы после очистки ОГ, полученные расчетным методом с учетом эффективности принятых комплектаций систем.

Таблица 4 — Итоговые значения выбросов вредных веществ с отработавшими газами за цикл ESC

№	Показатель	Дизель	Газодизель	Газовый
1	Выбросы CO, г/кВт·ч	0,59	5,72	17,58
2	Выбросы CH, г/кВт·ч	0,12	1,58	2,33
3	Выбросы NO_x, г/кВт·ч	11,59	7,08	10,60
4	Выбросы PM, г/кВт·ч	0,041	нет данных	нет данных
После СНОГ				
1	Выбросы CO, г/кВт·ч	0,118	0,286	0,879
2	Выбросы CH, г/кВт·ч	0,036	0,063	0,093
3	Выбросы NO_x, г/кВт·ч	0,927	0,566	1,908
4	Выбросы PM, г/кВт·ч	0,012	нет данных	нет данных

Для проведения дальнейших расчетов была использована разработанная во ФГУП «НАМИ» комплексная методика технико-экономической и экологической оценки перспектив использования альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте в полном жизненном цикле (ПЖЦ) от добычи сырья до их использования при эксплуатации автотранспорта и его утилизации [4,9,10].

Для анализа экономической эффективности рассчитаны затраты на приобретение, эксплуатацию и утилизацию, т.е. за полный жизненный цикл, трех вариантов силовых установок и систем нейтрализации ОГ, и рассчитан экономический эффект в целом.Затраты на приобретение включают в себя стоимость двигателя и СНОГ. Затраты в эксплуатации содержат затраты на

техническое обслуживание и ремонт (ТО и Р) и затраты на топливо и мочевину. Структура экономических затрат представлена в таблице 5.

Таблица 5 — Структура экономических затрат трех вариантов силовых установок и СНОГ

Показатель	Значения		
Вариант силовой установки	Дизель	Газовый	Газодизель
Затраты, руб.			
на приобретение двигателя и СНОГ	833 581	743 089	926 435
затраты на ТОиР	104 186	113 953	201 860
затраты на топливо (ДТ)	10 633 350	-	993 672
затраты на топливо (ПГ)	-	6 272 518	4 644 076
затраты на мочевину	1 450 188	-	725 094
возмещение утилизации нейтрализаторов	0	-47 367	-25 084
ИТОГО	13 021 305	7 082 193	7 466 053

В результате анализа экономической эффективности газодизеля, дизеля и газового двигателя, работающего по циклу Отто, установлено, что применение ПГ в качестве основного топлива позволяет уменьшить затраты на реализацию полного жизненного цикла почти в 1,6 раза.

Для анализа экологической эффективности рассчитаны:

- выбросы загрязняющих веществ при производстве топлив как произведение удельного выброса загрязняющих веществ при производстве 1 кг топлива на расход соответствующего топлива за ПЖЦ;

- выбросы загрязняющих веществ на стадии эксплуатации как произведение эксплуатационного выброса загрязняющих веществ транспортным средством на км пробега на пробег транспортного средства за ПЖЦ.

Выбросы загрязняющих веществ за ПЖЦ равны сумме выброса соответствующих загрязняющих веществ на стадии производства и на стадии эксплуатации.

Структура валовых выбросов загрязняющих веществ с разбивкой по стадиям производства топлив и эксплуатации представлена на рис. 1.

Основную долю выбросов на стадии производства составляет выброс СН: для дизеля 72%, для газового двигателя 84%, для газодизеля 82%, а на стадии эксплуатации - выброс NO_x: 85%, 66% и 62% соответственно.

За полный жизненный цикл выброс загрязняющих веществ от газодизеля меньше на 35,8% по сравнению с газовым двигателем, работающим по циклу Отто, и на 23,8% - по сравнению с дизелем.

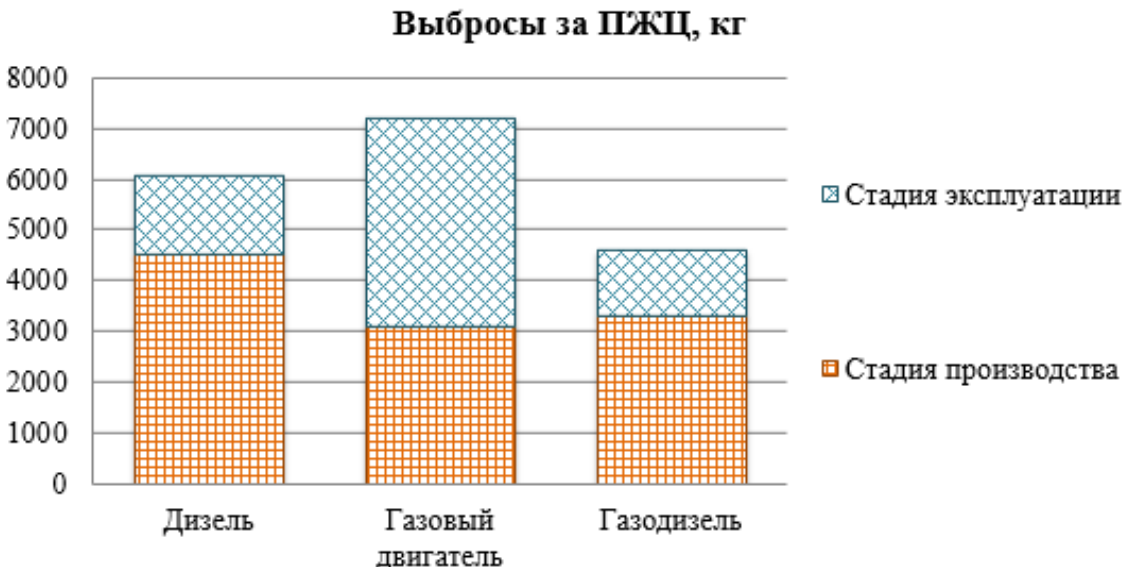


Рис. 1. Структура валовых выбросов загрязняющих веществ

Структура ущерба от загрязнения атмосферного воздуха с разбивкой по стадиям производства топлив и эксплуатации представлена на рис.2.

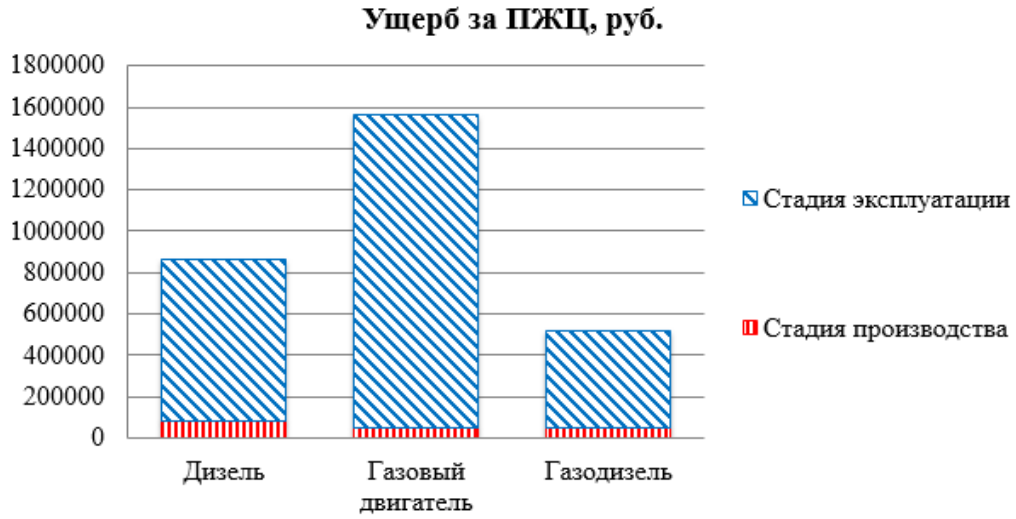


Рис. 2. Структура ущерба на стадиях производства топлив и эксплуатации

Наибольший ущерб от обоих видов топлив наносится окружающей среде на стадии эксплуатации.

Сводные результаты оценки эколого-экономической эффективности трех вариантов силовых установок с различными СНОГ занесены в таблицу 6.

Таблица 6 — Сводные результаты оценки эколого-экономической эффективности

Показатель	Значения		
Вариант силовой установки	Дизель	Газовый	Газодизель
Затраты, руб.			
затраты на приобретение (за вычетом возмещения утилизации)	833 581,40	695 722,05	901 351,27
затраты на ТОиТР	104 185,60	113 953,00	201 859,60
затраты на топливо	10 633 350,00	6 272 518,31	5 637 747,96
затраты на мочевину	1 450 187,72	-	725 093,86
Экологический ущерб, руб.	860 917,84	1 560 551,85	514 100,06
Суммарные затраты с учетом ущерба, руб.	13 882 222,56	8 642 745,20	7 980 152,75
Эколого-экономический эффект, руб.			
дизель-газовый двигатель	-	5 239 477,36	-
дизель-газодизель	-	-	5 902 069,81
газовый двигатель-газодизель	-	-	662 592,45

В результате проведенной оценки можно отметить, что в целом за ПЖЦ, при сравнении двигателя, работающего по газодизельному циклу с дизелем, получен положительный эколого-экономический эффект в размере 5,9 млн. руб. А при сравнении газового двигателя с дизелем - 5,24 млн. руб. Такой результат можно объяснить более низкими затратами на топливо (ПГ). Несмотря на то, что газодизель энергоэффективнее, он дороже в производстве.При сравнении газодизеля и газового двигателя эффект составилоколо 662 тыс. руб.

Таким образом, полученные результаты позволяют рассматривать двигатель, работающий по газодизельному циклу на природном газе с запальной порцией дизельного топлива, в качестве наиболее перспективного решения в плане снижения выбросов загрязняющих веществ и снижения затрат на реализацию полного жизненного цикла.

Список использованной литературы

1. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2011. — 40 с.

2. Лукшо В.А., Теренченко А.С., Филипосянц Т.Р., Корнилов Г.С., Миронов М.В. Газодизели НАМИ // «Автомобильная промышленность», 2013, № 10, с. 18-20

3. Лукшо В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска: Автореф. дис. на соискание уч. степени д-ра техн. наук. - Москва: ФГУП «НАМИ», 2015. - 42 с.

4. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобилей в полном жизненном цикле. — М.: Изд-во НАМИ, 2001. — 248 с.

5. Каменев В.Ф., Шатров М.Г., Теренченко А.С., Карпухин К.Е. Тепловые двигатели установок электро- и теплоснабжения, использующие биотоплива. Учебное пособие. М.: МАДИ 2014г., 92с.

6. Luksho V.A., Kozlov A.V., Panchishniy V.I., Terenchenko A.S. Development of a Complex Catalytic Conversion System for Internal Combustion Engines Fueled with Natural Gas. Modern Applied Science, 2015, Vol. 9, No. 8.

7. Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtichian J.G., Karpukhin K.E. Technical and economic analysis pollutant emissions reduction technologies. Biosciences Biotechnology Research Asia, 2015, Vol. 12 (2), p. 1867-1872.

8. Panchishny V.I., Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Karpukhin K.E. The problem of toxicity of gas engines and their solutions. Biosciences Biotechnology Research Asia, 2015, Vol. 12 (Spl. Edn. 2), p. 217-224.

9. Вершков Л.В., Грошев В.Л., Гаврилов В.В. и др. Временная методика определения предотвращенного экологического ущерба / М. – 1999. – 68 с.

10. Козлов А.В., Теренченко А.С., Миренкова Е.А., Ветошников А.Г. Использование природного газа в качестве топлива как способ повышения энергоэффективности ДВС/ М. - 2016. - С. 220-228.

УДК 629.03

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИБРИДНЫХ И ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В СЛОЖНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

С.В. Бахмутов, К.Е. Карпухин, А.С. Теренченко, А.А. Шорин

Аннотация. *В научной статье рассматриваются особенности конструкции и эксплуатации гибридных и электрических транспортных средств в сложных климатических условиях. Показаны перспективы развития гибридного и электромобильного автотранспорта в Российской Федерации. Рассматриваются основные направления исследований и разработок, связанных с системой Range Extender. Показаны основные этапы конструирования и испытаний отечественного электромобиля с системой Range Extender с системой накопления и хранения электрической энергии и инновационной системой термостатирования.*

Ключевые слова: электромобиль, *Range Extender, система накопления и хранения электрической энергии, система термостатирования, тяговая батарея.*

Бахмутов Сергей Васильевич, д.т.н., проф., зам. генерального директора, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2

Карпухин Кирилл Евгеньевич, к.т.н., доц., начальник управления «КЭУ», ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: K.Karpukhin@nami.ru, тел.: +7-916-940-00-06

Теренченко Алексей Станиславович, к.т.н., доц., директор центра, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2

Шорин Александр Алексеевич, к.т.н., старший эксперт, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2

Энергоэффективность транспортных средств становится основным трендом в современном автомобилестроении. Во многих развитых странах реализуются государственные программы по развитию экологически чистого и энергоэффективного транспорта. Данные мероприятия проводятся из-за потребности потребителей в энергоэффективных и экологически чистых автомобилях. Как правило, такие автомобили используют электрический привод. По прогнозам Европейской комиссии по транспорту к 2020 году в Европе 7 % пассажирского и легкого коммерческого транспорта будет с электрическим приводом, а к 2030 году эта цифра увеличится до 31 %. Тенденция увеличения парка гибридных и электрических транспортных средств определяет и расширение географических зон их эксплуатации, включая и северные зоны с их низкими температурами и долгими зимами[1, 2, 3].

Электромобильный транспорт неотъемлемо входит в нашу жизнь, однако он имеет несколько существенных недостатков, таких как, ограниченный пробег на одной зарядке, отсутствие широко развитой инфраструктуры зарядных станций, сложности при эксплуатации в условиях отрицательных температур и др. Данные недостатки замедляют его продвижение на мировых рынках, особенно в странах со сложным климатом и большими расстояниями между городами. Российская Федерация является страной с холодным климатом, превалирующим на большинстве территорий: среднегодовые температуры в северных и центральных регионах находятся в диапазоне 0...-22^{o}C, что можно видеть на температурной карте, представленной на рисунке 1. При этом электрическое транспортное средство должно эксплуатироваться во всем температурном диапазоне региона, где оно используется, при этом критическим фактором являются наименьшие температуры. Среднесуточная зимняя температура в городах России составляет: Краснодар -2^{0}C, Москва -6^{0}C, Иркутск -23^{0}C. При этом в Москве зимняя температура может быть ниже -30^{0}C, а в Иркутске – ниже -

50^0C (Рис. 2). Литий-ионные аккумуляторные системы могут работать в достаточно широком диапазоне температур, но есть экстремумы, о которых стоит помнить все время, особенно в странах с холодным климатом и множеством часовых поясов, как, например, Россия.

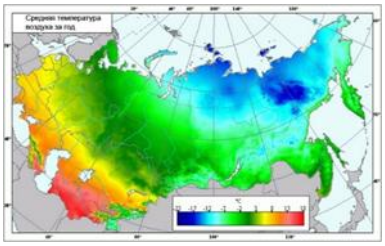


Рис. 1. Карта среднегодовых температур воздуха в РФ

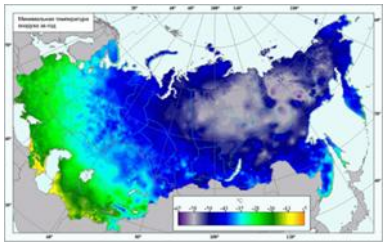


Рис. 2. Карта минимальных годовых температур в РФ

В северных регионах России годовая длительность периода отрицательных температур может достигать 250-270 дней. Электромобили и автомобили с комбинированной энергоустановкой (КЭУ) не обладают возможностями термостатирования тяговых батарей, обеспечивающими их нормальное функционирование в таких температурных условиях, что крайне неблагоприятно сказывается на долговечности тяговых батарей.

Для примера, в инструкции по эксплуатации электромобиля Tesla Model S указывается, что для сохранения ресурса аккумуляторной батареи необходимо выполнять следующие условия: тяговую батарею электромобиля следует держать исключительно при плюсовой температуре; избегать простоев не заведенного автомобиля (более 30 минут) на морозе; не эксплуатировать электромобиль при температурах ниже -15^0C; необходимо прогревать электромобиль после долгого простоя на морозе при подключении к сети, а не от батареи. Это определяет актуальность изучения свойств аккумуляторных систем, входящих в состав транспортных средств на электротяге, при отрицательных температурах.

Современные аккумуляторные системы гибридных транспортных средств и электромобилей конструируются, как правило, на базе литий – ионный аккумуляторов различных типов электрохимических систем. Отрицательной потребительской характеристикой всех литиевых аккумуляторов является то, что они весьма плохо приспособлены к минусовым температурам. Как правило, они допускают разряд при температуре не ниже -10…-20°C (с уменьшением емкости и отдаваемого тока), а заряд – только при положительной температуре.

Тяговые батареи страдают от холода по причине того, что электролит, который является проводящим веществом электрического аккумулятора и обеспечивает электропередачу между положительным и отрицательным электродами, в холодную погоду густеет, и электрохимические процессы в батарее протекают медленнее. Плохая проводимость электролита увеличивает внутреннее сопротивление батарейной системы, которая выдает

гораздо меньше энергии на выходе. Литий-ионные аккумуляторы достаточно хорошо заряжаются при низких плюсовых температурах, а также, могут быть поставлены на быстрый заряд при диапазоне температур от +5 до +45°С. Процессы заряда и разряда хорошо протекают при высоких допустимых температурах (до +45°С), но при этом уменьшается долговечность аккумулятора.

При температуре ниже +5°С ток зарядки необходимо понизить. Заряд недопустим, при температуре ниже 0°С, в этом случае внешних изменений не наблюдается, но химические процессы необходимые для корректной работы аккумулятора будут нарушены, что может привести к перманентному повреждению аккумулятора. Во время зарядки при такой температуре, частицы металлического лития могут оседать на аноде. Это покрытие из осевшего лития не пропадет при циклах заряда/разряда. Аккумуляторы с таким покрытием становятся менее отказоустойчивыми и могут потерять работоспособность при вибрациях. [4, 5, 6, 7].

В мире разработано и запатентовано достаточно большое количество технических решений, касающихся систем контроля и стабилизации теплового состояния тяговых батарей, имеющие в своем составе элементы нагрева и охлаждения. В подобных устройствах используются в основном жидкостные системы термостатирования. Их недостатки заключаются в конструктивной сложности. Кроме того, существует аварийная возможность попадания рабочей жидкости в полость аккумуляторного контейнера.

Реже используются воздушные системы рассматриваемого назначения. Их конструкция практически не отличается от жидкостных систем. При этом воздушные системы можно считать более перспективными, так как большая теплоемкость охлаждающей жидкости в сравнении с воздухом в данном случае теряет свою актуальность, учитывая относительно малые величины энергетических потоков на единицу объема, при термостатировании аккумуляторной батареи.

Последнее время широко, особенно в Китае, ведутся разработки, использующие в качестве рабочих элементов термостатирования термоэлектрические преобразователи типа элементов Пельтье. Подобные устройства позволяют упростить конструкцию аккумуляторной батареи и имеют более высокие энергетические характеристики.

Как уже упоминалось, одним из ключевых недостатков, препятствующий повсеместному использованию электромобилей является ограниченный диапазон их действия. Существующую проблему трудно решить увеличением ёмкости аккумуляторной батареи, так как это приводит к удорожаю транспортного средства(ТС) и увеличению массы, что, в свою очередь, увеличивает расход энергии на преодоление сил сопротивления движению. К тому же большой аккумулятор имеет продолжительное время заряда(до 7-8 часов). Данные недостатки, наложенные на климатические особенности нашей страны, обостряют проблемы, препятствующие популяризации электромобильного транспорта.

На дорогахЦентра испытаний «НАМИ» проводились испытания электромобиля Nissan Leaf (Япония) [8]. Целью экспериментальных исследований было определение влияния погодных условий на запас хода электромобиля Nissan Leaf. (по данным производителя продолжительность пробега на одном заряде электромобиля Nissan Leaf составляет 160 км).На снижение запаса хода электромобиля влияют следующие факторы: температура окружающей среды и дорожные условия. Результаты исследований показали, что понижение температуры окружающей среды от +25 °С до -7°С вызывает уменьшение запаса хода на 9% и на 44% соответственно при выключенных и включенных внутреннихпотребителях энергии. При движении по рыхлому снегу запас хода на 14% меньше, чем при движении по сухому асфальту. Немаловажный фактор, влияющий на снижение пробега, это повышенноепотребление энергии в зимний период эксплуатации, обусловленное необходимостью отопления пассажирского пространства, а также увеличениедлительности освещения из-за непродолжительного светового дня. По данным испытаний при включенных потребителях и при отрицательных температурах – запас хода электромобилей составляет не более 50 км. Приведённые ниже диаграммы (Рис.3, 4) демонстрируют наличие зависимости запаса хода от температуры окружающего воздуха, но в ещё большей степени расход энергии зависит от количества включённых потребителей (системы отопления, освещения и др.), обеспечивающих комфортное и безопасное движение.

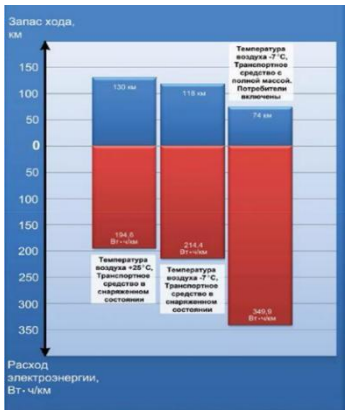


Рис. 3. Влияние температуры окружающего воздуха и потребителей на запас хода и расход энергии

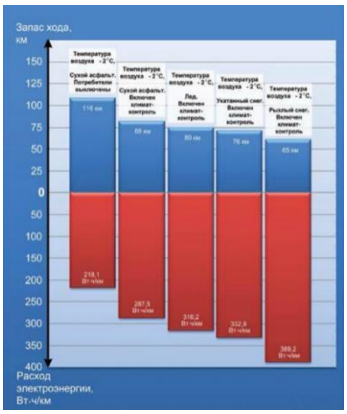


Рис. 4. Влияние состояния дорожного покрытия на запас хода и расход энергии

Анализируя результаты, полученные специалистами Центра Испытаний «НАМИ», можно выявить следующее: выпускаемый и продаваемый электромобильный транспорт в России не в полной мере удовлетворяет условиям эксплуатации; требуется существенное увеличение автономности электромобильного транспорта.

Ведущие мировые автопроизводители и иследовательские организации автомобильной промышленности, зная об этих проблемах, делают упор на

создание различных систем комбинированных энергоустановок, и повышение энергоэффективности существующих КЭУ, улучшение алгоритмов управления.

Специалистами ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» был разработан экспериментальный образец электромобиля с системой RangeExtender и инновационной системой термостатирования (Рис. 5) [9, 10]. В качестве комбинированной энергоустановки на данном транспортном средстве использована двигатель-генераторная установка для увеличения запаса хода электрического транспортного средства, не имеющая жесткой кинематической связи с ведущей осью транспортного средства, в мировой практике известная под названием Range Extender.

Рис. 5. Внешний вид электромобиля с системой Range Extender

Для транспортного средства с Range Extender была разработана система накопления и хранения электрической энергии с инновационной системой термостатирования(1 – корпус; 2 – литий-ионная ячейка; 3 – соединительная пластина; 4 – вентилятор; 5 – элемент Пельтье), (Рис.6, 7).

Рис. 6. Система накопления и хранения электрической энергии с системой термостатирования

Рис. 7. Общий вид подкапотного пространства с разработанной системой накопления и хранения электрической энергии

Система термостатирования состоит из 26 аккумуляторных ячеек, размещенных в герметичном контейнере. Контейнер имеет внутреннее теплоизоляционное покрытие и встроенное устройство термостатирования, построенное на двух термоэлектрических преобразователях Пельтье и двух вентиляторах SPAL. Система термостатирования запитывается от бортового аккумулятора напряжением 12 В. В случае повышения температуры в

аккумуляторной батарее выше $+20^0$C, на блок включения подается управляющий сигнал $U_{ВКЛ}$. Сигнал $U_{\pm}$ отсутствует. Включаются вентилятор и элемент Пельтье работает в режиме охлаждения. Включение продолжается до понижения температуры ниже $+20^0$C. Если в условиях низких внешних температур температура аккумуляторной батареи понизится ниже $+10^0$C, блоком управления батареей формируются сигналы $U_{ВКЛ}$; $U_{\pm}$ и элемент Пельтье включается в режим нагрева. Достоинством элемента Пельтье является небольшие размеры, отсутствие каких-либо движущихся частей, а также газов и жидкостей. При обращении направления тока, возможно, как охлаждение, так и нагревание — это даёт возможность термостатирования при температуре окружающей среды как выше, так и ниже температуры термостатирования. Были проведены аэродинамический и тепловые расчеты системы термостатирования. Это позволило найти оптимальную компоновку аккумуляторного модуля. Задачи аэродинамического расчета решались с применением комплекса программ, позволяющим провести твердотельное моделирование, а также интегрирование движения потока воздуха методом конечных элементов. На рисунке 9 видно, как потоки воздуха, вблизи вентиляторов, распределяются без значительных завихрений, что сводит к минимуму эффект помпажа.

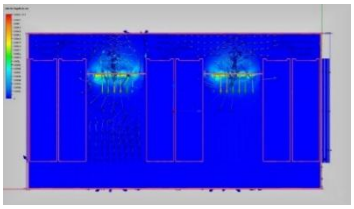


Рис. 9. Визуализация потока воздуха вблизи вентиляторов

Летом 2016г. электромобиль с системой Range Extender прошел комплексные испытания в Центре испытаний «НАМИ» (Рис. 10, 11).

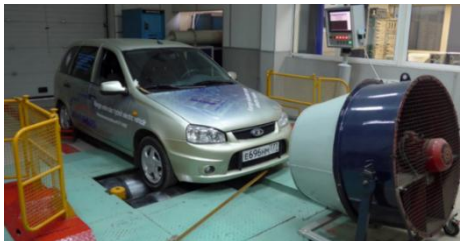


Рис. 10. Фрагмент стендовых испытаний

Рис. 11. Фрагмент испытаний в термокамере

Основные результаты комплексных испытаний:
– максимальная скорость ТС в электрорежиме 134 км/ч;
– рекуперативное торможение со скорости не менее 40 км/час;

– выбросы вредных веществ ТС соответствуют экологическому классу 5 (Правила ЕЭК ООН №83-06);

–снижение расхода топлива на 12...14 % по сравнению с существующими аналогами транспортных средств с КЭУ;

- энергоемкость тяговой батареи 23 кВт/час;

- номинальное напряжение тяговой батареи 305 В;

- система термостатирования обеспечивает работу в диапазоне температур в пределах +12…+18^{0}С при внешней температуре -40…+50^{0}С.

Заключение

1. Заявляемые изготовителями электротранспорта эксплуатационные показатели, в частности запас хода и необходимое время зарядки батареи, зачастую ориентированы не на страны с отрицательными температурами, а на среднеевропейскую климатическую зону, превосходную дорожную и зарядную инфраструктуру и качественную работу коммунальных служб.

2. Результаты проведенного исследования позволяют сформулировать основные аспекты обеспечения эффективного функционирования аккумуляторных систем гибридных автомобилей и электромобилей в условиях отрицательных температур, так эксплуатация не защищенных от температур внешней среды ниже +5^{0}С аккумуляторных систем не желательна, как приводящая к ускоренной деградации аккумуляторов.

3. Автомобили, имеющие в своем составе теплоизолированные аккумуляторные системы, допускается оставлять при отрицательных внешних температурах на ограниченное время, уменьшающееся с понижением температуры.

4. При реализации независимого подогрева аккумуляторной системы, например, с использованием термоэлектрических преобразователей Пельтье, суточная потребляемая мощность составит при -30^{0}С не менее 1.6 кВт·ч. Поэтому, если время длительной стоянки не известно, гибридные и электрические транспортные средства необходимо подключать к стационарным электросетям или в гибридных автомобилях обеспечить периодический автозапуск для прогрева ДВС и подзарядки батареи.

5. Разработанная система термостатирования предназначена для электротранспорта,эксплуатирующегося в сложных климатических условиях. Практическое применение разработанного принципа термостатирования позволяет обеспечить работу аккумуляторной батареи в наиболее благоприятном температурном диапазоне 20÷30^{0}С, что, в свою очередь, обеспечивает увеличение ресурса эксплуатации батареи не менее чем на 10÷20%. Разработанная система термостатирования позволит обеспечивать температуру эксплуатации в пределах – 40 + 50 ^{0}С.

Список использованной литературы:

1. JohnM. Miller. Propulsion systems for hybrid vehicles. 2nd Edition. UK. 2010. – p.593.

2. Encyclopedia of Automotive Engineering, Online © 2014 John Wiley & Sons, Ltd. – p.2696.

3. Implementing Agreement for Co-operation on Hybrid and Electric Vehicle Technologies and Programmes. Hybrid and Electric Vehicles. The Electric Drive Delivers (2015).

4. Pesaran A. (2001). Battery Thermal Management in EVs and HEVs: Issues and Solutions. National Renewable Energy Laboratory. 1617 Cole Blvd. Golden, Colorado 80401. Advanced Automotive Battery Conference. LasVegas.

5. БарзуковС.Н., ГуськовА.В., ЗиновьевЕ.В., ШигановД.А., ШоринА.А., ЭйдиновА.А.
Накопителиэлектрическойэнергиидляавтотранспортныхсредствскомбинированнымиэнергоустановками. Труды НАМИ. 2013. № 252. – с. 62-80.

6. Курмаев Р.Х., Теренченко А.С, Карпухин К.Е., Стручков В.С., Зиновьев Е.В.. Способы поддержания требуемой температуры аккумуляторных высоковольтных батарей электромобилей и автомобилей с комбинированными энергоустановками. Вестник машиностроения № 6, 2015г. – с. 52-55.

7. Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Каменев В.Ф., Фомин В.М.,Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Артемов А.А. Разработкка автомобилей с гибридной силовой установкой, работающей на водородных видах топлива. Труды «НАМИ» № 242, М. 2009, с. 26-66.

8. Морозов С.А., Семенихина И.К., Коробов Д.Г. Быть или не быть? Особенности эксплуатации электромобиля в зимний период. Журнал ААИ. №4 (81), М. 2013, с. 15-16.

9. BakhmutovS.V., KarpukhinK.E., TerenchenkoA.S., KurmaevR.H., KondrashovV.N., Sklyarinskii S.F.Productionoftheelectric vehicle experimental prototype with the Range extender. Biosciences biotech-nology research Asia, Vol. 12 (Spl. Edn.), 2015. pp. 533-538.

10. Бахмутов С.В., Гайсин С.В., Карпухин К.Е., Теренченко А.С., КурмаевР.Х., ЗиновьевЕ.В. Способ повышения энергоэффективности электромобильного транспорта. Журнал Автомобильных инженеров № 4 (93), Москва, 2015г. с. 4 – 10.

УДК 629.113

УПРАВЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫМИ РАСХОДАМИ В КУЗОВНОМ РЕМОНТЕ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.С. Босенко, С.В. Хмельницкий

Аннотация. *В статье проанализирована существующая ситуация в сфере малярно-кузовного ремонта, приведены приемы повышения загрузки малярно-кузовного цеха, представлены основные направления по снижению стоимости работ, поставлены задачи по созданию нескольких пакетов лакокрасочных материалов в соответствие с их качественными характеристиками и ценовым сегментом.*

Ключевые слова: *малярно-кузовные работы, снижение стоимости, лакокрасочные материалы.*

Хмельницкий Сергей Владимирович, канд. техн.наук, старший преподавателькафедры «Транспорт», ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79/10, E-mail: office@sfu-kras.ru, тел./факс: +7 (391) 244-86-25

Босенко Андрей Сергеевич, магистрант кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79/10, E-mail: office@sfu-kras.ru, тел./факс: +7 (391) 244-86-25

В России количество ДТП остается стабильно высоким долгие годы. Сейчас после ДТП владельцы автомобилей получают выплаты по автостраховке. Выплат не всегда достаточно на полное восстановление автомобиля. Кроме того, автовладельцы стремятся сэкономить, ограничиваясь самыми необходимыми ремонтными работами. Особенно сильно после начала кризиса снизилась загрузка малярно-кузовных цехов, поскольку малярно-кузовной ремонт многие автовладельцы производят лишь тогда, когда эксплуатация автомобиля становится невозможной.

Основными факторами для автовладельца при выборе автосервиса для ремонта являются стоимость работ, доверие при ремонте, его скорость и гарантия на выполненные работы. Поэтому для того, чтобы выиграть борьбу за клиента и загрузить малярно-кузовной цех работой, необходимо уменьшить стоимость ремонта, не потеряв высокое качество работ. [1]

При замене страховых выплат ремонтом проблема остается. Только теперь экономия на стоимости ремонта будет наиболее важна для автосервиса, тогда как автовладелец вправе требовать соблюдения стандартов качества при ремонте его автомобиля.

Повышение загрузки малярно-кузовного цеха возможно осуществить с помощью определенных приемов, показанных **на рис. 1**.[3]

Рис. 1. Повышение загрузки малярно-кузовного цеха

Прежде всего, это сервис, ориентированный на клиента. Автовладелец не просто доставляет автомобиль в автосервис после ДТП и потом забирает его после ремонта. Автовладелец должен понимать детали предстоящего ремонта, он имеет право принимать решения о том, готов ли он экономить при ремонте своего автомобиля и на чем именно. Другими словами, автовладелец должен иметь право выбора. И этот выбор должен быть осознанным. Другой составляющей повышения качества сервиса является повышение квалификации работников автосервиса, включающее в себя обучение новым технологиям и приемам работы.

Важным способом привлечения клиентов являются кросс-продажи, когда автовладельцам предлагают дополнительные товары и услуги, которые могут не иметь прямого отношения к автомобилю, но учитывают потребности автовладельцев.

Кросс-продажи более эффективны в комплексных СТО, где есть различные цеха: цех техобслуживания, ремонта, малярно-кузовной и т.д.Речь идет, к примеру, о сезонном хранении колес, помощи на дороге, предложении подменного автомобиля, продаже дополнительного оборудования и аксессуаров, предоставлении финансово-автомобильных услуг (оформлении страховки, кредитов) и т.д.[2].

Непосредственные затраты на выполнениеремонтных малярно-кузовных работ складываются из стоимости произведенных работ, стоимости запасных частей и стоимости лакокрасочных материалов.

После существенного снижения курса рубля себестоимость запчастей, лакокрасочных и расходных материалов значительно повысилась. Поэтому в автосервисах прослеживается тенденция восстанавливать детали, а не заменять их на новые в том случае, когда восстановление дешевле замены. Например, восстанавливают сквозные повреждения пластиковых деталей, ремонтируют стекла и т.д. Локальный ремонт и покраска одной детали тоже стоят дешевле.

При невозможности восстановления детали часто меняют на неоригинальные или бывшие в употреблении, в чем большую помощь

оказывают онлайн каталоги. Кроме того, автосалоны смещают основную прибыль на прибыль от выполнения ремонтных работ, а не на продажу запчастей.

Существенно увеличившаяся стоимость лакокрасочных материалов также стала занимать гораздо большую часть в затратах на ремонт автомобиля. Сокращение доли затрат ЛКМ в общих затратах малярно-кузовного цеха можно добиться двумя способами. Это переход на бюджетные материалы и повышение эффективности учета и списания ЛКМ.

Основные направления по снижению стоимости малярно-кузовных работ представлены **на рис. 2**.

Переход на бюджетные материалы обычно осуществляется в два этапа. На первом этапе сотрудники автосервиса оценивают эффективность применения новых материалов. Они замеряют расход ЛКМ на единицу окрашиваемой поверхности; время окраски и уровень качества ремонта. Качество должно соответствовать стандартам. При удовлетворительном результате принимается решение об использовании нового материала.

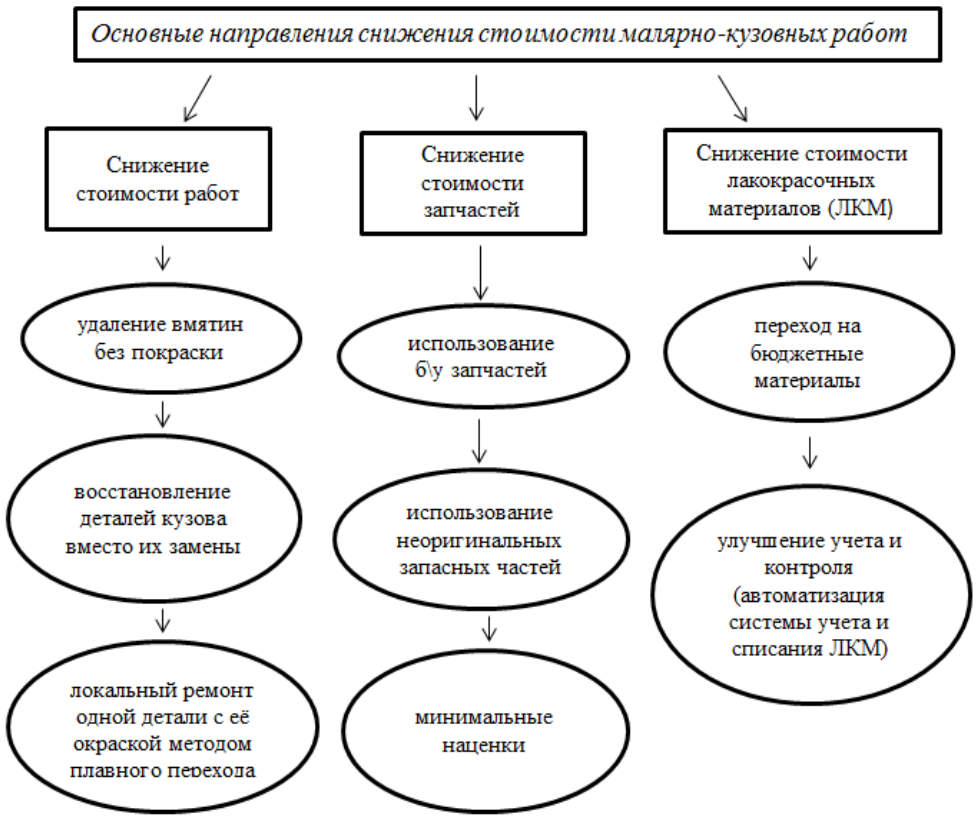


Рис. 2. Направления по снижению стоимости малярно-кузовных работ

На втором этапе сотрудники автосервиса оценивают качество поддержки поставщика новых лакокрасочных материалов. Вначале оценивается эффективность технологической поддержки, которая включает обучение исполнителей работе с новыми ЛКМ и ответы на все возникающие в процессе работы вопросы. Затем оценке подвергается консультационная

поддержка. При грамотной технологической и консультационной поддержке новые ЛКМ занимают ниши рынка, которые ранее принадлежали материалам премиум-сегмента.

Сегодня конкуренция на рынке ЛКМ высока, все время появляются новые материалы, меняются технологии их использования. Каждый производитель заявляет о высоком качестве и надежности своей продукции. Требуется независимая оценка их качества и сравнительный анализ по основным характеристикам: стойкость к атмосферным воздействиям, цвет, блеск, прочность и т.д. [4]

Приоритетным направлением развития кузовного производства является создание нескольких пакетов лакокрасочных материалов в соответствие с их качественными характеристиками и ценовым сегментом.

К примеру, автосервис, может предложить автовладельцу несколько пакетов услуг на выбор. Эти пакеты должны составляться, исходя из стоимости и качества материалов. Например, материалы, включенные в пакет, можно описать как «недорогие с небольшой гарантией», «средней стоимости с более длительной гарантией» или «дорогие материалы с максимальной гарантией». Гарантия определяется качеством используемых материалов. «Пакеты» обычно хорошо продаются, особенно тем клиентам, которые ценят свое время и не жалеют денег на качественное обслуживание автомобиля.

Проанализировав основные тенденции развития рынка кузовного ремонта можно выделить ряд задач, требующих решения:

- выявить наиболее значимый перечень пакетов услуг;
- разработать методику прогнозирования ресурса ЛКП;
- сформировать принцип назначения оптимального срока гарантии на кузовной ремонт;
- предложить алгоритм взаимодействия с клиентом.

Решение такого рода задачпозволит выработать ключевые конкурентные преимущества крупных предприятий автомобильного сервиса за счет привлечения новых клиентов и повышения лояльности уже существующих.

Список использованной литературы:

1. Головко, А.Б. Формирование и статистическая оценка показателей качества услуг автосервиса :автореферат дис. ... канд.техн. наук / А.Б. Головко. – Москва, 2010. – 15 с.

2. Калинин, М. А.Малярно-кузовное программирование / М.А. Калинин // Правильный автосервис. – 2015. – №127. – с. 39– 42

3. Соболевский, А. В. Кто виноват, и что делать / А.В. Соболевский // Кузов. – 2016. – №54. – с. 15– 17

4. Толмачев, И.А., Пиасто и др. Ремонтная окраска автомобилей /И.А. Толмачев. – Спб.: Химия, 1992 г. – 124 с.

УДК 629.113

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАПАСА АВТОМОБИЛЬНЫХ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ С УМЕРЕННЫМ СПРОСОМ

А.В. Авласенко, А.В. Зубова, В.М. Терских, В.Н. Катаргин

Аннотация. *В статье представлена методика определения оптимального количества автомобильных запасных частей, относящихся к группе В по АВС-классификации. При этом авторами предлагается относить к этой группе детали не только с соответствующей нормой расхода за определенный интервал времени, но и характерными признаками спроса на них. А именно, его однородностью — детали отпускаются каждому клиенту поштучно, т. е. полностью отсутствует оптовая реализация их со склада предприятия. Это позволяет использовать законы распределения случайных величин для определения количества затребованных из запасов деталей.*

Ключевые слова: *запасные части, управление запасами, склад, прогнозирование спроса.*

Терских Виктор Михайлович, канд. техн. наук, старший преподаватель, Сибирский федеральный университет, Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, пр-т Свободный, 79, E-mail: terskich_vm@mail.ru, тел.: +7(913)041-46-83

Катаргин Владимир Николаевич, канд. техн. наук, профессор, Сибирский федеральный университет, Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, пр-т Свободный, 79

Авласенко Алексей Викторович, магистрант, Сибирский федеральный университет, Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, пр-т Свободный, 79

Зубова Алена Владиславовна, студент, Сибирский федеральный университет, Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, пр-т Свободный, 79

Последние годы в России отмечается устойчивая тенденция роста автомобильного парка: ежегодно численность автомобилей возрастает на 3—6 %. Благодаря техническому прогрессу в стране постоянно растет рынок новых и подержанных автомобилей, что, в свою очередь, приводит к росту рынка услуг по продаже автомобильных запасных частей. У специалистов занятых в сфере управления складом автомобильных запасных частей остро стоит вопрос: какой ассортимент деталей, и в каком количестве необходимо хранить? Требуется найти «золотую середину» между издержками,

связанными с хранением запасных частей, и упущенной выгодой по причине их отсутствия на складе в нужный момент времени.

В большинстве случаев склады переполнены одними деталями при дефиците (отсутствии) других. Это происходит по вине низко квалифицированных работников и ввиду крайней сложности, поставленной перед ними задачи. Так же на практике зачастую отсутствуют научно обоснованные эффективные методики и рекомендации по управлению складом автомобильных запасных частей.

Классически выделяют три группы запасов:

- группа А — приносит максимальную прибыль компании. Они характеризуются повышенным спросом и составляют в среднем 80 % оборота компании и 20 % наименований от всего хранимого ассортимента. Предприятие будет нести большие потери при снижении эффективности управления данной группой запасных частей, следовательно, группу А необходимо строго контролировать;

- группа В — группа запасных частей, пользующихся пониженным спросом. Составляют примерно 15 % оборота компании и гораздо сложнее поддаются прогнозированию спроса по сравнению с группой А;

- группа С — группа приносит компании наименьшую выручку. Обычно запасные части группы С тянут предприятие вниз и не приносят существенного дохода. При анализе данной группы необходимо быть очень внимательным, включая позиции из данного списка в перечень хранимых на складе деталей.

Позиции номенклатуры автомобильных запасных частей, относящиеся к группе А, имеют стабильный спрос и достаточно большой объем статистических данных продаж чтобы точно планировать их запасы на перспективу. На запасные части групп В и С спрос имеет более стохастический характер, что затрудняет его прогнозирование.

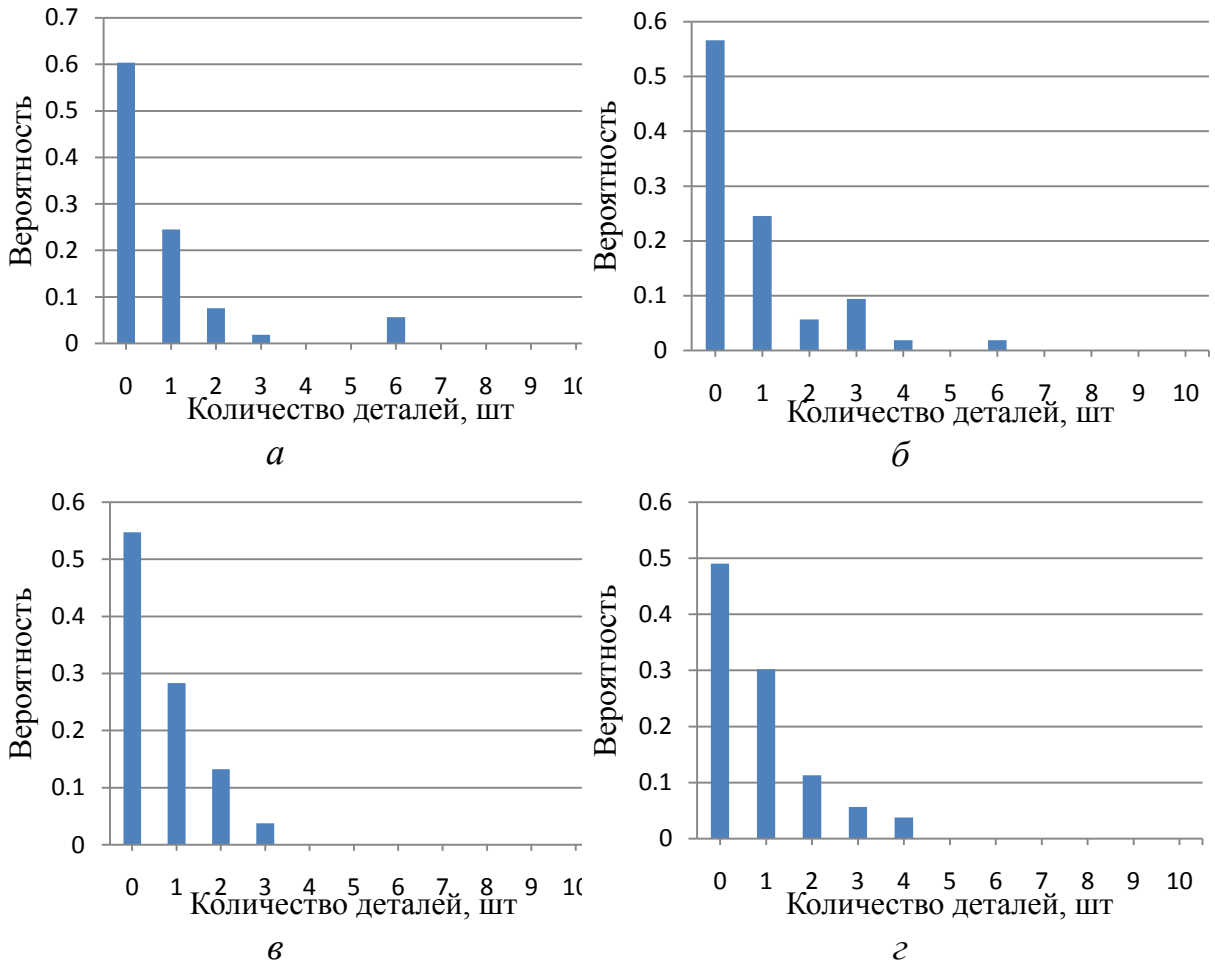
На сегодняшний день существует множество научных работ по повышению эффективности работы предприятий, обслуживающих и эксплуатирующих АТС на основе минимизации затрат, связанных с хранением запасных частей на складе и снижения их дефицита. В работах [1, 2] выявлены закономерности и особенности формирования потребности в запасных частях, относящихся к группе А. В данной статье мы рассмотрим подход к управлению категориями запасов группы В — автомобильными запасными частями невысокого потребительского спроса.

В качестве примера, за исходные данные были взяты отчеты о реализации запасных частей предприятия г. Красноярска ООО «Техавтоцентр» за 2015 год.

В результате АВС-анализа исходных данных эмпирическим методом (80 % — 15 % — 5 %), были выбраны позиции запасных частей, относящиеся ко второй группе (В). Для них были построены гистограммы распределения

количества затребованных деталей из запасов за неделю. Некоторые из них представлены на рис. 1.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что не всегда невысокий годовой спрос на детали является однородным. Так, например, на рис. 1 *а*, *б* гистограммы имеют по две ярко выраженные вершины, что свидетельствует о том, что потребность в данных автомобильных запасных частях, представляет собой смесь вероятностных распределений. Методика управления запасами для таких случаев подробно изложена в [3, 4].



а — диск ведомый ЕВРО-2 SACHS (Германия) 206 КПП 154; *б* — трубка отводящая от ТНВД к топливному фильтру ЕВРО-2; *в* — вал коленчатый ЕВРО-1 740.11,740.13; *г* — генератор 80 А.

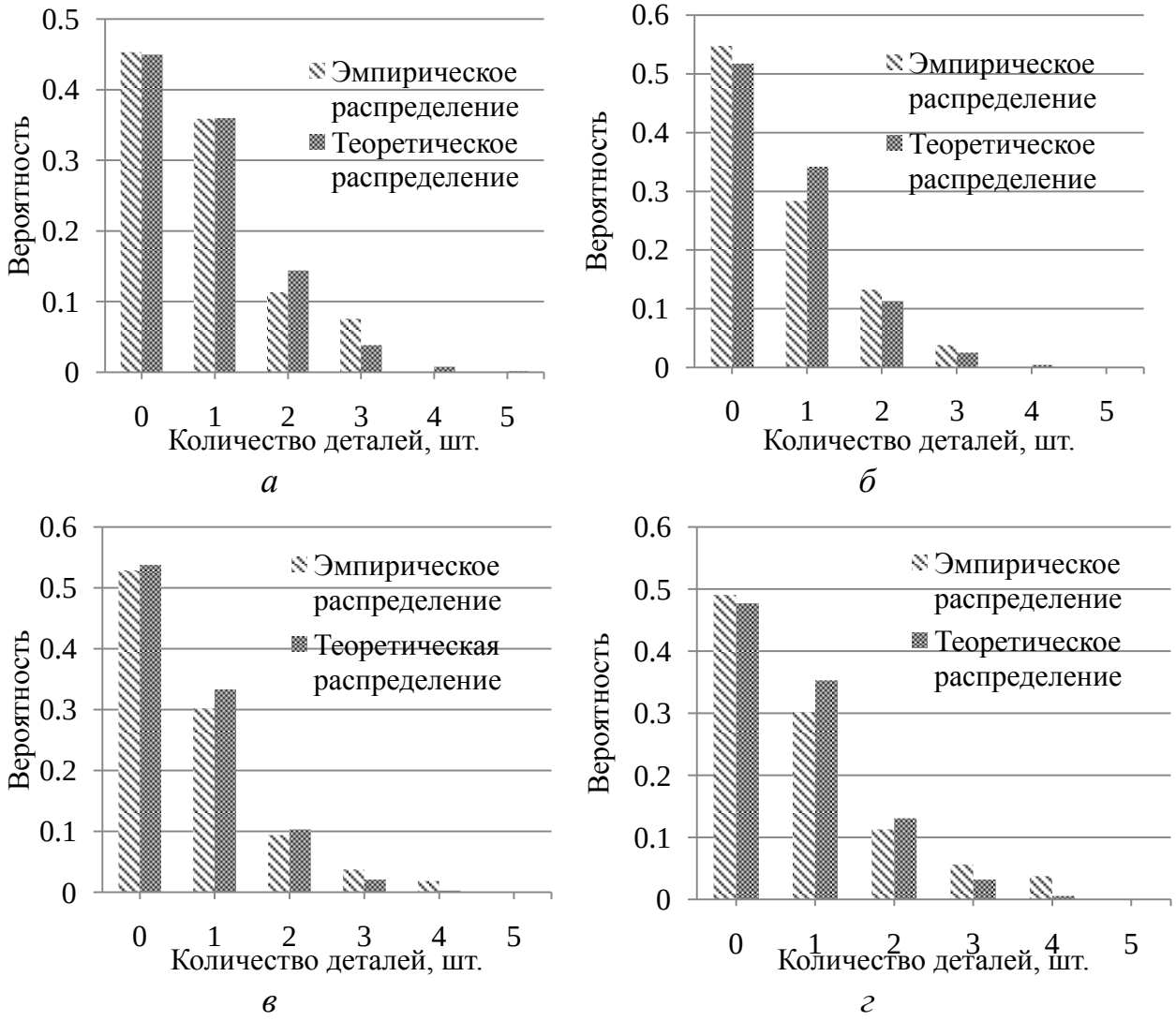
Рис. 1. Гистограммы распределения количества затребованных деталей из запасов за неделю

В то же время, детали с несколько более высокой среднегодовой потребностью, как видно из рис. 1 *в*, *г* имеют однородный спрос. Поэтому их количество, затребованное из запасов может хорошо согласоваться с одним из известных законов распределения случайных величин. Именно по

данному признаку авторами предлагается относить позиции номенклатуры запаса к группе В.

Далее для деталей группы В был выполнен подбор закона распределения — наиболее подходящими оказался закон Пуассона. Распределение Пуассона имеет один параметр, обозначаемый символом λ – среднее число деталей, затребованных из запасов. Дисперсия распределения Пуассона также равна λ, а его стандартное отклонение равно $\sqrt{\lambda}$.

Частотное сравнение подобранных распределений и эмпирических представлено на рис. 2.



а — блок двигателя 740.11; *б* — вал коленчатый 740.11; *в* — шестерня привода промежуточного вала; *г* — генератор 80 А.

Рис. 2. Сравнение эмпирических и теоретических вероятностных распределений

Из теоретических распределений генерировался входной поток требований на запасные части в модели склад. Для принятия решения о

количестве хранимых автомобильных запасных частей на складе разыгрывались все возможные события. Если спрос оказывался меньше или равен количеству хранимых деталей, то предприятие получало доход в размере маржи от реализации данной детали [5], руб.

$$Д = n \cdot m \cdot C, \tag{1}$$

где n — спрос, шт.;
m —маржа, в долях от себестоимости;
C — себестоимость детали, руб.

Если спрос превышал количество хранимых деталей на складе, то предприятие получало доход от реализации имеющихся деталей и несло потери в виде упущенной выгоды, руб.

$$Д = n \cdot m \cdot C - У, \tag{2}$$

где $У$ — упущенная выгода, руб.:

$$У = (n - x) \cdot m \cdot C, \tag{3}$$

где x — количество хранимых деталей на складе, шт.

Таблица 1 — Оптимальное количество хранимых деталей на складе при различных значениях параметра спроса λ, доли маржи в отпускной стоимости деталей m и доли затрат на хранение запаса h

mm\	λ=0,1					λ=0,2					λ=0,3				
h	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*	*16*
0,1	1	1	1	1	1	2	2	1	1	1	2	2	2	2	2
0,15	1	1	1	1	1	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2
0,2	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
0,25	2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
0,3	2	2	1	1	1	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2
0,35	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	3	3	2	2	2
	λ=0,4					λ=0,5					λ=0,6				
	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
0,1	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	3	3	3	2	2
0,15	3	2	2	2	2	3	3	3	2	2	3	3	3	3	3
0,2	3	3	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
0,25	3	3	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
0,3	3	3	3	2	2	3	3	3	3	3	4	3	3	3	3
0,35	3	3	3	3	2	3	3	3	3	3	4	3	3	3	3

Окончание таблицы 1

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*	*16*
	λ=0,7					λ=0,8					λ=0,9				
	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
0,1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	3	3	3	3
0,15	3	3	3	3	3	4	3	3	3	3	4	4	4	3	3
0,2	4	3	3	3	3	4	4	3	3	3	4	4	4	4	3
0,25	4	3	3	3	3	4	4	4	3	3	4	4	4	4	4
0,3	4	4	3	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
0,35	4	4	4	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4

Предприятие также несло затраты на хранение запасных частей в размере, руб.

$$З = x \cdot h \cdot C, \tag{4}$$

где h — затраты на хранение запасных частей в долях от их себестоимости.

В конечном счете, прибыль предприятия определялась формуле, руб.

$$П = Д - З - У. \tag{5}$$

Исходя из извлечения предприятием максимальной прибыли, принималось решение о необходимом количестве хранимых деталей. В общем виде, для набора значений λ, m и h в интервалах соответственно [0,1;0,9], [0,1;0,35], [0,1;0,3] и с шагом 0,1, 0,05, 0,05 соответственно, результаты имитационного эксперимента представлены в таблице.

В представленной таблице хорошо прослеживается динамика увеличения необходимого запаса с ростом среднего значения спроса λ и доли маржи в отпускной стоимости деталей m, а так же при снижении доли затрат на хранение запаса h. Предложенные рекомендации по количеству хранимых деталей универсальны и подходят для всех деталей группы В, независимо от их ценовой категории.

Список использованной литературы:

1. Терских, В.М. Закономерности системы управления складом автомобильных запасных частей / В.М. Терских, В.Н. Катаргин, А.А. Сбитнева, Е.С. Михайлова // Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе». — 2017. — № 1. — С. 36—42.

2. Катаргин, В.Н. Оптимизация процессов управления складом автомобильных запасных частей / В.Н. Катаргин, В.М. Терских //

Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе». — 2014. — № 3. — С. 61—66.

3. Терских, В.М. Оценка спроса на автомобильные запасные части на основе модели смеси вероятностных распределений / В.М. Терских, В.Н. Катаргин // Вестник ИрГТУ. — 2014. — № 4. — С. 110—114.

4. Katargin V.N., Terskikh V.M. Technique of Creating an Automatic Control System to Control Stocks at the Official Automobile Dealers Enterprises. The proceedings of the 17th International Conference Transport Means 2013 contain selected papers from 6 sections: Automotive Transport, Aviation, Defense Technologies, Intellectualized Transport Systems, Railway Transport, Waterborne Transport. October 24–25, 2013. Kaunas University of Technology, Lithuani. P. 317–321.

5. Katargin V.N., Terskikh V.M. Improving the efficiency of maintenance and repair on enterprises official dealers using the automated system inventory management. Politechniki Krakowskiej: Technical transaction (Mechanics). — 2012. — Vol. 4, Issue 9. — P. 181—185.

УДК 629.113

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ДИСКРЕТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Д.С. Тесленко, В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин, В.С. Макаров

Аннотация. *Добыча полезных ископаемых с каждым годом становится труднее и дороже из-за исчерпания месторождений в близкорасположенных регионах. Задача освоения труднодоступных территорий, перебазирования персонала и оборудования сильно затруднена из-за сложных дорожно-климатических условий и значительно повышает стоимость извлекаемых из-под земли ресурсов. Кроме полного бездорожья для северных регионов России также затрудняет передвижение снег.Даже в европейской части нашей страны продолжительность залегания снежного покрова порой превышает 160 дней. Применение гусеничных машин далеко не всегда приемлемо по экологическим и экономическим причинам. Авиационный транспорт довольно дорог и сильно зависим от метеоусловий. Оптимальным решением в этих условиях было бы повышение подвижности автотранспортных средств (АТС), которые обладают достаточно высокой экономичностью, меньше повреждают дорожное покрытие и практически всепогодны. Решение данной задачи невозможно без достоверного математического моделирования взаимодействия АТС с деформируемым дорожным покрытием (снегом). В даннойстатье рассматриваются возможности дискретно-элементного метода*

моделирования взаимодействия корпуса АТС со снегом на примере простейших тел.

Ключевые слова: *дискретно-элементное моделирование, автотранспортные средства, снег, сопротивление движению.*

Тесленко Дмитрий Сергеевич, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". Г. Москва, ул. Автомоторная, 2

Беляков Владимир Викторович, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". Г. Москва, ул. Автомоторная, 2

Зезюлин Денис Владимирович, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". Г. Москва, ул. Автомоторная, 2

Макаров Владимир Сергеевич, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". Г. Москва, ул. Автомоторная, 2

Колотилин Владимир Сергеевич, ведущий конструктор, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ". Г. Москва, ул. Автомоторная, 2, E-mail: info@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00

До недавнего времени конечно-элементный метод (КЭМ) оставался фактически единственным способом высокоточного моделирования задач террамеханики [1]. Применительно к движению транспортных средств он позволяет, например, рассчитать напряжения в грунте при качении колеса [2]. Метод рассматривает грунт как сплошное, неделимое тело. При задании условия разрушения элементы, напряжения в которых превысили заданное значение, исключаются из пространства задачи.

Поэтому КЭМ неприменим для решения задач, связанных с переносом грунта после его разрушения – например, оптимизация конструкции ножа бульдозера с целью уменьшения затрат энергии. С развитием вычислительных мощностей и программных продуктов появилась возможность использовать дискретно-элементный метод (DEM, от англ. Discreteelementmethod)[3]. В нём грунт представляется как массив частиц, соединённых между собой связями. Изменяя массу, форму (она может отличаться от сферы), размер и характер связей между частицами, можно смоделировать практически любой грунт. Грунт может состоять из разных типов частиц, в этом случае характер взаимосвязи задаётся индивидуально для каждой пары частиц.

DEM очень требователен к вычислительным ресурсам, так как число взаимодействий, а, следовательно, и ресурсоёмкость расчёта возрастает квадратично с увеличением количества частиц.

DEM поддерживают специализированные расчётные пакеты, такие как AMBER, ChuteMaven (Hustrulid TechnologiesInc.),PFC2DиPFC3D, EDEM (DEM SolutionsLtd.) GROMOS 96, ELFEN, MIMES, PASSAGE®/DEM, Bulk Flow Analyst, Rocky. Также дискретно-элементное моделирование возможно в таких КЭМ- пакетах, как LS-Dyna [4].

Для решения задачи моделирования движения АТС в снегу была выбрана система EDEM, так как в настоящее время она активно развивается, имеет наглядный интерфейс, снабжена учебными материалами от компании-производителя. Немаловажно, что DEM Solutions Ltd. предоставляет академическую лицензию, которая была получена автором специально для данного исследования.

В системе EDEMсуществует возможность отдельного задания свойств взаимодействия для каждой пары материалов. Минимальный набор взаимодействий – между телом и грунтом («body-equipment»), а также между частицами грунта («bulk-bulk»).

При этом характеристики взаимодействия внутри материала (грунта) независимо задаются на нескольких «уровнях» (рис. 1). Уровень материала в целом описывает прочностные характеристики до момента разрушения. Уровень свойств частиц задаёт их массогабаритные параметры, что важно для скорости обсчёта симуляции – чем меньше габариты отдельных частиц и чем выше их число, тем точнее модель, но и медленнее идёт расчёт симуляции. Также имеется возможность задавать случайное или же подчиняющееся определённому закону распределение частиц по массе, размеру.

Рис. 1. Карта свойств грунта вEDEM

Уровень взаимодействия между частицами представлен коэффициентами взаимодействия, описывающими характер связей (коэффициенты трения, упругости), а также наиболее важным для симуляции параметром – контактной моделью. В EDEM существует определённое количество контактных моделей, возможно выбрать одну из них либо скомбинировать несколько по определённым правилам.

Если ввод остальных значений для материала обычно не представляет сложности, то подбор наиболее подходящей для материала контактной модели – весьма сложная задача.

Основной моделью в EDEMявляется контактная модель по теории Герца-Миндлина без учёта скольжения [5], [6], [7], которая описывает сухие сыпучие материалы, такие как щебень.

Модель Герца-Миндлина без скольжения с RVD-трением качения (RelativeVelocityDependent, зависимое от относительной скорости) добавляет к предыдущей модели учёт трения качения[8]. Модель может применяться для таких материалов, как, например, тела качения подшипников.

Модель Герца-Миндлина с JKR (Johnson-Kendall-Roberts) склеиванием которая учитывает влияние ван-дер-ваальсовыхсил в контактной зоне и позволяет моделировать адгезионные системы, такие как сухие порошки или влажные материалы [9].

Модель Герца-Миндлина со склеиванием частиц позволяет учитывать связи между частицами, которые могут сопротивляться тангенциальному и нормальному движению вплоть до максимального нормального и касательного напряжения сдвига, после чего связь разрушается [10]. После этого частицы взаимодействуют как твердые сферы. Модель применяется для моделировании бетонных и скальных структур.

Нужно отметить, что среди всех рассмотренных выше моделей только модель без скольжениея и модель с JKR поддерживают возможность расчёта при помощи графического акселератора, что значительно повышает скорость расчёта. Остальные модели используют только процессорные мощности ПК.

Также вEDEM существуют контактные модели для модификации основных: модель когезии, линейная пружина, гистерезисная пружина[11].

Теория снежного покрова как полотна пути, разработанная в Нижегородской научно-практической школе транспортного снеговедения, представляет снежный покров как полислоистую, полизональную анизотропную дисперсную слоистую термодинамическую среду [12], образованную из вещества единой химической природы, но находящегося в разных агрегатных состояниях, и имеющего вязкоупругопластичный отклик на внешнее воздействие, изменяемый во времени [13]. С точки зрения реологии снег представляется как совокупность имеющих вязкоупругопластичные связи ледяных кристаллов [14].

Для описания напряжений, возникающих при деформации и разрушении снега, наиболее часто используются модели Максвелла, Кельвина-Фойгта и Бюргерса (рис. 2), в которых связи размещены в различных комбинациях. Модель Максвелла (рис. 2 а) состоит из последовательно соединённых упругого и вязкого элемента и применяется для моделирования начальной упругости и последующей вязкой деформации. Эта модель не описывает первую стадию ползучести снега. Модель Кельвина-Фойгта (рис. 2 б), наоборот, удовлетворительно описывает первую стадию ползучести с уменьшающейся со временем скоростью деформирования. Модель Бюргерса (рис. 2 в) является комбинацией двух предыдущих моделей, соединяющая их преимущества. Но практическое её использование затруднено из-за большого количества параметров. Для

длительной нагрузки, которой является движение АТС в снегу, рекомендуется применение моделей, учитывающих в первую очередь вязкие свойства снега и его способность к уплотнению [15]. Исходя из вышесказанного, среди моделей, предоставляемых EDEM, для моделирования снега наиболее подходят комплексная модель, состоящая из компонентов склеивания и гистерезисной пружины, а также модель Герца-Миндлина со склеиванием. Модель Герца-Миндлинас JKR (Johnson-Kendall-Roberts) склеиванием также представляется перспективной из-за её поддержки видеоакселератором, что может повысить скорость расчёта.

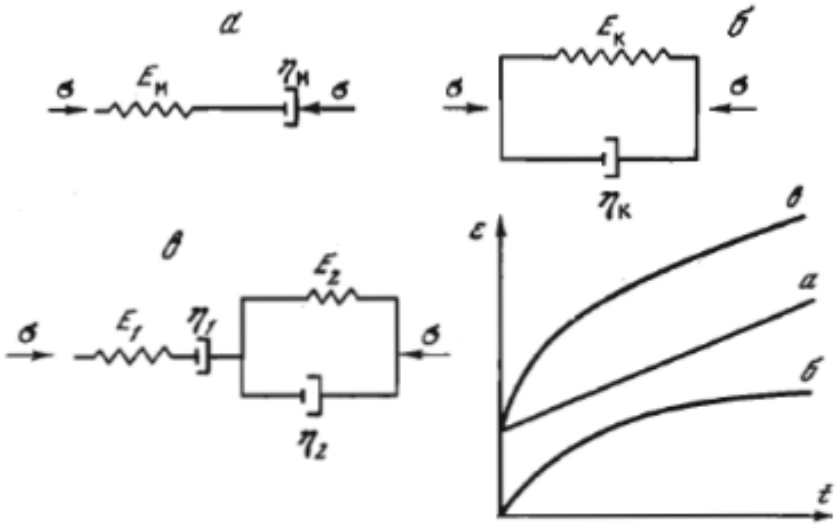


Рис. 2. Реологические модели снега

Вычислительная мощность современных компьютеров не позволяет смоделировать контакт и разрушение каждой отдельной снежинки, но на практике это и не требуется, так как снежная масса при разрушении разделяется на довольно крупные фрагменты, размер которых зависит от характеристик снега. Поэтому возможно использовать конечные элементы размеров, сопоставимых с размерами движущегося в снегу тела.

Изучение возможности моделирования движения тела в снегу с целью получения значения величины сопротивления удобно проводить на хорошо изученных телах простой формы, таких как клинья и лыжи [16].

Для оценки влияния типа контактной модели на получаемый результат (величину сжимающего усилия) была построена простейшая модель клиновидного тела (рис.3), движущегося в лотке с грунтомсхарактеристиками, показанными в табл. 1, табл.2.

Таблица1 - Параметры модели

Параметр	Величина	Размерность
Длина канала	2,5	м
Ширина канала	0,5	м
Глубина канала	0,2	м
Длина клина	0,5	м
Ширина клина	0,2	м
Высота клина	0,1	м
Скорость движения	0,1	м/с

Таблица 2 - Параметры модели грунта

Параметр	Величина	Размерность
Плотность	300	кг/м^3
Коэффициент Пуассона[17]	0,25	
Модуль Юнга [17]	3e+09	Па
Коэффициент трения снега по стали [18]	0,8	
Угол внутреннего трения [19]	40	град
Радиус частицы	0,005	м
Объём частицы	9,47118e-06	м^3
Масса частицы	0,014	кг
Момент инерции (X,Y,Z)	1,0013e-06	кг*м

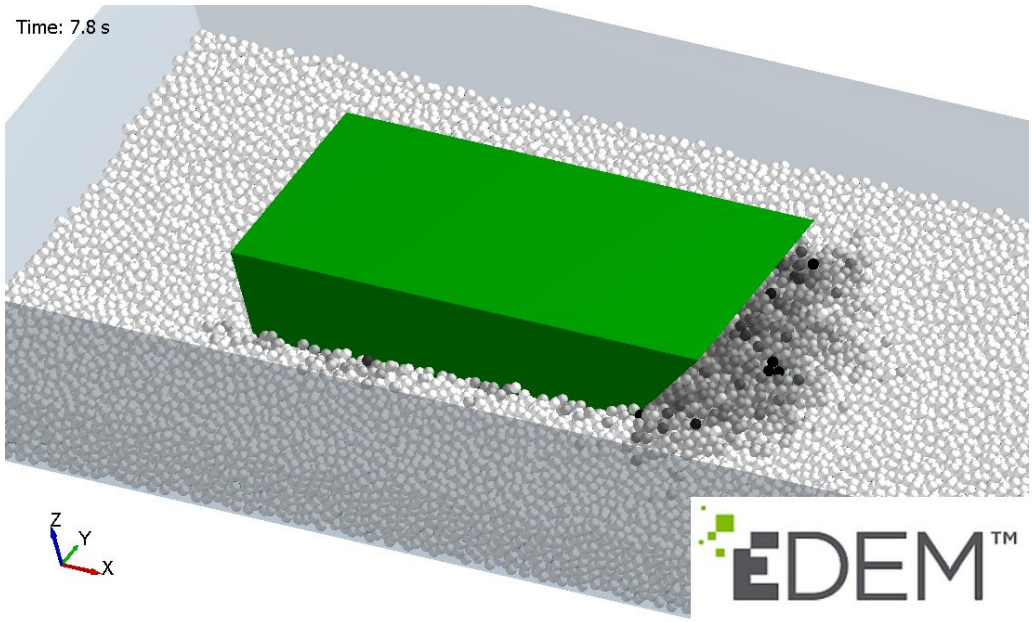


Рис. 3. Простейшая модель движения клиновидного тела в дискретно-элементном грунте

Для испытаний были выбраны комплексная модель, состоящая из компонентов склеивания и гистерезисной пружины, а также модель Герца-Миндлина со склеиванием, Герца-Миндлина с JKRсклеиванием и модель Герца-Миндлина без скольжения.

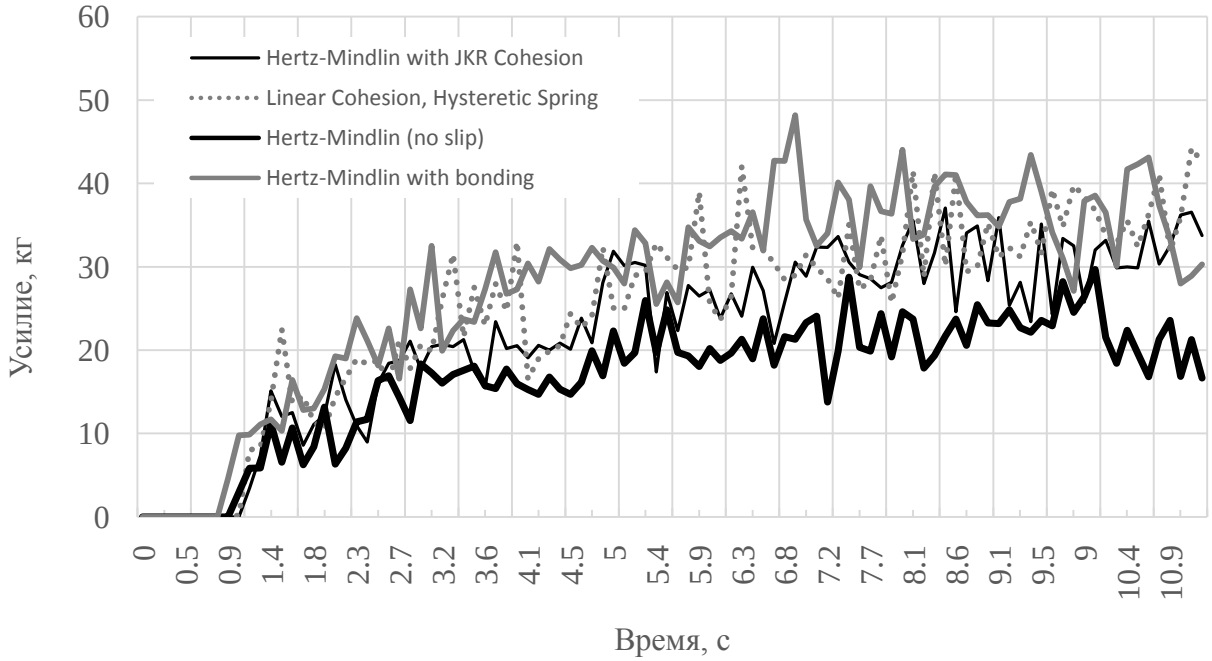


Рис. 4. Зависимость силы от типа взаимодействия между частицами

По результатам была построена зависимость силы, потребной для буксировки от времени (рис.4). Следует заметить, что напрямую получить значения буксировочного усилия в EDEMневозможно, но имеется вывод нормальной составляющей усилия, действующего на буксируемое тело по горизонтальной оси, что по третьему закону Ньютона равно буксировочному усилию.

Наибольшие значения буксировочного усилия показали комплексная модель, состоящая из компонентов склеивания и гистерезисной пружины и модель Герца-Миндлина со склеиванием. Данный эффект наблюдается из-за того, что фактор склеивания частиц позволяет увеличиваться призме волочения перед движущимся телом, что и наблюдается в реальных условиях. Модель Герца-Миндлина без скольжения ограничивает размер создаваемой призмы и после достижения определённого объёма она перестаёт расти. Для дальнейших предварительных тестов целесообразно применять модель Герца-Миндлина с JKR склеиванием, так как она показывает сходные с наиболее достоверными моделями результаты, но обсчитывается быстрее за счёт использования ресурсов графического акселератора.

При создании модели движения реального тела (лыжи) для упрощения расчёта использовались следующие допущения:

- Движение лыжи – параллельно горизонту, с постоянной скоростью
- Характеристики грунта (снега) постоянны по всему объёму

Таблица 3 - Параметры модели (из исследования [16])

Параметр	Величина	Размерность
Длина канала	5	м
Ширина канала	0,8	м
Глубина канала	0,4	м
Длина подошвы лыжи [16]	1	м
Радиус носка лыжи [16]	1	м
Ширина лыжи [16]	0,2	м
Скорость движения [16]	2	м/с

BEDEM создана упрощённая модель движения тела (лыжи) в грунтовом канале со следующими параметрами (табл. 4).

Таблица 4 - Свойства создаваемого материала (снег)

Параметр	Величина	Размерность
Плотность	450	кг/м^3
Коэффициент Пуассона[17]	0,35	
Модуль Юнга [17]	10	мПа
Коэффициент трения снега по стали [18]	0,08	
Угол внутреннего трения [19]	29	град
Радиус частицы	0,02	м
Объём частицы	3,34933E-05	м^3
Масса частицы	0,011722667	кг
Момент инерции (X,Y,Z)	1,87563E-06	кг*м

Параметры, связанные с моделируемым телом (лыжей), взяты из отчётов об испытаниях, характеристики снега – из данных по гляциологии и механике снега, остальные параметры назначались пропорционально габаритам испытуемого тела либо выводились исходя из известных величин. На графике (рис.5) показаны буксировочные усилия, полученные при движении реальной лыжи в снегу по данным [16] и полученные с дискретно-элементной модели (рис.4). Полученная зависимость близка к реальным значениям, что показывает принципиальную возможность моделирования движения тел в снегу. Вместе с тем, использование изолированного ПО EDEM не позволяет получить полную картину движения, так как в нём

реализуется только задание линейной, угловой скорости движущегося тела без учёта его массы и прочих сил, действующих на тело.

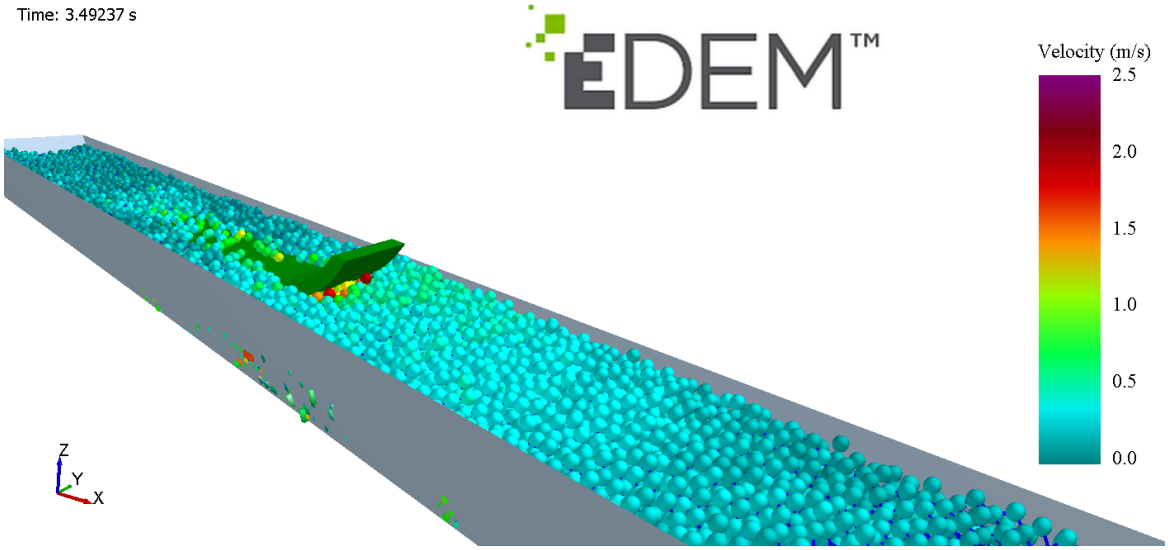


Рис. 4. Дискретно-элементная модель движения лыжи в снегу

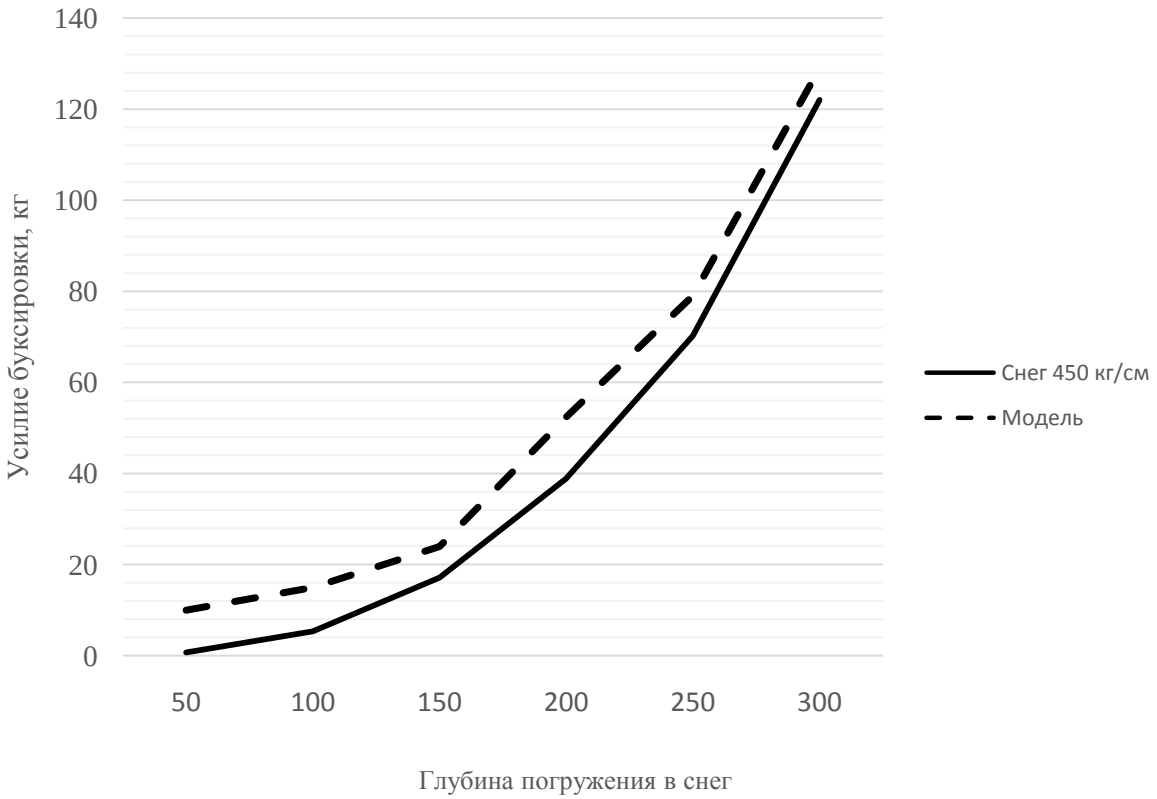


Рис. 5. Зависимость усилия буксировки от глубины погружения

Для более полного моделирования террамеханической системы необходимо использовать MBD–пакеты (Multibody Dynamics, динамика

множества тел), такие как MSCADAMS, LMSVL Motion. В этом случае моделирование подвески, трансмиссии и т.д. осуществляется в MBD – пакете, а модель грунта в результирующий расчёт предоставляет ПО дискретно-элементного моделирования.

Список использованной литературы:

1. Тесленко Д.С., Беляков В.В., Макаров В.С., Зезюлин Д.В. Использование метода конечных элементов для решения задач террамеханики // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, Т. 5, № 107, 2014. С. 52-58.
2. Madsen J., Negrut D., Reid A., Seidl A., Ayers P., Bozdech G., Freeman J., O'Kins J. A Physics-Based Vehicle-Terrain Interaction Model for Soft Soil Off-Road Vehicle // SAE International Journal of Commercial Vehicles, No. №5(1), 2012. pp. 280–290.
3. O'Connor R.M., Troczynski J.R., Preece , Klosek J.T., Williams. Discrete Element Modeling of Sand Production // International Journal of Rock Mechanics & Mining Science, Vol. 34, No. 3-4, 7997.
4. http://www.dynaexamples.com/dem/injection-analysis
5. Hertz H. Uber die Beruhrung Fester Elastischer Korper // J. Reine und angevandte Mathematik, 1882.
6. Mindlin R.D. Compliance of elastic bodies in contact // Journal of Applied Mechanics, No. 16, 1949. pp. 259-268.
7. Mindlin R.D., Deresiewicz H. Elastic spheres in contact under varying oblique forces // ASME, No. September , 1953. pp. 327-344.
8. Zhou Y.C., Wright B.D., Yang R.Y., Xu B.H., Yu A.B. Rolling friction in the dynamic simulation of sandpile formation // Physica A, No. 269, 1999. pp. 536–553.
9. Johnson K.L., Kendal K., Roberts A.D. Surface energy and the contact of elastic solids // Proc. R. Soc. Lond, No. 324, 1971. pp. 301-313.
10. Potyondy D.O., Cundall P.A. A bonded-particle model for rock // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, No. 41, 2004. pp. 1329-1364.
11. Cundall A., Strack O.D. A discrete numerical model for granular assemblies // Geotechnique, No. 29, 1979. P. 517.
12. Аникин А.А., Беляков В.В., Донато И.О. Теория передвижения колёсных машин по снегу. Москва. 2006.
13. Беляков В.В., Молев Ю.И. Снег как опорное основание для движения транспортных средст // Известия академии инженерных наук им А.М. Прохорова, Т. 5 "Транспортно-технологические машины и комплексы". С. 203-220.

14. Епифанов В.П., Кузьменко В.П. Механика разрушения снега // Изв. АН СССР. Механика твёрдого тела, № 4, 1986. С. 190-197.
15. Войтковский Ф. Механические свойства снега. Москва: Наука, 1977.
16. Шишкин Б.В. Исследование движения лыжи снегоходного автомобиля. Москва: МАМИ им. М.В. Ломоносова, 1953.
17. Shapiro L.H., Johnson J.B., Sturm M., Blaisdel G.L. Snow Mechanics: Review of the State of Knowledge and Applications. New Hampshire: U.S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory, 1997.
18. Шалман Д.А. Снегоочистители. Ленинград: Машиностроение, 1973.
19. Тушинский Г.К. Инженерная гляциология. Москва: Издательство Московского университета, 1971.
20. Tsuji Y., Tanaka T., Ishida T. Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe // Powder Technology, No. 71, 1992. pp. 239-250.
21. Sakaguchi E., Ozaki E., Igarashi T. Plugging of the flow of granular materials during the discharge from a silo // Int. J. Mod. Phys., No. 7 , 1993. pp. 1949-1963.
22. Walton O.R., Braun R.L. Stress Calculations for Assemblies of Inelastic Spheres in Uniform Shear // Acta Mechanica, No. 63, 1986. pp. 73-86.
23. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. Москва: Машиностроение, 1973.
24. Келлер А.В., Карпов Н.А., Шафиков Д.В. Обоснование путей повышения подвижности многоцелевых колёсных машин.
25. Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно-техологических машин. Москва: Машиностроение, 1993.
26. Макаров В.С. Статистический анализ характеристик снежного покрова // Современные проблемы науки и образования, № 1, 2013.

УДК 62-729.3/.-732:621.78-97.013.7

СИСТЕМНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТКИ И ПОДОГРЕВА ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ В ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ МАШИН

Д.В. Халтурин, А.В. Лысунец, А.В. Давыдов

Аннотация. *Рассмотрена конструкция фильтра для очистки топлива и его подогрева в процессе эксплуатации машины при отрицательных температурах. Предложен метод расчета нагревательного элемента.*

Ключевые слова: *фильтр, эффективность очистки, подогрев, дизельное топливо, гидравлический расчет.*

Халтурин Дмитрий Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобили и тракторы», Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: dmitriihalturin@mail.ru, тел.: +7 (3822) 65-31-16

Лысунец Александр Васильевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобили и тракторы», Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: lys-alex@mail.ru, тел.: +7 (3822) 65-31-16

Давыдов Анатолий Валерьевич, ст. преподаватель кафедры «Автомобили и тракторы», Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: anatol1977@yandex.ru, тел.: +7 (3822) 65-31-16

Надежность эксплуатации транспортных, дорожных, строительных и сельскохозяйственных машин в значительной степени определяется работой дизельного двигателя. Анализ отказов его систем свидетельствует, что от 30 до 50 % из них приходится на систему питания [1].

При эксплуатации машин при положительных температурах это во многом связано с повышенной загрязненностью дизельного топлива и, как следствие, интенсивным износом прецизионных деталей топливной аппаратуры. При эксплуатации машин в зимнее время распространенным видом отказов являются самопроизвольные остановки двигателя. Их причина в парафинизации топлива и образовании в нем кристаллов льда, которые забивают поровую структуру фильтра тонкой очистки.

Таким образом, одним из перспективных направлений повышения надежности эксплуатации мобильных машин является повышение качества очистки топлива от загрязнений и его подогрев при эксплуатации машин в условиях низких температур.

Системы питания современных мобильных машин предусматривают двух-, иногда трехступенчатую очистку топлива от загрязнений. Наибольшее распространение получила система очистки, состоящая из двух последовательно установленных фильтров грубой (ФГО) и тонкой (ФТО) очистки. В качестве ФГО, как правило, применяется фильтр-отстойник, который обеспечивает очистку топлива от крупнодисперсных загрязнений и воды. В качестве ФТО чаще используются фильтры, выполненные на основе фильтровальных бумаг или картонов, обеспечивающих очистку топлива с тонкостью 3…5 мкм.

Основными недостатками современных ФГО (фильтров-отстойников) является низкая эффективность очистки топлива от загрязнений; ФТО с бумажным фильтроэлементом – их малый ресурс.

Одним из перспективных направлений совершенствования средств очистки нефтепродуктов является применение синтетических деформируемых (сжимаемых) пористых материалов (например, иглопробивного нетканого материала) и создание на их основе фильтрующих элементов с переменной поровой структурой [2]. Качество очистки (тонкость фильтрации) жидкости в подобных конструкциях определяется пористостью Ψ_{min} в области наибольшего сжатия фильтрующего материала.

Исследования зависимости тонкости фильтраций $d_{0,95}$ от степени обжатия n иглопробивного нетканого материала показали, что она удовлетворительно описывается эмпирической зависимостью вида

$$d_{0,95} = 79,43 \cdot n^{1,466} \cdot 10^4, \quad (1)$$

где $d_{0,95}$ – размер частиц загрязнений, 95 % которых задерживается фильтрующим элементом.

Связь между пористостью фильтрующего материала в свободном состоянии Ψ_0 и обжатого в n раз до Ψ_{min} определяется зависимостью

$$\Psi_{min} = 1 - (1 - \Psi_0) n \quad (2)$$

На рис. 1 представлена схема фильтрующего элемента объемного типа, изготовленного путем последовательной намотки фильтровальной ленты из иглопробивного нетканого материала – *1* вокруг перфорированного каркаса – *2*.

Намотка фильтровальной ленты с постепенным уменьшением уплотнения позволяет получить фильтрующий элемент с пористостью, увеличивающейся от Ψ_{min} (в областях прилегающих к каркасу) до Ψ_0 (на периферии элемента). В процессе очистки жидкость последовательно проходит от периферии к центру.

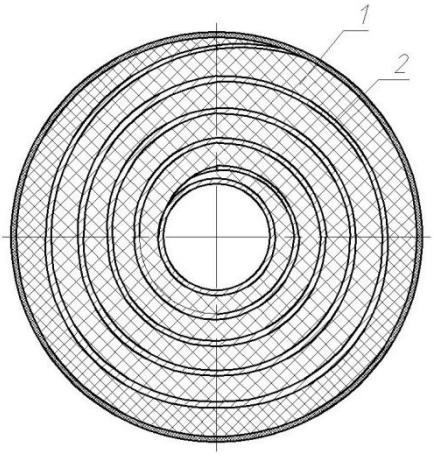


Рис. 1. Схема навивки фильтрующего элемента

При этом задержка частиц больших размеров осуществляется в областях, близких к периферии, меньших размеров – в слоях меньшей пористостью. Подобная структура фильтрующего материала позволяет обеспечить равномерную забивку частицами загрязнений, повысить ресурс его работы.

Длина фильтровальной ленты L при ее намотке по закону логарифмической спирали может быть определена по формуле

$$L = \frac{\pi\left(r_{\text{н}} - r_{\text{в}}\right)^2}{\delta}\left(\frac{2-\left(\Psi_0 + \Psi_{\min}\right)}{2\left(1-\Psi_0\right)}\right), \qquad (3)$$

где $r_{\text{н}}$, $r_{\text{в}}$ – соответственно, наружный и внутренний радиусы фильтроэлемента, м;

Ψ_0 – пористость фильтроматериала, из которого изготовлена фильтровальная лента в необжатом состоянии;

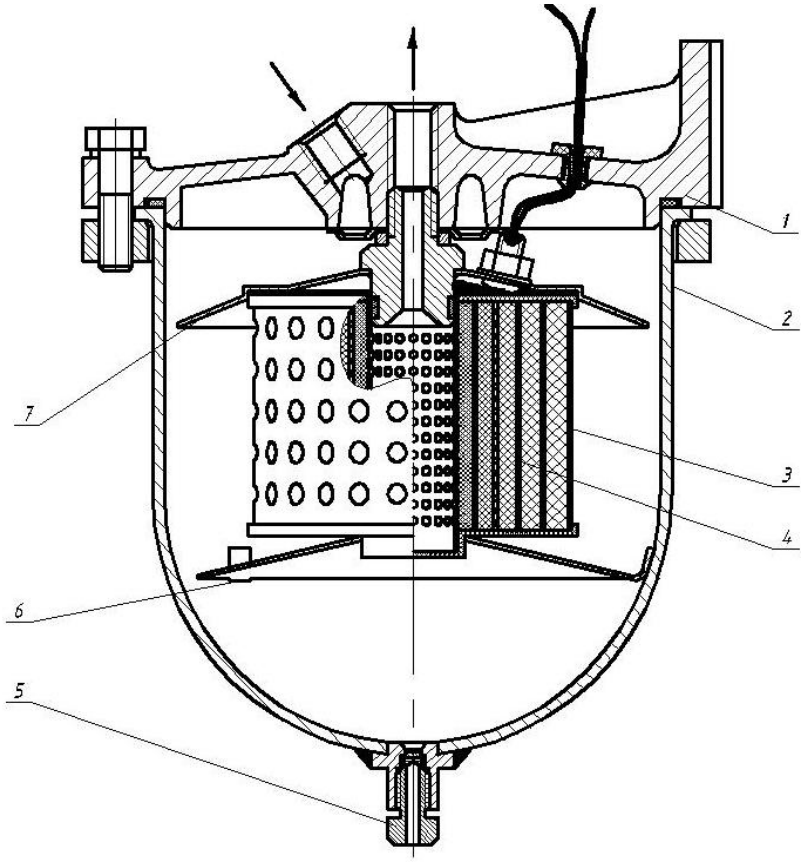
$\Psi_{\min}$ – минимальная требуемая пористость этого фильтровального материала на трубке, обеспечивающая требуемое качество очистки фильтруемой жидкости;

δ – толщина пластины фильтроматериала.

На рис. 2 приведена конструкция фильтра для очистки топлива с фильтрующим элементом, выполненным по схеме, рис. 1. Для повышения надежности эксплуатации машины в зимних условиях фильтрующий элемент дополнен встроенным нагревателем, который расположен между слоями фильтровальной ленты, изготовленный из нетканого синтетического иглопробивного материала и работает от бортовых источников питания машины.

В процессе работы топливо поступает в корпус фильтра, последовательно проходит через слои фильтрующего материала и через выпускной канал удаляется по трубопроводу к ФТО.

Фильтроэлемент, установленный в корпусе фильтра, работает следующим образом. Диэлектрическая жидкость под напором проходит через наружную обечайку, равномерно распределяясь в объёме фильтроэлемента, и поступает в фильтровальную ленту. Лента одним концом соединена с перфорированной трубкой и намотана на нее по закону логарифмической спирали с уплотнением, увеличивающимся от обечайки к центру фильтроэлемента, что обеспечивает постепенную фильтрацию жидкости от крупных частиц загрязнений на периферии до мелких к центру фильтроэлемента. Фильтруемая жидкость омывает поверхность подложки, которая играет роль нагревательного элемента, расположенного во всём объёме фильтроэлемента, что обеспечивает равномерный и быстрый нагрев в условиях низких температур. Очищенная и нагретая жидкость выходит через внутреннюю перфорированную трубку и далее по топливопроводу поступает к остальным элементам системы питания дизеля.



1 - крышка корпуса фильтра; 2 - корпус фильтра; 3 - фильтроэлемент (патент RU 2112582 CI B 01 D29/48); 4 - нагревательный элемент; 5 - сливная пробка; 6 - успокоитель; 7 - отражатель.

Рис. 2. Фильтр-нагреватель

Разработанный фильтроэлемент отвечает всем вышеизложенным требованиям по очистке, а также позволяет осуществить нагрев очищаемой жидкости в условиях низких температур и тем самым обеспечить заданное качество очистки независимо от температуры окружающей среды.

Так, представленная в данной работе конструкция разработана на основе ФГО, устанавливаемого на двигателе автомобиля КамАЗ. Конструкция корпуса фильтра и его крышки при этом претерпевают незначительные изменения. Подложка, используемая в этой разработке, работает автономно от бортовых источников питания транспортного средства. Так, в режиме предварительного разогрева топлива питание нагревательного элемента осуществляется от бортовой аккумуляторной батареи, а после запуска двигателя – от генератора.

Задача исследования возможности и эффективности использования конструкции в качестве фильтра-нагревателя заключалась в определении начального гидравлического сопротивления модельного образца при прохождении через него фильтруемого топлива с тем, чтобы сравнить его

суммарное гидравлическое сопротивление с допускаемой величиной. Для этой цели была разработана методика, позволяющая на стадии проектирования оценить потери давления в фильтре-нагревателе (ФН).

На рис. 3 представлена схема для расчета потерь давления фильтруемого топлива.

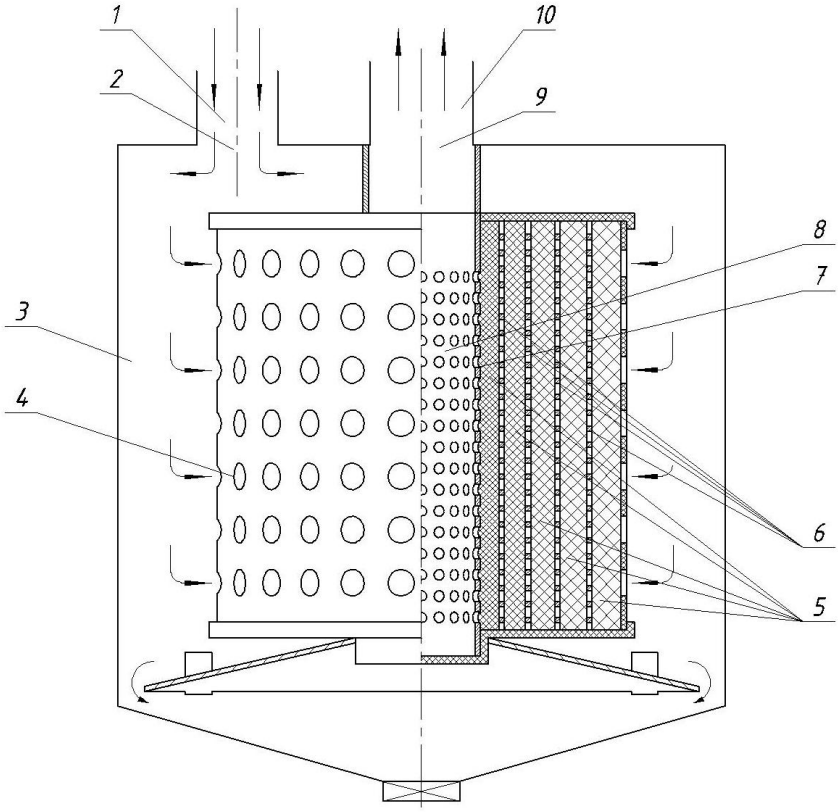


Рис. 3. Схема для расчета потерь давления

Расчет потерь давления в представленной конструкции проводился по известным зависимостям [3–5].

Таким образом, расчетное сопротивление фильтроматериала, выполненного из иглопробивного материала, составляет от 14,79 до 64,77 Па, что значительно ниже допустимого для подобных изделий [3].

При отрицательных температурах окружающей среды сопротивление фильтроэлемента увеличивается не более чем на 5 %.

Список использованной литературы:

1. Баширов, Р.М. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей. / Р.М. Баширов [и др.] – М.: Машиностроение, 1978. – 184 с.

2. Удлер, Э.И. Фильтрация нефтепродуктов. / Э.И. Удлер – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1988.–216 с.

3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

4. Удлер, Э.И. Фильтрация углеводородных топлив. – Томск.: Изд-во Томск. ун-та, 1981. – 152 с.

5. Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1972, – 224 с.

УДК 62-729.3/.-732:629.63.6:66.046.1

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН ПРИ РАБОТЕ В УСЛОВИЯХ ПОНИЖЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР

Д.В. Халтурин, К.Л. Данильченко, И.Е. Шулиженко

Аннотация. *Статья посвящена рассмотрению проблем связанных с эксплуатацией автомобилей в условиях пониженных температур. В статье рассматриваются некоторые методы по решению данной проблемы.*

Ключевые слова: *повышение эксплуатационных свойств, свойства топлив, подогреватели топлив.*

Халтурин Дмитрий Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры Автомобили и Тракторы, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: dmitriihalturin@mail.ru, тел.: +7 (3822) 65-31-16

Данильченко Кирилл Леонидович, студент, группа 343.1с, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: kirill9615@gmail.com, тел.: +7 (3822) 65-39-30

Шулиженко Илья Евгеньевич, студент, группа 343.1с, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная 2, E-mail: shulizhenko1995@mail.ru, тел.: +7 (3822) 65-39-30

В настоящее время любое производство сводится к массовому использованию мобильных машин, оснащенных дизельным двигателем в автотранспортном, сельскохозяйственном, дорожно-строительном комплексах.

Территория России огромна, и ее принято разделять на два макроклиматических района: с умеренным и холодным климатом. Холодный макроклиматический район, общая площадь которого составляет около 55 – 60% территории страны, включает холодный и очень холодный климатические районы. Отличием этих районов является суровые климатические условия, но не стоит забывать о том, что в зимний период низкие температуры имеют место практически во всех климатических районах страны. Отрицательные температуры окружающего воздуха значительно уменьшают возможность эксплуатировать автомобили, без каких либо отклонений в их работоспособности.

Эксплуатация автомобилей при низких температурах окружающего воздуха затрудняется в результате [1…5]:

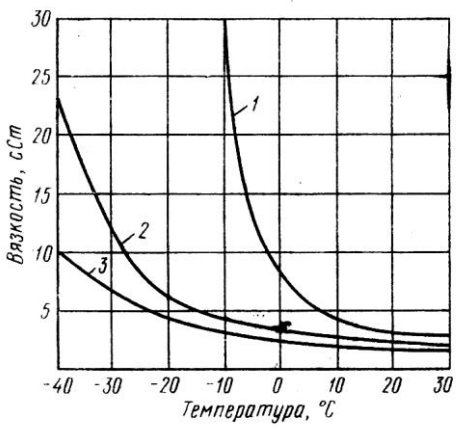
изменения вязкости масел;

ухудшения условий испаряемости автомобильных бензинов и образования горючих и рабочих смесей;

понижения прокачиваемости дизельных топлив по трубопроводам и через фильтры топливной системы;

снижения зарядных и разрядных характеристик аккумуляторных батарей.

Эксплуатация машин в условиях пониженных температур увеличивает количество отказов топливных систем за счет проявления эффектов инееобразования в топливных баках машин, кристаллизация свободной воды в топливе, парафинизации топлива, приводящая к забивке фильтров тонкой очистки. Повышается вязкость топлива и ухудшается его прокачиваемость на линиях топливоподачи и в форсунках [1].



1 – летнее; 2 – зимнее; 3 – арктическое.

Рис. 1. Изменение вязкости дизельного топлива в зависимости от температуры [1]

Изменение свойств эксплуатационных материалов состоит в прогрессирующем увеличении вязкости с понижением температуры (вплоть до застывания) топлива, смазочного масла, охлаждающей и рабочей жидкостей. Для дизельного топлива вязкость нормируют при 20 °С. Для топлива различных марок она находится в пределах 1,8…6,0 сСт [1].

Так же, при эксплуатации машин в условиях пониженных температур увеличивается износ трущихся пар деталей двигателя, увеличивается износ многих деталей топливной аппаратуры, из-за повышения вязкости, как масел, так и изменения свойств дизельного топлива. В результате этого уменьшается срок службы топливных систем автомобилей [3, 5, 8].

На сегодняшний день существует многометодов улучшения работоспособности машин. Самый распространенный из методов – это

использование предпускового подогрева и подогрева топлива во время эксплуатации.

Наиболее известные и часто используемые способы подогрева топлива [2]:

подогреватели фильтра тонкой очистки;
подогреватель фильтра грубой очистки;
проточные подогреватели;
подогреватели топливопроводов;
подогреваемые топливозаборники.

Все способы направлены исключительно на улучшение запуска двигателя и дальнейшей эксплуатации, когда температура топлива и топливной системы, близка к температуре окружающей среды.

Неизменным является тот факт, что при изменении свойств топлива из-за понижения температуры, уменьшаются эксплуатационные показатели машин, и исправить данные отклонения можно исключительно при помощи подогрева топлива.

Проточные подогреватели предназначены для подогрева топлива в топливной системе непосредственно во время движения автомобиля. Они устанавливаются перед фильтром тонкой очистки и могут быть установлены как на автомобиль, работающий на дизельном топливе, так и на автомобиль, работающий на бензине. Подогреватель работает постоянно при работающем двигателе.

а) б)

а) ПП6-1; б) ПП6-2 (от компании «Номакон»).

Рис. 2. Проточные подогреватели топлива

Чтобы защитить фильтр от переохлаждения и ускорить время разогрева топлива в топливной системе, используется теплоизоляционный слой. Этот слой даёт возможность произвести запуск автомобиля за короткий промежуток времени.

Производитель рекомендует включать подогреватель, когда температура становится ниже +5 °С. Также этот метод используется для подогрева всякихжидких, сыпучих и прочих веществ, входящих в фильтр.

а)

б)

а) бандажный нагреватель; б) фильтр с нагревателем в сборе.

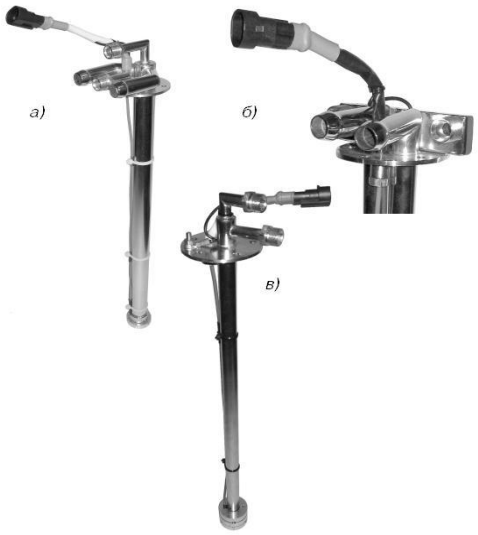
Рис. 3. Топливный фильтр с бандажным нагревателем

Таблица 1 - Характеристики подогревателей

Тип подогревателя	Подогреватель бандажного типа	Проточный ПП6-1	Проточный ПП6-2
Мощность, Вт	90 – 130	120 – 140	150 – 160
Напряжение, В	12 – 14,5	12 – 14,5	12 – 14,5
Температура нагрева, °С	90	120	120
Режим работы	кратковременный от АКБ, постоянный от сети автомобиля	постоянный от бортовой сети автомобиля	
Размеры, мм	посадочный диаметр 73 – 120	110*85*120	130*95*50
Тип нагревательного элемента	резистивный	ПТК – керамика	
Вес, г	н. д.	280	225

При эксплуатации автомобилей в условиях Сибири, стоит учитывать тот факт, что в первую очередь температурному влиянию подвержен топливный бак. В связи с этим целесообразно использовать обогреваемый топливозаборник.

Обогреваемый топливозаборник компании «Номакон» (рис. 4) осуществляет забор подогретого топлива из топливногобака и предназначен для мощной автотракторной техники [2].



а, б - с подогревом от охлаждающей жидкости и сети 12В, в - с подогревом только от сети 12В (от компании «Номакон»)

Рис. 4. Топливозаборники компании «Номакон»

Каждый из подогревателей имеет свои преимущества и недостатки, по этому компании производитель рекомендуют использовать автоматическую систему подогрева топлива.

Таблица 2 - Достоинства и недостатки подогревателей

Вид подогревателя	Достоинства	Недостатки
Проточный подогреватель	Не меняет свойств топлива, малые габариты, простая установка	Большая стоимость, возможно прекращение работы при перебоях в сети питания
Бандажный нагреватель	Простота конструкции, небольшая стоимость	Перебои в работе при попадании между фильтром и нагревателем, какого либо мусора
Обогреваемый топливозаборник	Эффективный подогрев до эксплуатации, возможна работа не от сети автомобиля	Высокая стоимость, сложность конструкции

Автоматические системы подогрева, как правило, содержат:

подогреватель фильтра тонкой очистки;

проточный подогреватель (или подогреваемый топливозаборник);

блок управления с органами управления.

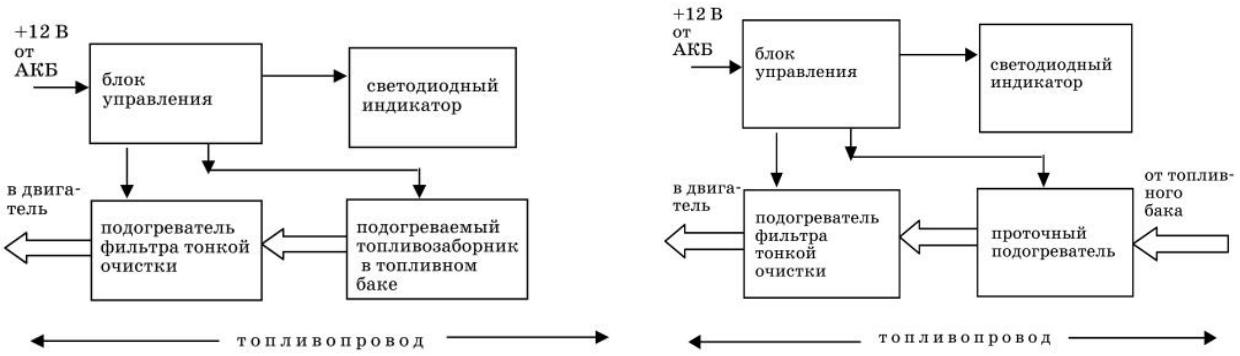


Рис. 5. Автоматическая система подогрева топлива (с проточным подогревателем, с подогреваемым топливозаборником)

Автоматические системы подогрева топлива используют комбинацию более популярных отдельных подогревателей, управляемую электронным блоком. Такие системы автоматизируют процесс подогрева топлива, чем упрощают эксплуатацию автомобиля.

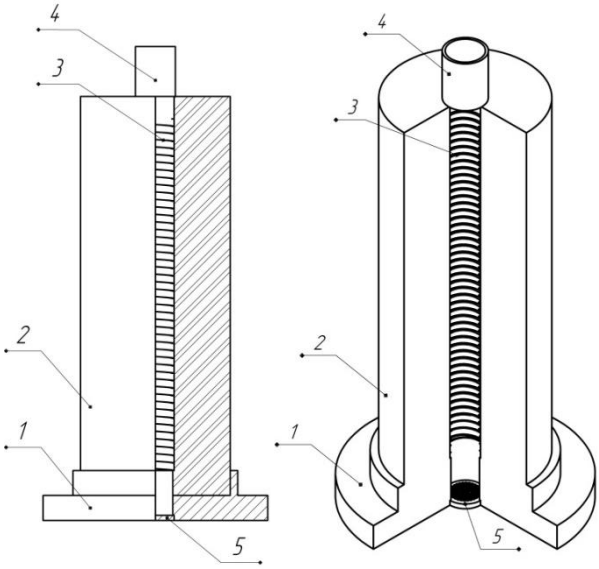
Проведя анализ всех способов подогрева топлива, была создана модель съемного подогревателя дизельного топлива в топливном баке. За прототип была взята модель по патенту РФ №2037067.

Целью созданной модели является улучшение функционально-эксплуатационных характеристик бака системы топливоподачи дизельного двигателя, уменьшение времени разогрева и выявление наличия металлического мусора в баке.

Таблица 3 - Параметры работы с автоматической системой подогрева топлива

Автоматическая система подогрева топлива	Автоматическое включение	Автоматическое выключение	Установка режимов и времени работы	Прочее
с проточным подогревателем	при понижении температуры ОС ниже +3–5 °С	при повышении температуры ОС выше +3–5 °С	удобное управление системой подогрева, можно изменять как время, так и режим подогрева в зависимости от температуры топлива	последовательное включение подогревателей системы согласно установленным настройкам, прекращение работы системы при падении напряжения в бортовой сети автомобиля ниже порогового уровня
с подогреваемым топливозаборником				

Поставленная цель достигается тем, что основание нагревательного элемента выполнена из керамики и имеет форму цилиндра, в качестве токопроводящего и нагревательного элемента используется спираль, размещеннаяв отверстии, в середине керамического цилиндра по ее длине, электропитание данного нагревателя происходит от бортовой сети через топливозаборник. У основания цилиндра, в виде подставки устанавливается магнитный элемент. Схема нагревателя представлена на рис. 6.



1 – магнитное основание; 2 – керамический теплообменник; 3 – нагревательный элемент (спираль); 4 – посадка под топливозаборник; 5 – фильтрующий элемент (сетка).

Рис. 6. Подогреватель топлива в топливном баке

В настоящее время ведется подробное изучение материалов для разработки данной модели. После создания пробной модели будут проведены различные эксперименты в целях ее дальнейшей реализации в производство.

Список использованной литературы

1. Халтурин, Д.В. Совершенствование топливных систем мобильных машин при эксплуатации в условиях пониженных температур: Дисс…канд. техн. наук, Томск, 2012. – 156 с.
2. Бышов, Н.В. Эксплуатациямобильной техники в условиях низких температур / С.Н. Борычев, Е.А. Карцев, Г.Д. Кокорев, Е.В. Лунин, П.С. Синицин, И.А. Успенский, И.А. Юхин, Н.В. Бышов . – Рязань, 2011. – 153 с.
3. Власов, ЮА. Организация и метод диагностического контроля самосвалов БелАЗ по параметрам работающего масла / ЮА. Власов // Грузовик. – 2014. – №1. – С. 21 – 25.

4. Удлер Э.И. Повышение эффективности очистки топлива при пониженной температуре / Э.И. Удлер, В.Д. Исаенко, П.В. Исаенко, Д.В. Халтурин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. М.: – №5. – 2013. С. 22 – 24.

5. Хорош А. И. Дизельные двигатели транспортных и технологических машин: учебное пособие / А. И. Хорош, И. А. Хорош. – СПб.: Лань ,2012. – 704 с.

6. Карнаухов, Н.Н. Повышение приспособленности мобильных строительных машин к суровым условиям эксплуатации: учебн. пособ. / Н.Н. Карнаухов. Тюмень: ТюмИИ, 1993. – 223 с.

7. Вашуркин, И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И.О. Вашуркин. СПб: Наука, 2002. – 145 с.

8. Удлер, Э.И. Некоторые результаты исследования загрязненности дизельных топлив при эксплуатации сельскохозяйственной техники в Сибири / Э.И. Удлер, А.И. Руденко, Г.Г. Петров. – Труды ГОСНИТИ. – М.: 1985. – С. 74-140.

УДК 62-25

ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Р.А. Хлопотов, И.А. Анисимов

Аннотация. *В данной статье перечислены факторы, оказывающие влияние на показатель износостойкости коленчатых валов, дана оценка зависимостям между этими факторами и представлены численные значения этого показателя. Приведено понятие интегральной износостойкости шейки коленчатого вала.*

Ключевые слова: *коленчатый вал, износостойкость, твердость, шероховатость, адгезионная прочность.*

Хлопотов Роман Андреевич, инженер-конструктор, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, ул. Володарского, 38, E-mail: romahlopotov@gmail.com,

Анисимов Илья Александрович, к.т.н., доцент, Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, ул. Володарского, 38

Коленчатый вал - одна из основных деталей двигателя, определяющая вместе с другими деталями цилиндропоршневой группы его ресурс. Ресурс коленчатого вала характеризуется двумя показателями: усталостной прочностью и износостойкостью. И если прочность определена физико-

механическими свойствами материала, то износостойкость является совокупностью факторов, определяющих количественное значение интегральной износостойкости. Износостойкость – величина обратная износу, скорости изнашивания или интенсивности изнашивания. Повышение долговечности автомобильного двигателя связано с повышением износостойкости его составных частей, в том числе и коленчатого вала.В поршневых двигателях, наиболее частым видом изнашивания является абразивное изнашивание, но в зависимости от режима или состояния поверхностей встречается усталостный и адгезионный износ, или даже ударное изнашивание [1].

При механическом изнашивании в целом, зависимость износостойкости от твердости поверхности имеет условно линейную зависимость (рис. 1), так, относительная износостойкость повышается в 100 раз с каждым увеличением твердости на 500HV (~50HRC).

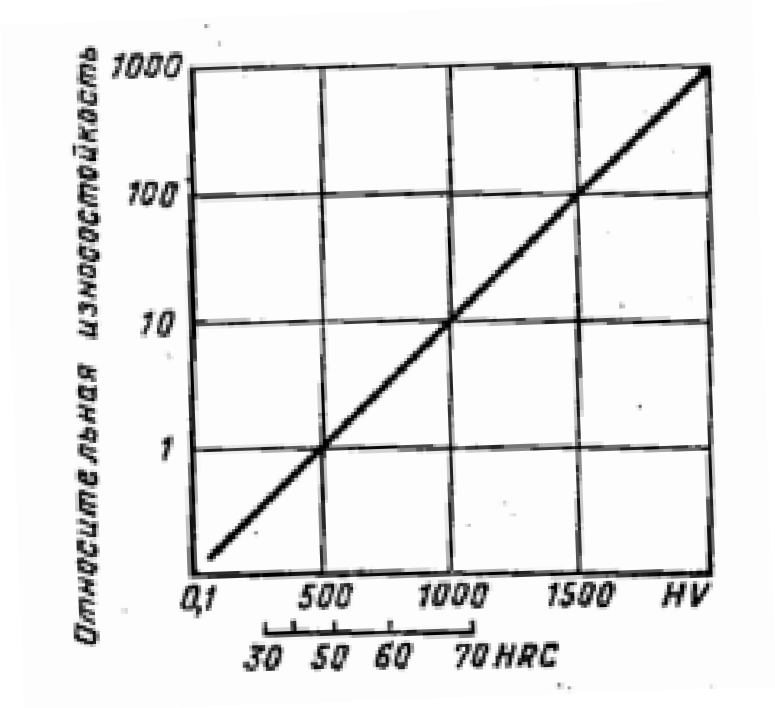


Рис. 1. Зависимость износостойкости от поверхностной твердости

При дальнейшем исследовании влияния твердости на износостойкость установлена следующая зависимость: износостойкость увеличивается с ростом твердости примерно до значений в 4500МПа по шкале Виккерса, при дальнейшем увеличении твердости износостойкость снижается. Это можно связать с изменением характера разрушения: при низкой твердости разрушение происходит в вязкой области, т.е. отрыв частиц происходит после значительной пластической деформации, при высокой твердости – пластическая деформация отсутствует, и происходит хрупкое выкрашивание. Твердость как параметр, описывающий свойства коленчатого вала, регламентируется ГОСТ Р 53444-2009, где сказано, что твердость шеек коленчатого вала должна составлять 53—63 HRC для валов, упрочненных

ТВЧ закалкой, и 500 HV 5/10 - для азотированных коленчатых валов. Вид термообработки в принципе является важным условием, влияющим на износостойкость коленчатого вала. На рис. 2 представлены зависимости твердости стали с разными видами обработки: 2 – термическая обработка, 3 – наклеп[2].

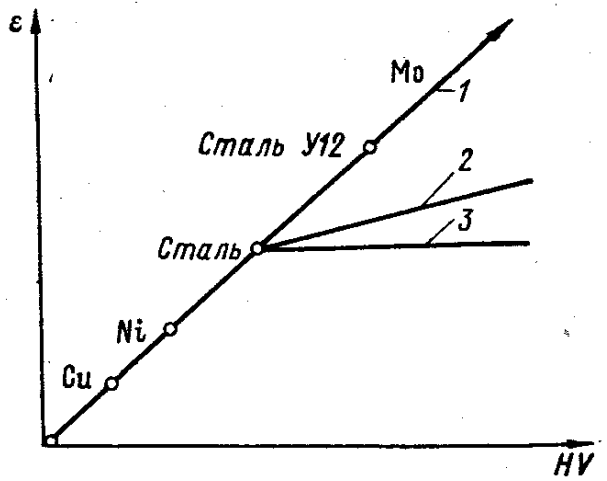
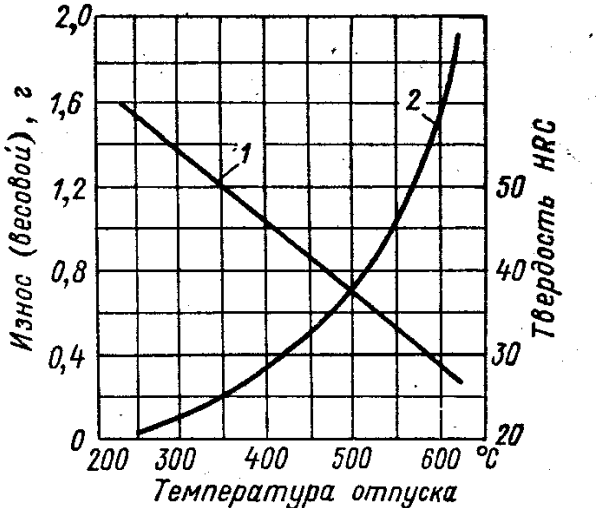


Рис. 2. Влияние твёрдости на относительную износостойкость при абразивном изнашивании

Однако, износостойкость имеет зависимость не только от вида термообработки, но и от конкретных технологических режимов термообработки, к примеру, на рисунке 3 показана зависимость твердости и износа среднеуглеродистой стали от температуры отпуска, наибольший интерес представляет тот факт, что зависимость твердости от температуры линейная, а зависимость износа (в данном случае весового) от температуры отпуска имеет прямую криволинейную зависимость.



1 – твердость, 2 – износ.

Рис. 3. Зависимость износа от температуры отпуска.

Что касается других факторов, влияющих на износостойкость, то установлено, что при увеличении сопротивления срезу износостойкость увеличивается [3]. Однако существующие материалы, применяемые при изготовлении стальных коленчатых валов [4], и методы их упрочнения [5] говорят о близких значениях физико-механических свойств сталей, используемых при изготовлении валов, из чего можно сделать вывод о том, что данный фактор малозначителен при анализе износостойкости коленчатых валов.

Коленчатый вал работает в сопряжении с подшипником в специальной среде, что также оказывает влияние на износостойкость. Твердость материала коленчатого вала не единственный фактор в данной системе. Так, например, установлено, что если твердость абразивных зерен значительно выше, чем твердость шейки коленчатого вала, то износ не зависит от разницы твердостей абразива и стали. Если значения твердости сравнимы, при уменьшении разницы между твердостью наблюдается снижение износа относительно того, который получился бы при использовании абразива того же размера, но более высокой твердости. Если твердость абразивных зерен ниже, чем твердость стали, то износ зависим от разницы в твердости и быстро уменьшается с увеличением этой разницы [6].

Важным фактором, влияющим на износостойкость шеек коленчатого вала, является адгезионная прочность. Влияние адгезионной прочности на износостойкость можно рассматривать только для покрытий, применение которых широко используется при восстановлении коленчатых валов. Этот параметр не имеет прямой зависимости с износостойкостью, однако его значение влияет на стабильность состояния покрытия, нарушение которого неблагоприятным образом сказывается на износе. Существуют зависимости величины прочности от максимального крутящего момента двигателя [7], выбор такого фактора, как крутящий момент, можно объяснить высокой сходимость параметра нагрузки на шейку с крутящим моментом двигателя.

Значение шероховатости поверхности шейки коленчатого вала, в свою очередь, также оказывает влияние на износостойкость.Установлено, что зависимость между величиной износа и степенью шероховатости описывается кривой U-образного типа. Для примера можно привести исследования(рис. 4) зависимости коэффициента трения от параметра шероховатости в условиях жидкостного трения [8]

Так, при достаточно чистых поверхностях образуются узлы схватывания, в этой области износ описывается спадающим участком кривой, дальнейшее увеличение степени шероховатости приводит к тому, что взаимодействие поверхностей происходит за счет механического взаимодействия микронеровностей. Часть кривой, общая для двух ветвей у точки минимума отвечает смешанному процессу изнашивания.

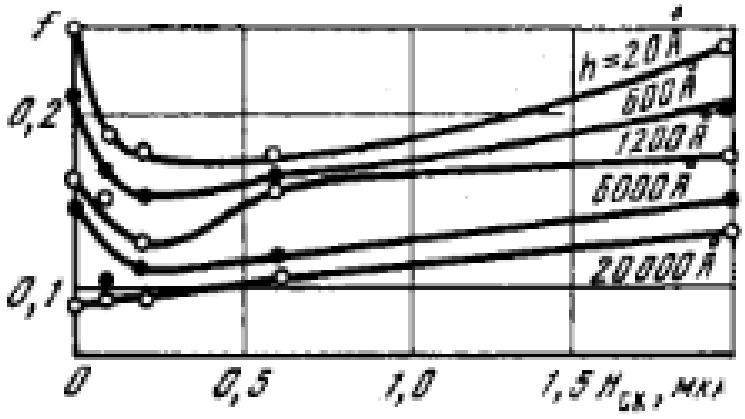


Рис. 4. Связь коэффициента трения с шероховатостью поверхности при различной толщине смазочного слоя

Износостойкость коленчатого вала является сложным интегральным параметром, включающим в себя влияние твердости поверхности шейки, ее шероховатости, условия среды и адгезионной прочности покрытия в случае восстановленных коленчатых валов. При этом износостойкость определяет долговечность коленчатого вала, что является ключевым фактором в экономической оценке эффективности использования автомобильного транспорта. Совокупность этих факторов ставит задачу описания влияния параметров коленчатого вала на износостойкость с использованием математического аппарата.

Список использованной литературы:

1. Хлопотов Р.А., Анисимов И.А. Об особенностях работы коленчатых валов современных ДВС // Транспортные и транспортно-технологические системы. - Тюмень: ТИУ, 2017
2. Шадричев В.А. Основы технологии автостроения и ремонт автомобилей. - М.: Машиностроение, 1976.
3. Тушинский Л.И., Плохов А.В. Исследование структуры и физико-механических свойств покрытий. - Монография. — Новосибирск: Наука, 1986.
4. Анисимов И.А., Хлопотов Р.А. Анализ сталей применяемых при производстве коленчатых валов автомобильных двигателей // Проблемы функционирования систем транспорта. - Тюмень: ТИУ, 2016.
5. Анисимов И.А., Хлопотов Р.А. Анализ методов упрочнения коленчатых валов автомобильных двигателей // Автотранспортное предприятие. - 2016. - №9. - С. 40-43.
6. Волков Ю.В. Волкова З.А. Кайгородцев Л.М. Долговечность машин, работающих в абразивной среде. Для инженерно-технических работников. — М.: Машиностроение, 1964.

7. Ярошевич В.К. Коленчатые валы автомобильных двигателей. Монография. — Мн.: БНТУ, 2003. — 176 с.
8. Комбалов В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. - М.: Наука, 1974.

УДК 629.067

ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС АВТОМОБИЛЯ СИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

С.Е. Бузников, Д.С. Елкин, Н.С. Шабанов, В.О. Струков

Аннотация. *Рассмотрен современный уровень систем повышениякурсовой устойчивости автомобиля и отмечены имеющиеся недостатки.Обоснована необходимость в дополнительных функциях(системах) повышения курсовой устойчивости, которые бы эффективно предотвращали предпосылки возникновения сноса, заноса или опрокидывания автомобиля. Представлено математическое описание условий возникновения сноса или заноса, введен критерий эффективности решения задачи стабилизации дополнительной угловой скорости врашения центра масс автомобиля вокруг вертикальной оси. Представлены формулы, составляющие основу алгоритма рассматриваемого виртуального датчика. Приведены экспериментальные результаты, подтверждающие корректность предлагаемогорешения.*

Ключевые слова: *системы активной безопасности, курсовая устойчивость, виртуальные датчики.*

Бузников Сергей Евгеньевич, к.т.н., доцент, главный специалист; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: sergey.buznikov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32
Елкин Дмитрий Сергеевич, ведущий инженер-программист; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: dmitry.elkin@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32
Шабанов Николай Сергеевич, ведущий инженер; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: nikolay.shabanov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32

Струков Владислав Олегович, аспирант, инженер; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: vladislav.strukov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Введение

Проблема безопасности дорожного движения относится к числу важнейших глобальных проблем современного общества и затрагивает жизненные интересы подавляющего большинства его членов. Системный анализ этой проблемы показывает, что одним из наиболее актуальных направлений её решения является создание систем активной безопасности и оснащение ими действующего парка автомобилей[1].

Среди электронных систем повышения курсовой устойчивости автомобиляисторически выделяется антиблокировочная тормозная система (АБС, ABS), позволяющая сохранить управляемость и курсовую устойчивость автомобиля при экстренном торможении. На базе ABS в автомобильной промышленности создана и на сегодняшний день входит в комплектацию большинства новых автомобилей система электронного контроля устойчивости (ЭКУ, ESP, ESC), направленная главным образом на эффективное подавление заноса и сноса автомобиля после обнаружения этих явлений. Также для повышения курсовой устойчивости автомобиля отдельные производителивнедряют функции, являющиеся программным расширением базовой системыАБС,среди которых выделяютсистему электронного распределения тормозных сил ифункцию стабилизации при торможении в повороте. К системам повышения курсовой устойчивости также относят противобуксовочную систему, расширенную функцию электронной блокировки дифференциала, функцию стабилизации прицепа и другие [2].

Несмотря на значительные достижения в области разработкисистем повышения курсовой устойчивости у каждой из названных систем имеются недостатки, вызванные как заложенными принципами функционирования, так и физическими ограничениями сцепления колеса с дорожным покрытием. К примеру, ЭКУ оказывается эффективной при предотвращении ДТП одиночных автомобилей, вызванных выездом за пределы дороги на виражах с последующим опрокидыванием и характеризующихся тяжелыми последствиями. Одновременно в условиях плотного дорожного движения ЭКУ зачастую не в состоянии предотвратить столкновения автомобилей, вызванные сносом или заносом.Среди существенных недостатков АБС стоит отметить значительное увеличение тормозного пути при торможении на льду, снегу, на дорогах, не имеющих твердого покрытия, на неровных покрытиях.

Таким образом, на сегодняшний деньсуществует необходимость в дополнительных функциях (системах) повышения курсовой устойчивости,

которые бы эффективно предотвращали предпосылки возникновения сноса, заноса или опрокидывания автомобиля, например, путем ограничения скорости движения автомобиля на меньшем уровне, чем аппроксимируемые граничные скорости заноса, сноса или опрокидывания [3].Достраивание этих динамических границ предполагает получение в реальном времени оценок максимальных значений коэффициентов трения скольжения колес [4]. В случае, если снос или занос все же начался, то должна активизироваться штатная система электронного контроля устойчивости.

Постановка задачи

Недопустимые поперечные скорости скольжений колесΔV_{qi} (м/*с*возникают в результате заноса задних (*i*∈*{3;4}*) или сноса передних(*i*∈*{1;2}*) колес

$$\Delta V_{qi} = b \cdot \Delta\omega_m, \quad (1)$$

где b – колесная база автомобиля, м;

$\Delta\omega_m$ – дополнительная угловая скорость вращения центра масс автомобиля вокруг вертикальной оси, рад/с.

В рамках данной статьи под поперечными векторными величинами понимаются векторы, лежащие в горизонтальных плоскостях и перпендикулярные продольной оси автомобиля. Для упрощения формул вводится допущение, что движение автомобиля осуществляется по ровной горизонтальной поверхности.

Дифференциальное уравнение курсового угла Ψ_m (рад) приводится к виду

$$\frac{d\Psi_m}{dt} = \omega_m + \Delta\omega_m, \quad (2)$$

где t – время, с;

$\omega_m = V_m\ R_m^{-1} = b^{-1} V_m\ \widehat{\Psi}_c$ –угловая скорость вращения центра масс автомобиля вокруг вертикальной оси, рад/с;

R_m – радиус поворота, м;

V_m – линейная скорость движения центра масс автомобиля, м/с;

$\widehat{\Psi}_c$ –оценка угла поворота управляемых колес, полученная на основании частот вращения колес, рад.

Решение уравнения (2) представим в виде

$$\Psi_m(t) = b^{-1} \cdot \int_{t_1}^{t} V_m(\tau)\widehat{\Psi}_c(\tau)d\tau + \int_{t_1}^{t} \Delta\omega_m(\tau)d\tau + \Psi_m(t_1), \quad (3)$$

где t_1 – начальный момент времени, с;

τ обозначает время в подынтегральном выражении, с.

Непрогнозируемые изменения направления движения$\Delta\Psi_m\,(t) = \int_{t_1}^{t} \Delta\omega_m(\tau)d\tau$являются одними из основных факторов, приводящих к дорожно-транспортным происшествиям.

Дифференциальное уравнение дополнительной угловой скорости вращения $\Delta\omega_m$ центра масс автомобиля

$$\frac{d(\Delta\omega_m)}{dt} = J_z^{-1}\Delta M_{\text{вр}}, \tag{4}$$

где $\Delta M_{\text{вр}}$ – результирующий (суммарный) момент, вызывающий дополнительное вращение центра масс, Н · м;

J_z – моментинерции автомобиля при вращении вокруг вертикальной оси, пересекающей середину оси передних колес (занос) или вокруг вертикальной оси, пересекающей середину оси задних колес (снос), кг · м^2 .

Результирующий(суммарный) момент $\Delta M_{\text{вр}}$, вызывающий дополнительное вращение центра масс автомобиля

$$\Delta M_{\text{вр}} = \begin{cases} 0, \text{если } -M_{TS}(0) \le M_{\text{вр}} \le M_{TS}(0); \\ M_{\text{вр}} - M_{TS}\left(\Delta\omega_m\right), \text{если } M_{\text{вр}} > M_{TS}(0) \text{ или } \Delta\omega_m > 0; \\ M_{\text{вр}} + M_{TS}\left(\Delta\omega_m\right), \text{если } M_{\text{вр}} < -M_{TS}(0) \text{ или } \Delta\omega_m < 0, \end{cases} \tag{5}$$

где M_{TS} – результирующий момент поперечных сил трения, действующих на колеса от дороги, Н · м;

$M_{\text{вр}}$ – момент, вызванный действием центробежной силы(центробежная сила рассматривается в неинерциальной системе отсчета, связанной с центром масс автомобиля, в качестве специальной поправки – силы инерции; введение этой и других поправок позволяет применять законы Ньютона в рассматриваемой неинерциальной системе отсчета) и вызывающий дополнительное вращениеавтомобиля либо вокруг передней (занос), либо вокруг задней оси (снос), Н · м

$$M_{\text{вр}} = \begin{cases} \left(m_3 + m_4\right) \cdot m_0^{-1} \cdot b \cdot F_c \text{ , если } M_{\text{т}34} < M_{\text{т}12}; \\ 0, \text{если } M_{\text{т}34} = M_{\text{т}12}; \\ -\left(m_1 + m_2\right) \cdot m_0^{-1} \cdot b \cdot F_c \text{ , если } M_{\text{т}34} > M_{\text{т}12}, \end{cases} \tag{6}$$

где m_i , $1 \le i \le 4$ – массы, соответственно приходящиеся на 1-е (переднее левое), 2-е (переднее правое), 3-е (заднее левое) и 4-е (заднее правое) колесо, кг;

$m_0 = \sum_{i=1}^{4} m_i$ – суммарная масса автомобиля, кг;

$F_c = b^{-1} V_m^2 m_0 \widehat{\Psi}_c$ – центробежная сила, приложенная к центру масс автомобиля, Н.

$M_{т34}$ – момент поперечных сил трения, приложенных к колесам задней оси автомобиля, относительно вертикальной оси вращения, расположенной посередине оси передних колес автомобиля, Н · м.

$M_{т12}$ – момент поперечных сил трения, приложенных к колесам передней оси автомобиля, относительно вертикальной оси вращения, расположенной посередине оси задних колес автомобиля, Н · м.

Результирующий момент поперечных сил трения (M_{TS}) при сносе ($M_{т12}$)или заносе ($M_{т34}$), противоположный моменту $M_{вр}$

$$M_{TS} = \min\{M_{т12}, M_{т34}\}. \quad (7)$$

Моменты поперечных сил трения$M_{т12}$ и $M_{т34}$через коэффициент поперечного трения k_{sq}зависят и от$\Delta\omega_m$, и от продольных скольжений рассматриваемых колес, и от динамического перераспределения нагрузкимежду колесами, и от давления в шинах, и даже от температуры шин, и, конечно, от характеристик опорной поверхности. Приближенно выражения для$M_{т12}$ и $M_{т34}$ с учетом перераспределения нагрузки между осями автомобиля за счет реактивного моментазаписываются в компактном виде

$$M_{т12} = b \cdot \left[(m_1 + m_2) g - b^{-1} \sum_{i=1}^{4} R_{di} F_i \right] \cdot k_{sq}; \quad (8)$$

$$M_{т34} = b \cdot \left[(m_3 + m_4) g + b^{-1} \sum_{i=1}^{4} R_{di} F_i \right] \cdot k_{sq}, \quad (9)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2;

R_{di} – динамический радиус i-го колеса, м;

$F_i = F_{di} - F_{Ti}$ – тягово-тормозная сила i-го колеса, Н;

F_{di} – тяговая сила i-го колеса, Н;

F_{Ti} – тормозная сила i-го колеса, Н.

Момент инерции автомобиля, используемый в уравнении (4), записывается в виде

$$J_z = \begin{cases} 0.25 \cdot a_1^2 \cdot (m_1 + m_2) + b^2 (m_3 + m_4), \text{ если } M_{т34} < M_{т12}; \\ 0.25 \cdot a_2^2 \cdot (m_3 + m_4) + b^2 (m_1 + m_2), \text{ если } M_{т34} > M_{т12}, \end{cases} \quad (10)$$

где a_1 – колея передних колес автомобиля, м;

a_2 – колея задних колес автомобиля, м.

Случай$M_{т12} = M_{т34}$в условиях рассматриваемой задачи соответствует отсутствию сноса или заноса автомобиля.

В качестве критерия эффективности решения задачи стабилизации $\Delta\omega_m$ введем квадратичный функционал качества управления, соответствующий функционалу потерь в задаче Лагранжа

$$Q(t_2) = \int_{t_1}^{t_2} |\Delta\omega_m(\tau)| d\tau \to \min \quad (11)$$

при управляющих воздействиях, принадлежащих множеству допустимых значений.

Предлагаемое техническое решение

Под виртуальными датчиками понимаются алгоритмические конструкции, позволяющие формировать адекватные оценки физических переменных.

В рамках предлагаемой функции (системы) повышения курсовой устойчивости автомобиляпредусмотрено прогнозирование выхода автомобиля на режим дополнительного вращения центра масс за счет экстраполяции оценки угла поворота управляемых колес ($\widehat{\Psi}_c^{Э}$), граничных скоростей заноса ($V_{гр\,34}^{Э}$), сноса ($V_{гр\,12}^{Э}$) и опрокидывания ($V_{гр\,оп}^{Э}$), а также экстраполяции скорости движения центра масс автомобиля [4]. Если минимальная из прогнозируемых граничных скоростей ($V_{гр}^{Э}$) оказывается меньше прогнозируемой скорости центра масс ($V_m^{Э}$), товодитель информируется о превышении граничной скорости. Если водитель не изменяет управляющие воздействия на акселератор или руль после предупреждения, то для предотвращения опасных предпосылок сноса или заноса автоматически может быть уменьшена тяга с целью снижения скорости до момента, пока скорость движения автомобиля не станет ниже граничной.В случае, если занос или снос все же возник, то вместе сработой штатной ЭКУ (при наличии) может применяться дозированное автоматическое торможения до момента снижения скорости движения ниже динамической границы.

Дополнительная угловая скорость вращения центра масс автомобиля$\Delta\omega_m$ в алгоритме рассматриваемого виртуального датчика вычисляется по уравнениям математической модели вращения колес

автомобиля при прохождении виража. В соответствии с данной моделью оценка угла поворота управляемых колес

$$\widehat{\Psi}_c = \Psi_c + a^{-1} \cdot b \cdot V_m^{-1} \cdot \left(\Delta V_{si} - \Delta V_{sj}\right) + b \cdot V_m^{-1} \cdot \Delta\omega_m, \qquad (12)$$

где Ψ_c – угол поворота управляемых колес, рад;

$a = 0.5 \cdot (a_1 + a_2)$ – среднее значение колеи автомобиля, м.

ΔV_{si}, ΔV_{sj} –скорости продольных скольжений колес одной оси, выбираемые из условия минимума $|\Delta V_{si} + \Delta V_{sj}|$, м/с.

В алгоритме рассматриваемого виртуального датчика оценка дополнительной угловой скорости вращения $\Delta\widehat{\omega}_m$ определяется на основании

$$\Delta\widehat{\omega}_m = \begin{cases} 0, \text{если } |\widehat{\Psi}_c| \le \Psi_{c\,\text{гр}}; \\ \left(\widehat{\Psi}_c - \Psi_{c\,\text{гр}}\right) \cdot b^{-1} \cdot V_m \cdot sgn\left(\Delta\Psi_{c\,\text{гр}}\right), \text{если } \widehat{\Psi}_c > \Psi_{c\,\text{гр}}; \\ \left(\widehat{\Psi}_c + \Psi_{c\,\text{гр}}\right) \cdot b^{-1} \cdot V_m \cdot sgn\left(\Delta\Psi_{c\,\text{гр}}\right), \text{если } \widehat{\Psi}_c < -\Psi_{c\,\text{гр}}, \end{cases} \qquad (13)$$

где $\Delta\Psi_{c\,\text{гр}} = \Psi_{c\,\text{гр12}} - \Psi_{c\,\text{гр34}}$– разность граничных углов, рад;

$\Psi_{c\,\text{гр}} = \min[\Psi_{c\,\text{гр12}}, \Psi_{c\,\text{гр34}}]$ –результирующий граничный угол поворота управляемых колес, рад;

$\Psi_{\text{с гр12}} = 2 \cdot [m_{12} \cdot g \cdot b - R_d \cdot a_{dT}] \cdot k_{Sq} \cdot V_m^{-2}$ – граничный угол поворота управляемых колес для случая сноса передних колес, рад;

$\Psi_{\text{с гр34}} = 2 \cdot [m_{34} \cdot g \cdot b + R_d \cdot a_{dT}] \cdot k_{Sq} \cdot V_m^{-2}$ – граничный угол поворота управляемых колес для случая заноса задних колес, рад;

$m_{12} = (m_1 + m_2) \cdot m_0^{-1}$ – развесовка на передней оси автомобиля;

$m_{34} = (m_3 + m_4) \cdot m_0^{-1}$ – развесовка на задней оси автомобиля;

$a_{dT} = a_d - a_T$ – тягово-тормозное ускорение,м/с^2;

a_d – тяговое ускорение, м/с^2;

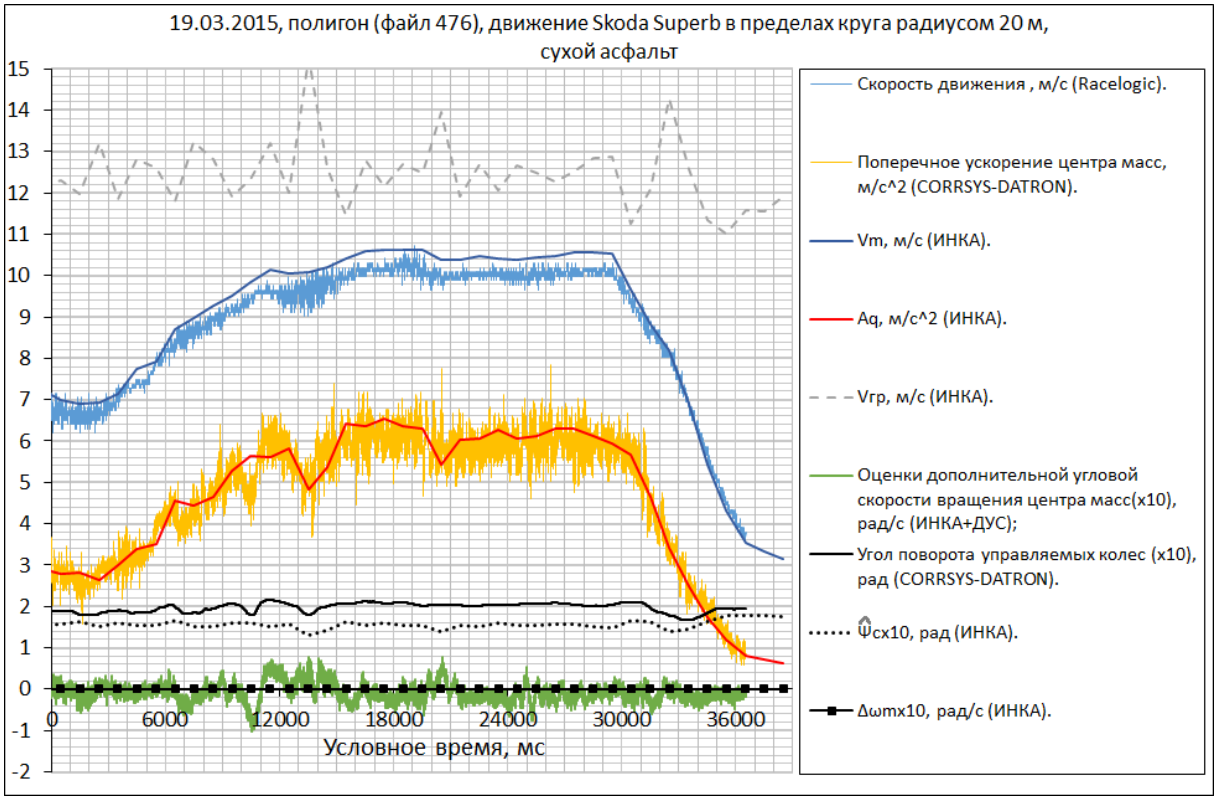
a_T – тормозное замедление, м/с^2.

Скорость центра масс V_m, ускорение a_m и оценка угла поворота управляемых колес $\widehat{\Psi}_c$ измеряются в ИНКА-системе с периодом ΔT=1 с. Тягово-тормозное ускорение a_{dT} определяется из уравнения продольного движения центра масс с идентифицированными параметрами зависимостей лобового аэродинамического сопротивления и трения качения шин.

Экспериментальные результаты

На рис. 1 представлены временные диаграммы движения по сухому асфальту автомобиля SkodaSuperb 3T4 в пределах круга радиусом 20 м без

срабатывания ESP.Параметры зарегистрированы с помощью измерительного оборудования фирм CORRSYS-DATRON и RACELOGIC: измерительного руля MSW, датчиков ускорений и датчиков угловых скоростей (ДУС)TANS, системы регистрации скорости движения Vbox 3i, блока обработки и регистрации сигналов датчиков μEEP-11.Дополнительно показана граничная скорость (Vгр) сноса передних, заноса задних колес или опрокидывания (минимальная из трех) по данным ИНКА-системы.



Aq – поперечное ускорение центра масс автомобиля по данным ИНКА-системы, м/с^2.

Рис. 1. Временные диаграммы движения автомобиля по кругу без заносов и сносов

Анализ временных диаграмм рис. 1 показывает, что при использовании$\widehat{\Psi}_c$ от ИНКА-системы(в вычислении ω_m) и $\frac{d\Psi_m}{dt}$ от датчика угловой скорости(ДУС)TANS для оценивания дополнительной угловой скорости вращения центра масс автомобиля (ИНКА+ДУС) по формуле(2) получаемые оценкив условиях движения без сносов и заносов колес ложатся в окрестности нуля, что свидетельствует о корректности приведенных рассуждений. Отдельные выбросы вызваны тем, что частота опроса датчиков угловой скорости, входящих в состав испытательного оборудования CORRSYS-DATRON, составляла 1 кГц, а оценки $\widehat{\Psi}_c$ формируются ИНКА-

системой с частотой 1 Гц. Оценки $\Delta\omega_m$ от предлагаемого виртуального датчика (отмечены квадратными маркерами) остаются нулевыми на всем диапазоне времени графика рис. 1, что свидетельствует об адекватности его работы в рассмотренном режиме движения; отсутствие ложных выбросов свидетельствует о высокой достоверности данных, получаемых от виртуального датчика.

Заключение

Использование алгоритмов достраивания оценок дополнительной угловой скорости вращения центра масс автомобиля вокруг вертикальной оси на основании данных о частотах вращения колес и настроечных параметров позволяет:

– расширить функции повышения курсовой устойчивости в существующей конфигурации технических средств современного автомобиля;

– сохранить работоспособность ЭКУ в случае отказа датчика угловой скорости или некоторых датчиков частот вращения колес;

– создать информационную избыточность, которая может использоваться как в целях повышения отказоустойчивости, так и в целях самодиагностики и юстировки.

Список использованной литературы

1. Системный анализ дорожного движения и дорожно-транспортных происшествий: Сборник научных трудов / Под ред.: В.А. Иларионов и др. – М.: МАДИ, 1989 – 107 с.

2. Системы торможения и стабилизации: Программа самообучения. – SkodaService №88, (год не указан). – 55 с.

3. Бузников С.Е., Тамбулатов П.В., Шабанов Н.С. Граничные скорости систем активной безопасности автомобиля // Научно-технический журнал «Вестник Воронежского государственного технического университета». – 2011 – т. 7, № 11.2 – С. 116–118.

4. Бузников С.Е., Елкин Д.С. Идентификация максимальных значений коэффициентов трения скольжения колес автомобиля: Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610818. Роспатент, 2007.

УДК629.067

ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ

С.Е. Бузников, Д.С. Елкин, Н.С. Шабанов, В.О. Струков

Аннотация. *В статье приводится описание виртуального датчика состояния водителя, оценивающего его двигательную активность по состоянию органов управления (управляющие воздействия на педали акселератора и тормоза, на рычаг переключения передач в случае МКПП). Состояния органов управления идентифицируются с помощью соответствующих виртуальных датчиков на основании данных о частотах вращения колес и настроечных параметров конкретного автомобиля. Корректное функционирование контроля состояния водителя сохраняется даже при 3-х отказавших датчиках частот вращения колес из 4-х, что ставит предлагаемую систему в ранг систем, обладающих рекордной живучестью.*

Ключевые слова: *контроль бодрствования, двигательная активность, состояние органов управления, безопасность.*

Бузников Сергей Евгеньевич, к.т.н., доцент, главный специалист; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: sergey.buznikov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Елкин Дмитрий Сергеевич, ведущий инженер-программист; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: dmitry.elkin@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;.

Шабанов Николай Сергеевич, ведущий инженер; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: nikolay.shabanov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Струков Владислав Олегович, аспирант, инженер; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: vladislav.strukov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Введение

Причинами столкновений автомобиля со встречными, попутными и неподвижными препятствиями в отсутствии дестабилизирующего фактора и ошибок маневрирования является неудовлетворительное состояние водителя.

В таком состоянии возрастает время реагирования водителя при торможении и маневрировании, снижается угол обзора в передней полусфере и дальность обнаружения препятствий.

К числу основных факторов, вызывающих неудовлетворительное состояние водителя, можно отнести:

– усталость, в частности, накапливаемую в результате длительного пребывания за рулем;

– алкогольное или наркотическое опьянение;

– обострение хронических заболеваний сердечно-сосудистой системы, легких, нервной системы и др.;

– стрессы, вызываемые разнообразными причинами, включая бытовые, семейные, межличностные и др.

Переход из состояния бодрствования в состояние сна с полной потерей управления автомобилем может происходить в результате накопленной усталости, алкогольного или наркотического опьянения. Обострения хронических заболеваний могут приводить к обморочным состояниям, сопровождающимся потерей сознания и даже смерти.

Если переход в эти состояния (сна, обморока или смерти) сопровождается снижением двигательной активности рук и ног водителя, находящегося в постоянном контакте с органами управления, то стрессовые состояния характеризуются агрессивным стилем вождения с интенсивными разгонами, торможениями и резкими маневрами со значительными продольными и поперечными перегрузками.

Задача контроля состояния водителя сводится к обнаружению опасных состояний водителя на ранних стадиях их возникновения, формировании пробуждающих сигналов или сигналов повышенной опасности и, в случае необходимости, выполнения программы безаварийной принудительной остановки транспортного средства.

Общая характеристика проблемы

В мировой практике накоплен значительный опыт по созданию систем мониторинга состояния водителя [1]. Принцип их действия основан на измерении определяемых физиологических параметров состояния водителя, таких как частота пульса, величина артериального давления, частота дыхания, положение головы, состояние зрачков глаз, частота мерцания век, температура участков тела, электропроводность кожи рук и др.

Сравнение результатов измерения указанных параметров или их части с эталонными значениями, которые могут иметь индивидуальный характер, с учетом пороговых значений допустимых отклонений дает возможность сделать вывод о наступлении опасного состояния как события.

В этом случае возможны ошибки первого и второго рода:

1) Ошибки первого рода (ложная тревога) возникают тем чаще, чем меньше пороговые значения допустимых отклонений в пространстве признаков.

2) Ошибки второго рода (пропуск события) характеризуются тем, что опасное состояние наступает, но не обнаруживается как превышение пороговых значений в пространстве признаков.

Следует отметить, что диагностирование некоторых хронических заболеваний, например, психических, требует проведения длительного комплексного обследования с привлечением высококвалифицированных специалистов и современного медицинского оборудования.

Очевидно, что в реальных условиях любая из подобных систем мониторинга состояния будет формировать как ошибки первого, так и второго рода.

Исполнение программы принудительной безаварийной остановки транспортного средства в случае, когда в систему не поступает сигнал от водителя, подтверждающий его работоспособность, предусматривает остановку в произвольной точке маршрута. При этом предполагается, что ущерб от неуправляемого движения автомобиля, существенно больше, чем от остановившегося в произвольном месте, создающего помехи движению и провоцирующего аварийную обстановку.

Активация программы принудительной остановки вследствие ошибок первого рода может иметь фатальные последствия, например, при обгоне по полосе встречного движения на пределе временного интервала столкновения со встречным транспортом.

Наличие частых ошибок второго рода из-за высокого порогового уровня допустимого отклонения от эталона, либо отсутствие в анализируемом пространстве признаков значимого параметра эквивалентно отсутствию системы мониторинга состояния водителя.

Другим направлением в создании систем мониторинга состояния водителя является анализ управляющих воздействий, формируемых водителем на рулевое колесо, педали акселератора и тормоза, а в случае механической коробки переключения передач (КПП) ещё на педаль сцепления и рычаг переключателя передач.

Принцип действия подобных систем основан на формировании статистического эталона водителя на начальном временном интервале поездки, включая средние значения ускорений и замедлений, скорости и угла поворота рулевого колеса, пробуксовок ведущих колес, установившейся скорости движения и др.

Текущие значения перечисленных параметров движения сравниваются с индивидуальными статистическими и, в случае превышения допустимого порога расхождения, формируются либо сигналы пробуждения, указание остановиться для отдыха, либо активируется программа принудительной остановки.

Ошибки первого и второго рода также характерны для систем этого типа. Некоторым положительным отличием от систем первого типа является отсутствие дополнительной измерительной аппаратуры физиологических параметров, изменений в конструкции органов управления и дополнительного оснащения водителя специальными очками, перчатками, головными уборами и т.д.

Предлагаемое техническое решение

Под виртуальными или возможными при определенных условиях датчиками понимаются алгоритмические конструкции, основанные на математических моделях объекта и замещающие физические датчики переменных состояния.

В предлагаемом виртуальном датчике мониторингсостояния водителя и формирование пробуждающих сигналов реализуется программно на основании вычисления производных управляющих воздействий на акселератор, тормоза и КПП.

Состояния органов управления идентифицируются с помощью соответствующих виртуальных датчиков на основании данных о частотах вращения колес и настроечных параметров конкретного автомобиля [2], что исключает потребность в физических датчиках состояния органов управления автомобиля. Подобный принцип позволяет создать информационную избыточность, которая используется для информационного резервирования отказов датчиков частот вращения колес. Корректная работоспособность функции контроля состояния водителя сохраняется даже при 3-х отказавших датчиках частот вращения колес из 4-х, что ставит предлагаемую систему в ранг систем, обладающих рекордной живучестью.

Так, в частности, виртуальные датчики состояния органов управления автомобилем должны обеспечивать формирование адекватных оценок вектора управляющих воздействий

$$U = (U_1\ , U_2\ , U_3\ )^T\ , \qquad (1)$$

где $U_1\ \in \{0; 1; \dots ; U_{1max}\}$ –номер передачи КПП;

$U_1\ = 0$ – нейтральное положение КПП;

U_{1max} – наивысшая передача КППконкретного автомобиля;

$U_2\ = 2 \cdot \sin^2\left(\frac{\varphi_{\text{др}}}{2}\right)$ – управляющее воздействие на акселератор;

$\varphi_{\text{др}}$ – угол поворота дроссельной заслонки, рад (в случае ДВС);

$U_3\ = P_T\ \cdot P_{Tmax}^{-1}$ – управляющее воздействие на тормоза;

P_T – текущее значение избыточногодавления в тормозной системе, бар (1 бар = 10^5 Па);

P_{Tmax} – максимальное давление в тормозной системе, бар.

Дифференциальное уравнение продольного движения центра масс автомобиля представим в виде

$$\frac{dV_m}{dt} = a_{dT}\left(U_1\ , U_2\ , U_3\ \right) - k_x\ \cdot m_0^{-1} \cdot V_m^2 - k_{\text{тр}} \cdot g - g \cdot \sin\alpha_T\ , \quad (2)$$

где V_m –линейная скорость движения центра масс автомобиля, м/с;

t – время, с;

$a_{dT}\left(U_1\ , U_2\ , U_3\ \right) = a_d\ \left(U_1\ , U_2\ \right) - a_T\ \left(U_3\ \right)$ – тягово-тормозное ускорение, равное разности тягового ускорения (a_d) и тормозного замедления (a_T), м/с^2;

k_x – коэффициент аэродинамического сопротивления, кг·м$^{-1}$;

m_0 – суммарная масса автомобиля, кг;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент трения качения шин;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

α_T – угол продольного уклона дороги, рад.

*Прямая задача*определенияV_m при известныхU_1 , U_2 и U_3 сводится к вычислению a_d и a_T с учетом их верхних и нижних границ и интегрированию уравнения (2) с известными параметрами, решение которого при известных начальных условиях $V_m\ (0)$ является единственным.

*Обратная задача*определения U_1 ,U_2 и U_3 по известной $V_m\ (t)$ является некорректной.

Так, в частности, a_{dT}является разностью $a_d\ \left(U_1\ , U_2\ \right)$ и$a_T\ \left(U_3\ \right)$, а определениеуменьшаемого и вычитаемого по их разности имеет бесконечное множество решений. Одинаковые тяговые ускорения$a_d\ \left(U_1\ , U_2\ \right)$ могут достигаться на различных передачах U_1 при отличающихсяU_2 .

С целью приведения некорректной задачи к корректной, имеющей единственное решение, вводятся следующие доопределяющие свойства объекта и процесса управление им.

Свойство детерминированности состоянияU_1 АКПП заключается в том, что текущее состояние в дискретном времени определяется алгоритмом переключения передач с неотключаемой трансмиссией. В случае механической коробки переключения передач используется несколько отличное решение задачи управления КПП.

*Свойство раздельного управления акселератором и тормозами*определяется тем, что воздействия на педали акселератора и тормоза формируются водителем, как правило, правой ногой.

С точки зрения управления, данное свойство формулируется в виде

$$\begin{cases} \text{Если } U_2\ > U_{2min}\text{, то } U_3\ = 0; \\ \text{Если } U_3\ > 0\text{, то } U_2\ = U_{2min}\text{,} \end{cases} \quad (3)$$

где U_{2min} –управляющее воздействие, соответствующее отсутствию приложенной силы к педали акселератора.

Свойство минимума аддитивной составляющей затрат на управление основано на допущении о квазиоптимальности управления, формируемого водителем при торможении. В этом случае, если$a_{dT} < a_{dmin}$, то$a_T > 0$ и $U_3 > 0$, а согласно (3) $U_2 = U_{2min}$. В противном случае, если $a_{dT} \geq a_{d\min}$, то $U_2 \geq U_{2min}$, и, следовательно, $U_3 = 0$ и $a_T = 0$.

Величинаa_{dmin} определяется с использованием эмпирических характеристик двигателя и трансмиссии автомобиля [2].

Суммарное тягово-тормозное ускорение $a_{dT} \geq a_{dmin}$ может достигаться, как в случае торможением двигателем при$U_2 > U_{2\min}$ и$U_3 = 0$, так и в случае $U_2 = U_{2\min}$ при включении тормозов$U_3 > 0$. В первом случае аддитивная составляющая затрат на управление оказывается строго меньше, чем во втором, что устраняет неопределенность выбора решения[2].

Принцип работы предлагаемого виртуального датчика состояния водителя сводится к следующему: если на ограниченном временном интервале производные управляющих воздействий по модулю близки к нулю, то это означает неподвижность ступни правой ноги водителя и правой руки (для случая механической КПП). Длина временного интервала зависит от скорости движения и линейно возрастает с её ростом, так какс увеличением скорости возрастают уровни вибраций, достигающие дискомфортной зоны.

Если после окончания временного интервала производные остаются на прежнем уровне, то на панели блока обработки информации последовательно загораются индикаторы превышения безопасной скорости, аварийного падения давления в шинах, аварийного перегрева шин и индикатор недопустимых скольжений колес. Если же и после этого водитель не реагирует на аварийную индикацию, то включается звуковая сигнализация, а индикаторы переходят в режим синхронного мигания. Сброс временного интервала и аварийной сигнализации происходит в случае невыполнения условий малости модулей хотя бы одной из трех производных [3]. В условиях городского цикла с чередованием разгонов и торможений контрольные сигналы не формируются и не отвлекают водителя от управления. Скоростной диапазон контроля состояния водителя начинается с 36 км/час, что исключает необходимость подтверждения его активности при движении в пробках.

Величина временного интервала (с) подачи контрольных сигналов задается уравнением:

$$\Delta T_K = 10 \cdot c_1 + c_2 \cdot V_m , \qquad (4)$$

где c_1 – коэффициент приведения размерности, $c_1 = 1$ с

c_2 – коэффициент приведения размерности, $c_2 = 1\ \text{с}^2/\text{м}$.

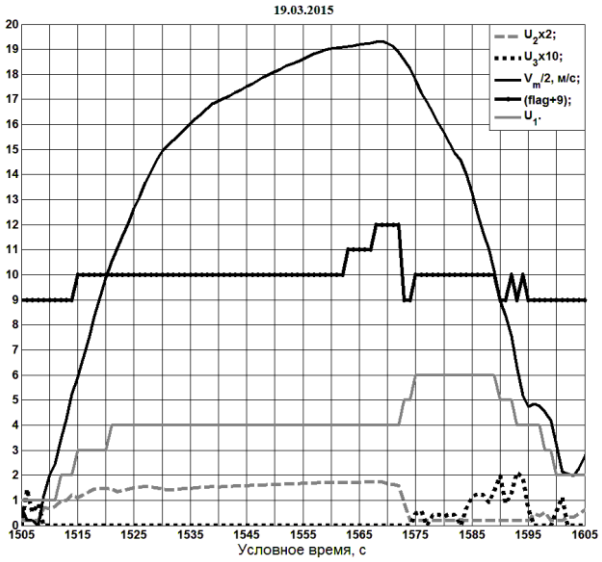
Нижний порог временного интервала составляет 20 с при скорости $V_m = 10$ м/с (36 км/ч) и линейно возрастает до 60 с при продольной скорости движения центра масс $V_m = 50$ м/с (180 км/ч).

Экспериментальные результаты

Испытания предлагаемой функции контроля состояния водителя проводились на динамометрической дороге Дмитровского автополигона ФГУП «НАМИ».На временных диаграммах статус системы контроля состояния водителя характеризуется переменной

$$flag = \begin{cases} 0, & \text{если условия по скорости и производным} \\ & \text{управляющих воздействий не выполняются;} \\ 1, & \text{если считается контрольный временной интервал;} \\ 2, & \text{если формируются контрольные сигналы;} \\ 3, & \text{если включена световая и звуковая} \\ & \text{пробуждающая сигнализация.} \end{cases} \quad (5)$$

На временной диаграмме (рис. 1) зафиксирован разгон автомобиля SkodaSuperb 3T4 до скорости ~39 м/с (~140 км/ч) с автоматическим переключением передач с первой до четвертой при практически постоянном управляющем воздействии на акселератор.



U_2x2 – умноженное на 2, изначально нормированное управляющее воздействие на акселератор; U_3x10– умноженное на 10, изначально нормированное управляющее воздействие на тормоза; V_m/2 –деленная на 2 линейная скорость движения центра масс автомобиля, м/с; (flag+9) –

сдвинутая вверх на 9 единиц переменная flag; U_1– номер передачи АКПП.

Рис. 1. Временная диаграмма полного цикла срабатывания системы

Полный цикл срабатывания системы заканчивается на 1573-й секунде в момент сброса управляющего воздействия на акселератор и начала торможения с автоматическим переключением передач с 4-й на 5-ю и 6-ю, а затем с 6-й до 2-й. Величина контрольного интервала для скорости 38 м/с составляет 48 с.

Заключение

Анализ результатов проведенных исследований позволяет сформулировать следующие выводы:

– виртуальный датчик состояния водителякорректно работает по крайней мере в диапазоне скоростей от 36 до 140 км/ч.

– моменты времени снижения двигательной активности водителя по состоянию органов управления определяются достоверно;

– последовательность формирования контрольных временных интервалов, контрольных и пробуждающих сигналов выполняется в соответствии с алгоритмом мониторинга состояния водителя;

– сброс контрольных интервалов, контрольных и пробуждающих сигналов в автомобилях с автоматической трансмиссией выполняется четко по незначительному изменению управления на акселераторе и тормозах с минимальным запаздыванием;

– функционирование системы контроля состояния водителя не требует от него дополнительных действий, подтверждающих активность водителя;

– система не требует настройки на индивидуальные характеристики водителя и может использоваться на автомобилях без ограничения по моделям;

– контроль состояния водителя реализуется системой в минимальной конфигурации технических средств и не требует дополнительной аппаратуры.

Список использованной литературы

5. Makoto Itoh. Human Monitoring-Based Driving Support, Proceeding of the 17th World congress IFAC, Seoul, Korea, July 6–11, 2008. – pp. 15076–15086.

6. Бузников С.Е. Виртуальные датчики состояния органов управления интеллектуальных систем активной безопасности автомобиля // Проблемы управления безопасностью сложных систем: Труды XX международной конференции. – М.: РГГУ, 2012. – С. 416–419.

7. Бузников С.Е. Елкин Д.С. ИНКА–АНТИСЛИП. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007613445. Роспатент, 2007.

УДК629.067

ВИРТУАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУР ПЕРЕГРЕВА ШИН И ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ

С.Е. Бузников, Н.С. Шабанов

Аннотация. *В статье обоснованаактуальность задач мониторинга и динамической стабилизации температур перегрева шин и рабочих поверхностей фрикционных тормозных механизмов автомобиля.Упомянуты основные технические решения, используемые для решения обозначенных задач мониторинга в серийных автомобилях.Описаны математические модели, составляющие основу предлагаемого виртуального датчика температур, использование которых позволяет достичь рекордных системных показателей. Представлены экспериментальные результаты, подтверждающие адекватность предлагаемого технического решения.*

Ключевые слова: *системы активной безопасности, безопасность дорожного движения, тормозные механизмы, виртуальные датчики, интеллектуальные системы.*

Бузников Сергей Евгеньевич, к.т.н., доцент, главный специалист; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: sergey.buznikov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Шабанов Николай Сергеевич, ведущий инженер; ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: nikolay.shabanov@nami.ru, тел.: +7 (495) 456-57-00, факс: +7 (495) 456-31-32;

Введение

Системный анализ проблемы безопасности дорожного движения показывает, что наиболее актуальным направлением её решения является создание систем активной безопасности и оснащение ими действующего парка автомобилей [1].

Согласно результатам исследований, проведенных зарубежными [2] и отечественными специалистами [3], температура шин оказывает существенное влияние на коэффициенты сцепления с дорожным покрытием. Стабильные значения коэффициентов сцепления сохраняются в

определенном температурном диапазоне, превышение границ которого сопровождается их резким уменьшением. К примеру, для летних шин характерный температурный диапазон, требующийся для оптимального сцепления, составляет от $+50\ ^{\circ}\mathrm{C}$ до $+90\ ^{\circ}\mathrm{C}$ [2, с. 57], а для зимних шин характерным является температурный диапазон от $-20\ ^{\circ}\mathrm{C}$ до $+15\ ^{\circ}\mathrm{C}$ [2, с. 100]. Превышение температуры нагрева шин до значений порядка 120 °C приводит к отслоению протектора и разрушению корда.

Функционирование фрикционных тормозов автомобиля сопровождается их нагревом значительной интенсивности. Значения допустимых температур нагрева рабочих поверхностей тормозов ограничиваются как температурой закипания тормозной жидкости, так и условиями пластической деформации элементов колесных тормозных механизмов. Нижние границы температур нагрева тормозных дисков (барабанов) определяются условиями образования водяной пленки на рабочих поверхностях вследствие атмосферных осадков, движения по покрытой водой поверхности, а также значительным увеличением вязкости тормозной жидкости при отрицательных температурах, что сопровождается ощутимым ростом запаздывания в срабатывании тормозов. Образование водяной пленки на рабочих поверхностях фрикционного колесного тормозного механизма сопровождается резким снижением эффективности работы.

Так как шины и тормоза являются критическими узлами автомобиля, непосредственно влияющими на безопасность движения, то мониторинг координат состояния данных элементов, в частности температур, а также определение граничных значений диапазонов безопасной эксплуатации являются необходимыми функциями полнофункциональной системы активной безопасности.

Существующие системы непрерывного мониторинга температур шин иколесных тормозных механизмов имеют в своём составе дополнительные физические датчики. В случае отказа колесного датчика в данных системах теряется наблюдаемость температуры соответствующего объекта, что является существенным недостатком.

Постановка задачи

В первом приближении задача динамической стабилизации температур нагрева шин автомобиля имеет вид

$$T_{\text{гр}\,i}^{\text{Н}} \le T_i\,(t) \le T_{\text{гр}\,i}^{\text{В}},\ 1 \le i \le 4, \qquad (1)$$

где $T_{\text{гр}\,i}^{\text{Н}}$ и $T_{\text{гр}\,i}^{\text{В}}$ – соответственно нижние и верхние границы температурного диапазона нагрева i-й шины, в котором шина сохраняет стабильные максимальные значения коэффициентов трения скольжения, $^{\circ}\mathrm{C}$;

T_i **(**t**)** – температура i-й шины, $^{\circ}\mathrm{C}$.

Для радиальной шины в широком диапазоне скоростей по крайней мере для установившихся тепловых режимов при качении температура протектора практически равна температуре во внутренней полости шины с отклонением не более 10% для угла протектора на глубине его рисунка, и приблизительно на 20% ниже в других точках протектора [3]. Таким образом, при определенных условиях для задачи динамической стабилизации температуры может быть использована температура во внутренней полости шины.

Задача стабилизации температур рабочих поверхностей (поверхностей трения) колесных тормозных устройств имеет следующий вид

$$T_{\text{гр}}^{\text{Н}*} \le T_i^*(t) \le T_{\text{гр}}^{\text{В}*},\ 1 \le i \le 4, \tag{2}$$

где $T_{\text{гр}}^{\text{Н}*}$ – нижняя граница температур нагрева рабочих поверхностей тормозов, определяемая состоянием внешней среды, $^{\circ}\mathrm{C}$;

$T_{\text{гр}}^{\text{В}*}$ – верхняя граница температур нагрева рабочих поверхностей тормозов, $^{\circ}\mathrm{C}$;

$T_i^*(t)$ – температура рабочих поверхностей тормозного механизмаi-го колеса, $^{\circ}\mathrm{C}$.

Нижняя граница $T_{\text{гр}}^{\text{Н}*}(t)$ температур нагрева тормозов определяется в виде

$$T_{\text{гр}}^{\text{Н}*}(t) = \begin{cases} T_{\text{экс}}^{\text{Н}*}, \text{ если } \hat{SN} = 0; \\ T_{\text{исп}}^{*}, \text{ если } \hat{SN} = 1, \text{ где} \end{cases} \tag{3}$$

где $\hat{SN}$ – бинарный признак наличия на дороге жидких осадков,

$T_{\text{исп}}^{*}$ – температура интенсивного испарения воды с рабочих поверхностей тормозов (порядка $50\ ^{\circ}\mathrm{C}$),

$T_{\text{экс}}^{\text{Н}*}$ – наименьшая температура, определяемая безопасностью эксплуатации конкретной тормозной жидкости и гидросистемы тормозов в целом (обычно $-40\ ^{\circ}\mathrm{C}$).

Так как выделение тепловой мощности при функционировании фрикционного тормозного механизма происходит на поверхностях трения, то ограничение разогрева рабочих поверхностей значением температуры кипения тормозной жидкости согласно закону теплопроводности Фурье

ведет к ограничению этим же значением температуры в любой другой точке колесного тормоза. Таким образом, для решения задачи динамической стабилизации температур колесных тормозных устройств нет необходимости учитывать коэффициенты теплопроводности элементов колесных тормозных механизмов, а необходим, во-первых, мониторинг состояния окружающей среды (температура, наличиеводы в жидком состоянии), а, во-вторых, мониторинг температур рабочих поверхностей колесных тормозов.

Предлагаемое техническое решение

Под виртуальными датчиками понимаются алгоритмические конструкции, позволяющие формировать адекватные оценки физических переменных. Отказ от узкоспециализированных физических датчиков исключает затраты на их приобретение, организацию линий связи и снижает затраты на техническое обслуживание измерительной части системы.

В качестве математической модели нагрева шин и рабочих поверхностей колесных тормозных механизмов используется I закон термодинамики и закон охлаждения Ньютона в виде следующей системы уравнений [4]

$$\begin{cases} C_{Ti}\dfrac{dT_i}{dt} = \sum\limits_{r=1}^{2} W_{ri} - C_{0i}(T_i - T_{oc}); \\ C^*_{Ti}\dfrac{dT^*_i}{dt} = W_{Ti} - C^*_{0i}(T^*_i - T_{oc}), \end{cases} \tag{4}$$

где C_{Ti} – теплоемкость*i*-й шины, Дж/К;

C_{0i} – коэффициент теплообмена *i*-й шины, Вт/К;

T_i и T_{oc} – температуры *i*-й шины и окружающей среды, $^{\circ}$C;

W_{1i}, W_{2i} – тепловые мощности, выделяемые на *i*-й шине в результате действия сил трения качения и скольжения, Вт;

C^*_{Ti} – теплоемкость *i*-го тормозного механизма, Дж/К;

C^*_{0i} – коэффициент теплообмена *i*-го тормоза, Вт/К;

T^*_i и T^*_{oc} – температуры соответственно рабочих поверхностей*i*-го тормозного механизма и окружающего воздуха, $^{\circ}$C;

W_{Ti} – тепловая мощность, выделяемая в *i*-м тормозе, Вт.

Тепловые мощности W_{1i} и W_{2i} определяются в форме

$$\begin{cases} W_{1i} = F_{Ni}\cdot k_{\text{тр}i}(P_i)\cdot|V_i|; \\ W_{2i} = F_{Ni}\cdot k_{Si}(S_i)\cdot|\Delta V_{Si}|, \quad 1\le i\le 4, \end{cases} \tag{5}$$

где $F_{N\,i}$ –нормальная составляющаядинамической нагрузки на *i*-е колесо, Н;

$k_{\text{тр}i}(P_i)$ – коэффициент трения качения *i*-й шины с внутренним давлением P_i при движении по твердой поверхности;

$k_{Si}(S_i)$ – коэффициент трения скольжения *i*-й шины при величине скольжения S_i;

V_i и ΔV_{Si} – линейные скорости вращения и продольного скольжения *i*-го колеса, м/с.

Величина тепловой мощности W_{Ti},выделяемой на тормозном механизме равна

$$W_{Ti} = k_{3i} \cdot R_{Ti} \cdot R_{ci}^{-1} \cdot U_{3i} \cdot |V_i|, \qquad (6)$$

где k_{3i} – коэффициент усиления тормозного механизма *i*-го колеса, Н;

$U_{3i} = P_{Ti} \cdot P_{T\max}^{-1}$ – управляющее воздействие на тормозной механизм *i*-го колеса;

P_{Ti} – текущее значение избыточного давления в тормозном цилиндре*i*-го колеса, бар (10^5 Па);

$P_{T\max}$ – наибольшее избыточноедавление в колесном тормозном цилиндре, предусмотренное тормозной системой в целом, бар;

R_{Ti} – радиус тормозного диска (барабана), м;

R_{ci} –радиус качения*i*-го колеса, м.

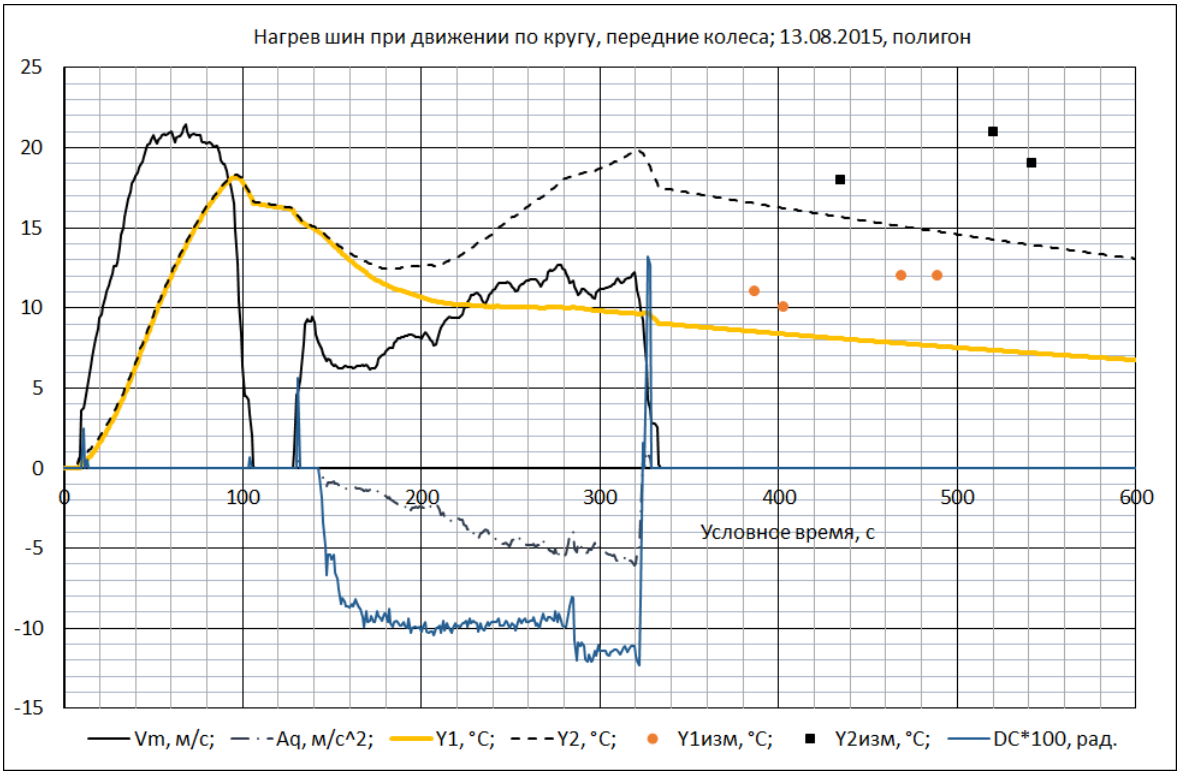
Для вычисленияоценок $F_{N\,i}, P_i, k_{\text{тр}i}(P_i), k_{Si}(S_i), U_{3i}, V_i$ и ΔV_{Si} в рассматриваемой технической системе[5] используются экспериментальные зависимости, лежащие в основе алгоритмов решения некорректных задач, позволяющие получать оценки рассматриваемых параметров на основании данных о частотах вращения колес, данных об ускорениях от акселерометра и настроечных параметров.

Экспериментальные результаты

Для оценки точности косвенных измерений температур перегрева шин проводился испытательный заезд, состоящий из движения автомобиляпо кругу продолжительностью около 3-х минут с постепенным увеличением поперечного ускорения почти до $6\ \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ и измерением температур после остановки с помощью тепловизора (ИК-визуализатора) Fluke Ti95 в области плеча шины на глубине рисунка протектора. Испытания проводились 13.08.2015 на территории НИЦИАМТ НАМИ (Дмитровский автополигон) для автомобиля SkodaSuperb 3T4, оснащенного шинами GoodyearExcellence

205/55 R16 V 94. Температура окружающего воздуха составляла +28 °С, температура поверхности асфальтобетонного покрытия +31 °С.Испытания были проведены в процессе выполнения НИР «Регистратор», Государственный контракт № 14412.0859999.20.001 от 18 ноября 2014 в рамках ФЦП «Повышение безопасности дорожного движения в 2013-2020 годах».

На рис. 1 представлены временные диаграммы нагрева шин передних колес в описанном испытательном заезде. Точками на графике отмечены значения температур перегрева, полученные на основании данных измерений тепловизора. Температура перегрева шины *i*-го колеса $Y_i = T_i - T_{oc}$ вычисляется в системе мониторинга для внутренней полости шины. Все параметры движения автомобиля, за исключением данных тепловизора, представленные на временных диаграммах рис. 1, автоматически оценены и записаны с помощью рассматриваемой ИНКА-системы.



Vm – линейная скорость движения центра масс автомобиля, м/с; Aq – поперечное ускорение центра масс автомобиля, м/с^2; Y1 – оценкатемпературы перегрева шины первого колеса (переднего левого), полученная в предлагаемой системе мониторинга, °С;Y2 – то же для шины второго колеса (переднего правого), °С; Y1изм – измеренные с помощью тепловизора значения температур шины первого колеса в области плеча шины, °С; Y1изм – то же для второго колеса; DC*100 – умноженный на 100 угол поворота управляемых колес, рад.

Рис. 1. Временные диаграммы температур перегрева шин передних колес

Анализ временных диаграмм рис. 1 показывает, что после движения автомобиля по кругу шина 2-го колеса, шедшая по внешнему радиусу, нагрелась до бóльших температур, чем шина 1-го колеса. Контрольные точки, соответствующие измерениям температур в области плеча шины, превосходят оценки температур во внутренней полости шины на величину от трех до девяти градусов по Цельсию. Этот факт объясняется тем, чтотепловой режим в шине за время движения по кругу не установился, а, следовательно, не установилось и соотношение, при котором температура в области плеча шины практически равна температуре во внутренней полости (при качении шины внутреннее трение наиболее интенсивно разогревает область плеча шины). Тот факт, что бóльшая часть тепловой мощности выделяется при качении с малыми скольжениями в плечевой зоне радиальной шины подтверждается и тем, что после остановки по данным тепловизора температура в области плеча шины продолжает некоторое время возрастать.

Для оценки точности косвенных измерений температур перегрева тормозов проводилась серия повторных торможений и разгонов до скоростей 60÷80 км/ч с последующей остановкой и измерением температур тормозных дисков с помощью тепловизора (ИК-визуализатора) FlukeTi95.Для увеличения значения коэффициентаизлучения тормозных дисков до приемлемого и известного уровня на время измерения на тормозной диск наклеивалась матовая черная самоклеящаяся лента. Испытания проводились 17.03.2015 на динамометрической дороге НИЦИАМТ НАМИ для автомобиля Skoda Superb 3T4. Температура окружающего воздуха составляла $T_{oc} = +8\ ^{o}C$.

На рис. 2 приведены временные диаграммы нагрева тормозов колес левого борта. Точками на графике отмечены значения температур перегрева, полученные на основании данных измерений тепловизора.Обозначения на графике рис. 2 аналогичны соответствующим рис. 1 с той лишь особенностью, что речь идет о температурах перегрева рабочих поверхностей колесных тормозных механизмов.

Анализ экспериментальных результатов косвенных измерений температур перегрева тормозов позволяет сделать вывод об адекватности используемой модели, позволяющей оценивать температуру тормозных дисков с ошибками в единицы градусов Цельсия.

Принципиальным отличием виртуальных датчиков температуры тормозов, применяемых в ИНКА-системе, от специализированных физических датчиков является отсутствие проблем, связанных с размещением, техническим обслуживанием, энергопотреблением, производством, транспортировкой, хранением, настройкой и утилизацией устройств измерений.

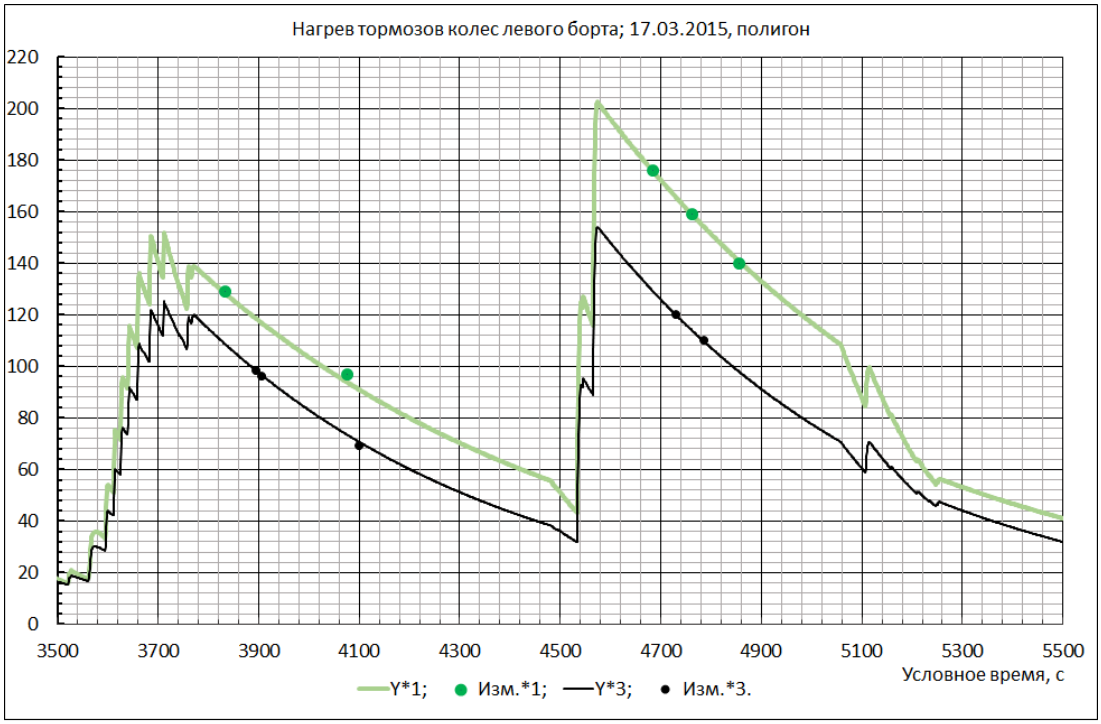


Рис. 2. Временные диаграммы температур перегрева рабочих поверхностей тормозных механизмов колес левого борта

Заключение

Необходимым условием полноценного технического решения задачи динамической стабилизации температуршин и рабочих поверхностей колесных тормозных механизмов является непрерывный мониторинг контролируемых параметров. В условиях рыночной экономикинаиболее перспективным решением поставленной задачи мониторинга видится использование виртуальных датчиков, выполняемых в минимально возможной конфигурации технических средств. В этом случае становится возможным достижение рекордных системных характеристик. Техническая система также приобретает принципиально новые свойства такие, как информационное резервирование значимых переменных и расширение набора функций системы с помощью обновления программного обеспечения, которое может осуществляться дистанционно.

Список использованной литературы:

1. Системный анализ дорожного движения и дорожно-транспортных происшествий: Сборник научных трудов / Под ред.: В.А. Иларионов и др. – М.: МАДИ, 1989 – 107 с.

2. Бакфиш К., Хайнц Д. Новая книга о шинах. / Пер. с нем. – М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. – 303 с.

3. Гуслицер Р.Л. Шина и автомобиль. – М.: ООО «НТЦ «НИИШП», 2007. – 283 с.
4. Бузников С.Е., Шабанов Н.С. Способ предотвращения аварийного перегрева шин и тормозов автомобиля и система для его осуществления: Патент № 2513439 РФ // Опубл. 20.04.2014, Бюл. № 11.
5. Бузников С.Е., Елкин Д.С. Система для предотвращения столкновений автомобиля с препятствиями «ИНКА-СПОРТ»: Патент РФ на полезную модель № 64794 // Опубл. 10.07.2007, Бюл. № 19.

УДК 621.433.2

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОБАЛЛОННЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА

В.О. Шинков, В.А. Лукшо, А.С. Теренченко

Аннотация. *При оценке особенностей эксплуатации автотранспортных средств на газовых топливах в условиях Крайнего Севера должны быть учтены несколько факторов, таких как: климатические условия региона; не развитая инфраструктура заправок итехнического обслуживания; условия хранения автотранспорта. Рассмотрены способы конвертации двигателей для работы на газовом топливе, типы систем питания, описаны условия безопасного хранения автотранспортных средств и предложены способы стимулирования перевода автотранспортных средств на газомоторные топлива.*

Ключевые слова: *газобаллонные автотранспортные средства, конвертация двигателей, безопасность хранения газобаллонных автотранспортных средств, КПГ, СУГ.*

Лукшо Владислав Анатольевич, доктор технических наук, Начальник управления «ЭТиАТ», Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт НАМИ» (ФГУП «НАМИ»), 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: luksho@nami.ru, тел.: (495) 454-45-51

Теренченко Алексей Станиславович, кандидат технических наук, доцент, Директор центра «Энергоустановки», Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт НАМИ» (ФГУП «НАМИ»), 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: terenchenko@nami.ru, тел.: (495) 454-45-51

Шинков Виталий Олегович, Инженер-исследователь управления «ЭТиАТ», Федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт НАМИ» (ФГУП «НАМИ»), 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: vitaliy.shinkov@nami.ru, тел.: (495) 454-45-51

Под газовыми топливами принято понимать углеводородные газы естественного и искусственного происхождения.К газам естественного происхождения относятся сжиженные углеводородные (или сжиженные нефтяные) газы и природный газ.На сегодняшний день для использования в качестве моторных топлив доступны следующие газовые топлива – сжиженный углеводородный газ – СУГ (пропан-бутан); сжатый (компримированный) природный газ (КПГ) и сжиженный природный газ (СПГ). В таблице 1 приведены свойства газовых топлив, а в таблице 2 приведены действующие стандарты на газовые топлива.

Таблица 1 - Состав и основные теплофизические свойства газовых топлив и бензина

Параметры	Метан	Пропан	Бензин
Кажущаяся молекулярная масса	16,0	44,0	114,3
Плотность газовой фазы при н.у., кг/м^3	0,714	1,964	5,103
Теплота сгорания, низшая, кДж/кг	51258	46555	44333
Теоретически необходимое для сгорания кол-во воздуха, кг/кг (м^3/м^3)	17,24 (9,52)	15,68 (23,81)	14,94 (58,93)
Расчетная теплота сгорания кДж/м^3	36 613	91 447	226 215
Теплота сгорания 1 моля стехиометрической смеси(кДж/моль)	3402	3667	3775
Октановое число (ОЧИ)	115	110	92

Таблица 2 – Стандарты на газовые топлива

ГОСТ 27577-2000	Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия
ГОСТ Р 52087-2003	Газы углеводородные сжиженные топливные. Технические условия.
ГОСТ 20448-90	Газы углеводородные сжиженные топливные для коммунально-бытового потребления. Технические условия
ГОСТ Р 56021-2014	Газ горючий природный сжиженный топливо для двигателей внутреннего сгорания и энергетических установок. Технические условия

При выборе вида газового топлива для автотранспорта, эксплуатируемого в условиях Сибири и крайнего Севера следует учитывать следующие факторы:

– возможность надёжного запуска двигателя при низких температурах;

– агрегатное состояние газового топлива в широком диапазоне температур окружающей среды (давление насыщенных паров);

– наличие сети заправочных станций;

– наличие инфраструктуры технического обслуживания и ремонта;

– возможность получения наибольшего экономического эффекта в части снижения эксплуатационных расходов и главным образом за счёт более низкой рыночной стоимости газового топлива;

– минимальное ухудшение потребительских качеств автотранспортного средства (АТС) (из-за увеличения массы и объёма системы хранения).

В таблице 3 представлены основные сравнительные характеристики газового моторного топлива.

Таблица 3 – Сравнительныехарактеристики газового топлива

Показатели	СУГ	КПГ	СПГ
Отношение расхода топлива, к эквиваленту 1 л бензина	1,18 л	0,9 $м^3$	1,52 л
Пробег без дозаправки (на 50 л), км	450	210-330	450
Весогабаритные характеристики оборудования	Баллоны стальные Р=1,6 МПа. Объем 50-65л. Вес 21-27 кг.	Баллоны стальные Р=19,6 МПа. Объем 250-350 л. Вес 200-245 кг	Криогенный бак Объем50-260л Вес 45-145 кг.
Сеть автозаправок	Сеть АГНС способна удовлетворить имеющийся спрос	Недостаточно развита (имеющиеся 213 АГНКС загружены на 10-15%)	Сети нет.

После выбора типа используемого топлива необходимо определиться с методом конвертации АТС для работы с газовым топливом. Существует несколько способов конвертации бензиновых и дизельных двигателей для работы на газовом топливе. В зависимости от типа АТС и условий его эксплуатации, в настоящее время нашли применение четыре способа конвертации, а именно:

1. Конвертация в однотопливные АТС – данный способ характеризуется наличием системы питания, которая обеспечивает работу двигателя только на газе. На АТС устанавливаются специальные модификации двигателей с конструктивными элементами, обеспечивающими наиболее эффективное использование газовых топлив.

2. Конвертация в однотопливные АТС с резервной системой питания – данные АТС оснащаются дополнительной (резервной) системой питания, допускающей кратковременную работу двигателя на бензине (например, при запуске холодного двигателя, на холостом ходу и малых нагрузках, в случае израсходования запаса основного топлива или в особых условиях эксплуатации).

3. Конвертация в двухтопливные АТС с независимым питанием двигателя одним из топлив – при этом способе на АТС имеются две системы питания, допускающие полноценную работу двигателя, как на газе, так и на бензине. Перевод двигателя с одного топлива на другое осуществляется переключением выбора вида топлива.

4. Конвертация в двухтопливные АТС с одновременной подачей двух топлив. На сегодняшний день практическое применение такие системы получилидля АТС с дизельными двигателями, и интерес к ним до сих пор достаточно стабилен. Особенностью данной системы питания является система раздельного хранения топлив, а также возможность отключения подачи газа и полноценная работа на дизельном топливе.

Далее рассмотрим подробней особенности конвертации бензиновых и дизельных двигателей для использования газовых топлив.

Автомобили с бензиновыми двигателями.

При конвертации бензиновых двигателей определились два варианта.

Первый – двухтопливный двигатель. В этом случае конвертация сводится практически только к установке на базовый двигатель дополнительной газовой системы питания.

Второй вариант – однотопливная модификация с резервной системой питания на бензине. В этом случае двигатель и его системы оптимизированы для достижения наилучших показателей на газе. Бензиновая система питания позволяет передвигаться в аварийном режиме.

В связи с отсутствием широко развитой инфраструктуры заправки и сервисного обслуживания перевод бензиновых двигателей легковых и лёгких коммерческих автомобилей, находящихся в частном владении, на газовые топлива ещё достаточно длительное время будет происходить по двухтопливной схеме. Такие двигатели должны полноценно работать как на бензине, так и на газе. Поэтому, ни каких доработок двигателя здесь проводиться не будет. Перевод на газовое топливо будет осуществляться путём установки дополнительной газовой системы питания с системой управления, обеспечивающей коррекцию программного обеспечения для конкретного автомобиля в процессе установки оборудования. Это в равной степени относится и к выпуску газобаллонных автомобилей с заводского

конвейера, так и в случае их переоборудования в эксплуатации. Такие системы обеспечивают выполнение современных требований по экологиикак при работе на бензине, так и на газе.

Автомобили с дизельными двигателями.

В мировой и отечественной практике существуют два способа конвертации дизельных двигателей в газовые [1].

Первый способ – это конвертация дизельного двигателя в газовый однотопливный двигатель с принудительным (искровым) зажиганием. Такой способ конвертации предполагает снижение степени сжатия и регулирование мощности дросселированием. Фактором, сдерживающим более широкое применение однотопливых газовых двигателей на АТС, является их ограниченный радиус действия, обусловленный отсутствием широкой сети газозаправочных станций. В связи с этим основная категория АТС, переводимых на газовое топливо таким способом – это городской общественный транспорт и коммунальная техника, работающая на небольшом удалении от газозаправочных станций. Эта концепция получила на сегодняшний день наибольшее распространение в мире при замене, выработавшей свой ресурс техники с дизельными двигателями, на новую технику с однотопливными газовыми двигателями. В газовых двигателях, конвертируемых таким способом из дизелей может быть реализован и цикл Миллера в сочетании с высоким турбонаддувом, обеспечивающий возможность повышения геометрической степени сжатия и соответствующее увеличение КПД. Для исключения детонационного сгорания цикл Миллера предполагает раннее (или позднее) закрытие впускного клапана для уменьшения эффективной (действительной) степени сжатия.

Второй способ предполагает конвертацию дизельного двигателя в двухтопливный двигатель (газодизель) с воспламенением от сжатия с одновременной работой на двух топливах. При этом сохраняется возможность работы только на дизельном топливе без ухудшения эксплуатационных качеств.При конвертации дизельного двигателя в газодизельный сохраняется высокая степень сжатия и качественное регулирование мощности, что благоприятно сказывается на его экономических и мощностных характеристиках. К числу достоинств второй концепции конвертации дизельных двигателей в газовые можно отнести и возможность перевода на газовое топливо автотранспорта, уже находящегося в эксплуатации. Это достоинство позволит в более короткий срок перевести на газовое топливо больший парк АТС, не дожидаясь замены дизельной автотехники по мере выработки ими ресурса,на технику с газовыми двигателями.

При конвертации дизельного двигателя в газовый используя современные системы нейтрализации достигаютсяболее высокие экологические показатели, по сравнению с базовым дизельным двигателем.

По конструктивному исполнению газовые системы питания можно разбить на два крупных подкласса:

– газовая аппаратура эжекторного типа.

– впрысковая (инжекторная) газовая аппаратура с микропроцессорной системой управления.

Так как газовая аппаратура эжекторного типа практически не используется, в связи выводом из эксплуатации карбюраторных двигателей, то наибольшее распространение в газовых двигателях с искровым зажиганием получилавпрысковая (инжекторная) газовая аппаратура с микропроцессорной системой управления, которая начала активно внедряться с появлением впрысковых бензиновых систем. Поскольку выяснилось, что впрысковые бензиновые системы позволяют прогрессировать с точки зрения выполнения действующих и перспективных требований по экологии. Благодаря развитию конструкций газовых форсунок (быстродействие, стабильность и ресурс) в совокупности с стало возможным достижение возрастающих требований по экологии. [2].

При использовании газобаллонных АТС в условиях Крайнего Севера необходимо учитывать особенности их безопасной эксплуатации.

Хранение газобаллонных автомобилей может осуществляться как на площадках открытого типа, так и в закрытых помещениях (гаражах), соответствующих требованиям, предъявляемым к автомобильным стоянкам.Категории помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности должны соответствовать требованиям действующих норм пожарной безопасности.В многоэтажных зданиях и сооружениях, предназначенных для хранения автомобилей, работающих на нефтяном и газовом топливе, газобаллонные автомобили следует располагать на верхних уровнях.Автостоянки и гаражи для газобаллонных автомобилей, работающих на КПГне допускается встраивать в здания иного назначения или располагать ниже уровня земли.Открытые площадки для хранения газобаллонных автомобилей должны иметь твердое покрытие и уклоны – в продольном направлении не более 1%, в поперечном – не более 4%, их допускается оборудовать средствами беспламенного подогрева, в том числе с помощью низкотемпературных (беспламенных) газовых горелок, для облегчения запуска двигателей в холодное время (при температуре окружающего воздуха ниже минус 5°С) при условии исключения нагрева газовых баллонов, установленных на газобаллонных автомобилях.При хранении автомобиля на открытой площадке останавливать двигатель следует выключением зажигания.Запуск двигателя на КПГ после длительной стоянки должен производиться при открытом капоте.

При хранении автомобиля в закрытом помещении необходимо соблюдать следующий порядок въезда и выезда:

– перед въездом в гараж перекрыть расходный вентиль, выработать газ из системы до остановки двигателя, запустить двигатель на бензине (на дизтопливе) и все перемещения внутри гаража осуществлять только на бензине (на дизтопливе);

– при выезде из гаража двигаться только на бензине (на дизтопливе) и переводить двигатель на газ только после выезда из помещения, открыв предварительно расходный вентиль. Открывать вентиль допускается только вне помещения.

Шаги по расширению масштабов применение газовых топлив сдерживаются комплексом взаимосвязанных факторов.

Одним из сдерживающих факторов в настоящее время является отсутствие законодательства, стимулирующее производство и использование газомоторных топлив. Практически устарела нормативная база по требованиям к условиям безопасной эксплуатации газобаллонных АТС. Для того чтобы обеспечить легитимность эксплуатации газобаллонных АТС возможна разработка Отраслевых нормативных документов или Стандартов предприятия касающихся правил и требований безопасности при хранении, техническом обслуживании и ремонте газобаллонной автомобильной техники.

В РФ разработан минимальный комплект нормативно – технической документации, представленный в таблице 4.

Таблица 4 – Нормативно – техническая документация

Технический регламент ТР ТС №018-2011	«О безопасности колёсных транспортных средств»
ГОСТ Р 56217 2014	«Автомобильные транспортные средства, использующие газ в качестве моторного топлива. Общие технические требования к эксплуатации на сжиженном природном газе, техника безопасности и методы испытаний»
ГОСТ Р 56218 2014	«Автомобильные транспортные средства, работающие на сжиженном природном газе криогенные системы питания. Технические требования и методы испытаний»
ГОСТ 31972-2013	«Автомобильные транспортные средства. Порядок и процедуры методов контроля установки газобаллонного оборудования»
ГОСТ Р 51753-2001	«Баллоны высокого давления для сжатого природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах»
ГОСТ Р 54942-2012	«Газобаллонные автомобили с искровыми двигателями. Выбросы вредных (загрязняющих) веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния»
ГОСТ Р ИСО 11439-2010	«Газовые баллоны. баллоны высокого давления для хранения на транспортном средстве природного газа как топлива»

Еще одним сдерживающим фактором являются большие капитальные затраты на переоборудование АТС и автотранспортных предприятий.

Современные сервисные автомобильные организации зачастую не имеют специализированного оборудования по регулировке и ремонту автомобилей и двигателей, работающих на газомоторном топливе, что в итоге приводит к отрицательному экономическому эффекту от применения газомоторных топлив. Поэтому необходима организация специализированных предприятий по сервису для конкретных категорий АТС.

В случае, если для данной категории АТС, потенциально предполагаемой для перевода на газовые топлива в данном регионе доказана возможность получения экономического эффекта, то для преодоления указанных выше сдерживающих факторов возможно принятие специальных мер на региональном уровне.

Организационные меры стимулирования использования газовых топлив:

–запрет на использование дизельного топлива и бензина на муниципальных автобусах и мусороуборочных автомобилях;

–запрет на строительство АЗС без блока заправки автомобилей газовым топливом (природным газом или СУГ). На первом этапе в крупных городах с населением более 1 млн. чел. , на дорогах федерального, краевого и областного значения.

–нераспространение на автомобили, работающие на природном газе, запрета на въезд в природоохранные зоны и зоны массового отдыха трудящихся.

–обязательное приобретение бюджетными организациями автомобилей, работающих на природномгазе при обновлении подвижного состава предприятий и организации (медицина, милиция и пр.);

–предоставление предприятиям, использующим природный газ, преимущественного права на получение государственного, муниципального заказа.

–предоставление предприятиям, использующим природный газ, преимущественного права на получение дотаций на компенсацию затрат на топливо (например, в сфере сельскохозяйственного производства).

Экономические меры стимулирования использования газовых топлив:

–выделение дотаций на приобретение автомобилей, работающих на природном газе, оборудования для перевода транспорта на газовые топлива и строительство многотопливных АЗС с блоками заправки автомобилей газовым топливом.

–компенсация банковских процентов по кредиту на переоборудование техники для работы на природном газе;

–компенсация части затрат на переоборудование автомобилей для работы на природном газе.

Список использованной литературы:

1. Лукшо В.А., Миронов М.В., Обэкономической эффективности использования природного газа, как моторного топлива на транспортных средствах с дизельными силовыми установками. //Транспорт на альтернативном топливе, 2010г. №2(14), с.20-26
2. Panchishny V.I., Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Karpukhin K.E. The problem of toxicity of gas engines and their solutions. Biosciences Biotechnology Research Asia, 2015, Vol. 12 (Spl. Edn. 2), p. 217-224.

УДК 656.1

СТРАТЕГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОГО СОСТОЯНИЯ ДВС ПО РАСХОДУ МОТОРНОГО МАСЛА

А.В. Горбанева, А.И. Грушевский, Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко

Аннотация. *При эксплуатации транспортных средств техническое обслуживание по поддержанию двигателя городского автобуса в исправном и работоспособном состоянии выполняют согласно рекомендациям завода-изготовителя. Однако нет существующего положения, регламентирующего периодичность замены смазочного материала. По этому, в статье предоставлена программа, с помощью которой возможно проанализировать расход смазочного материала. Также представлены результаты анализа по автотранспортному предприятию в условиях Сибири.*

Ключевые слова: *надежность, двигатель, смазочные материалы, расход.*

Горбанева Анастасия Валерьевна, студент, ПИ СФУ, 660074, г. Красноярск, ул. Борисова, 20, E-mail: iblyankinshtein@sfu-kras.ru, тел.: +7 (391) 249-71-60,

Коваленко Василий Васильевич, старший преподаватель ПИ СФУ кафедра Транспорта г. Красноярск, E-mail: kovvas-atf@mail.ru, тел.: 89233398818

Булгаков Николай Федорович, д-р техн. наук ПИ СФУ кафедра Транспорта г. Красноярск, E-mail: bnf-atf@mail.ru, тел.: 89080115553

Данная статья рассматривает систему обеспечения планово-предупредительная замена моторного масла.

Цель: Повышение уровня надежности и эффективности системы профилактики АТС.

Одной из актуальных проблем повышения уровня безотказности элементов конструкции при минимальных затратах.

На сегодняшний день АТП применяют техническую политику, предложенную еще в 90х годах и рекомендации заводов изготовителей, которые не учитывают специфичности условий эксплуатации. Поддержание АТС в исправном и работоспособном состоянии для принятой системы обслуживания АТС в стране: 2х ступенчатой системы технического обслуживания, по которой применяются плановые работы ТО-№1 и ТО-№2, а текущий (аварийный) ремонт по потребности.Применяемая техническая политика использует усредненные (детерминированные) данные нормативных значений периодичности, трудоемкостей и номенклатуры работ.

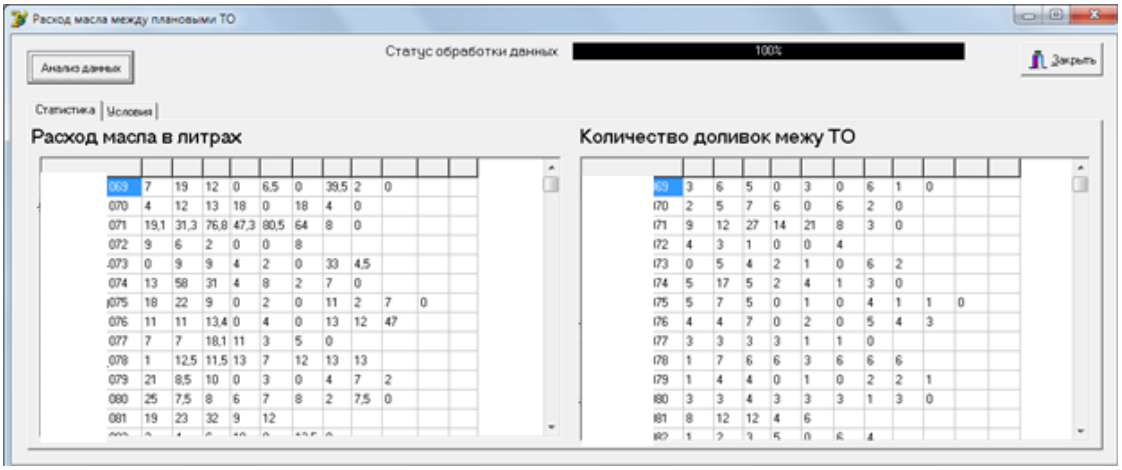


Рис. 1. Интерфейс программы обработки информации

Исследования показывают, что выполнение только плановых работ не в полной мере справляются со своей функцией, что доказывает потребность в дополнительных исследованиях и совершенствования системы обслуживания.

Для предприятия была разработана и внедрена на производство программа для ЭВМ “Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики” [1].Основной целью программы является компьютерное сопровождение процесса оперативного управления системой профилактики ТС.

Полученные данные из программы являются исходной информацией для формирования дополнительных разновидностей технических воздействий. Для сокращения временных и трудовых затрат процесса обработки статистического материалак программе [1] разработано дополнение «Расход масла между плановыми ТО» (далее Программа) с помощью сотрудников кафедры «Транспорт» Политехнического института Сибирского федерального университета на языке Delphi.

Обработанные данные, (на примере доливок моторного масла) других эксплуатационных материалов, с использованием Программы позволяет «более полно» оценить объемы доливок на ТС с начала его эксплуатации.

Для работы с данной программы необходимо исходную таблицу excel (рисунок 2), вданной таблицы собраны статистические данные по доливкам моторного масла за 2011-2016 г.

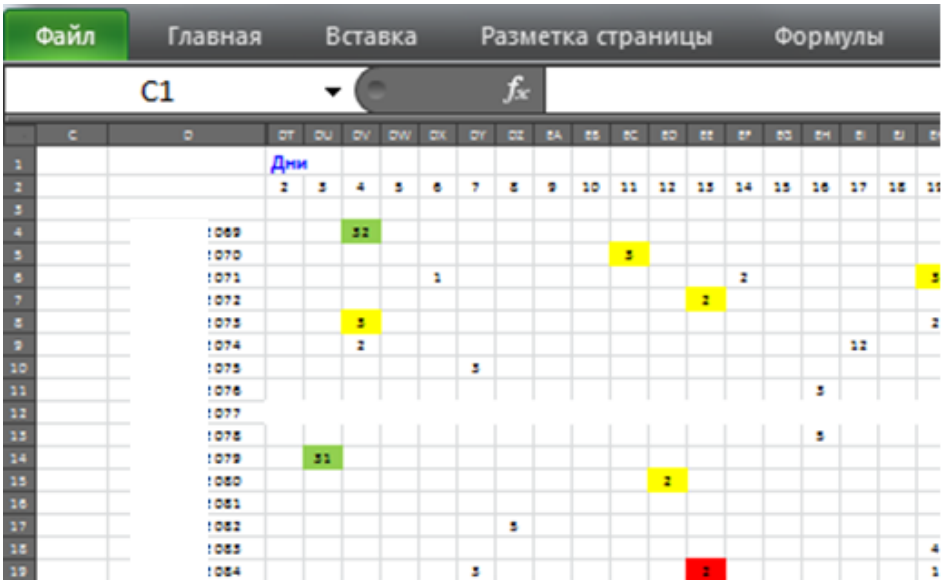


Рис. 2. Таблица доливок за 2016 год по месяцам (желтым выделены доливки на ТО-1, зеленым – ТО-2, красным – сход, остальное доливки на ТР)

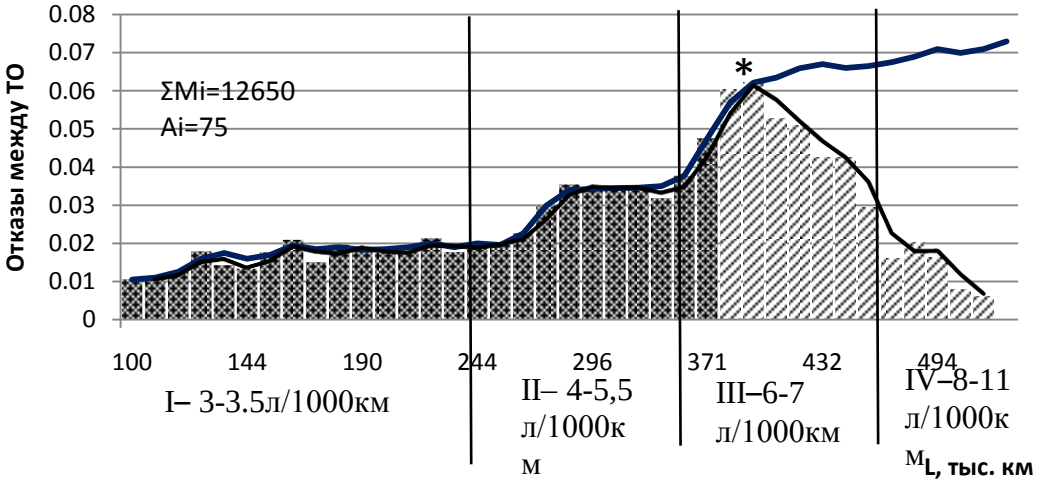


Рис. 3. Количество доливок между техническим обслуживанием в период 2011-2016 г. (*- данные для Ai= от 70-20)

На следующем этапе в интервале 250 – 290 заметен рост числа доливок в 1раз, а на интервале 300 – 380 тыс. км , количество доливок увеличивается

в 2-3 раза, в среднем расходуется на доливки 3-4 литра. Как видно из рис.3на интервале 250 - 380 тыс. км в случае если не будет проведен капитальный ремонт, назначенным.заводом изготовителем предприятие теряет только на моторном масле до 3,5 млн. руб., что сопоставимо с затратами на приобретение 2 новых двигателей или 80 комплектов поршневой группы двигателя.

Список использованной литературы:

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М.: Транспорт РСФСР, 1984 – 70с.

2. Булгаков Н.Ф., Бурхиев Ц.Ц. Управление качеством профилактики АТС. Моделирование и оптимизация. Красноярск: КГТУ, 2002. 164 с.

3. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ №2010614370 “Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики” / Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко, С.Н. Шалимов - зарегистрировано 6.07.2010. – 1 с.

УДК 639.33

О ПРОБЛЕМЕ ИСПОЛЬЗУЕМОГО РАДИУСА КОЛЕСА ПРИ РАСЧЕТЕ $\varphi - s_x$ ДИАГРАММ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН

Е.В. Балакина, И.В. Сергиенко

Аннотация. *Проблема встречается при математическом моделировании свойств активной безопасности автомобилей, а также при их физическом моделировании на имитационных стендах. Для расчета* $\varphi - s_x$*-диаграмм, характеризующих сцепление шины с дорожным покрытием, требуются входные величины коэффициента продольного скольжения колеса (КПСК)* s_x*, для определения которых необходимо использовать радиус колеса. Радиусов колеса существует достаточно большое количество наименований, и почти все они используются для расчета* s_x *теми или иными исследователями. В данном докладе изложены результаты анализа влияния вида используемого радиуса при расчете КПСК на форму получаемых* $\varphi - s_x$*-диаграмм.*

Ключевые слова: *автомобильная шина, коэффициент продольного скольжения колеса, свободный радиус, динамический радиус, радиус качения, влияние на форму расчетных* $\varphi - s_x$*-диаграмм.*

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», Волгоградский государственный технический университет, 400005, г. Волгоград, пр-т Ленина, д. 28, E-mail: balakina@vstu.ru

Сергиенко Иван Васильевич, студент, Волгоградский государственный технический университет, 400005, г. Волгоград, пр-т Ленина, д. 28, E-mail: fahrgestell2011@yandex.ru, тел.: 89023117847

Зависимость коэффициента сцепления шины с дорогой φ от коэффициента продольного скольжения колеса (КПСК), обозначаемого s_x, называют $\varphi - s_x$-диаграммой. Вид и численные характеристики этих зависимостей оказывают существенное влияние на расчетные оценочные параметры устойчивости, управляемости и тормозной динамики автомобиля [1-21]. В соответствии с источником [10], КПСК – это отношение скорости продольного скольжения колеса к произведению его угловой скорости на радиус качения колеса без скольжения

$$s_x = \frac{V_s}{\omega \cdot r_k}, \qquad (1)$$

где V_s – скорость продольного скольжения колеса ($V_s \approx V_x - \omega \cdot r_k$);

ω – угловая скорость колеса;

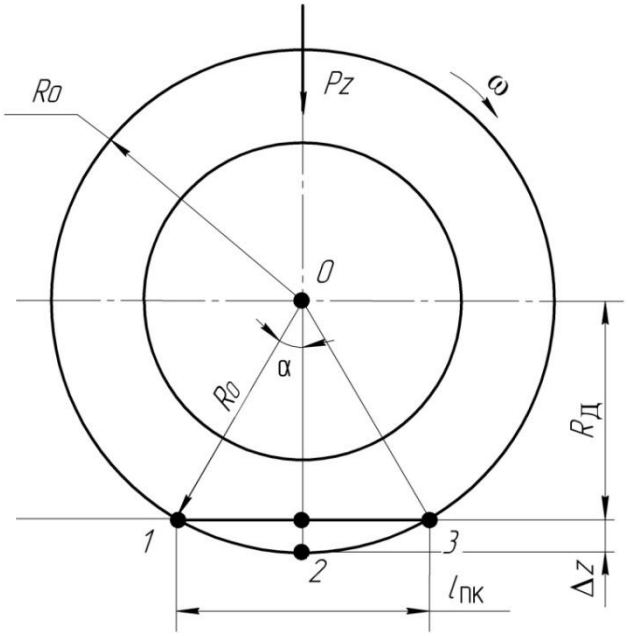
r_k – радиус качения колеса;

V_x – продольная составляющая поступательной скорости оси колеса.

В знаменателе формулы (1) в практических расчетах часто ставят V_x для исключения деления на ноль при блокировании колеса.

Радиус качения еще называют кинематическим радиусом [12, 15]. Многие авторы рассчитывают величину s_x по указанной зависимости (1), т.е. через радиус качения, например [9, 11-16, 18-21]. Некоторые же авторы, ввиду отсутствия данных по радиусу качения, заменяют его другими величинами: свободным радиусом [1 и др.], динамическим радиусом [6, 8 и др]. Поэтому проведен анализ влияния вида используемого радиуса при расчете КПСК на форму получаемых $\varphi - s_x$-диаграмм.

Для приближенного расчета кинематического радиуса приведена схема на рис. 1.



R_0 – свободный радиус шины; $R_Д$ – динамический радиус шины; P_z – нормальная нагрузка колеса; $l_{пк}$ – длина пятна контакта; Δz – радиальный прогиб шины; ω – угловая скорость колеса; α – угол; $R_Д = R_0 - \Delta z$.

Рис. 1. Схема для приближенного расчета кинематического радиуса колеса

Радиус качения шины [13, 19]

$$r_k \approx r_{k0} \approx \frac{L_{\text{ш}}}{2\pi}, \tag{3}$$

где $L_{\text{ш}}$ – путь, пройденный шиной за один оборот;

r_{k0} – радиус качения в свободном режиме.

Введем понятие относительной радиальной деформации шины и обозначим ее через n

$$n = \frac{\Delta z}{R_0}. \tag{4}$$

Получено приближенное выражение для расчета радиуса качения колеса

$$r_k \approx r_{k0} \approx R_0 \left[\left(1 - \frac{\arcsin\left(\sqrt{n(2-n)}\right)}{\pi} \right) + \frac{\sqrt{n(2-n)}}{\pi} \right]. \tag{5}$$

На рис. 2 показаны расчетные относительные радиусы: динамический и качения при разных относительных деформациях шины n.

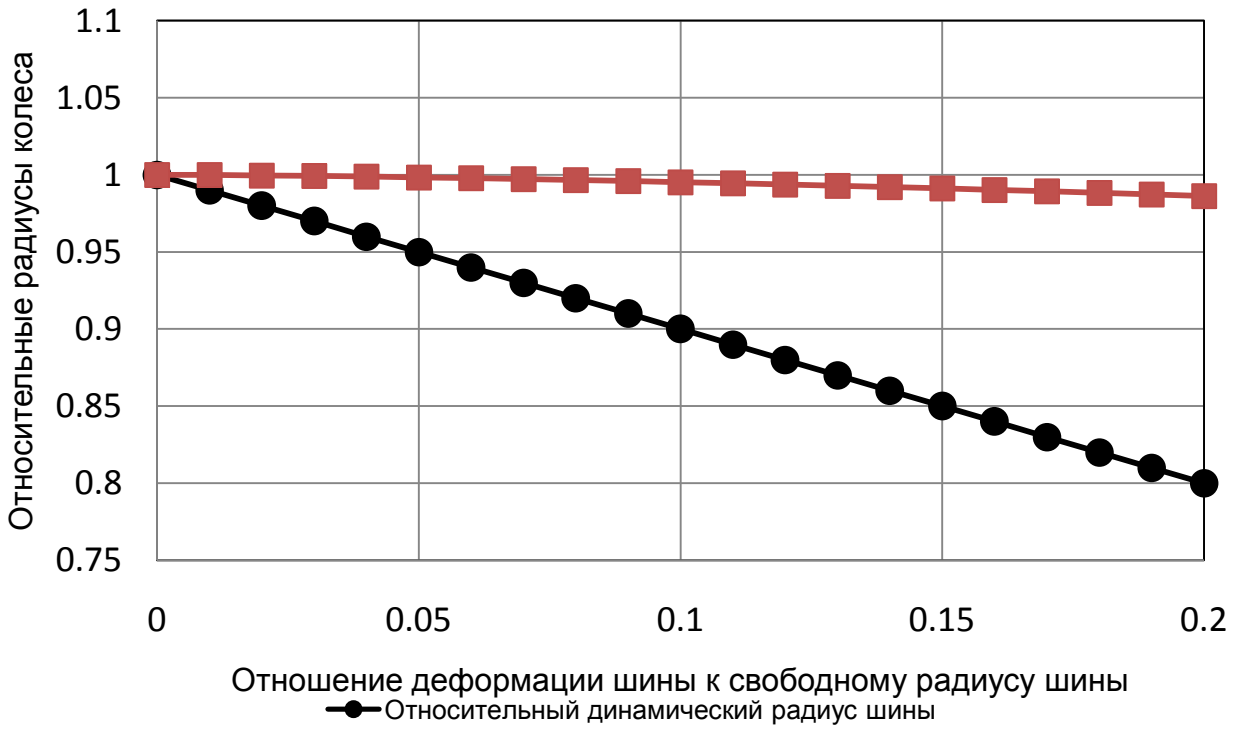


Рис. 2. Расчетные относительные радиусы: динамический и качения при разных относительных деформациях шины n

Более точно радиус качения определяют экспериментально, через путь, пройденный реальным колесом за 10 оборотов, как это принято в научной школе профессора А.И. Федотова [18, 19]. Результаты эксперимента показывают, что с ростом радиальной деформации шины радиус качения колеса уменьшается не до 2%, как рассчитанный по формуле (2), а до 3% [19]. Однако в задачах проектного прогнозирования свойств активной безопасности автомобиля не представляется возможным экспериментальное определение радиуса качения, поэтому в таких случаях допустимо пренебречь погрешностью и вычислять его по предлагаемой теоретической зависимости (2).

В.А. Петрушов установил зависимость радиуса качения от тангенциальной эластичности диагональной шины и подведенного крутящего момента [13]

$$r_k = r_{k0} - C_{\text{ш}\beta} \cdot M_k, \qquad (6)$$

где $C_{\text{ш}\beta}$ – коэффициент крутильной жесткости шины;

M_k – крутящий момент, подведенный к колесу.

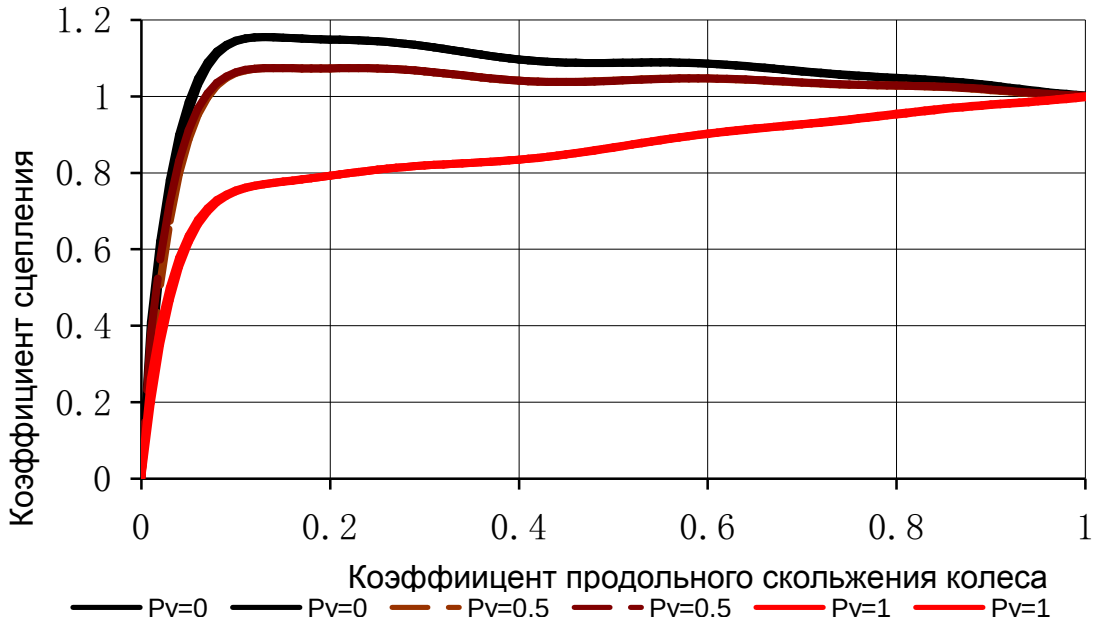
Вследствие существенно меньшей тангенциальной эластичности радиальной шины, учетом зависимости $r_k = f(M_k)$ можно пренебречь.

На рис. 3 приведены расчетные $\varphi - s_x$-диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до начала торможения, полученные при расчете величины s_x по свободному, динамическому и радиусу качения шины. Расчет производился по КИП-методике, изложенной в работе [6]. Из рис. 3 следует, что если при расчете величины s_x использовать свободный радиус или радиус качения шины, то получаемые $\varphi - s_x$-диаграммы, соответствующие одной и той же боковой силе при тех же условиях ее появления, практически совпадают, при этом они имеют традиционный вид (рис. 3*а*). Если же для этих целей использовать динамический радиус, то $\varphi - s_x$-диаграммы качественно и количественно отличаются в докритической области от традиционных (рис. 3 *б*). Кроме того, в процессе движения автомобиля динамический радиус изменяется во времени движения, и расчетные диаграммы потеряют свою гладкость.

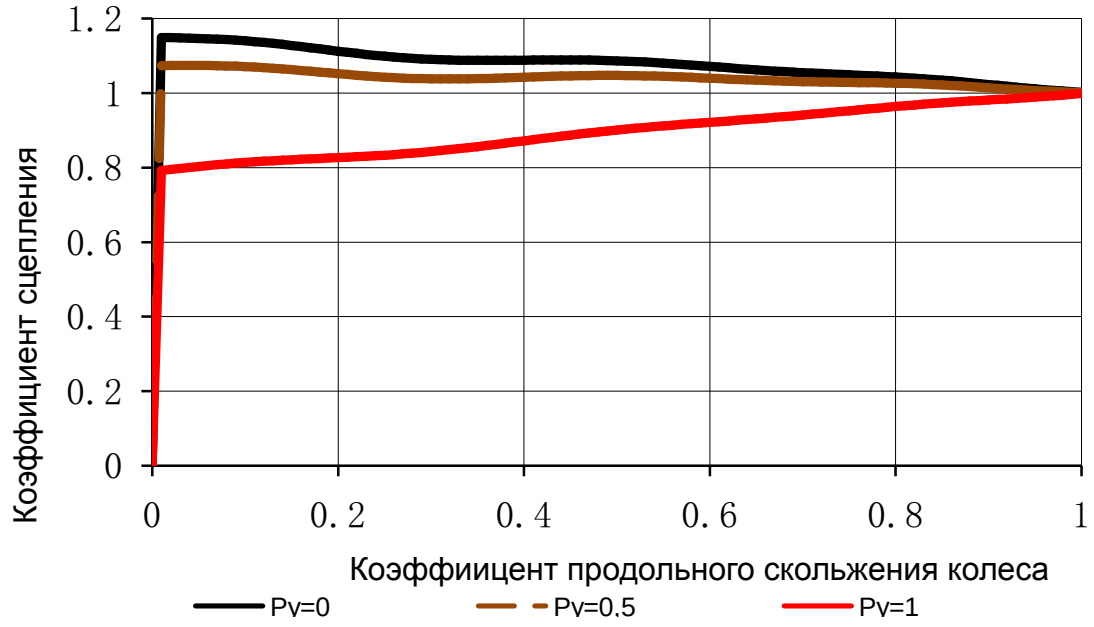
Отсюда следует вывод о целесообразности использования при расчетах КПСК s_x свободного радиуса или радиуса качения шины. А приближенно рассчитать радиус качения с достаточной для практических расчетов точностью можно по приведенной выше полученной зависимости (2).

Не следует забывать, что сам термин "коэффициент продольного скольжения колеса" не является удачным, поскольку не всегда дает представление о скольжении в пятне контакта. КПСК изменяется от 0 до 1, также может выражаться в процентах. Когда он равен нулю, то споров не

вызывает, что речь идет только о качении, без продольного проскальзывания. Когда он равен 1, то тоже нет вопросов – речь идет о заблокированном колесе (юз). Но его промежуточные значения имеют только смысл указанного отношения (1), и по ним нельзя судить о доли площади скольжения в общей площади пятна контакта.



а)



б)

а – по свободному радиусу и радиусу качения; б – по динамическому радиусу.

Рис. 3. Расчетные $\varphi - s_x$ -диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до начала торможения, полученные при расчете s_x

Расчеты показывают [5], что, независимо от сцепных свойств твердой опоры, участок трения скольжения в пятне контакта затормаживаемого эластичного колеса зарождается при тормозном моменте на колесе $M_т \approx 0{,}4M_{т\,max}$ (это соответствует $\varphi \approx 0{,}4\varphi_{max}$). При $M_т \approx 0{,}65M_{т\,max}$ он занимает по площади приблизительно половину пятна контакта. При значениях тормозного момента, приближенных по величине к моменту, допустимому по условиям сцепления $M_т \approx M_{т\,max}$ (это соответствует $\varphi \approx \varphi_{max}$), независимо от сцепных свойств дорожного покрытия, участок трения скольжения разрастается на всю площадь пятна контакта [5].

Следовательно, понятие величины s_x как "коэффициента продольного скольжения колеса" не является корректным. Требуется уточнение этого понятия и введение дополнительного коэффициента, показывающего при каждом s_x отношение площади участка с трением скольжения в пятне контакта к общей площади пятна контакта шины с дорогой.

Список использованной литературы:

1. Ахметшин, А.М. Исследование процесса торможения автомобиля с АБС / А.М. Ахметшин, В.А. Рязанцев // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – №1 (90) – С.16-19.
2. Балабин, И.В. Автомобильные и тракторные колеса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин. – МГТУ «МАМИ», 2012. – 920с.
3. Балабин, И.В. Шины и работа автомобиля / И.В. Балабин, А.А. Логунов, А.М. Ракляр. – М.: НИИ автопром, 1973. – 95 с.
4. Балакина, Е.В. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов // Трение и износ. – 2015. – т.36, №1. – С. 36–40.
5. Балакина, Е.В. Расчет геометрического положения и размеров зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью / Е.В. Балакина // Трение и износ. – 2017. – т.38, №2 – С.136-143.
6. Балакина, Е.В. Устойчивость движения колесных машин / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов. – Волгоград: РПК «Политехник». 2011. – 464 с.
7. Бидерман, В.Л. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытание, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. / Под общ. ред. В.Л. Бидермана. – М.: Госхимиздат, 1963. – 384 с.
8. Бузунов, Н.В. Совершенствование методов разработки бортовых информационно-управляющих систем колесных и гусеничных машин / Н.В. Бузунов, Г.О. Котиев, А.В. Мирошниченко // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – №4 (93) – С.11-15.
9. Бухин, Б. Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 223с.

10. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 1973. – 23 с.
11. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 240 с.
12. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учебник для втузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
13. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. – 352 с.
14. Петрушов, В. А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В. В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
15. Селифонов, В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие. – М.: Гринлайт, 2009. – 208 с.
16. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
17. Туренко, А.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27 – С.7-12.
18. Федотов, А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. – Иркутск: Изд-во ИрНИТУ, 2015. – 514 с.
19. Халезов, В.П. Повышение информативности дорожного метода диагностики тормозных систем автотранспортных средств в условиях эксплуатации. – Дисс. ... канд. техн. наук. – Иркутск, 2015. – 233 с.
20. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
21. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.

УДК 621.43.04

ПОДБОР ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

С.С. Адамов

Аннотация. *В статье изложены результаты эксперимент, проведенного на базе Автодорожного факультета Северо-Восточного Федерального университета им. М. К. Аммосова. Цель –поиск путей по возможному решению проблем, связанных с оптимальной работой*

двигателя внутреннего сгорания при переходе с жидкого топлива на газ, путем коррекции угла опережения зажигания.

Ключевые слова: *бензиновый двигатель внутреннего сгорания, датчик Холла, угол опережения зажигания, КПД двигателя, газовое топливо.*

Адамов Семен Степанович, заведующий учебно-производственной мастерской «Диагностика и надежность систем и механизмов автомобиля», Автодорожный факультет, Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: ss.adamov@s-vfu.ru, тел/факс: (4112) 47-36-45

Двигатели внутреннего сгорания изначально проектировались и создавались как работающие на жидком топливе. Основным топливом являются продукты перегонки нефти, в частности бензин и дизельное топливо.

В последнее время повышаются экологические требования по содержанию отработавших газов. В настоящее время созданы электронные блоки управления системами двигателя с возможностями:

- корректировкой и регулировкой процесса смесеобразования;

-автоматическая корректировка угла опережения зажигания в зависимости от сгорания топливовоздушной смеси, от оборотов и нагрузки на двигатель.

Постоянное повышение цен на бензин и дизельное топливо подталкивают на применение более дешевого и экологически чистого топлива как газ.

Газобаллонное оборудование последних поколений, устанавливаемое на двигателях с электронными системами управления, имеет электронный блок управления, согласующий топливоподачу с основным штатным блоком управления двигателя. Электронные блоки ГБО даже четвертого поколения не имеют корректировку угла опережения зажигания. Корректировка угла опережения зажигания производится блоком управления двигателя от сигналов датчика детонации, т.е. как только начинается детонация угол опережения переводится блоком управления на более поздний до исчезновения детонации. Таким образом, угол опережения зажигания всегда поддерживается на грани детонации, а газ не детонирует, что полностью исключает возможности блока управления автоматически корректировать требуемый угол для оптимальной работы двигателя при переходе на газ.Как известно газ имеет высокие антидетонационные свойства, чем бензин, и для получения оптимального КПД двигателя от энергии сгорания газового топлива необходимо автоматически перевести момент зажигания на более ранний угол опережения. Если автомобиль с классической системой зажигания (датчик распределитель), то владельцы лишены возможности

автоматически корректировать угол опережения зажигания при переходе с жидкого топлива на газ. Обязательно потребуется механическое вмешательство путем поворота самого распределителя на необходимый угол.

Исследование проведено путем экспериментального подбора угла опережения зажигания на автомобиле ВАЗ 2107 с классической системой зажигания, переоборудованной под газовое топливо метан. Данный автомобиль выбран из-за возможности простоты изменения регулировочных параметров двигателя, в частности угла опережения зажигания. Эксперимент проводился с применением отечественного диагностического комплекса «Автомастер» модели АМ 1. Диагностический комплекс «Автомастер» в режиме мотор-тестера имеет возможность регулировать момент зажигания с помощью встроенного стробоскопа с выводом результата на монитор, а так же измерить эффективную мощность двигателя и мощности механических потерь (рассеиваемая) в процентах. В рабочем цикле программа отслеживает разгон-выбег двигателя при полностью нажатой педали акселератора. Разгон двигателя осуществляется до достижения заранее заданной оператором частоты вращения $\eta + \Delta$, после чего зажигание блокируется и осуществляется выбег двигателя до частоты $\eta - \Delta$. После этого блокировка снимается и вновь повторяется цикл разгона. По соотношению этих циклов производится расчет балансовой мощности [1].На исследуемый автомобиль установили распределитель зажигания с дополнительным датчиком Холла помимо штатного вмонтированного таким образом, что при переключении на него задается угол опережения $+10^{o}$.Поскольку в распределителе зажигания двигателя ВАЗ 2106, датчик Холла только задает импульсы на первичную обмотку катушки зажигания через каждые 90^{0} поворота валика распределителя зажигания, и не выполняет функцию распределения очередности подачи искрового разряда по цилиндрам двигателя, второй дополнительный датчик можно установить в корпусе распределителя относительно штатного с шагом $90^{0} - 5^{0}$. Это в конечном итоге при переключении задает угол опережения зажигания $+10^{0}$ от ранее установленного угла по положению коленчатого вала.

Данное устройство изготовлено к.т.н. Махутовым Альбертом Александровичем, доцентом кафедры «Теория механизмов машин» Иркутской сельскохозяйственной академии.

Как известно для получения эффективной работы двигателя горючую смесь надо воспламенить таким образом, чтобы пик максимального давления θ_{11} в цилиндрах от сгорания топливовоздушной смеси пришелся на $25^{o} - 30^{o}$ после В.М.Т. при полных нагрузках[2].Однако при переходе на газовое топливо фронт пламени газовоздушной смеси распространяется дольше по времени, чем при работе двигателя на бензиновом топливе. Это явление может негативно отражается на оптимальный КПД двигателя, так же появляется возможность прогорания выпускных клапанов. На испытуемом

двигателе ВАЗ 2106 начальный угол опережения рекомендуется заводом изготовителем $5^o - 7^o$ до В.М.Т.

Нами установлен начальный момент зажигания при холостых оборотах двигателя 750-800 об/мин 5^o до В.М.Т.

Измерения эффективной мощности проводили в различных оборотах двигателя - 1200, 1500, 2000, 2500, 3000 об/мин в режиме бензинового и газового топлива.При оставлении без изменения угла опережения зажигания на газовом топливе наблюдается значительная потеря мощности двигателя. Наибольшая мощность на газу наблюдалась при оборотах двигателя 1200, 1500 об/мин., когда начальный угол опережения был выставлен на 15^o до В.М.Т. Данный угол выставляется автоматически при переключении на дополнительно установленный датчик Холла в распределителе зажигания.

Далее путем поворота распределителя зажигания начальный угол опережения довели 20^0 до В.М.Т. и при этом наименьшая потеря мощности наблюдается уже при средних оборотах коленчатого вала, 2000, 2500 об/мин (см.табл. 1).

Таблица 1 - Результаты измерений эффективной мощности двигателя

Об/мин.	Эффективная мощность в зависимости от вида топлива %			
	Бензин	Газовое топливо		
		Без коррекции	20 градусов до ВМТ	15 градусов до ВМТ
1200	75,9	62,5	66,9	73,8
1500	75,9	64,1	74,1	73,4
2000	84,7	66,2	75,6	70,6
2500	77,5	68,1	71,2	66,2
3000	73,4	62,5	55,0	62,0

Эффективная мощность двигателя в зависимости от вида топлива и установки угла опережения зажигания %

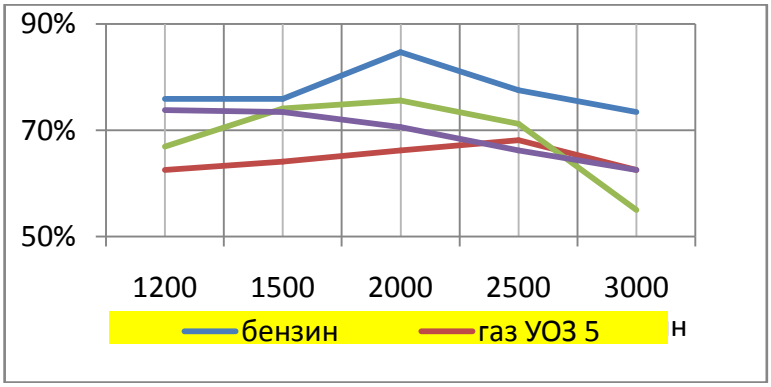


Рис.1. Диаграмма измерений эффективной мощности двигателя

Заключение. Исходя из результатов измерений можно заключить, что при переходе с бензина на газ требуется корректировка зажигания. Данное устройство корректировки, которое мы применили, не в полном объеме решает проблему. Фиксированная установка дополнительного датчика Холла относительно штатного не может варьировать требуемое изменение угла опережения зажигания в зависимости от изменения оборотов коленчатого вала двигателя. Если из полученной диаграммы выбрать наименьшую потерю мощности двигателя, получим следующее значение начального момента зажигания. (Таблица 2).

Таблица 2 - Наибольшая эффективная мощность при переходе на газ в зависимости от начальной установки угла опережения зажигания

Частота вращения К.В.	1200	1500	2000	2500	3000
Начальный У.О.З. градусов до В.М.Т.	15	20	20	20	5
Эффективная мощность в процентах	73,8	74,1	75,6	71,2	62,5

Список использованной литературы:

1. Комплекс диагностический «Автомастер АМ-1» Руководство по эксплуатации АМ1.00.00.000РЭ. Великий Новгород
2. Теория и конструкция автомобиля и двигателя. Вахламов В.К. Издательский центр «Академия» 2007 г.

УДК 629.113

АПРОБАЦИЯ МЕТОДА ОЦЕНКИ СТАТИЧЕСКОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ЭКВИВАЛЕНТНОГО ГОСТ 31507–2012

С.В. Бояркин, И.М. Блянкинштейн

Аннотация. *В статье излагаются результаты сравнительных испытаний легкового коммерческого автомобиля ГАЗ «Соболь Бизнес» категории N1 на статическую поперечную устойчивость двумя методами: по ГОСТ 31507–2012 с использованием опрокидывающего стенда и по альтернативной методике. Испытания по альтернативной методике включали определение координат центра масс транспортного средства и величины угла φ крена подрессоренных масс на опорной горизонтальной поверхности, после чего вычислялся угол $\alpha_{c.y}$ статической поперечной устойчивости.*

Ключевые слова: *автомобиль, высота центра масс, угол крена подрессоренных масс, статическая поперечная устойчивость.*

Бояркин Сергей Валентинович, аспирант кафедры «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, 79/10, E-mail: seregarus38@mail.ru, тел./факс: +7(391) 244-86-25,

Блянкинштейн Игорь Михайлович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспорт», «Транспорт», ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Россия, г. Красноярск, пр. Свободный, 79/10, E-mail: blyankinshtein@mail.ru, тел./факс: +7(391) 244-86-25,

Задачей исследования было проверить работоспособность альтернативной методики определения параметров поперечной статической устойчивости [1] в условиях реального испытательного центра. Испытания проводились в ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» на оборудовании Центра коллективного пользования «Транспортные системы» (*http://www.ckp-rf.ru/ckp/74340/*), в котором имеется оборудование и средства измерения, необходимые для проведения испытаний по ГОСТ 31507–2012.

В рамках исследования испытания были разбиты на две части: на первом этапе автотранспортное средство (АТС) было испытано по методике, представленной в ГОСТ 31507–2012 (Поперечная статическая устойчивость при испытаниях «опрокидывание на стенде»); на втором этапе АТС испытывалось по предложенной авторами альтернативной методике без применения опрокидывающего стенда на опорной горизонтальной поверхности с приложением опрокидывающего усилия.

В качестве объекта испытаний было выбрано транспортное средство категории N1, ГАЗ-2752 (ГАЗ «Соболь Бизнес»), на которое распространяются требования к АТС, испытываемым на поперечную статическую устойчивость. Его технические характеристики:

Колесная формула – 4 х 2;

База – 2 760 мм;

Колея перед/задний –1 700 мм;

Снаряженная масса – 2 210 кг;

Максимальная разрешенная (полная масса) – 2 805 кг;

Масса, приходящаяся на переднюю ось – 1 480 кг;

Масса, приходящаяся на заднюю ось – 1 325 кг;

Передняя подвеска: независимая, пружинная, на поперечных рычагах, с гидравлическими телескопическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости.

Задняя подвеска: зависимая, на двух продольных рессорах с гидравлическими телескопическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости.

Испытания на опрокидывающем стенде ООО НПФ «ДСТ»

Для проведения испытаний на стенде с опрокидывающейся платформой транспортное средство нагружали (рис. 1) балластом до полной массы, заявленной предприятием изготовителем [2].

а) *б)* *в)*

а – балласт, имитирующий водителя и пассажира; *б* – балласт, имитирующий пассажиров; *в* – балласт, имитирующий загрузку грузового отсека.

Рис. 1. Балластировка транспортного средства

Использовали оборудование и поверенные средства измерения:

– весы автомобильные CAS10RW-2601P №06043115;

– стенд определения поперечной статической устойчивости АТС 509.125 ПМ;

– квадрант оптический КО-60М.

Испытуемое АТС, забалластированное и технически исправное, размещали на опорной поверхности платформы стенда таким образом, чтобы его продольная ось была параллельна оси поворота платформы. Для предотвращения скольжения и полного опрокидывания транспортное средство фиксировали специальными страховочными приспособлениями (рис. 2, *а*). После этого производили наклон платформы с угловой скоростью, не превышающей 0,5°/с, до отрыва одного, а затем всех колес одной стороны одиночного АТС от опорной поверхности (рис. 2, *б*). Результаты испытаний «опрокидывание на стенде» по методу ГОСТ 31507–2012 приведены в табл. 1.

а)

б)

а – фиксация АТС на платформе опрокидывающего стенда от возможного проскальзывания и полного опрокидывания; *б* – полный отрыв одной стороны одиночного АТС от опорной поверхности стенда.

Рис. 2. Размещение транспортного средства
на платформе опрокидывающего стенда

Таблица 1 - Результаты измерения показателей на опрокидывающем стенде

Показатель	Показания	
	начальное значение	результаты
Угол наклона передней части платформы $\alpha_п$	0° 5′	43° 27′
Угол наклона задней части платформы $\alpha_з$	0°14′	43° 44′
Угол наклона передней части ТС $\varphi_п$	0° 9′	47° 52′
Угол наклона задней части ТС $\varphi_з$	-0° 36′	47° 40′
Увод передних колес, мм	0	65
Увод задних колес, мм	0	50

В результате испытаний ГАЗ-2752 на опрокидывающем стенде были получены следующие значения: угол $\alpha_{с.у}$ наклона опорной поверхности платформы относительно горизонтальной опорной поверхности, при которой произошел отрыв обоих колес правой стороны 43° 3 5′; угол φ наклона подрессоренной массы АТС относительно опорной поверхности 4°9′.

Полученные значения углов ($\alpha_{с.у}$ и φ) использовали в качестве эталонов на втором этапе, при проведении альтернативных испытаний транспортного средства на горизонтальной опорной поверхности.

Метод испытаний без применения опрокидывающего стенда

На втором этапе использовали способ испытания транспортного средства (Патент РФ № 2573028, опубликован 20.01.2016 г.), включающий размещение транспортного средства на опорной горизонтальной поверхности, создание опрокидывающего момента относительно продольной оси транспортного средства до отрыва колес одной его стороны от опорной

горизонтальной поверхности усилием, приложенным к подрессоренной части транспортного средства перпендикулярно его продольной оси в плоскости, проходящей через геометрический центр масс. При этом измеряют угол φ крена подрессоренных масс.

Также требовалось определить значение координат центра масс АТС путем измерения перераспределения нагрузок между осями при продольном наклоне транспортного средства (методика изложена в Правилах ООН № 66). По результатам полученных значений угла φ крена подрессоренных масс и величины *h* высоты центра масс вычисляют угол $\alpha_{c.y}$ статической поперечной устойчивости транспортного средства.

Величину угла поперечной статической устойчивости $\alpha_{c.y}$ автомобиля можно представить как разность максимального предельного (без учета упругостей подвески и шин) угла статической поперечной устойчивости α [4] и угла крена подрессоренных масс, $\alpha_{cy} = \alpha - \varphi$, что позволяет определить фактическое значение $\alpha_{c.y}$ по следующей формуле.

$$\alpha_{cy} = \text{arctg} \cdot (0{,}5 \cdot b/h) - \varphi \,, \qquad (1)$$

где *b* – колея колес, приведенная к поперечному сечению АТС в плоскости, проходящей через его центр масс, мм;

h – высота центра масс над опорной поверхностью, мм;

φ – угол крена подрессоренных масс.

Значение высоты центра масс *h* вычисляется экспериментально по известной методике, изложенной в Правилах ООН № 66 [3], а значение угла крена подрессоренных масс φ определяется экспериментально, путем приложения внешнего опрокидывающего момента к АТС, расположенному на опорной горизонтальной поверхности до отрыва колес одной из сторон АТС.

Измерение величины угла крена подрессоренных масс φ осуществлялось по изменению высот симметричных меток относительно опорной поверхности, размещаемых на кузове испытуемого автомобиля в плоскости передней и задней осей (рис. 3).

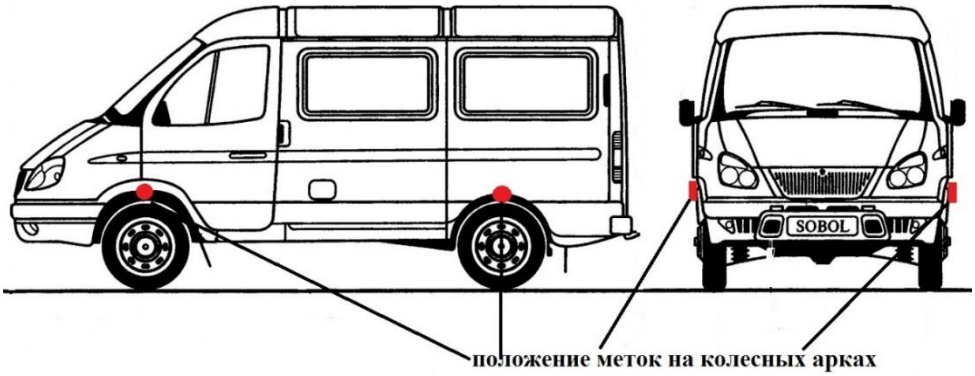


Рис. 3. Положение меток для измерения угла крена подрессоренных масс

Высоты меток фиксируют в исходном положении АТС на горизонтальной опорной поверхности и в положении, когда транспортное средство под действием опрокидывающего момента отрывается колесами одной стороны от опорной поверхности.

Фиксируем две симметричные точки на передней части кузова (рис. 3) и строим схему поворота линии (отрезок *AB* на схеме рис. 4), соединяющей эти точки, в момент отрыва колес одной стороны автомобиля от опорной поверхности. Результаты замера высот представлены в табл. 2. При повороте кузова приложенной к нему силой центр поворота отрезка *AB* тоже сместится на некоторую величину в сторону крена. Выразим угол крена кузова φ из двух прямоугольных треугольников A_1A_2M и B_1B_2M, получившихся в ходе поворота отрезка *AB*.

$$\sin \varphi = A_1A_2/A_1M \text{ и } \sin \varphi = B_1B_2/B_1M \qquad (2)$$

Взяв длину отрезка A_1M за x и приравняв выражения (2), находим искомую величину по формуле (3), а отрезок B_1M – как $(y - x)$, где y – расстояние между симметричными метками на кузове автомобиля

$$A_1A_2/x = B_1B_2/A_1B_1 - x$$

$$x = A_1A_2 \cdot A_1B_1/A_1A_2 + B_1B_2 \qquad (3)$$

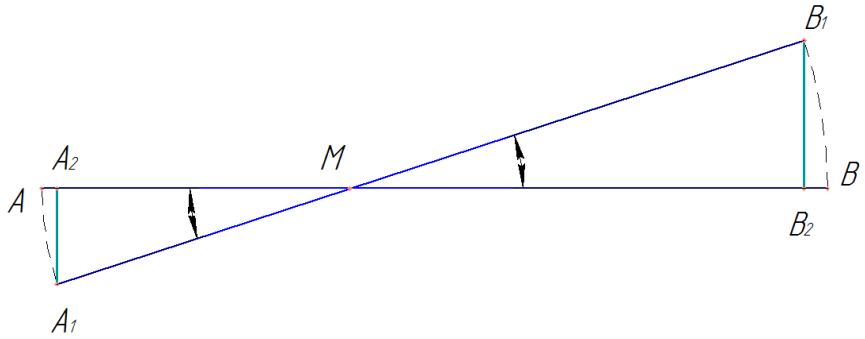


Рис. 4. Схема смещения меток на кузове автомобиля при его крене

Таблица 2 - Результаты замера высот верхней точки колесных арок кузова

Расположение метки	Исходное состояние, мм	Отрыв переднего правого колеса, мм	Отрыв обоих колес правого борта, мм
Переднее левое колесо	717,7	800,1	811,6
Переднее правое колесо	715,3	877,0	928,5
Заднее левое колесо	784,7	792,8	771,1
Заднее правое колесо	784,3	868,9	895,3

Затем по имеющимся данным вычисляем угол крена кузова автомобиля $\varphi_п$ в передней части кузова, равный 3˚17´, в который был включен угол крена автомобиля, вследствие радиальной деформации шин. Аналогично фиксируем симметричные метки в задней части кузова и вычисляем угон крена кузова $\varphi_з$ в задней части АТС, равный 4˚54´.

Находим значение угла крена подрессоренных масс при отрыве колес левой стороны АТС от опорной поверхности, приведенное к центру масс АТС, равное *4˚8´*, по формуле

$$\varphi = \frac{\varphi_п \cdot l_2 + \varphi_з \cdot l_1}{l_1 + l_2}, \quad (4)$$

где l_1 — расстояние от передней оси до центра масс АТС;

l_2 — расстояние от заднего сечения, в котором проводят измерение крена, до центра масс АТС.

Рис. 5. Определение координаты высоты центра масс АТС путем перераспределения нагрузок между осями продольном наклоне транспортного средства

Находим h высоту центра масс АТС путем поочередного наклона осей (передняя/задняя) на опорной поверхностью на угол не менее 20˚ и, фиксируя перераспределение нагрузок между осями транспортного средства (рис. 5) по полученным данным вычисляем h = 800,8 мм по формуле

$$h = r + \left(\frac{1}{\text{tga}}\right) \cdot \left(l_1 - L \cdot \frac{P_{\text{total}} - P_{\text{front}}}{P_{\text{total}}}\right), \quad (5)$$

где h – высота центра масс над опорной поверхностью, мм;

r – статический радиус колеса (327), мм;

L – база транспортного средства (2 760), мм;

l_1 – расстояние от передней оси транспортного средства до центра масс в продольной плоскости (1 304), мм;

P_{total} – полная масса транспортного средства (2 805), кг;

P_{front} – показания весов под передней осью транспортного средства при испытаниях (1 655), кг.

Заключительным этапом приведенного метода на поперечную устойчивость являлся расчет критического угла поперечной устойчивости по формуле (1).

$$\alpha_{c.y} = \text{arctg} \cdot (0{,}5 \cdot 1\,700/800{,}6) - 4^\circ 8' = 42^\circ 53'$$

Таким образом, значение угла $\alpha_{c.y}$, определенное по ГОСТ 31507–2012, составило 43˚35´, значение $\alpha_{c.y}$ определенное альтернативным методом – 42˚ 53´, разница составляет 42´; значение угла φ, определенное по ГОСТ 31507–2012 составило 4˚9´, значение угла φ, определенное альтернативным методом – 4˚8´. То есть, значения параметров, полученные по обоим методам, очень близкие.

Достоинством разработанного метода испытаний является то, что исключается необходимость применения стенда с опрокидывающейся платформой, а это позволит оценить статическую поперечную устойчивость АТС в условиях эксплуатации там, где нет стенда с опрокидывающей платформой. Таким образом, данный метод обеспечивает оперативность, снижение себестоимости и упрощение процедуры проведения испытаний.

В ходе испытаний было установлено, что использованный в испытаниях метод измерения угла крена подрессоренных масс на основе определения координат меток достаточно трудоемок, поэтому предпочтительно прямое измерение угла крена передней и задней частей АТС современными угломерами.

Проведенные сравнительные испытания на транспортном средстве ГАЗ-2752 показывают работоспособность альтернативной методики, однако для ее внедрения в практику оценки соответствия требуется апробация на различных транспортных средствах.

Авторы выражают благодарность директору Института транспортных систем НГТУ А.М. Грошеву и заместителю директора А.В. Тумасову за оказанные содействие и возможность проведения сравнительных испытаний в ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Список использованной литературы:

[1] Пат. 2573028 Российская Федерация, МПК G01M 17/04, B66F 7/22. *Способ испытания транспортного средства (варианты)*/ Блянкинштейн И.М., Бояркин С.В., Ковалев В. А. / Заявл. 12.08.2014, Опубл. 20.01.2016, Бюл. № 2, – 11 с.

[2] ГОСТ 31507–2012. *Автотранспортные средства управляемость и устойчивость, Технические требования Методы испытаний*. М.: Стандартинформ; 2013. – 53 с.

[3] Правила ЕЭК ООН № 66. *Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских*

транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры; ООН, 2006.

[4] Igor Blyankinshtein, Sergei Boyarkin, Valery Kovalev. *Modified Method for Estimating the Static Lateral Stability of Vehicles as Amended by the Design Changes*. Transportation Research Procedia 20. ELSEVIER: 2017, p. 60 – 67.

УДК 629.113.004

УПРОЩЕНИЯ МОДЕЛИ СГЛАЖИВАЮЩЕГО ЭФФЕКТА ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЫ КОЛЕСА

В.С. Коваль, О.А. Рыкова, С.П. Рыков

Аннотация. *В статье приводится анализ существующих методов аппроксимации амплитудно-частотной характеристики звена постоянного сглаживания для избежания ее недостатков. Даётся вывод выражения для упрощенной модели переменного сглаживания путем замены функции 1/a(l) на экспоненциальную.*

Ключевые слова: *эластичная шина, сглаживающая способность, модель переменного сглаживания, звено сглаживания, амплитудно-частотная характеристика, огибающая, преобразование Лапласа.*

Коваль Вячеслав Сергеевич, аспирант, Братский государственный университет, 665709, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, ауд. 2303, **E-mail**: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru, тел.: 8 (3953) 32-53-61, 32-53-59, 32-54-68

Рыкова Ольга Анатольевна, магистрант, Братский государственный университет, 665709, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко 40, **E-mail**: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru

Рыков Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобильного транспорта, Братский государственный университет, 665709, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, ауд. 2303, **E-mail**: rsp7-8-48@rambler.ru, atiax@brstu.ru, тел.: 8 (3953) 32-53-61, 32-53-59, 32-54-68

Модель переменного сглаживания, построенная на представлении шины тонкой, идеально эластичной оболочкой с плотным облеганием неровностей микропрофиля в зоне пятна контакта и осреднением их кинематического воздействия на переменной длине, аналитически описывается следующими уравнениями

$$q_{cz}(l)=\frac{1}{a(l)}\int_{l-a(l)/2}^{l+a(l)/2}q(u)du\ , \tag{1}$$

$$a(l)=F(h_z), \tag{2}$$

где $F(h_z)=2\left(\sqrt{1+2\lambda_1^2 r_0 h_z}-1\right)/\lambda_1$ – в случае использования действительной длины пятна контакта;

$F(h_z) = k_a h_z$ – в случае использования приведенной длины пятна контакта.

Для отражения новой модели в эквивалентной колебательной системе подвески было введено дополнительное звено – звено переменного сглаживания *J*, оператор которого (1) представляет собой оператор скользящего среднего с переменным интервалом осреднения. С помощью подобного оператора описывается работа узкополосных фильтров, предназначенных для сглаживания высокочастотных флуктуаций, вызванных разнообразными помехами, при анализе случайных процессов в различных динамических системах.

В случае постоянства интервала осреднения ($a = const = a_0$) звено *J* является линейным и стационарным, поскольку для него соблюдаются принципы суперпозиции и стационарности. Будем называть такое звено – звеном постоянного сглаживания. Следовательно, к оператору (1) можно применить преобразование Лапласа и получить передаточную функцию и частотные характеристики звена постоянного сглаживания.

Имеем

$$L\{q_{cz}(l)\}=L\left\{\frac{1}{a_0}\int_{l-a_0/2}^{l+a_0/2}q(u)du\right\},$$

или

$$\int_0^\infty q_{cz}(l)e^{-\mu l}dl=\int_0^\infty\left[\frac{1}{a_0}\int_{l-a_0/2}^{l+a_0/2}q(u)du\right]e^{-\mu l}dl\ . \tag{3}$$

Интеграл в левой части уравнения (3) равен изображению по Лапласу функции сглаженного микропрофиля, т.е. $Q_{cz}(\mu)$, а μ – комплексная переменная.

Для взятия интеграла в правой части того же уравнения воспользуемся свойствами определенного интеграла, а также теоремами операционного исчисления об интегрировании оригинала и смещении аргумента.

Тогда

$$L\left\{\frac{1}{a_0}\int_{l-a_0/2}^{l+a_0/2} q(u)du\right\} = \frac{e^{\frac{a_0\mu}{2}} - e^{-\frac{a_0\mu}{2}}}{\mu} Q(\mu),$$

где $Q(\mu)$ – изображение по Лапласу функции исходного микропрофиля.

Если к последнему выражению применить формулу Эйлера и считать $\mu = \nu + i\lambda$, а $\nu = 0$, то уравнение (3) окончательно запишется в виде

$$Q_{сг}(i\lambda) = \frac{\sin(\lambda a_0/2)}{\lambda a_0/2} Q(i\lambda).$$

Отсюда можно получить выражения передаточной функции звена постоянного сглаживания

$$H_J = \frac{Q_{сг}(i\lambda)}{Q(i\lambda)} = \frac{\sin(\lambda a_0/2)}{\lambda a_0/2} \tag{4}$$

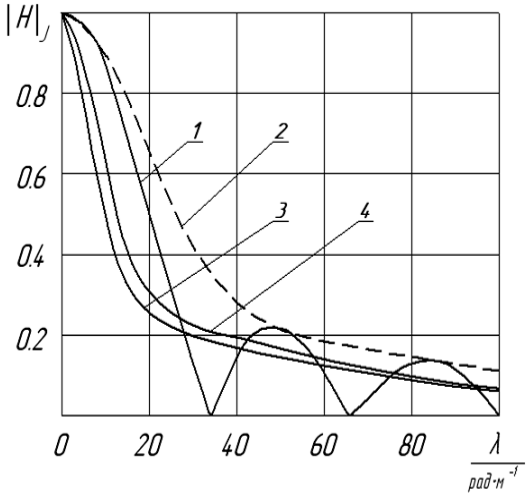
и амплитудно-частотной характеристики

$$|H|_J = \left|\frac{\sin(\lambda a_0/2)}{\lambda a_0/2}\right|, \tag{5}$$

где λ – волновая частота, рад/м; a_0 – длина пятна контакта в статическом положении колеса, м.

Выражение амплитудно-частотной характеристики звена постоянного сглаживания (5) и ее графическое отображение хорошо известны из публикаций, посвященных исследованию сглаживающей способности пневматических шин.

На **рис. 1** представлен график АЧХ звена постоянного сглаживания (кривая 1) колебательной системы, эквивалентной передней подвеске легкового автомобиля высшего класса ЗИЛ, с шинами 245/70HR16 модели И-241 «Гранит».



1 – АЧХ звена постоянного сглаживания; 2 – огибающая; 3, 4 – АЧХ звена переменного сглаживания для упрощенной модели в случае переменности интервала осреднения – длины пятна контакта – a = var, причем закон этого изменения определяется параметрами самой колебательной системы.

Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика звена сглаживания и ее аппроксимация

При этом звено сглаживания *J* становится нелинейным и нестационарным, поскольку оператор (1) образуется произведением двух функций, одна из которых *1/a*(*l*) – нелинейная.

Кроме того, в пределах интегрирования другой составляющей оператора стоит функция, которая зависит от выходного сигнала системы. Поэтому при сдвиге по координате *l* (или *t*) входного воздействия *q* выходная переменная h_z будет не только сдвигаться по той же координате, но и изменяться по форме, т.е. звено становится нестационарным.

Чтобы определить пути упрощения модели сглаживающей способности шины возьмем интеграл Лапласа от функции (1) в самом общем случае, т.е. при $a = a(l)$. Переходя к переменной $t = l/V_a$, где V_a – скорость движения автомобиля, получим

$$\int_0^\infty q_{cz}(t)e^{-st}dt = \int_0^\infty \left[\frac{1}{a(t)} \int_{t-a(t)/2}^{t+a(t)/2} q(\tau)d\tau \right] e^{-st}dt. \qquad (6)$$

Интеграл в левой части уравнения (6), как и ранее, равен изображению по Лапласу функции сглаженного микропрофиля, т.е. $Q_{cz}(s)$, а *s* – комплексная переменная.

Для взятия интеграла в правой части уравнения воспользуемся теоремой операционного исчисления о произведении двух оригиналов. Теорема гласит: если $f_1(t)$ и $f_2(t)$ являются оригиналами, а $F_1(s)$ и $F_2(s)$ – соответственно изображения, то произведение $f_1(t)\ f_2(t)$ также является оригиналом и справедливо равенство

$$L\{f_1(t)f_2(t)\} = \frac{1}{2\pi j}\int_{c^*-j\infty}^{c^*+j\infty} F_1(s-w)F_2(w)dw, \qquad (7)$$

где $\int_{c^*-j\infty}^{c^*+j\infty} F_1(s-w)F_2(w)dw = \lim_{w_1\to\infty}\int_{c^*-jw_1}^{c^*+jw_1} F_1(s-w)F_2(w)dw$, c^* – вещественное число, удовлетворяющее неравенству $c_2 < c^* < c$ - c_1, причем c_1 и c_2 – абсциссы абсолютной сходимости функций $f_1(t)$ и $f_2(t)$ соответственно; c = Re s, кроме того, max (c_1, c_2, c_1+ c_2) < c.

Таким образом, чтобы воспользоваться формулой (7) необходимо найти изображения функций $f_1(t)$ и $f_2(t)$, где $f_1(t) = \frac{1}{a(t)}$, $f_2(t) = \int_{t-a(t)/2}^{t+a(t)/2} q(\tau)d\tau$.

Поскольку функция $f_1(t)$ при $a(t) = 0$ имеет точку разрыва второго рода, то она не удовлетворяет условию ограниченности порядка возрастания и поэтому не является оригиналом. Заменим функцию $f_1(t)$ в области изменения реальных значений длины пятна контакта на эквивалентную ей линейную, или экспоненциальную функцию $f_1'(t)$.

Тогда

$$F_1'(s-w) = \int_0^\infty f_1'(t)e^{-(s-w)t}dt = A'(s-w);$$

$$F_2(w) = \int_0^\infty \left[\int_{t-a(t)/2}^{t+a(t)/2} q(\tau)d\tau\right] e^{-wt} = \frac{\sin[wa(t)/2]}{wa(t)/2}Q(w),$$

где $A'(s-w)$ – изображение по Лапласу функции, эквивалентной $1/a(t)$; $Q(w)$ – изображение по Лапласу функции исходного микропрофиля.

Чтобы взять интеграл (7) при подстановке в него двух последних выражений необходимо перейти к частным видам оригиналов, например,

$$\begin{aligned} f_1'(t) &= \alpha - \beta a(t), \\ q(t) &= q_0 \sin\ pt, \\ a(t) &= a_0 \sin(pt - \varphi). \end{aligned} \qquad (8)$$

где α, β – параметры эквивалентной прямой;

p – частота воздействия;

q_0 – амплитуда гармонической неровности;

φ – фазовый угол, который определяется колебательным звеном по выходу прогиб шины.

Но в таком случае отпадает необходимость решать данную задачу таким, достаточно сложным методом, требующим взятие интеграла свертки (7) с использованием положений теории вычетов. При задании оригиналов в виде (8) проще взять интеграл (1) напрямую. Тогда получим

$$q_{cz}(t) = [\alpha - \beta a_0 \sin(pt - \varphi)] \frac{\sin[pa_0 \sin(pt - \varphi)/2V_a]}{p/2V_a} q_0 \sin pt .$$

Отсюда можно определить амплитудно-частотную характеристику звена переменного сглаживания как отношение амплитуд выходного и входного сигналов, т.е.

$$|H|_J = \left| [\alpha - \beta a_0 \sin(pt - \varphi)] \frac{\sin[pa_0 \sin(pt - \varphi)/2V_a]}{p/2V_a} \right| . \qquad (9)$$

Как видно из выражения (9) АЧХ звена сглаживания зависит не только от частоты входного воздействия p, но и от времени t.

Проведем анализ данного выражения на наличие нолей. Для этого аппроксимируем гиперболу $1/a(t)$ уравнением прямой и оценим ее параметры α, β.

Поскольку для современных шин легковых и грузовых автомобилей длина пятна контакта не превышает одного метра (за исключением шин грузовых автомобилей особо большой грузоподъемности), то можно аппроксимировать только левую ветвь гиперболы. Потребуем прохождения эквивалентной прямой через точки (1; 1) и (0,1; 10), тогда ее уравнение запишется в виде

$$f_1'(t) = 11 - 10a(t). \qquad (10)$$

Чтобы правая часть уравнения (9) обратилась в ноль, как это имеет место для АЧХ звена постоянного сглаживания (5), необходимо и достаточно обращения в ноль одного из сомножителей, т.е.

$$\alpha - \beta a_0 \sin(pt - \varphi) = 0 \qquad (а)$$

или

$$\sin[pa_0 \sin(pt - \varphi)/2V_a] = 0 \qquad (б)$$

Из равенства (а) с учетом (10) следует

$$\sin\left(pt-\varphi\right)=\frac{11}{10a_0}.$$

Так как $a_0 \le 1$, то правая часть последнего равенства всегда больше единицы, что невозможно в силу ограниченности диапазона изменения функции sin, т.е. $\left|\sin\gamma\right|\le 1$. Поэтому равенство (а) не выполняется при любых значениях частоты p и времени t.

Из равенства (б) с учетом (10) следует

$$\frac{pa_0}{2V_a}\sin\left(pt-\varphi\right)=\pi k \quad (k=0,\,1,\,2\ldots).$$

Поскольку $\frac{2\pi V_a}{p}=l_н$, то получаем

$$\sin\left(pt-\varphi\right)=\frac{l_н}{a_0}k,$$

где $l_н$ – длина неровности, k – количество неровностей, полностью укладывающихся на длине пятна контакта шины с дорогой.

С учетом этого последнее равенство преобразуется к виду

$$\varphi=pt-\left(\frac{\pi}{2}\pm 2\pi k\right)\ (k=0,\,1,\,2,\,\ldots).$$

Анализ фазо-частотной характеристики колебательной системы, эквивалентной подвеске легкового автомобиля, показывает, что во всем диапазоне изменения частоты возмущающего воздействия p фазовый угол $-\frac{\pi}{2}<\varphi(p)<\frac{\pi}{2}$. Следовательно, при $k \ge 1$ равенство (б) также не выполняется.

Таким образом, принятые упрощения модели в виде уравнений (8) позволяют построить амплитудно-частотную характеристику звена переменного сглаживания, которая в отличие от АЧХ звена постоянного сглаживания не имеет нолей и зависит от двух переменных: частоты p и времени t.

Домножим выражение (9) на нормирующий множитель, чтобы при частоте воздействия $p = 0$ характеристика принимала значение $\left|H\right|_J=1$. Тогда в окончательном виде АЧХ звена переменного сглаживания с учетом принятых упрощений модели запишется

$$|H|_J = \left| \frac{\alpha - \beta a_0 \sin(pt - \varphi)}{\alpha + \beta a_0} \cdot \frac{\sin\left[\frac{pa_0}{2V_a}\sin(pt - \varphi)\right]}{\frac{pa_0}{2V_a}} \right| . \qquad (11)$$

Вычислим и построим график АЧХ по выражению (11) для длины пятна контакта a_0 = 0,187м, которая соответствует шине 245/70HR16 И-241 при номинальных значениях нагрузки и внутреннего давления воздуха в составе колебательной системы передней подвески легкового автомобиля высшего колеса ЗИЛ.

Результаты вычислений для $t = 0$ (кривая 3) и $t = \frac{\pi}{2p}$ (кривая 4) при V_a = 10 м/с представлены на **рис. 1.**

Анализ графиков амплитудно-частотных характеристик звена сглаживания позволяет утверждать, что АЧХ звена переменного сглаживания (кривые 3 и 4), полученные с учетом упрощений модели (8):

1) лишены недостатков АЧХ звена постоянного сглаживания (кривая 1), а именно – обращения в ноль для нескольких значений частоты воздействия микропрофиля дороги;

2) имеют меньший уровень значений и более плавное изменение во всем диапазоне значений частоты и времени;

3) имеют достаточно малый уровень вариации кривых АЧХ для различных значений *t*;

4) так же как и АЧХ звена постоянного сглаживания не зависят от величины дисперсии микропрофиля дороги.

Но поскольку отсутствует точное аналитическое или численное решение подвески с учетом модели (1), которое позволило бы построить амплитудно-частотную характеристику звена переменного сглаживания и оценить влияние на нее параметров колебательной системы и микропрофиля дороги, то, сказать, насколько близко полученное решение в виде (11) к действительности невозможно. Фактически решение, построенное при допущениях (8), аналогично аппроксимации АЧХ звена постоянного сглаживания частотной характеристикой апериодического фильтра второго порядка, предложенной, например, в стандарте ЗИЛа.

Список использованной литературы:

1. Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. и др. Автомобильные шины: Конструкция, расчет, испытания, эксплуатация. М.: Госхимиздат, 1963. – 383 с.

2. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. М.: Химия, 1988. – 224 с.

3. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М.: ГИТТЛ, 1955. – 238 с.

4. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др. Работа автомобильной шины. М. – Транспорт, 1976. – 238 с.

5. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.

6. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода.- 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

7. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: ГНЦ РФ «НАМИ», 2000. – 28 с.

8. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: Автореферат диссертации на соискании ученой степени доктора технических наук. М.: ФГУП «НАТИ», 2005. – 44с.

9. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматической шины в расчетах подвески, плавности хода и подрессоривания автомобиля: Монография. Братск: БрГТУ, 2004. – 124с.

10. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин. Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: Монография. Братск: БрГТУ, 2004. – 322с.

11. Рыков С.П., Коваль В.С. Исследование выходных характеристик пневматических шин. Сглаживающая способность. Системы. Методы. Технологии. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2010. - №3 (7). - С. 22 - 30.

12. Рыков С.П., Коваль В.С., Бекирова Р.С. Моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог. Системы. Методы. Технологии. Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2010. - №4 (8). - С. 33 - 37.

13. Рыков С.П., Коваль В.С. Сглаживающая способность пневматических шин. Моделирование и оценка. Братский гос. ун-т. Братск, 2012. – 168 с.: ил. - Библиогр. – 63 назв. – Рус. – Деп. в ВИНИТИ 22.04.2013, №119 – В2013.

14. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

15. Яценко Н.Н., Рыков С.П., Карцов С.К., Плетнев А.Е., Раввин А.Г. Новая модель сглаживающей способности шин. Расчет колебаний автомобиля. Автомобильная промышленность. М.: Машиностроение, 1992. - №11. - С.18 - 21.

16. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.

УДК 629.113

ПОСТРОЕНИЕ ЛИНИИ КОНТУРА ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА MATLAB

В.А. Безверхов, М.А. Магомедов, Н.М. Зотов

Аннотация. *В статье, исходя из опыта работ построения линии контура эластичного колеса, при его движении по дорогам с твердым покрытием, предлагаются новые методики построения его моделей с помощью пакета Matlab. Рассмотрены возможные формы контура эластичного колеса исходя из трех гипотез его деформации. Различие гипотез заключается в виде количества и форм дуг сопряжения с линией контакта.*

Ключевые слова: *опорная плоскость, радиус колеса, пятно контакта, деформированный контур, периметр контура колеса, эластичное колесо.*

Безверхов Вячеслав Александрович, доцент, Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград, им. В.И.Ленина пр-кт, 28, г. Волгоград, 400005, E-mail: rector@vstu.ru тел.: 23-00-76, факс: 23-41-21

Зотов Николай Михайлович, доцент, к.т.н., Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград, им. В.И.Ленина пр-кт, 28, г. Волгоград, 400005, E-mail: rector@vstu.ru тел.: 23-00-76, факс: 23-41-21

Магомедов Магомедсаид Алиевич, магистр, Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград, им. В.И.Ленина пр-кт, 28, г. Волгоград, 400005, E-mail: rector@vstu.ru тел.: 23-00-76, факс: 23-41-21

В настоящее время мультимедийные технологии - это одно из наиболее бурно развивающихся направлений новых информационных технологий в образовательном процессе. Формирование творческой и познавательной деятельности обучающихся происходит в условиях перехода к информационной цивилизации.

Применение иллюстраций при обучении призвано готовить к самоформированию знаний, развивать творческие способности обучающегося, научить его полноценно воспринимать различную информацию, взглянуть на предмет с разных сторон, осознавать ее возможные физические причины и последствия.

Программный комплекс MATLAB – это интерактивная программа для инженерных и научных расчетов, являющийся одновременно и операционной средой и языком программирования [3].

Среди большого числа пакетов прикладных программ система MATLAB занимает особое место. Первоначально ориентированная на применении в исследовательских проектах, в последние годы эта система стала рабочим инструментом не только ученых, но и также инженеров-разработчиков и студентов.

Применение пакета MATLAB позволяет достаточно просто решать различные задачи способами численного моделирования. Создатели этого пакета, хорошо знакомы с вопросами психологии и педагогики обучения, и поэтому в пакете заложены достаточно простые средства выведения результатов моделирования, не только в численной форме или в виде статических графиков, но и в динамических режимах.

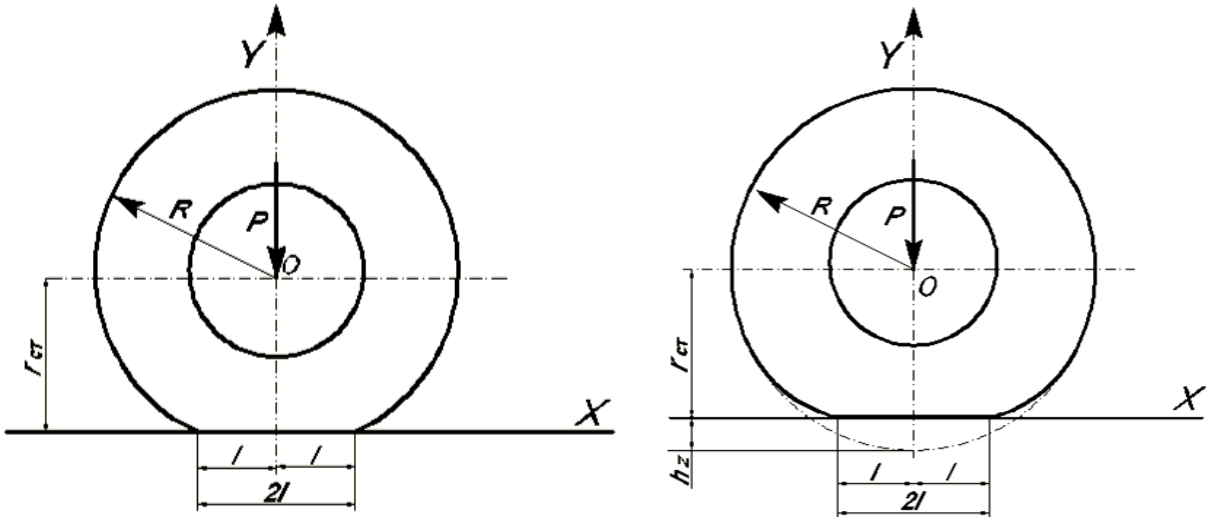
Как известно, результатом любого численного моделирования является формирование массивов чисел, характеризующих те или иные явления [4]. В настоящей работе, с помощью пакета Matlab, сделана попытка создания новых методик, построения модели контура эластичного колеса автотранспортных средств, при их движении по дорогам с твердым покрытием.

Колесо, являясь элементом ходовой части автомобиля, связывает его с дорогой в пятне контакта. С помощью колес осуществляется движение, передаются вертикальные нагрузки от автомобиля, воспринимаются удары и колебания от дороги. Кроме того, колеса при качении создают в контакте с дорогой, тяговое или тормозное усилия, обеспечивающие маневрирование [2]. Таким образом, можно утверждать, что от колеса, в конечном счете, зависит управляемость и устойчивость автомобиля.

Колесо автотранспортных средств обычно состоит из двух основных составных частей – жесткого колесного диска и шины. Последняя является упругим элементом, форма и размеры, которой при передвижении автомобиля, постоянно меняются во всех направлениях, в зависимости от сил и нагрузок, действующих на колесо, режимов движения, а так же неровностей дорожной поверхности [5].

Шина – весьма сложная конструкция, со своеобразными свойствами материалов, из которых она изготовлена, испытывающая разнообразные режимы нагружения. Это обуславливает ряд специфических особенностей процесса построения расчетных схем и математических моделей. Приведем несколько моделей известных из различных работ. Как показано в трудах Б. Л. Бухина – [1], модель колеса можно представить, различными видами. На рис.1 показаны два вида *а,б* наиболее часто используемые при анализе, модели шин.

Показанные модели, разумно представить следующим образом:

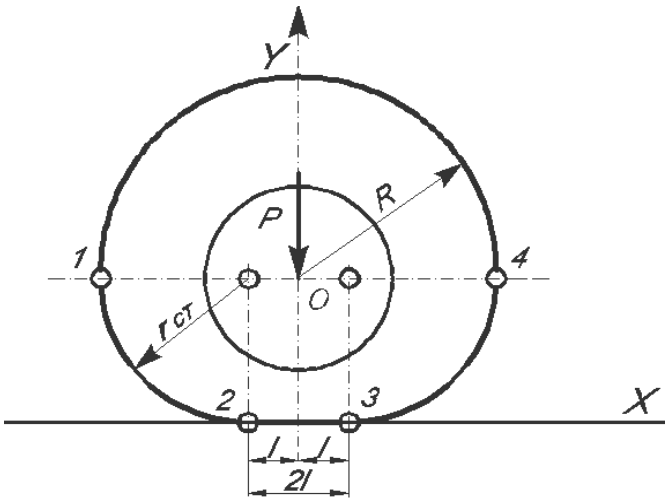


а) б)

а – деформированный контур, состоящий из дуги окружности и линии пятна контакта; б – деформированный контур, состоящий из дуги окружности, двух сопрягающих дуг и линии пятна контакта; R - радиус дуги верхней полуокружности (или свободный радиус); 2l – длина линии контакта; $r_{ст}$ – статический радиус; h_z – прогиб шины; P – вертикальная нагрузка.

Рис. 1. Модели сжатой шины по [1]

На основании трудов В. А. Петрушева [7], модель колеса имеет вид как показано на рис. 2.



R - радиус дуги верхней полуокружности (свободный радиус); 2l – длина линии контакта; $r_{ст}$ – статический радиус; P – вертикальная нагрузка.

Рис. 2. Схема деформированной шины по [7]

На этом рисунке контур состоит из верхней дуги полуокружности, двух дуг сопряжения и длины пятна контакта.

Все три вида подлежат детальному рассмотрению и анализу, в том числе и выведению величины деформации размеров колес в численной форме.

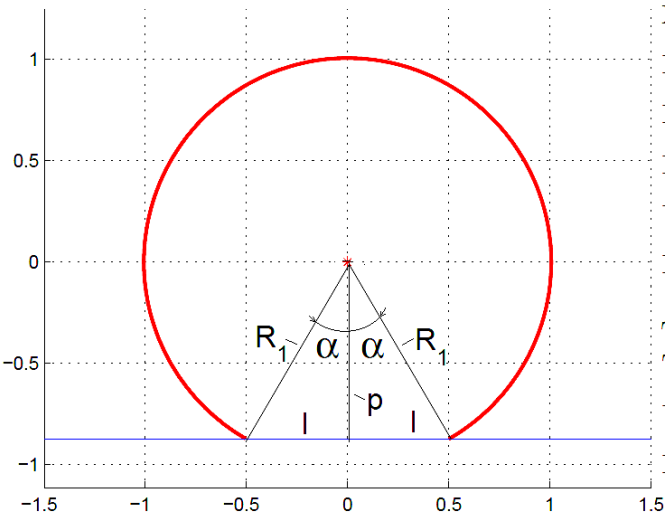
Для этого с помощью пакета Matlab, были созданы методики определения линии контура эластичного колеса, на основании гипотез об их форме, которые рассмотрены ниже.

1. Первая гипотеза

Определение параметров контура деформированного колеса без сопрягающих дуг.

Будем исходить из окружности со свободным радиусом R. Пусть длина линии контакта равна $2l$.

Определим радиус другой окружности R_1, так чтобы линия контакта была бы хордой, а длина всего контура (длина линии контакта плюс длина дуги окружности) оставалась бы равной длине изначальной окружности $2\pi R$.



R_1- радиус другой окружности; p – расстояние от оси вращения до опорной поверхности; l – половина линии контакта.

Рис. 3. Параметры характеризующие

Обозначим через α половину угла. Сумма двух углов 2α образуют линию контакта $2l$, которое изображено на рис.2, где p – расстояние от оси вращения до опорной поверхности, т. е. пятна контакта.

Тогда длина контура будет равна $R_1(2\pi - 2\alpha) + \ + 2l = 2\pi R$ кроме того, $R_1 \times \sin\alpha = l$. Таким образом, получим систему нелинейных уравнений, из которой можно определить угол α

$$\begin{cases} R_1(2\pi - 2\alpha) + 2l = 2\pi R \\ R_1 \times \sin\alpha = l \end{cases} \quad (1)$$

Поделив первое уравнение системы на второе, получим:

$$\frac{\pi-\alpha}{\sin\alpha}=\frac{\pi R-l}{l};\text{ или } l(\pi-\alpha)=(\pi R-l)\sin\alpha \qquad (2)$$

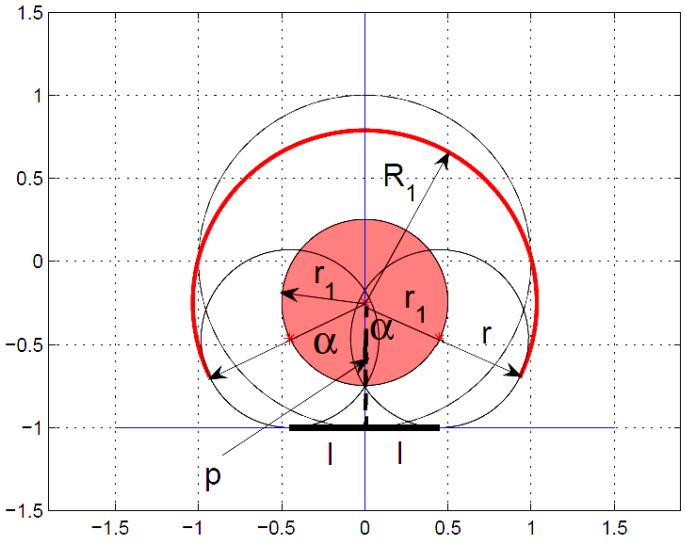
Решая последнее уравнение методом деления пополам [6], получим значение угла α. После чего находим радиус R_1 и расстояние до линии контакта p:

$$R_1=\frac{l}{\sin\alpha};\quad p=R_1\times\cos\alpha \qquad (3)$$

2. Вторая гипотеза

Изменение формы контура эластичного колеса происходит при условии, что центры сопрягающих дуг лежат на ободе жесткого диска r_1 (контур с сопрягающими дугами).

Поставим задачу определения контура деформированного колеса. Пусть изначальный радиус колеса до деформации, равен R. Будем считать, что при деформации сохраняется длина периметра контура. Она остается равной $2\pi R$. Рассмотрим теперь случай, когда деформированный контур состоит из дуги большого круга, с центральным углом $2\pi-2\alpha$, линии контакта и двух дуг сопряжения изображенных на рис. 4.



R_1 – радиус дуги большой окружности; r – радиус дуги сопряжения; r_1 – радиус диск; l – половина длины контакта.

Рис. 4. Форма контура деформированного колеса по гипотезе 2

Будем считать, что длина линии контакта известна и равна *2l*, а центры сопрягающих дуг остаются на ободе диска, иными словами, на окружности радиуса r_1. В этом случае справедливо соотношение: $r_1 \times \sin\alpha = l$. Поскольку *l* и r_1 считаются заданными, то $\alpha = \arcsin\frac{l}{r_1}$.

Обозначим через R_1 радиус дуги большого круга, а через *r* радиус дуги сопряжения. Тогда $R_1 = r_1 + r.$

Поставим задачу найти величину R_1, так, чтобы длина контура осталась прежней*:* $2\pi R$. Получим

$$R_1(2\pi - 2\alpha) + 2l + 2r\alpha = 2\pi R \rightarrow$$
$$\rightarrow R_1(\pi - \alpha) + l + r\alpha = \pi R.$$

Принимая во внимание, что $r = R_1 - r_1, al = r_1 \times \sin\alpha$ получим $R_1\pi + r_1(\sin\alpha - \alpha) = \pi R$, отсюда

$R_1 = \frac{\pi R - r_1(\sin\alpha - \alpha)}{\pi}$. Итак, имеем алгоритм решения задачи по заданным *l* и r_1 находим

$$\alpha = \arcsin\frac{l}{r_1}, \quad R_1 = \frac{\pi R - (l - r_1 \times \alpha)}{\pi} \tag{4}$$

После чего находим радиус сопрягающей дуги $r_1 = R_1 - r_1$ и расстояние от линии контакта до центра дуги большого круга $p = r_1 \times \cos\alpha + r.$

В качестве примера, ниже приводится таблица значений параметров контура при различной длине линии контакта, при условии, что центры сопрягающих дуг лежат на ободе диска.

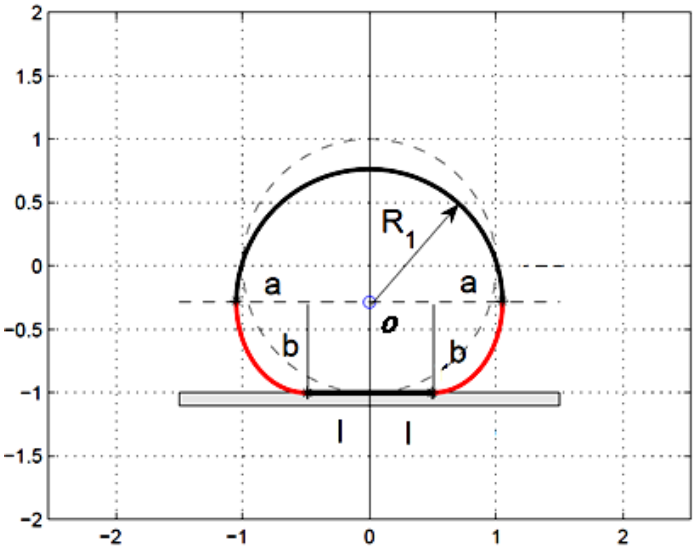
Таблица 1 -*Значение параметров контура колеса по гипотезе 2, при различной длине линии контакта*

L	***A***	***α°***	***R₁***	***R***	***P***	***OO₁***
0.0500	0.1002	5.7392	1.0000	0.5000	0.9975	0.0025
0.1500	0.3047	17.4576	1.0007	0.5007	0.9777	0.0223
0.2500	0.5236	30.0000	1.0038	0.5038	0.9368	0.0632
0.3500	0.7754	44.4270	1.0120	0.5120	0.8691	0.1309
0.4500	1.1198	64.1581	1.0350	0.5350	0.7529	0.2471

3. Третья гипотеза

Представление деформированного контура колеса в виде эллипса.

Разумно считать, что контур деформированного колеса представляет собой симметричную выпуклую замкнутую кривую, которую удобно представить дугами окружностей, эллипсов и отрезками прямых. При этом учитывая дальнейшее использование представления деформированного контура, части контура, целесообразно представлять параметрическими уравнениями. При графическом изображении контура, параметр изменяется в разных диапазонах для разных частей контура.



R_1 – радиус дуги большой окружности; a,b – полуоси эллипса; l – половина длины контакта.

Рис. 5. Изображение деформированного колеса по гипотезе 3

Для определения параметров представим, что контур состоит из следующих частей: полуокружности, линии контакта и двух сопрягающих дуг эллипса (рис. 5). Будем считать, что параметры составляющих частей: радиус R_1 дуги полуокружности, полуоси эллипса a и b, длина отрезка $2l$, моделирующего линию контакта, подбираются так, что бы длина периметра оставалась равной длине окружности в свободном виде $2\pi R$. При программировании контур задается последовательностями координат его точек. Для вычисления координат пользуемся параметрическими уравнениями соответствующих частей контура.

Параметрические уравнения окружности имеют вид

$$\begin{cases} x = R_1 \times \cos(t) + O_x \\ y = R_1 \times \sin(t) + O_y \end{cases}, \quad t \in [0,\pi]: \quad t = 0 : h : \pi , \tag{5}$$

где R_1 - радиус дуги окружности,
O_x, O_y - координаты центра.

Параметрические уравнения эллипса выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} x = a \times \cos(t) + xl(xr) \\ y = b \times \sin(t) + yl(yr) \end{cases}, \quad t \in [0,2\pi], \tag{6}$$

где *xl, yl* координаты центра левой дуги, для нее параметр *t* прибегает значения: $t = \pi : h : 3\pi / 2$;
xr, yr - координаты центра правой эллиптической дуги.

Для нее параметр *t* прибегает значения: $t = 3\pi / 2 : h : 2\pi$.

Параметрическое уравнение отрезка прямой имеют вид

$$\begin{cases} x = x_0 + n_x \times t \\ y = y_0 + n_y \times t \end{cases}, \; t \in [-l,l]: \; t = -l: h : l, \tag{7}$$

где n_x, n_y - проекции единичного направляющего вектора прямой, x_0,y_0 - координаты точки начала отрезка.

В данном случае, отрезок прямой является линия контакта, которая параллельна оси O_x и, как приняли, находится на расстоянии *R* ниже центра координат. Направляющий вектор будет иметь проекции 1,0, начальная точка будет лежать в левом нижнем углу (рис. 5) и иметь координаты $x_0 = -l, y_0 = -R,$ а параметр t изменяется в диапазоне $t = -l : h : l.$ Таким образом, параметрические уравнение отрезка будут иметь вид

$$\begin{cases} x = l + t \\ y = R \end{cases} \tag{8}$$

В результате, для построенного контура получим набор координат его точек. Обозначим через *X,Y* координаты точек большой дуги, X_r, Y_r и X_l ,Y_l координаты точек эллиптических дуг, правой и левой соответственно и *lkx,lky* - координаты точек линии контакта. Создаем в пакете Matlab единый массив (вектор) координат точек контура

$$XX = [X_r, X, X_l, lkx], \quad YY = [Y_r, Y, Y_l, lky] \tag{9}$$

Исследование методик построения контура деформированного колеса с помощью пакета Matlab, позволит выявить наиболее точную схему

(форму), которую принимает колесо в реальных условиях эксплуатации, для его дальнейшего анализа.

Список использованной литературы:

1. Бухин Б. Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: «Химия», 1988 г. – 224 с.

2. Добролюбов. А. И. Скольжение, качение, волна. – Изд. 2-е, испр. – М.: «Едиториал УРСС», 2005 г. – 160 с.

3. Дьяконов В. П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения. – М.: «СОЛОН – Пресс», 2005 г. – 800 с.

4. Зимелев Г. В. Теория автомобиля. - Издательство: М.: «Воениздат», 1957 г. – 456 с.

5. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. – М.: «Транспорт», 1976 г. – 239 с.

6. Мижидон А. Д. Численные методы оптимизации: Учебное пособие. – Улан-Удэ: Издательство ВСГТУ. – 156 с.

7. Петрушев В. А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: «ТОРУС ПРЕСС», 2008 г. – 352 с.

УДК 629. 113

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕХОСНОГО КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

А.И. Федотов

Аннотация. *ЦЕЛЬ статьи заключается в разработке математической модели, описывающей динамические процессы при разгоне трехосного колесного транспортного средства(КТС), и позволяющей рассчитывать его функциональные характеристики в процессе эксплуатации. МЕТОДЫ. Используются структурные методы математического моделирования, с применением дифференциальных уравнений, составленных на основе принципа Даламбера, а также дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода, обеспечивающие учет конструктивно-технических особенностей трехосных автомобилей, а также особенности их функционирования. РЕЗУЛЬТАТЫ. Показано, что входящие в модель математические описания динамики колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс КТС, динамики процесса передачи крутящего момента колесами с эластичными шинами, а также описание динамических процессов в трансмиссии позволяют с высокой точностью анализировать процессы функционирования трехосных автомобилей. ВЫВОДЫ. Разработанная математическая модель является высокоэффективным математическим инструментом для аналитических исследований процессов*

функционирования трехосных грузовых КТС, а также влияний на эти процессы как внутренних, так и внешних факторов.

Ключевые слова: *математическая модель, грузовой автомобиль, силы, реакции, время разгона.*

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: fai@istu.edu

Введение

Условия работы грузовых КТС, особенно в районах с холодным климатом являются тяжелыми и негативно влияют на показатели их надежности. Подавляющее большинство грузовых КТС, используемых в Восточной Сибири, являются трехосными. Стремление повысить надежность автомобильной техники, увеличить её ресурс, производительность, снизить непроизводительные простои в ремонте, вызывает необходимость проведения соответствующих исследований. Как известно, исследования бывают экспериментальными (*связанными с большими материальными затратами*), а также аналитическими, выполняемыми при помощи современной вычислительной техники.

В данной статье авторами предпринята попытка разработки математической модели, позволяющей выполнять аналитические исследования процессов функционирования трехосных грузовых КТС, а также влияний на эти процессы как внутренних, так и внешних факторов, учитывающей колебания подрессоренных и неподрессоренных масс КТС, динамику процесса передачи крутящего момента колесами с эластичными шинами, а также динамические процессы в трансмиссии при движении *трехосного колесного транспортного средства*. Существующие математические модели [1, 2, 3, 4 и др.] не позволяют этого.

Разработка математической модели трехосного колесного транспортного средства

При разработке математической модели КТС ставилась задача аналитической оценки влияния технического состояния большегрузных автомобилей на показатели их производительности, а также управляемости и устойчивости на горизонтальном участке дороги с поворотом управляемых колес или без него, с учетом динамики колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс. Особое внимание уделено математическому описанию динамики работы ведущих колес КТС с эластичными шинами. Было решено использовать простую, но при этом довольно точную и широко распространенную модель авторов А.Б. Дика и H.B.Pacejka [5, 6, 7].

В разрабатываемой модели трехосного КТС приняты следующие допущения:

1. Подрессоренная масса КТС - симметричное и абсолютно твердое тело;

2. Центр масс и вектор продольной скорости движения подрессоренной массы КТС находятся все время в продольной плоскости её симметрии;

3. Подрессоренная масса КТС совершает колебания относительно точки *К*, находящейся на линии, перпендикулярной к опорной поверхности и проходящей через центр подрессоренной массы;

4. При повороте подрессоренной массы относительно продольной и поперечной осей, расстояния от центра масс до передней и задних осей КТС остаются неизменными;

5. Оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных к горизонтальной плоскости дороги;

6. Моменты инерции мостов и углы их поворота относительно осей вращения колес равны нулю;

7. Неуравновешенность и гироскопические моменты вращающихся масс трансмиссии и двигателя КТС не учитываются;

8. В процессе движения КТС, влияние продольных и поперечных уклонов дороги, на процессы колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс не учитываются.

Расчетная схема КТС представлена на рис.1. Положение подрессоренной массы КТС в пространстве определяется с помощью двух систем координат. Абсолютной системы координат $X^1;Y^1;Z^1$, которая жестко связана с опорной поверхностью дороги и подвижной системы координат *X;Y;Z,* которая жестко связана с подрессоренной массой КТС, и ее начало совпадает с центром его подрессоренной массы.

Положение подрессоренной массы КТС в пространстве определяется координатами X^1 и Y^1 его центра масс, а также углом поворота γ(*курсовым углом*) всей массы КТС относительно оси *Z*. Подрессоренная масса автомобиля имеет возможность совершать продольные колебательные движения вдоль оси *Z*и угловые, относительно оси *X*(*угол крена*α) и относительно оси *Y* (*угол деферента*β).

Подвеска КТС представлена в виде параллельно работающих упругих элементов и амортизаторов. Жесткости подвески передней оси C_{11} и C_{12} отличны от жесткостей подвески задних осей C_{21}; C_{22}; C_{31}и C_{32}. Здесь и далее подстрочные индексы обозначают: первая цифра – номер оси; вторая цифра – борт (*если вторая цифра 1, то борт левый, если 2 – то борт правый*).

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику движения подрессоренной массы КТС, учитывают действие кинетического момента, вызванного её несимметричностью. Проекции вектора кинетического момента (*количества движения*) на оси координат описываются уравнениями [1]

$$\begin{cases} K_x = J_x \cdot \omega_x - J_{xy} \cdot \omega_y - J_{xz} \cdot \omega_z \\ K_y = -J_{xy} \cdot \omega_x + J_y \cdot \omega_y - J_{yz} \cdot \omega_z \\ K_z = -J_{xz} \cdot \omega_x - J_{yz} \cdot \omega_y + J_z \cdot \omega_z \end{cases}$$

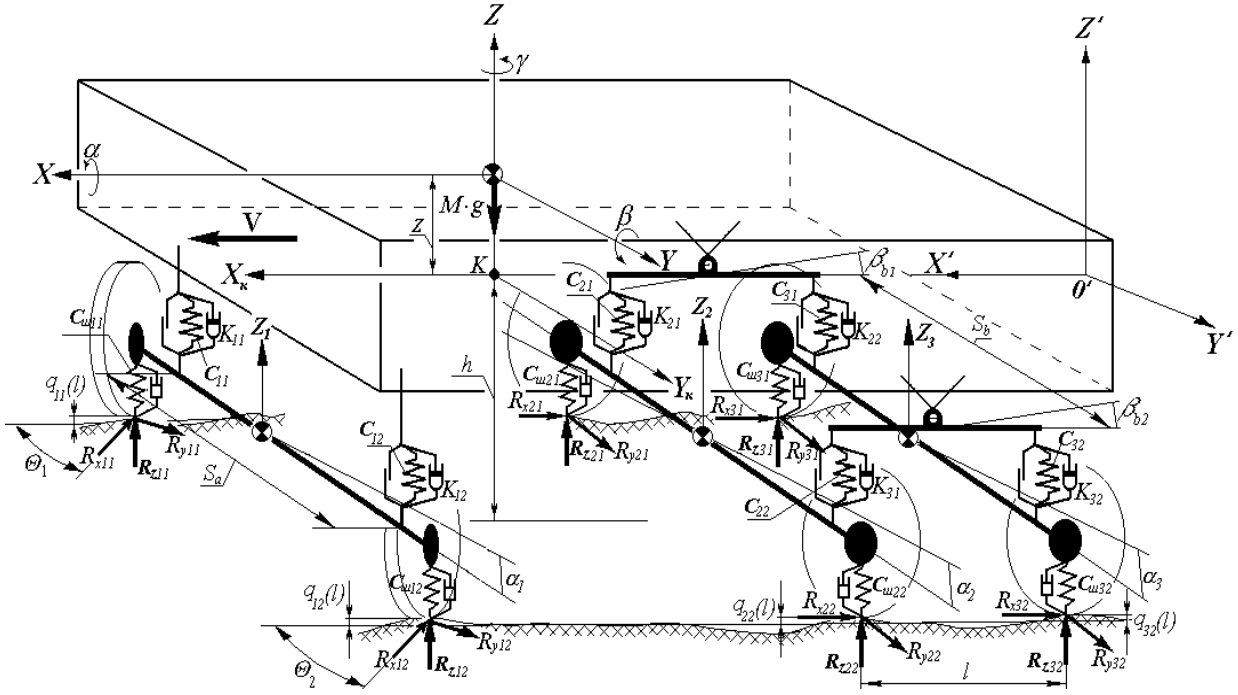


Рис. 1. Схема для расчета динамики перемещения масс трехосного колесного транспортного средства с балансирной задней подвеской

С учетом сделанных допущений о том, что $J_{xy}= 0$, $J_{yz}= 0$, $J_{xz}\neq 0$ уравнения проекций вектора кинетического момента перепишем в виде

$$\begin{cases} K_x = J_x \cdot \omega_x - J_{xz} \cdot \omega_z \\ K_y = J_y \cdot \omega_y \\ K_z = -J_{xz} \cdot \omega_x + J_z \cdot \omega_z \end{cases}$$

Составлены дифференциальные уравнения моделирующие динамику движения подрессоренной массы автомобиля для каждой степени её свободы, без учета членов, содержащих произведения, степени координат и скоростей, принимающих малые значения по сравнению с остальными членами. После решения относительно старших производных, дифференциальные уравнения примут следующий вид

$$\frac{d^2X}{dt^2} = (\frac{d\gamma}{dt} V_{KY}) - (R_{x11} \cdot \cos\Theta_1 + R_{x12} \cdot \cos\Theta_2 + R_{y11} \cdot \sin\Theta_1 + R_{y12} \cdot \sin\Theta_2 + R_{x21} + R_{x22} + R_{x31} + R_{x32}) / M_a ; (1)$$

$$\frac{d^2Y}{dt^2} = -(\frac{d\gamma}{dt} V_{KX}) + (R_{y11} \cdot \cos\Theta_1 + R_{y12} \cdot \cos\Theta_2 - R_{x11} \cdot \sin\Theta_1 - R_{x12} \cdot \sin\Theta_2 + R_{y21} + R_{y22} + R_{y31} + R_{y32}) / M_a ; \quad (2)$$

$$\frac{d^2Z}{dt^2} = -g + (R_{11} + R_{12} + R_{21} + R_{22}) / M_a ; \tag{3}$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = [(R_{y11} \cdot \cos\Theta_1 + R_{y12} \cdot \cos\Theta_2 - R_{x11} \cdot \sin\Theta_1 - R_{x12} \cdot \sin\Theta_2 + R_{y21} +$$
$$R_{y22} + R_{y31} + R_{y32}) \cdot h + (R_{12} - R_{11}) \frac{S_a}{2} + (R_{22} - R_{21}) \frac{S_b}{2} - (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \tag{4}$$
$$\cdot \left(\frac{dV_{KY}}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_{KX} \right) \cdot h + J_{xz} \frac{d\gamma}{dt} + (J_y - J_z) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{d\beta}{dt}] / J_x$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = [(R_{x11}\cos\Theta_1 + R_{x12}\cos\Theta_2 + R_{y11}\sin\Theta_1 + R_{y12}\sin\Theta_2 + R_{x21} + R_{x22} + R_{x31} +$$
$$R_{x32}) \cdot h - (R_{12} + R_{11})a + (R_{22} + R_{21})b + (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \left(\frac{dV_{KX}}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_{KY} \right) \cdot h + \tag{5}$$
$$+ J_{XZ} \left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^2 - (J_x - J_z) \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{d\alpha}{dt}] / J_y$$

$$\frac{d^2\gamma}{dt^2} = \{J_x[(R_{y11}\cos\Theta_1 - R_{x11}\sin\Theta_1 + R_{y12}\cos\Theta_2 - R_{x12}\sin\Theta_2)a + (R_{x12}\cos\Theta_2 -$$
$$R_{x11}\cos\Theta_1 + R_{y12}\sin\Theta_2 - R_{y11}\sin\Theta_1) \frac{S_1}{2} + (R_{x22} - R_{x21} + R_{x32} - R_{x31}) \frac{S_2}{2} - (R_{y21} +$$
$$+ R_{y22})(b - \frac{l}{2}) - (R_{y31} + R_{y32})(b + \frac{l}{2}) - J_{xz} \frac{d\beta}{dt} \cdot \frac{d\gamma}{dt}] + J_{xz}[(R_{y11}\cos\Theta_1 + \tag{6}$$
$$+ R_{y12}\cos\Theta_2 - R_{x11}\sin\Theta_1 - R_{x21}\sin\Theta_2 + R_{y21} + R_{y22} + R_{y31} + R_{y32}) \cdot h + (R_{12} -$$
$$- R_{11}) \frac{S_a}{2} + (R_{22} - R_{21}) \frac{S_b}{2} - (m_1 + m_2 + m_3) \left(\frac{dV_{KY}}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} V_{KX} \right) h + (J_y - J_z) \cdot$$
$$\cdot \left(\frac{d\beta}{dt} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \right)]\} / (J_x J_y^* - J_{xz}^2)$$

где R_{xij} и R_{yij} - соответственно продольные и боковые реакции дороги, действующие на колеса автомобиля (i- индекс номера моста, j - индекс стороны автомобиля);

V_{KX}иV_{KY}- проекции вектора скорости точки K(в плоскости $X_к$; K; $Y_к$) на соответствующие оси координат;S_1иS_2 - передняя и задняя колеи колес КТС;

h и Z - высота центра масс КТС и текущая координата ее изменения;

S_a и S_b- расстояния между передними и задними рессорами;

a и b- осредненные расстояния от центра масс КТС до его переднего и заднего мостов;l - расстояние между осями колес задней тележки КТС;

R_{12} иR_{11} - реакции от действия элементов передней оси;

R_{21}и R_{22}- реакции в точках крепления балансира задней тележки к раме;

M_a - масса КТС; Θ_1 и Θ_2 - углы поворота колес управляемой оси;

J_z* - осевой момент инерции КТС относительно вертикальной силы, проходящей через центр масс; J_x; J_y ; J_z; J_{xz}- осевые и центробежный моменты инерции массы КТС.

Уравнения моментов сил и реакций в передней подвеске КТС, решенные относительно старших производных, имеют вид

$$\frac{d^2Z_1}{dt^2} = \frac{1}{m_{м1}}(R_{z11} + R_{z12} - F_{n11} - F_{n12}) - g \tag{7}$$

$$\frac{d^2\alpha_1}{dt^2} = [(F_{n11} - F_{n12}) \cdot \frac{S_a}{2} + (R_{z12} - R_{z11}) \cdot \frac{S_1}{2} + \{R_{y11}\cos(\Theta_1) - R_{x11}\sin(\Theta_1)\}r_{ко11} + \{R_{y12}\cos(\Theta_2) - R_{X12}\sin(\Theta_2)\}/ r_{ко12}]/ J_{X1} \tag{8}$$

У большинства большегрузных КТС (КрАЗ, КамАЗ и пр.) задняя подвеска выполнена в виде балансирной тележки со спаренными мостами. Поэтому дифференциальные уравнения динамики перемещения элементов их подвесок составлены согласно расчетной схеме, представленной на рис.1.

Уравнения перемещений центров среднего и заднего мостов в направлении оси *OZ*решенные относительно старших производных представлены в виде

$$\frac{d^2Z_2}{dt^2} = \frac{1}{m_{м2}}(R_{z21} + R_{z22} - F_{n21} - F_{n22}) - g \ ; \ \frac{d^2Z_3}{dt^2} = \frac{1}{m_{м3}}(R_{z31} + R_{z32} - F_{n31} - F_{n32}) - g \tag{9}$$

Уравнения угловых ускорений среднего и заднего мостов КТС относительно его продольной оси *OX*

$$\frac{d^2\alpha_2}{dt^2} = [(F_{n21} - F_{n22}) \cdot \frac{S_b}{2} + (R_{z21} + R_{z22}) \cdot \frac{S_2}{2} + R_{y21} \cdot r_{ко21} + R_{y22} \cdot r_{ко22}]/ J_{x2} \ ; \tag{10}$$

$$\frac{d^2\alpha_3}{dt^2} = [(F_{n31} - F_{n32}) \cdot \frac{S_b}{2} + (R_{z31} + R_{z32}) \cdot \frac{S_2}{2} + R_{y31} \cdot r_{ко31} + R_{y32} \cdot r_{ко32}]/ J_{x3} . \tag{11}$$

Уравнения динамики поворота балансиров задней тележки

$$\frac{d^2\beta_{b1}}{dt^2} = (F_{n21}\frac{l}{2} - F_{n31}\frac{l}{2})/ J_b \ ; \quad \frac{d^2\beta_{b2}}{dt^2} = (F_{n22}\frac{l}{2} - F_{n32}\frac{l}{2})/ J_b \tag{12}$$

Силы, действующие от задней тележки на подрессоренную массу

$$F_{21} = F_{n21} + F_{n31}; F_{22} = F_{n22} + F_{n32} \quad (13)$$

где $F_{Пij}$- усилия, действующие от элементов передней подвески на подрессоренную массу и от элементов задней подвески на балансиры;

F_{21} иF_{22} - усилия, в точках крепления балансиров;

β_{b1}иβ_{b2} - углы поворота балансиров задней подвески;

α_i- углы поворота мостов относительно оси OX;

R_{zij}- нормальные реакции шин на действие нагрузки на колеса;

$r_{коij}$–силовые радиусы качения колес в свободном режиме;

$m_{мi}$- массы мостов;J_{xi}- моменты инерции мостов относительно оси OX;

J_b- момент инерции балансиров задней подвески относительно оси OY.

Усилия F_{aij},создаваемые в подвеске КТС работой амортизаторов, представлены линейными функциями скорости перемещения подрессоренной массы автомобиля относительно осей мостов. Эти усилия не одинаковы для ходов сжатия и отбоя и определяются коэффициентами демпфирования K_c сжатия иK_o отбоя [1, 2, 3, 4]

$$F_{aij} = -K_{ij} \cdot \frac{dZ_{ij}}{dt}, \quad (14)$$

где $\frac{dZ_{ij}}{dt}$ - скорость деформации упругих элементов подвески КТС.

Знак минус в выражении для определения F_{aij} показывает, что направление сил трения в амортизаторах всегда направлено в сторону, противоположную направлению скорости их деформации. При работе подвески учитывается действие в ней сил сухого трения F_{Tij}

$$F_{Tij} = F_{To} \cdot \operatorname{sgn}(\frac{dZ_{ij}}{dt}), \quad (15)$$

где F_{TO}- сила сухого трения покоя.

Силы$F^*_{Пij}$в упругих элементах подвески описываются линейными функциями их деформаций, которые для передней подвески определим с учетом крена и деферента подрессоренной массы, а также поворота переднего моста относительно оси OX из выражений

$$F^*_{П11} = C_{11} \cdot [Z\text{-}a \cdot tg\beta + \frac{S_a}{2}(tg\alpha - tg\alpha_1) - Z_1]; \quad F^*_{П12} = C_{12} \cdot [Z\text{-}a \cdot tg\beta - \frac{S_a}{2}(tg\alpha - tg\alpha_1) - Z_1] \quad (16)$$

Для расчета усилий в упругих элементах задней подвески необходимо учитывать углы поворота балансиров

$$F^{*}_{П21} = C_{21} \cdot [Z + b \cdot tg\beta - \frac{S_b}{2}(tg\alpha - tg\alpha_2) - \frac{l}{2} tg\beta_{b1} - Z_2]; \quad (17)$$

$$F^{*}_{П22} = C_{22} \cdot [Z + b \cdot tg\beta + \frac{S_b}{2}(tg\alpha - tg\alpha_2) - \frac{l}{2} tg\beta_{b2} - Z_2]; \quad (18)$$

$$F^{*}_{П31} = C_{31} \cdot [Z + b \cdot tg\beta - \frac{S_b}{2}(tg\alpha - tg\alpha_3) + \frac{l}{2} tg\beta_{b1} - Z_3]; \quad (19)$$

$$F^{*}_{П32} = C_{32} \cdot [Z + b \cdot tg\beta + \frac{S_b}{2}(tg\alpha - tg\alpha_3) + \frac{l}{2} tg\beta_{b2} - Z_3], \quad (20)$$

где C_{ij} - жесткости упругих элементов подвески;

Z_i - текущие значения координат центров осей мостов КТС.

Выражения в квадратных скобках позволяют определять деформации Z_{ij} упругих элементов подвесок. А усилия в подвесках КТС определим из выражения:

$$F_{Пij} = F_{aij} + F_{Tij} + F^{*}_{Пij.} \quad (21)$$

Нормальные реакции R_{zij} действующие на шины КТС от дороги, а также радиальные деформации шин и угловые колебания мостов, определим как

$$R_{z11} = C_{ш11}[Z_1 + \frac{S_1}{2} \cdot tg\alpha_1 - q_{ij}(l)]; \quad R_{z12} = C_{ш12}[Z_1 - \frac{S_1}{2} \cdot tg\alpha_1 - q_{ij}(l)]; \quad (22)$$

$$R_{z21} = C_{ш21}[Z_2 + \frac{S_2}{2} \cdot tg\alpha_2 - q_{ij}(l)]; \quad R_{z22} = C_{ш22}[Z_2 - \frac{S_2}{2} \cdot tg\alpha_2 - q_{ij}(l)]; \quad (23)$$

$$R_{z31} = C_{ш11}[Z_3 + \frac{S_2}{2} \cdot tg\alpha_3 - q_{ij}(l)]; \quad R_{z32} = C_{ш32}[Z_3 - \frac{S_2}{2} \cdot tg\alpha_3 - q_{ij}(l)], \quad (24)$$

где $C_{шij}$- радиальная жесткость шин.

Если в процессе расчета деформаций шин $Z_{шij}$ их значения становятся меньше нуля, справедливо условие

$$R_{zij} = 0, \quad \text{при } Z_{шij} \le 0 \quad (25)$$

Для расчета углов уводаδ_{ij}шин КТС составлена схема (рис.2). На основании данной схемы составлены уравнения

$$\delta_{11} = -arctg\left(\frac{V_y + \frac{d\gamma}{dt} \cdot a}{V_x - \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{S_1}{2}}\right) + \Theta_1; \qquad \delta_{12} = -arctg\left(\frac{V_y + \frac{d\gamma}{dt} \cdot a}{V_x + \frac{d\gamma}{dt} \cdot \frac{S_1}{2}}\right) + \Theta_2 \quad (26)$$

$$\delta_{21} = -arctg\left(\frac{V_y - \frac{d\gamma}{dt}\cdot(b-\frac{l}{2})}{V_x - \frac{d\gamma}{dt}.\frac{S_2}{2}}\right); \qquad \delta_{22} = -arctg\left(\frac{V_y - \frac{d\gamma}{dt}\cdot(b-\frac{l}{2})}{V_x + \frac{d\gamma}{dt}.\frac{S_2}{2}}\right) \tag{27}$$

$$\delta_{31} = -arctg\left(\frac{V_y - \frac{d\gamma}{dt}\cdot(b+\frac{l}{2})}{V_x - \frac{d\gamma}{dt}.\frac{S_2}{2}}\right); \qquad \delta_{32} = -arctg\left(\frac{V_y - \frac{d\gamma}{dt}\cdot(b+\frac{l}{2})}{V_x + \frac{d\gamma}{dt}.\frac{S_2}{2}}\right) \tag{28}$$

Полученное математическое описание (1)-(28), позволяет аналитически исследовать влияния технического состояния большегрузных автомобилей на показатели их устойчивости и управляемости, моделировать движение КТС с поворотом управляемых колес или без него, с учетом динамики перемещения и колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс.

Расчет продольных и боковых реакций R_x и R_y на колесах КТС проводится по методике, с использованием ***нормированной функции общего проскальзывания*** *f(S)*, авторов А.Б. Дика и Н.В. Pacejka [5,6,7]:

$$f(S) = R_\Sigma / R_\varphi , \tag{29}$$

где R_Σ- суммарная касательная реакция плоскости дороги;

R_φ - предельная по сцеплению величина реализованной касательной реакции.

Величина реакций R_x и R_y зависит от суммарного проскальзывания S шины относительно опорной поверхности, которое является векторной величиной, имеющей продольную S_x и боковую S_y составляющие [5,6,7]

$$\begin{cases} S_x = \cos\delta - \frac{\omega \cdot r_{ko}}{V} \\ S_y = \sin\delta \end{cases} \tag{30}$$

где δ - угол увода колеса;

ω , V - угловая скорость и скорость поступательного движения центра колеса;

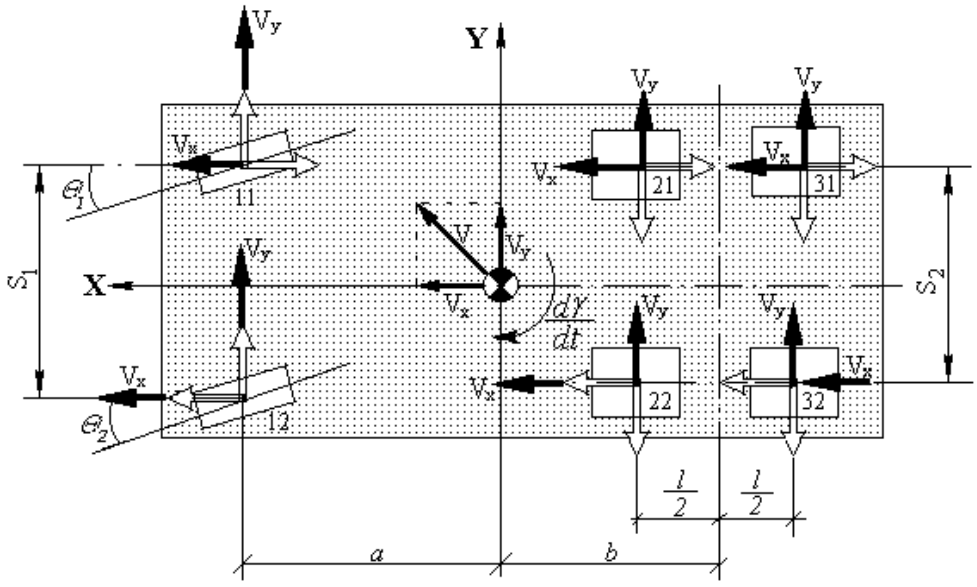


Рис. 2. Расчетная схема определения углов увода шин КТС

Суммарное проскальзывание определяется как сумма его составляющих [5,6,7]

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \tag{31}$$

Текущее значение *нормированной функции общего проскальзыванияf(S)* изменяется в зависимости от направления вектора *S*, определяемого углом β_s отклонения от продольной плоскости колеса (рис. 3). Аналитически, функции *f(S)* описывается выражением вида [5,6,7]:

$$f(S) = \sin[a_1 \cdot arctg(b_1 S)], \tag{32}$$

где a_1 и b_1 коэффициенты, которые определяют протекание функции *f(S)*[5,6,7]

$$b_1 = \frac{(1+b_{11}^2)arctg(b_{11}) - b_{11}}{K_z(1+b_{11}^2) - 1} \ ; \tag{33}$$

$$a_1 = \frac{\eta_s}{b_1} \quad \text{и} \quad b_{11} = \frac{\pi}{2K_z} \tag{34}$$

$$K_z = [\pi - ar\sin(f_\delta)]/\eta_s \tag{35}$$

где η_s- коэффициент «жесткости» проскальзывания определяется в началенормированной *функции общего проскальзыванияf(S)*, в области устойчивого торможения колеса при S→0 как [5,6,7]

$$\eta_s = \frac{df(S)}{dS}$$

Коэффициент снижения сцепления f_δ определяется при S=1.

Коэффициенты η_s и f_δ, а так же коэффициент сцепления шин с дорогой φ корректируются в зависимости от направления вектора $\vec{S}$ [5,6,7]:

$$\eta_s = \varepsilon_\eta \eta_{sx}; \varphi = \varepsilon_\varphi \varphi_x; \qquad f_б = \varepsilon_f \; f_{бx},$$

где η_{sx} ,φ_x,$f_{бx}$- значения коэффициентов, определяющих продольное направление вектора $\vec{S}$;

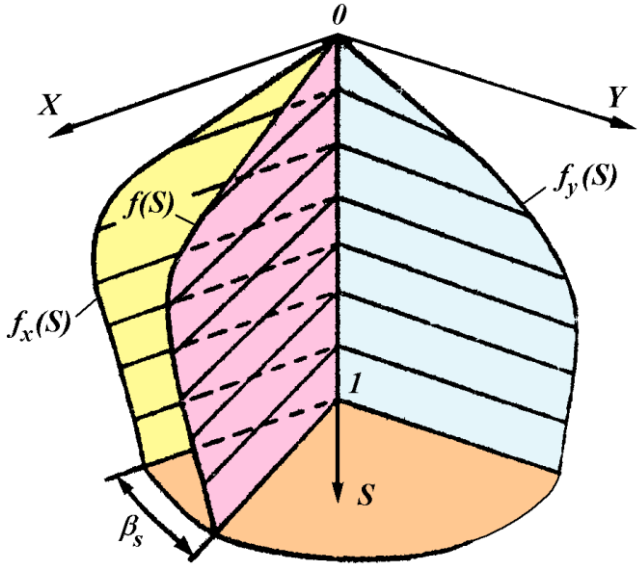


Рис. 3. Обобщенная «*f-s*» диаграмма автомобильной эластичной шины

Коэффициенты ε_η, ε_φ и ε_f, корректирующие функцию *общего проскальзывания f(S)* рассчитываются с помощью зависимостей [5,6,7]

$$\begin{cases} \varepsilon_\varphi = \dfrac{n_\varphi}{\sqrt{1 - C^2(1 - n_\varphi{}^2)}} \\ \varepsilon_f = \dfrac{n_\varphi n_f}{\varepsilon_\varphi \sqrt{1 - C^2(1 - n_\varphi{}^2 \cdot n_f{}^2)}} \\ \varepsilon_\eta = \dfrac{1}{\varepsilon_\varphi \sqrt{C^2(1 - n_c{}^2) + n_c{}^2}} \end{cases}, \qquad (36)$$

где $n_\varphi = \varphi_y / \varphi_x; \; n_f = f_{бy} / f_{бx}; \; n_c = C_{sy} / C_{sx}; \; C = S_x / S;$

φ_y ,φ_x - коэффициенты бокового и продольного сцепления;

$f_{бy}$, $f_{бx}$- коэффициенты снижения функции *общего проскальзыванияf(S)* в продольном и боковом направлениях;

$C_{sx} = \frac{dR_x}{dS_x}$ и $C_{sy} = \frac{dR_y}{dS_y}$ - коэффициенты «жесткости» продольного и бокового проскальзывания соответствующие тангенсам наклона кривых $R_x(S_x,S_y=0)$ и $R_y(S_y,S_x=0)$ к оси абсцисс в начале координат.

Коэффициент C_{sy} численно равен коэффициенту сопротивления боковому уводу шины K_y, а C_{sx}- находится через тангенциальную эластичность шины, как [5,6,7]

$$C_{sx} = r_{ko} / \lambda_x , \tag{37}$$

где λ_x- коэффициент тангенциальной эластичности шины по силе.

Суммарная реакцияR_Σ в пятне контакта шины с дорогой и ее проекции R_x и R_yопределяются по формулам [5,6,7]

$$\begin{cases} R_\Sigma = R_z \cdot \varphi_x \cdot \varepsilon_\varphi \cdot f(s); \\ R_x = R_\Sigma \cdot m_{\beta x} \cdot S_x / S; \\ R_y = R_\Sigma \cdot m_{\beta y} \cdot S_y / S \end{cases} \tag{38}$$

где $m_{\beta x}$, $m_{\beta y}$ - параметры, характеризующие влияние рассогласования направлений векторов $\vec{R}_\Sigma$ и $\vec{S}$ соответственно на величину продольной и боковой реакций [5,6,7]:

$$\begin{cases} m_{\beta x} = \dfrac{1}{\sqrt{C^2(1-m_\beta^2)+m_\beta{}^2}} \\ m_{\beta y} = m_\beta \cdot m_{\beta x} \\ m_\beta = \dfrac{1-(1-n_c)}{1+\eta_{sx}^2 S^2\left(C^2\{1-n_c^2\}+n_c^2\right)} \end{cases} \tag{39}$$

Уравнение динамики вращательного движения колеса учитывает действие тормозного момента M_T, момента сопротивления качению колес M_f, реализованной касательной реакции R_x, а также инерционного момента

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{(R_x \cdot r_{ko}) - M_T - M_f}{J_к}, \tag{40}$$

где $J_к$- момент инерции колеса относительно оси его вращения.

Момент M_f учитывает потери на трение в процессе качения колес по недеформируемой опорной поверхности [5,6,7]

$$M_f = R_z \cdot f_0 \cdot (1 + \frac{V^2}{1543}) \cdot r_{ko}, \quad (41)$$

где f_0 - значение коэффициента сопротивления качению шины грузового автомобиля при V=0.

Как известно силовым радиусом колеса, является r_{ko} радиус качения в ведомом режиме [6,7]. Он существенно изменяется под действием нормальной нагрузки R_z и давления в шине P_w. Зависимости вида $r_{ko}= f(R_z)$ полученные при варьировании нагрузки и давления воздуха в шине, представлены на рис. 4. Для расчета радиуса r_{ko} при стационарном давлении в шине, установлено выражение вида

$$r_{ko} = r_o - \sqrt{R_z C_{r1}} - C_{r2} R_z \ , \quad (42)$$

где r_o - радиус свободного, ненагруженного колеса;

C_{r1} иC_{r2} - коэффициенты аппроксимации зависимости $r_{ko}=f(R_z)$.

Предложенное математическое описание (29) - (42), позволяет рассчитывать функции изменения продольных R_{xij} и боковых R_{yij} реакций на колесах КТС, при учете действующих как внешних, так и внутренних силовых и кинематических параметров.

Прямолинейное движение центра масс КТС, на горизонтальной дороге, без пробуксовки сцепления и шин ведущих колес описывается уравнением вида [8]

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G}(F_k - F_c), \quad (43)$$

где: g - ускорение свободного падения;

δ - коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс двигателя, трансмиссии и колес;

F_k- сила, развиваемая двигателем и подведенная через трансмиссию к ведущим колесам КТС;

G -вес автомобиля;

F_c - суммарная сила сопротивления движению.

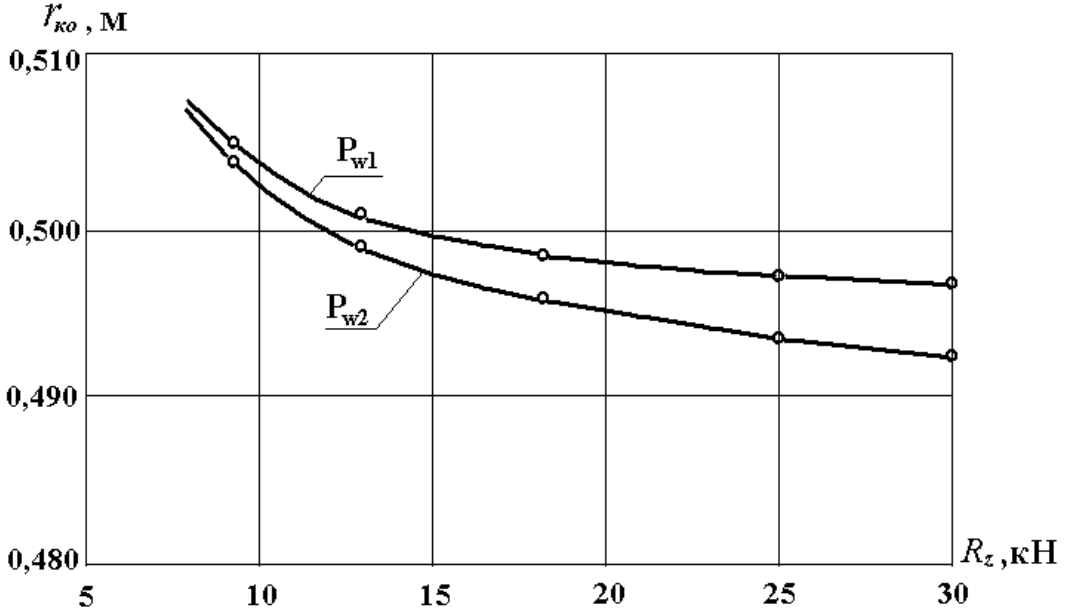


Рис. 4. Зависимость радиуса качения колеса $r_{ко}$ от нагрузки R_zпри давлении воздуха в шине $P_{w1}>P_{w2}$

Коэффициент δ определяется на основании известного выражения [8]

$$\delta = 1 + \frac{g}{G \cdot r_{ko}^{\ 2}} \cdot (i_T^{\ 2} \cdot \eta_T \cdot J_{дв} + \sum J_k); \tag{44}$$

где $i_т$ - передаточное число трансмиссии;

$J_{дв}$ - момент инерции вращающихся частей двигателя;

$\sum J_k$ - момент инерции всех колес КТС;

$\eta_т$ - механический коэффициент полезного действия трансмиссии.

Коэффициент полезного действия трансмиссии определяется по формуле [8]

$$\eta_T = 0{,}98^k \cdot 0{,}97^l \cdot 0{,}99^m \ , \tag{45}$$

где k, l иm- соответственно количество пар цилиндрических и конических шестерен, а также количество карданных шарниров, участвующих в передаче крутящего момента от двигателя к колесам.

Суммарная сила сопротивления движению автомобиля для общего случая его движения по дороге рассчитывается по формуле [8]

$$F_c = F_f + F_\alpha \ + \ F_w \tag{46}$$

где F_f - сила сопротивления качению колес КТС;

F_α - сила сопротивления движения КТС на подъем;

F_w- сила аэродинамического сопротивления.

Сила тяги F_k, развиваемая двигателем на ведущих колесах КТС, определяется по формуле [8]

$$F_k = \frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_k}; \tag{47}$$

где M_e - крутящий момент двигателя КТС;

$$F_\alpha = G \sin \alpha \tag{48}$$

где α - угол продольного наклона дороги.

Подставив выражения для определения параметров $F_к$, F_αи F_c в уравнение (43) получим

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G} \cdot \left[\frac{M_e \cdot i_T \cdot \eta_T}{r_k} - F_f - F_\alpha - F_w \right]. \tag{49}$$

Представим силу сопротивления качению колес КТС как

$$F_f = G \cdot \cos \alpha \cdot f_o \left[1 + \frac{V^2}{1543} \right] \tag{50}$$

Определим силу аэродинамического сопротивления, как

$$F_w = \frac{k \cdot S_w \cdot V^2}{13} \tag{51}$$

где S_w- мидель КТС; k- коэффициент сопротивления воздуха Е.А. Чудакова.

Момент двигателя M_e определяется внешней скоростной характеристикой двигателя и функционально связан с угловой скоростью коленчатого вала $M_e = f(\omega_e)$.

Математическое описание двигателя не учитывает неравномерность крутящего момента и описывает его работу по внешней скоростной характеристике. Вычисление эффективной мощности двигателя производится по формуле С.Р. Лейдермана [8]

$$N_e = N_{e\ \max} \cdot \left[a\left(\frac{n_e}{n_N}\right) + b\left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3 \right] \qquad (52)$$

где $N_{e\max}$- максимальная эффективная мощность двигателя, [кВт];

n_e - текущая частота вращения, [об/мин];

n_N- частота вращения при максимальной мощности, [об/мин].

Коэффициенты a и b, зависят от типа и конструкции двигателя. Они приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Коэффициенты формулы С.Р. Лейдермана

Тип двигателя	Коэффициенты уравнения (52)	
	a	b
Бензиновый	1	1
Дизельный	0,5	1,5

Для расчета эффективного крутящего момента используем выражение вида[8]

$$M_e = 9550\ \frac{N_e}{n_e} \qquad (53)$$

Известно, что наибольшие динамические нагрузки в системе "*Двигатель-Сцепление-Трансмиссия*" возникают при трогании КТС и переключении передач с быстрым включением сцепления. В связи с этим, при создании математического описания трансмиссии, были учтены крутильные колебания, возникающие при изменении крутящего момента.

Для этого была составлена схема крутильной колебательной системы (рис. 5), состоящей из нескольких участков вида «маховая масса – крутильная жесткость».

Первый участок - «двигатель ведущие и ведомые детали сцепления с первичным валом КПП» $J_1 - C_1$. Второй участок – «выходной вал КПП и половина карданного вала» $J_2 - C_2$. Третий участок «вторая половина карданного вала и детали главной передачи» $J_3 - C_3$. Четвертый участок – «полуоси и колеса» $J_4 - C_4$.

На рис. 5 отчетливо видно, что участки третий и четвертый дублируются. Это вызвано тем, что крутящий момент от карданного вала поступает параллельно как на средний, так и на задний мост КТС.

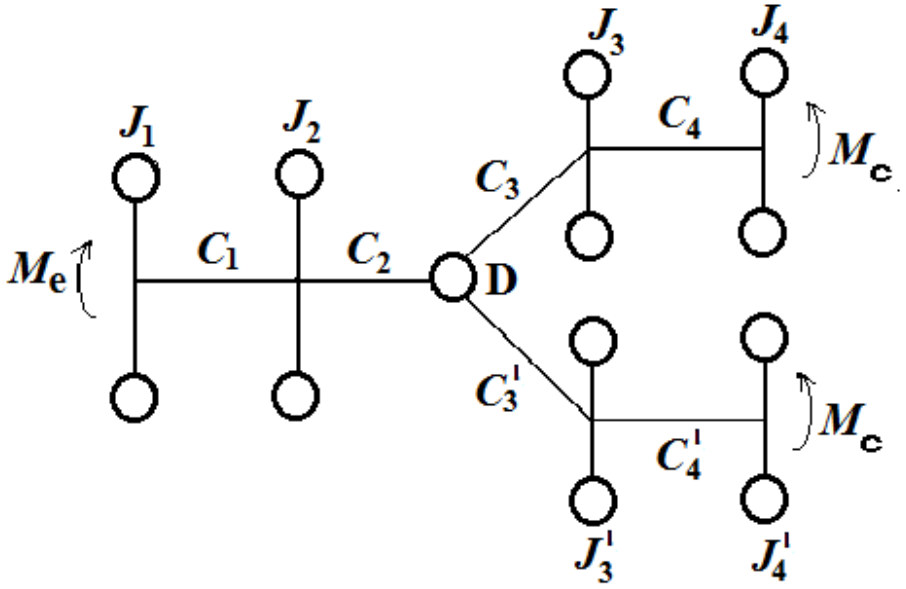


Рис. 5. Расчетная схема трансмиссии трехосного КТС

Угловые колебания в трансмиссии и продольные перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс КТС взаимосвязаны, поэтому необходимо учитывать влияние инерции поступательно движущихся масс. Поступательно движущаяся масса КТС через колесо имеющее момент инерции J_4 связана с опорной поверхностью через упругую шину, имеющую жесткость. При этом передача крутящего момента от колеса к поступательно движущимся массам автомобиля и наоборот возможна лишь при наличии продольной составляющей реакции дорогиR_x, которая ограничивается реализованным моментом по сцеплению M_φ.

Максимальный реализованный момент M_φпо сцеплению шин с дорогой находили из выражения

$$M_\varphi = R_z \cdot \varphi \cdot r_{ko} \qquad (54)$$

В качестве обобщенных координат системы в математическом описании трансмиссии приняты углы φ_i поворота маховых масс. Основными внешними моментами, действующими на трансмиссию, являются момент двигателя M_e, и момент сопротивления движению M_c, величина которого ограничена моментом по сцеплению M_φ.

При составлении математического описания системы “*Двигатель-Сцепление-Трансмиссия*”, описывающих передачу крутящего момента от двигателя к ведущим колесам КТС с учетом характеристик трансмиссии, использовали дифференциальные уравнения Лагранжа 2-го рода (55)

$$
\begin{cases}
\dfrac{d^2\vartheta_1}{dt^2} = \dfrac{Me - b_1 \cdot \dfrac{d\vartheta_1}{dt} - c_1(\vartheta_1 - \vartheta_2)}{J_1} \\
\dfrac{d^2\vartheta_2}{dt^2} = \dfrac{-b_2 \cdot \dfrac{d\vartheta_2}{dt} - c_1(\vartheta_2 - \vartheta_1) - c_2(\vartheta_2 - \vartheta_3)}{J_2} \\
\dfrac{d^2\vartheta_3}{dt^2} = \dfrac{-b_3 \cdot \dfrac{d\vartheta_3}{dt} - c_2(\vartheta_3 - \vartheta_2) - c_3(\vartheta_3 - \vartheta_4)}{J_3} \\
\dfrac{d^2\vartheta_4}{dt^2} = \dfrac{-M_f - b_4 \cdot \dfrac{d\vartheta_4}{dt} - c_3(\vartheta_4 - \vartheta_3)}{J_4} \\
\dfrac{d^2\vartheta_3'}{dt^2} = \dfrac{-b_3' \cdot \dfrac{d\vartheta_3'}{dt} - c_2'(\vartheta_3' - \vartheta_2') - c_3'(\vartheta_3' - \vartheta_4')}{J_3'} \\
\dfrac{d^2\vartheta_4'}{dt^2} = \dfrac{-M_f' - b_4' \cdot \dfrac{d\vartheta_4'}{dt} - c_3'(\vartheta_4' - \vartheta_3')}{J_4'}
\end{cases}
\qquad (55)
$$

где θ_i – угол поворота i-го элемента трансмиссии;

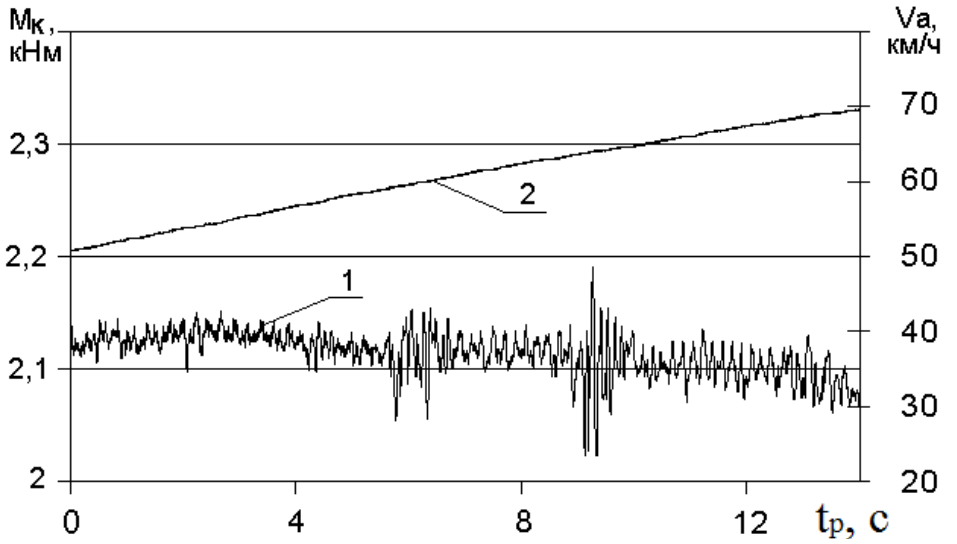
b_i–коэффициент демпфирования крутильных колебаний;

c_i –жесткость (*валов*) элементов трансмиссии;

J_i–моменты инерции элементов трансмиссии КТС.

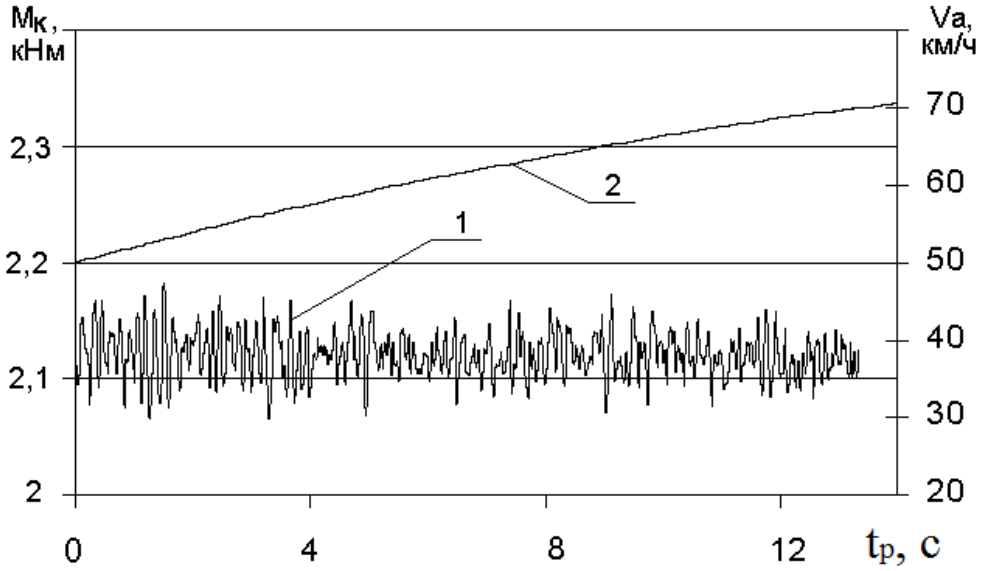
Моменты инерции элементов трансмиссии, поступательно движущихся масс КТС, а также жесткости валов, приведены к маховику двигателя.

Математическая модель КТС реализована в виде программы в которой дифференциальные уравнения решали численным методом Эйлера. Полученные результаты расчета тяговых качеств КТС КамАЗ-65115 на модели и результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 6 и 7.



1 - крутящий момент $M_к$на полуоси; 2 - скорость движения(*эксперимент*).

Рис. 6. Графики процесса разгона КТС КамАЗ-65115 на 5-й передаче



1 - крутящий момент $M_к$на полуоси; 2 - скорость движения (*расчет*).

Рис. 7. Графики процесса разгона КТС КамАЗ-65115 на 5-й передаче

Заключение

Анализ результатов расчета тяговых качеств КТС КамАЗ 65115 на модели с экспериментальными данными (рис. 6 - 7) и их сравнение с результатами экспериментальных исследований [9]показывает их качественное и количественное соответствие. Основным отличием расчетных графиков (рис. 6) от экспериментальных (рис. 7) является наличие резонансных участков графика крутящего момента $M_к$ на полуоси КТС

КамАЗ-65115. Эти участки возникают под действием дорожных возмущений, в процессе переезда колес КТС через препятствия. Для их воспроизведения в процессе расчета математическую модель можно дополнить математическим описанием микронеровности дороги, что и будет сделано.

Таким образом, разработанная математическая модель является высокоэффективным математическим инструментом, позволяющимвыполнять аналитические исследования процессов функционирования трехосных грузовых КТС, а также влияний на эти процессы как внутренних факторов (*технических параметров КТС*), так и внешних факторов.

Список использованных источников:

6. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев и др. Под ред. А.А. Хачатурова. - М. : Машиностроение, 1976. - 535 с.
7. Портнягин Е.М. Система автомобиль (подрессоренная масса, подвеска - тормозная система - ABS - колеса) – стенд. Вестник ИрГСХА. 2009. № 36. С. 92-97.
8. Федотов А.И., Бойко А.В.Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей. Учебное пособие, Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2016. 143 с.
9. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: Монография. Изд-во ИрГТУ, 2015. – 512 с. Ил. 235. Табл. 82. Библиограф.: 377 назв.
10. Pacejka, H. B. Tireand Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
11. Fedotov, A., Dick, A.B.: Rolling Retarding Wheels, Loaded with Variable Normal Load. The Collection of Scientific Papers “Active and passive safety and reliability of the car”. MAMI, Moscow (1984).
12. Дик А.Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса, Сборник научных трудов «Надежность и активная безопасность автомобиля» / МАМИ.-1985.-С. 205-216.
13. Федотов А.И.Основы теории эксплуатационных свойств колесных транспортных средств. Учебник для аспирантов направления подготовки 23.06.01 - Техника и технологии наземного транспорта, (программа подготовки Эксплуатация автомобильного транспорта). – Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. – 254 с.
14. Федотов А.И., Портнягин Е.М. Комплекс для экспериментального исследования динамики разгона автомобиля. Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2015. № 1 (41). С. 42-46.

УДК 629.113.001

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ АНАЛИЗА КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В КОНТАКТЕ БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ ШИНЫ С ПЛОСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

А.С.Марков, О.С. Яньков

Аннотация. *В статье описано устройство стенда для исследования коэффициента трения элемента беговой дорожки шины о плоскую опорную поверхность, а также принцип его работы. Проведение экспериментальных исследований на данном оборудовании позволяет более глубоко изучить процессы, происходящие в пятне контакта эластичного колеса с опорной поверхностью при торможении.*

Ключевые слова: *коэффициент трения, касательная реакция, нормальная реакция, тензометрический датчик, преобразователь частоты напряжения.*

Марков Алексей Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: buran.005@mail.ru, тел.: 89246040597

Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: yos913005@mail.ru, тел.: 89248376658

Автомобиль это источник повышенной опасности, как для пассажиров, так и для пешеходов. Для повышения безопасности автомобиля в условиях эксплуатации, необходим качественный контроль состояния его тормозной системы. Контроль тормозных систем АТС в рамках эксплуатации осуществляется как в дорожных, так и в стендовых условиях. Для российского климата наиболее эффективным методом контроля технического состояния тормозных систем автотранспортных средств следует считать стендовый [1].

Важнейшим фактором, определяющим тормозную эффективность автотранспортных средств, является реализованный коэффициент сцепления в блоковом режиме - коэффициент трения скольжения. На величину данного параметра оказывают значительное влияние шероховатость опорной поверхности, тип шины, характеристики её резины, коэффициент насыщенности рисунка протектора и т.д. [3,6]. В условиях исследования важен и тестовый режим. Выбор вида и оптимизация режимов тестового

воздействия при диагностировании сложных объектов нуждаются в научном обосновании [2].

На кафедре «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ был разработан учебно-методический комплекс для исследования коэффициента трения беговой дорожки шины о плоскую опорную поверхность (рисунок 1), кинематическая схема которого представлена на рисунке 2 [4].

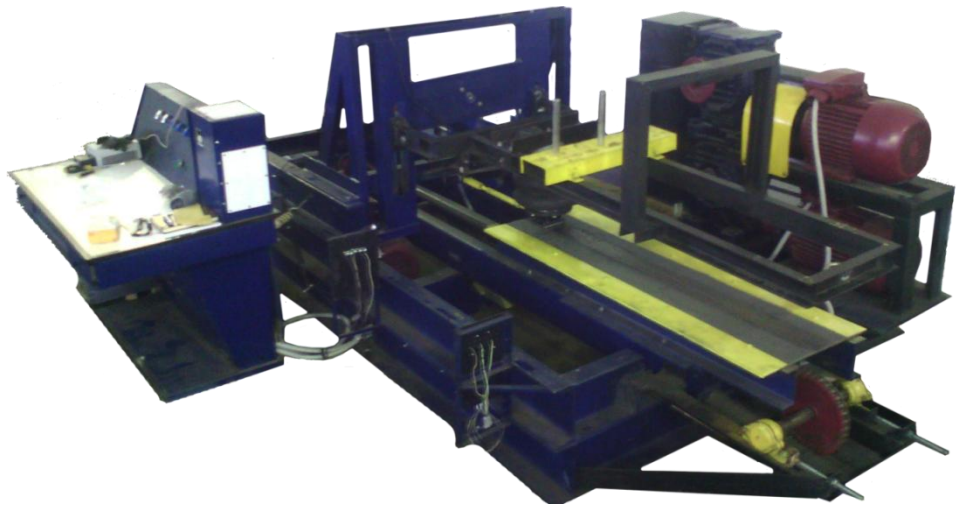
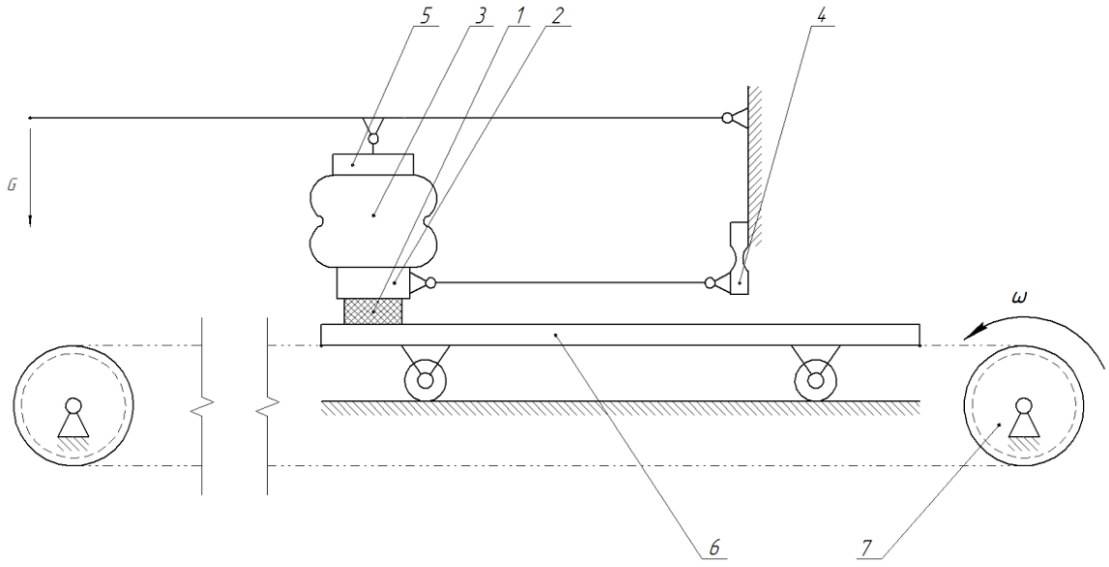


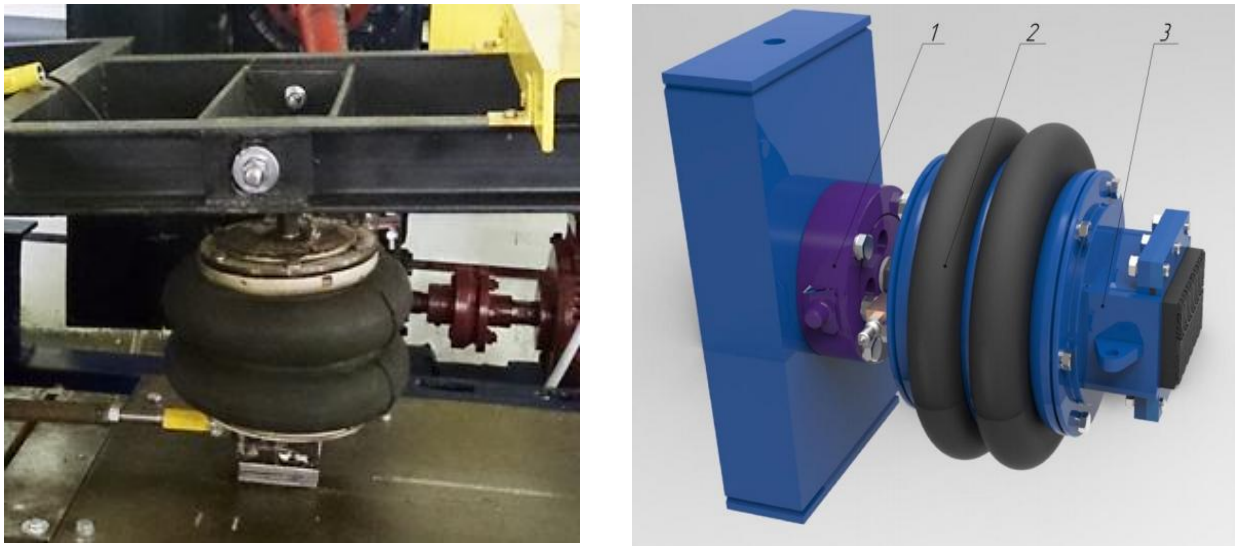
Рис. 1. Установка для экспериментального анализа коэффициента трения в контакте беговой дорожки шины с плоской опорной поверхностью



1 – фрагмент беговой дорожки; 2 – держатель; 3 – пневмобаллон; 4 – датчик продольной касательной реакции R_X; 5 – датчик нормальной нагрузки R_Z; 6 – площадка; 7 – ведомая звёздочка; G – нагрузка; ω – угловая скорость.

Рис. 2. Кинематическая схема установки

Испытуемый образец фрагмента беговой дорожки шины размером 50 мм на 75 мм, устанавливается в специальный держатель (рис. 3), состоящий из двух рамок и опорной пластины, установленных в нижней части пневмобаллона модели И-02, типоразмера 300-200. В верхней части пневмобаллона установлен датчик ДСТ-9035, измеряющий нормальную нагрузку R_Z, приходящуюся на фрагмент беговой дорожки. Сбоку к опорной пластине прикреплён кронштейн, который посредством тяги соединён с датчиком Н11-С3, регистрирующим продольную касательную реакцию R_x в пятне контакта трущихся тел.



а) б)

а) узел установленный на стенде; б) 3D модель узла; 1 – датчик нормальной нагрузки ДСТ-9035; 2 – пневмобаллон модели И-02 типоразмера 300-200; 3 – держатель фрагмента беговой дорожки шины.

Рис. 3. Узел прижима фрагмента шины к опорной поверхности

Установка работает следующим образом: на фрагмент беговой дорожки шины прикладывается нагрузка при помощи грузов от 1750 Н до 3750 Н, устанавливаемых на верхнюю рамку стенда, затем в движение приводится опорная площадка, и датчики регистрируют продольную касательную реакцию R_x и нормальную нагрузку R_Z, приходящуюся на фрагмент беговой дорожки шины.

Для привода площадки используется трехфазный асинхронный двигатель мощностью N=16 кВт, а также червячный редуктор типа 1Ч-160 с передаточным числом i=12,5. Опорная площадка имеет две сменные поверхности:

а) чистая стальная поверхность;

б) поверхность с нанесенным на неё полимербетонным покрытием.

Имеющийся на пульте управления стендом преобразователь частоты напряжения, позволяет изменять скорость перемещения площадки от 0,1 м/с до 1,1 м/с.

Сигнал, принимаемый с датчиков продольной касательной реакции R_X и нормальной нагрузки R_Z, усиливается при помощи усилителя сигнала построенного на базе микросхем AD623 и LM324. Общий вид усилителя представлен на рисунке 4.

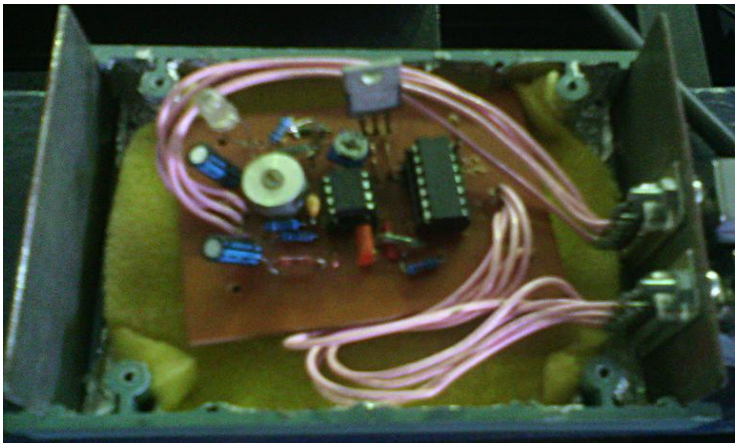


Рис. 4. Общий вид платы усилителя сигнала

При помощи аналого-цифрового преобразователя L-Card E-154 сигнал с датчиков силы через усилители сигнала выводится на персональном компьютере в среде L-Graph. Пример осциллограммы получаемого сигнала с датчика продольной касательной реакции R_x приведен на рис. 5.

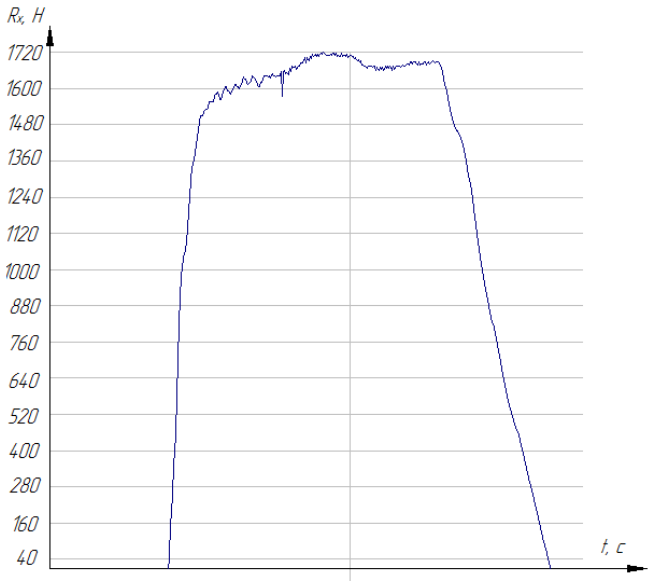


Рис. 5. Осциллограмма изменения силы трения: Площадь фрагмента беговой дорожки шины составляет 37 см^2, удельное давление в пятне контакта трущихся тел 4,8 кгс/см^2, скорость скольжения 1,1 м/с и нормальная

нагрузка R_Z = 1750 Н, испытуемая шина BridgeStone Sneaker 185/70 R14 88S, скольжение по стальной опорной поверхности.

Разработанное оборудование позволяет проводить экспериментальное исследование коэффициента трения μ, при изменении скорости продольного скольжения шины относительно опорной поверхности, при варьировании нормальной нагрузки R_Z на фрагмент беговой дорожки шины. В результате этих исследований можно будет доработать математическую модель [5], для расчета коэффициента сцепления φ от проскальзывания S с использованием нормальных R_Z и касательных R_x реакций распределенных по длине пятна контакта эластичной шины колеса с дорогой и беговым барабаном диагностического стенда. Это позволит разработать новые методы диагностики и контроля технического состояния тормозных систем АТС, учитывающие механику взаимодействия эластичных шин, как с плоской поверхностью дороги, так и с поверхностями беговых барабанов диагностических стендов.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И., Власов В.Г. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобиля. Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 2 (79). С. 36-43.
2. Федотов А.И., Портнягин Е.М., К вопросу о тестовых воздействиях на объект диагностирования. Вестник Иркутского государственного технического университета. 2011. № 5 (52). С. 95-100.
3. Бойко А.В., Яньков О.С., Марков А.С. Причины отличия характеристик сцепления эластичной шины с плоской и цилиндрической опорной поверхностью // Авиамашиностроение и транспорт Сибири – 2015: сб. науч. трудов студентов и преподавателей института АМиТ ИРНИТУ. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. С. 34–38.
4. Бойко А.В., Халезов В.П., Яньков О.С., Марков А.С. Модернизация комплекса для исследования процессов, происходящих в пятне контакта эластичной шины // Автомобиль для Сибири и крайнего севера. Конструкция, эксплуатация, экономика – 2015: Материалы 90-й Международной научно-технической конференции. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. 482 с.
5. Бойко А.В. Математическая модель для расчета нормальных и касательных напряжений в пятне контакта эластичной шины с дорогой и беговым барабаном диагностического стенда // Вестник ИрГТУ. 2012. № 11 (70). С. 128–132.
6. Федотов А.И., Бойко А.В., Марков А.С. Исследования коэффициента трения автомобильной шины с плоской опорной поверхностью стенда Вестник ИрГТУ. 2016. № 3 (110). Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. 171 с.

УДК 629.113.001

СТЕНД ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Н.Ю. Кузнецов, О.С. Яньков, А.И. Федотов, Г.А. Безносов

Аннотация. *В статье приведено описание стенда, предназначенного для контроля технического состояния тормозных систем колесных транспортных средств.*

Ключевые слова: *силовой тормозной стенд, магнитострикционнный датчик, опорные ролики, тормозная сила, погрешность, металлоемкость, контроль технического состояния.*

Безносов Геннадий Анатольевич, к.э.н., доцент Уральского государственного аграрного университета, генеральный директор ООО «Финтрейн», E-mail: beznosov-ga@mail.ru, тел. 922-181-74-81,

Федотов Александр Иванович, д. т. н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: fai@istu.edu, тел. 8-3952-40-58-53,

Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: yos913005@mail.ru, тел.: 89248376658

Кузнецов Николай Юрьевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: kuznetsovk92@mail.ru, тел. 8-950-080-28-26

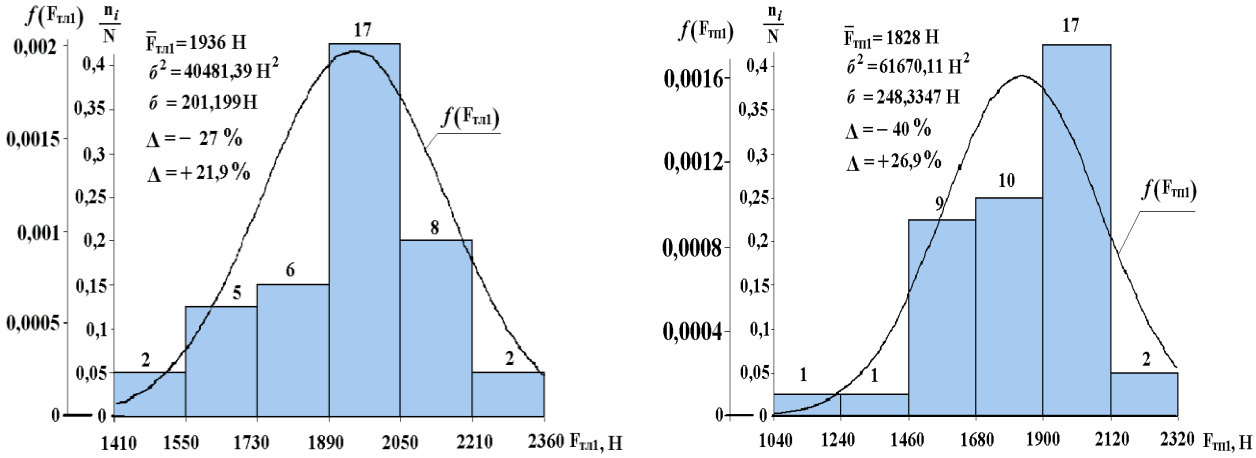
Одной из важнейших составляющих безопасности колесных транспортных средств (КТС) в условиях их эксплуатации, является контроль технического состояния тормозной системы. Его выполняют как дорожными, так и стендовыми методами [1, 2, 3, 4]. Учитывая значительное влияние на результаты дорожного контроля тормозных систем климата и погоды, стендовые испытания получили наибольшее распространение.

На пунктах технического осмотра КТС большое распространение получили силовые роликовые тормозные стенды. Главным преимуществом таких стендов является реализуемый ими принцип обратимости движения, когда автомобиль стоит, а его системы функционируют так же, как в

дорожных условиях. Это повышает информативность и оперативность контроля тормозных систем КТС [1, 2, 3, 4].

Конструкция большинства современных силовых роликовых тормозных стендов имеет два электродвигателя и два редуктора для привода опорных роликов. Этот усложняет их изготовление, увеличивает металлоемкость, снижает надежность. Выполненные на кафедре «Автомобильный транспорт» Иркутского государственного технического университета экспериментальные исследования процесса торможения КТС на силовых тормозных стендах с беговыми барабанами, показывают, что измеренные значения имеют большой разброс [6,7].

На рис. 1 представлены результаты экспериментальных исследований вариации измеренных значений тормозных сил на колесах передней оси автомобиля TOYOTA-COROLLA, при его диагностировании на тормозном стенде СТМ-3500. Они показывают, что измеренные 40 раз значения тормозных сил на левом колесе отличаются друг от друга в пределах от – 27%, + 21,9%, а на правом колесе - в пределах от -40%, до + 26,9% [6,7].



а) левого колеса б) правого колеса

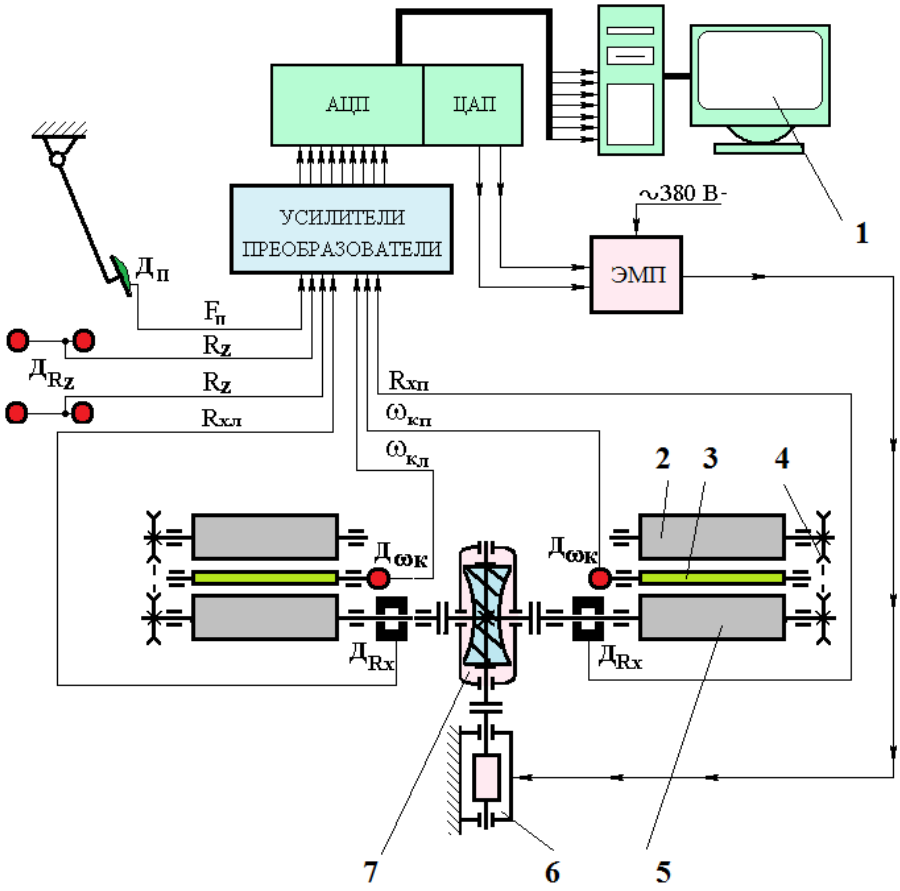
N – количество измерений; n_i – количество наблюдений в классе.

Рис. 1. Гистограммы распределения тормозных сил на колесах передней оси автомобиля TOYOTA-COROLLA, на тормозном стенде СТМ-3500

Таким образом, для устранения этих негативных факторов, разработана конструкция, с одним электродвигателем и одним редуктором (*мотор-редуктором*), приводящим во вращение опорные ролики. Схема стенда представлена на рисунке 2. В стенде применен бесконтактный метод измерения тормозных сил.

Стенд представляет собой раму с двумя секциями, каждая из которых имеет один ведомый 2 и один приводной ролик 5, а также ролик следящей системы 3 с датчиком измерения скорости вращения колёс КТС.

Приводит устройство в действие электродвигатель 6, мощностью 7,5 кВт, который передаёт крутящий момент на валы ведущих опорных роликов 5, при помощи червячного редуктора 7. Червячный редуктор имеет передаточное число, при котором опорные ролики вращаются со скоростью движения автомобиля, приблизительно 4 км/час.



1 – компьютер; 2 – опорный ролик ведомый; 3 – ролик следящей системы; 4 – цепная передача; 5 – опорный ролик ведущий (приводной); 6 – электродвигатель; 7 – червячный редуктор.

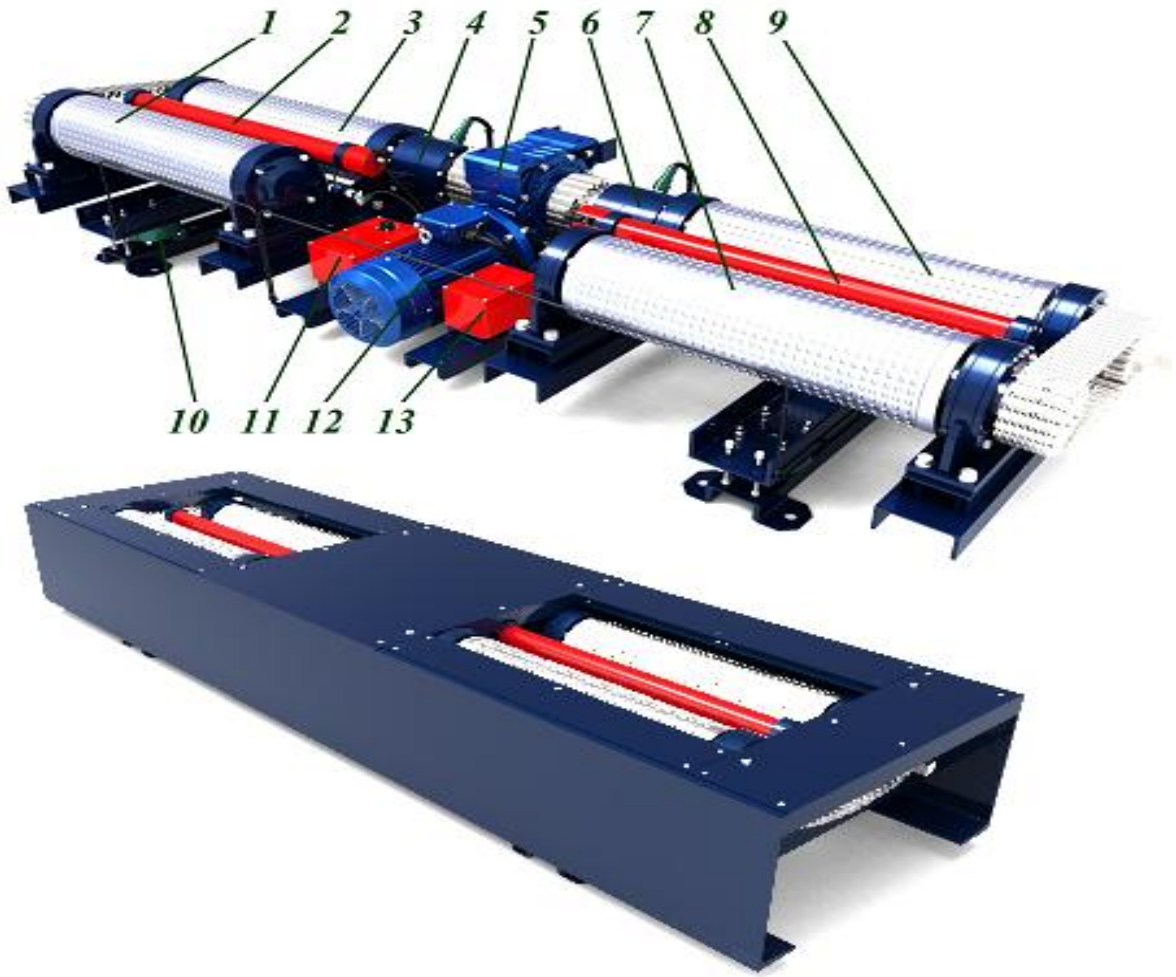
Рис. 2. Схема стенда

Ведущие опорные ролики, соединены цепной передачей 4 с ведомыми опорными роликами 2. Электродвигатель запускается с помощью электромагнитного пускателя (ЭМП), включение которого задаётся на компьютере через ЦАП.

Таким образом, снижается металлоёмкость конструкции стенда и её сложность при изготовлении. При этом привод опорных роликов осуществляется от единой силовой установки, что способствует одновременному синхронному включению и выключению привода стенда, а также синхронному вращению обоих колёс диагностируемого КТС.

На валах, жестко соединённых с приводными роликами 5, установлены два бесконтактных магнитострикционных датчика $Д_{Rx}$ для измерения тормозных сил, передающих сигнал Rx, аналогично вышеупомянутым датчикам на монитор компьютера 1.

На рисунке 3 показан общий вид разработанного стенда.



1,7 – ведомый ролик; 2,8 – ролик следящей системы; 3,9 – ведущий ролик; 4, 6 – магнитострикционные датчики тормозных сил на колесах; 5 – червячный редуктор; 10 – датчик веса; 11 и 13 – преобразователи сигнала магнитострикционных датчиков; 12 – электродвигатель.

Рис. 3. Общий вида стенда для контроля технического состояния тормозных систем КТС

На рисунке 4 представлена 3D-модель магнитострикционного датчика, который включен в конструкцию разработанную авторами. На стенде СК2-К267 использовались магнитострикционные датчики другой конструкции. Их корпуса 6 были жестко установлены на опорах 9. Это не обеспечивало равенства зазоров меду сердечниками 7 датчика и наружной поверхностью

приводного вала 2. В процессе эксплуатации стенда подшипники в опорах 9иизнашивались, что вызывало смещение вала относительно сердечников 7 датчика в радиальном направлении. В результате процесс измерения тормозных сил сопровождался большими системными погрешностями, достигающими 15 – 18%. В результате чего эти стенды были сняты с производства.

В отличие от магнитострикционных датчиков стенда СК2-К267, датчики измерения тормозных сил заявляемого устройства имеют иную конструкцию: корпуса датчиков 6 жестко закреплены не на корпусах подшипников 9 опорных роликов 1, а на двух подшипниках 3 и 5 приводных валов 2.

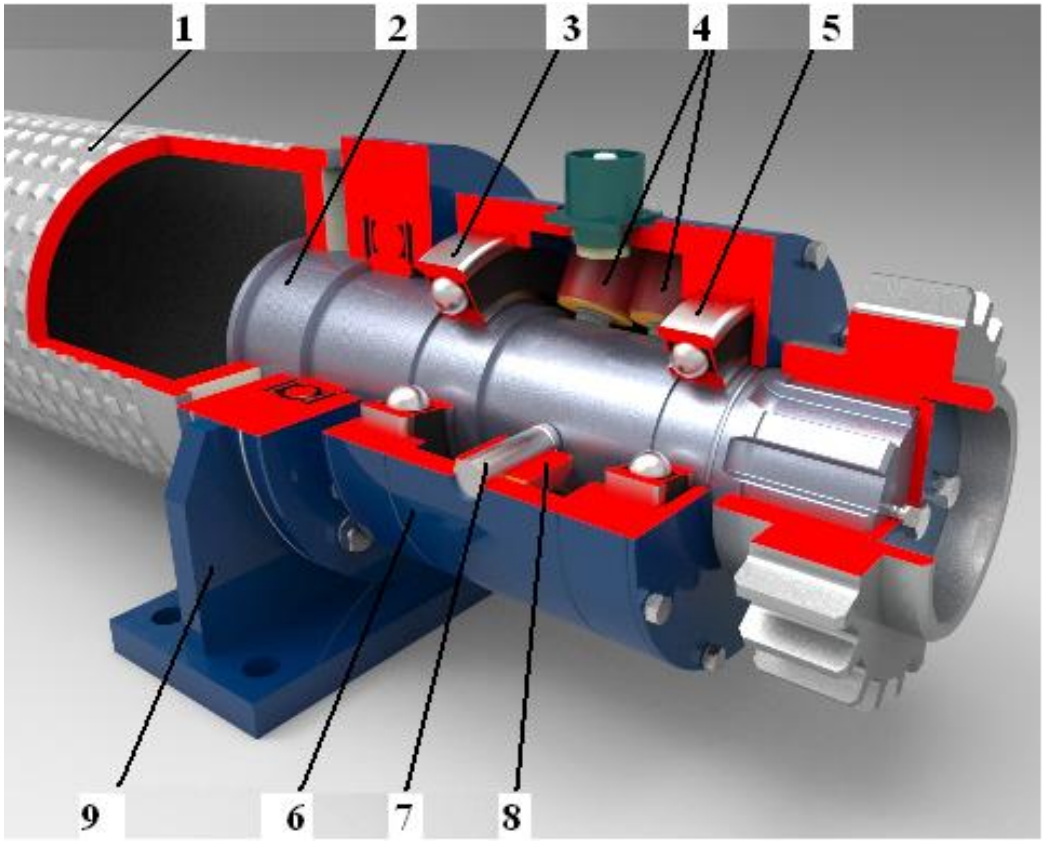


Рис. 4. Магнитострикционный датчик

Разработанная конструкция стенда позволяет:

1. Обеспечить требуемое центрирование датчика;
2. Стабилизировать величину зазоров между его сердечниками 7 катушек 8, 4 и валом 2 (рис. 4);
3. Снизить металлоёмкость конструкции;
4. Снизить конструктивную сложность стенда при изготовлении.

При этом привод опорных роликов осуществляется от единого силового электродвигателя, что способствует одновременному синхронному включению и выключению привода стенда, а также синхронному вращению обоих колёс диагностируемого КТС. Новизна конструкции разработанного

стенда подтверждена патентом на полезную модель Российской Федерации [8].

Список использованной литературы:

1. Кулько П.А., Государственный Технический осмотр. Проблемы и решения. / К.В. Ушаков / Автотранспортное предприятие №9 2005, с.15-19.
2. Федотов А.И., Бойко А.В., Буранов А.В. Цогт Доржсурэн, Экспериментальное исследование параметров, характеризующих взаимодействие автомобильного колеса с опорными роликами диагностических стендов. Вестник Иркутского государственного технического университета № 4 (40), 2009. С. 72-70.
3. Федотов А.И. Диагностика автомобиля, Федотов А.И.: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" / А. И. Федотов; М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. Иркутск, 2012. 476 с.
4. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. Учреждений высш. Образования / А.И. Федотов. – М. : Издательский центр «Академия», 2015. – 352 с.
5. http://www.tdgears.ru/device/id14822.htm
6. Федотов А.И., Бойко А.В., Потапов А.С. Воспроизводимость результатов измерений параметров тормозной системы автомобиля на тормозном стенде с беговыми барабанами./ Сборник трудов. Международная научно-практическая конференция «Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе современных методов диагностирования» г. Иркутск ИрГТУ. 2007 г. с.26-32.
7. 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», посвященной 75-летию со дня рождения И.П. Терских Иркутск, 2007г. с. 146-150
8. Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Яньков О.С., Бойко А.В../ Патент на полезную модель №167143 // Стенд для контроля технического состояния тормозных систем колесных транспортных средств// Патентообладатель: ООО «Фритрейн», 6.12.2016 г.

УДК 629:621.89

ХИММОТОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ АВТОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ

В.А. Аметов, А.В. Зубрицкий, М.К. Беляев

Аннотация. *В статье предлагается методология комплексного исследования конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов, влияющих на процессы, происходящие в трибомеханической системе «агрегат-топливо-масло-эксплуатация». Методологией предусматривается проведение автотехнических экспертиз на основе теоретических и экспериментальных исследований закономерностей, устанавливающих причинно-следственные связи между процессами, приводящими к отказам в условиях эксплуатации машин и значениями качественных характеристик используемых в них топлив, масел и рабочих жидкостей.*

Ключевые слова: *автотехническая экспертиза, горюче-смазочные материалы, наземные транспортные средства, рабочая жидкость, химмотология*

Аметов Винур Абдурафиевич, д.т.н., профессор, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, Томск, пл. Соляная, 2, E-mail ametov@tsuab.ru, тел./факс 8(3822)654900

Зубрицкий Алексей Валериевич, м.н.с. Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, Томск, пл. Соляная, 2

Беляев Михаил Константинович, эксперт ИЦ ГСМ и АТС, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, Томск, пл. Соляная, 2

Известно [1], что автотехническая экспертиза (АТЭ) является важнейшим, важнейшим элементом товароведческой экспертизы наземных транспортных средств (НТС), инструментом исследования дорожно-транспортных происшествий (ДТП), способом изучения причин нарушения их технического состояния и выхода параметров технического состояния деталей, узлов и агрегатов НТС за пределы требований нормативной документации. Заключения экспертов, составленные по результатам таких исследований, являются основным источником доказательств и выявления причинно-следственных связей внезапного отказа ТС в арбитражных судах и произошедшего события ДТП при их расследовании, потому что выводы и рекомендации АТЭ оказывают влияние на процесс принятия решений в отношении заинтересованных сторон.

Установлено [4], что в работе следователей при назначении судебных АТЭ имеются существенные разногласия и систематически повторяющиеся недостатки. Зачастую это связано с недостаточной осведомленностью о возможностях испытаний качества горюче-смазочных материалов (ГСМ) и рабочих жидкостей (РЖ), влияющих на работу НТС и используемых при химмотологических исследованиях. Без таких испытаний многие заключения специалистов вызывают у юристов (адвокатов и следователей) затруднения в формулировке вопросов, выносимых на экспертизу, сложность в определении объектов исследования и исходных данных, обеспечивающих полноту и всесторонность исследования механизма возникновения неисправности или отказа, установления их причины. На наш взгляд, возможности химмотологии – науки о рациональном и эффективном использовании ГСМ и РЖ [2] могли быть использованы на стадии досудебного разбирательства или при назначении АТЭ. В частности, при отказах, связанных с дорогостоящей техникой и крупным материальным ущербом, когда оперативно невозможно установить причину возникновения неисправности узлов и агрегатов, а простой транспортного средства экономически нецелесообразен, НТС вынужденно направляется на восстановительный ремонт, что приводит к невосполнимой утрате доказательств.

Традиционно, когда речь идет об АТЭ автомобилей, находящихся на гарантии, эксперты решают следующие задачи:

- определение, есть ли заводские дефекты в изготовлении автомобиля и общая оценка качества изготовления;

- определение причин поломки отдельных агрегатов автомобиля, определение вероятности заводского брака.

Из анализа материалов и заключений специалистов, рассматриваемых в районных судах Томской и Кемеровской областей в отношении причин внезапных отказов ДВС, произошедших в гарантийные периоды эксплуатации, было установлено, что в них зачастую не используются результаты анализа качества ГСМ и РЖ. В отдельных случаях их соответствие нормативным требованиям принимается априори, без подтверждающих сертификатов, деклараций или протоколов лабораторных испытаний. В отдельных случаях имеются ссылки на сертификаты соответствия и протоколы испытаний с просроченным периодом действия.

Таким образом, на наш взгляд, не используются широкие возможности обнаружения причин отказов, связанные с химмотологическими аспектами АТЭ. Это обстоятельство, а также необходимость повышения уровня защиты прав потребителей в лице юридических и физических лиц в судах по экспертным делам, обуславливают потребность в проведении химмотологических исследований (ХМИ) на высоком компетентном уровне, что предусматривает участие аккредитованных или аттестованных лабораторий (центров), занимающихся анализом и испытанием нефтепродуктов и продуктов органического синтеза [3].

Испытательным центром ГСМ и автотранспортных средств (ИЦ ГСМ и АТС) ТГАСУ по заявкам крупных транспортных предприятий горнодобывающей (угольной) промышленности проведен ряд автотехнических экспертиз, связанных с отказами ДВС карьерных самосвалов БелАЗ, в том числе с отечественными ДВС Ярославского моторного завода (ЯМЗ) и ДВС импортных производителей - фирм Cummins и MTU [4-7]. Анализ этих материалов показывает, что механизм аварийных отказов носит, как правило, сложный причинно-следственный характер, а причинами отказов крайне дорогостоящего оборудования выступает одновременно сразу несколько факторов, в том числе качественные характеристики ГСМ и РЖ.

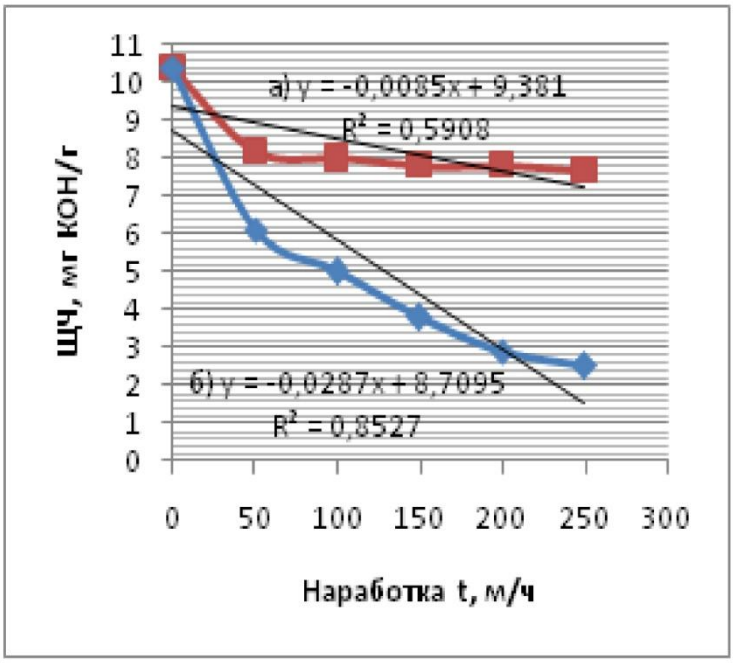
Методология проведения АТЭ с использованием настоящего подхода рассматривает объект исследования как сложную трибомеханическую систему (ТМС) двигатель-топливо-масло-эксплуатация, а в качестве факторов - особенности конструкции НТС, соблюдение условий его эксплуатации, ТО и ремонта, качественные характеристики моторного топлива, свежего и работавшего масла.

Ниже приведены примеры использования методологии при АТЭ.

Пример 1.

Исходные данные. В автобазе из 35 ед. карьерных самосвалов БелАЗ-7555Д, эксплуатирующихся в условиях открытого угольного разреза, за квартал резко вырос поток отказов подшипников двигателей КТА-19С «Cummins», составивший более одного отказа на 1000 мото-часов (м/ч) наработки двигателя или около одного отказа на каждые 10000 км пробега.

Исследование. Лабораторный анализ проб дизельного топлива (ДТ), свежего и работавшего масла из картеров двигателей КТА-19С «Cummins» 15 самосвалов, работавших в идентичных условиях, показал, что внезапным отказам, связанным с падением давления масла и стукам в КШМ, как правило, предшествуют использование некондиционного топлива и скачкообразный рост содержания в работавшем масле элементов-индикаторов износа вкладышей (меди и свинца). Внешний осмотр подшипников обнаруживает наличие язв, замятий и вымываний на рабочих поверхностях вкладышей вплоть до полного разрушения антифрикционного слоя. Интенсификация такого вида коррозионно-механического износа подшипников, залитых бронзой, сопровождается интенсивным «старением» моторного масла, обусловленного потерей им нейтрализующих (щелочных) свойств. Известно, что [8] при нормативном сроке замены моторного масла значение щелочного числа, определяемое по ГОСТ 11362, не должно быть ниже предельной (браковочной) нормы, равной 50-процентному запасу от щелочности свежего масла, выраженному в мг КОН на 1 грамм.



а - S в ДТ менее 500 мг/кг; б - S $\geq$ 500 мг/кг.

Рис. 1. Характер изменения ЩЧ масла при содержании серы в дизтопливе

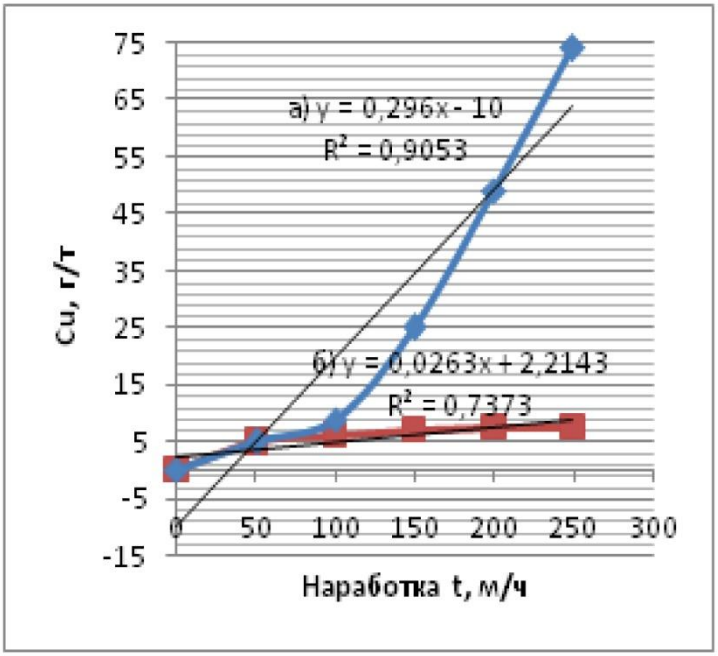
Анализ возможных причин резкого ухудшения качества масла, связанного с преждевременным падением щелочного числа (ЩЧ) масла, уже к середине регламентированной наработки показал, что причиной этому может служить либо низкое качество исходного свежего масла, либо образование в масле двигателя агрессивных (кислых) продуктов неполного сгорания дизельного топлива (ДТ), входящих в состав картерных газов.

Первая версия была исключена после проверки качества свежего масла марки Petro Canada Premium SAE 15w-40, соответствующего по щелочному числу требованиям классификации API CH-4. Более того данная партия моторного масла успешно зарекомендовала себя для двигателей «Cummins» на соседних угольных разрезах.

Анализ отдельных партий дизельного топлива, поставляемого на угольный разрез в период массовых отказов двигателей, выявил существенное различие в их качестве. Согласно протоколов испытаний аккредитованных лабораторий установлено несоответствие ДТ, поставляемого сторонней организацией, по массовому содержанию серы, значение которой в 10-15 раз превышало ее содержание в стандартном ДТ (ГОСТ 305-2002). На основании вышеизложенного выдвинута гипотеза влияния низкого качества ДТ на интенсивный износ и преждевременный выход подшипников КВ из строя.

Доказательством влияния сверхнормативной массы серы в ДТ на резкое снижение ЩЧ послужил мониторинг исходных свойств и приобретенных состояний масла, выполненный при специальном

исследовании путем организации отбора (через каждые 50 м/ч) и физико-химического и спектрального анализа проб масла Petro Canada в течении нормируемого срока использования (250 м/ч). Наиболее значимые результаты изменения параметров работавшего масла на двух участках эксплуатации карьерного самосвала с использованием малосернистого (серы менее 500 мг/кг) и высокосернистого (серы более 5000 мг/кг) дизтоплива представлены на рис.2.

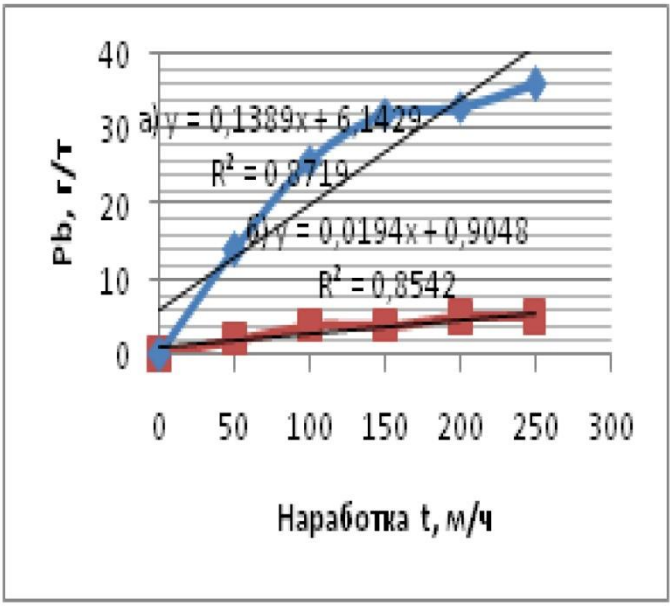


а- S в ДТ менее 500 мг/кг; б - S $\geq$ 500 мг/кг.

Рис. 2. Концентрация Cu в моторном масле при содержании серы в дизтопливе

Наличие достаточного запаса нейтрализующей составляющей присадки в масле в начальный период (до 100м/ч) обеспечивает «защиту» ДВС, но в последующий период (свыше 100 м/ч) его уже не хватает. Это приводит к интенсивному окислению масла и скачкообразному росту содержания сначала свинца, а затем и меди в пробе масла.

В период работы двигателя от 100 м/ч до 250 м/ч наблюдается характерное «срабатывание» щелочной присадки моторного масла за счет ее реакции с серной (H_2SO_3) и/или сернистой кислотой (H_2SO_4), образующимися в картерном масле двигателя в результате сгорания сернистого топлива, и частичного растворения последних в масле.



а - S в ДТ менее 500 мг/кг; б - S $\geq$ 500 мг/кг.

Рис. 3. Изменение концентрации Pb в моторном масле при содержании серы в дизтопливе

Старение масла происходит в результате следующих реакций:

$R\text{-}OH + SO_2 = R\text{-}SO_3 + H_2O$ или $R\text{-}OH + SO_3 = R\text{-}SO_4 + H_2O$.

В последующий период в условиях недостаточности запаса щелочи наблюдается образование и накопление в масле кислых сернистых и серных соединений:

$H_2O + SO_2 = H_2SO_3 + H_2\uparrow$ или $H_2O + SO_3 = H_2SO_4 + H_2\uparrow$.

Известно [8], что кислые продукты, образующиеся в масле, агрессивно воздействуют на металлы и, в первую очередь, цветные металлы бронзовых сплавов, вызывая их окисление и последующее вымывание:

$Pb + H_2SO_3 = PbSO_2 + H_2O$ или $Pb + H_2SO_4 = PbSO_3 + H_2O$.

$Cu + H_2SO_3 = CuSO_2 + H_2O$ или $Cu + H_2SO_4 = CuSO_3 + H_2O$.

Заключение. Учитывая состав конструкционного материала, из которого изготовлена рабочая несущая поверхность вкладыша, выполняющего роль подшипника качения, очевидно, что он подвергался сложному виду коррозионно-механического изнашивания. Первопричиной прогрессирующего интегрального изнашивания вкладышей коленчатого вала, характеризующегося скачкообразным ростом содержания в масле элементов-индикаторов износа цветных металлов, послужило интенсивное «срабатывание» нейтрализующей присадки в масле из-за использования дизтоплива с высоким содержанием серы.

Следует отметить, что выполнение практических рекомендаций, разработанных на основе настоящей АТЭ, и переход работы дизелей на стандартное ДТ с нормируемым содержанием серы, привело к нормализации процесса «старения» моторного масла, снижению интегрально износа

подшипников и профилактике внезапных отказов ДВС в период дальнейшей эксплуатации самосвалов БелАЗ-7555Д.

Пример 2.

Исходные данные. В Кузбасской топливной горнодобывающей компании произошел внезапный отказ двигателя, который привел к аварийному разрушению цилиндропоршневой группы и блока цилиндров ДВС. Со слов водителя карьерного автосамосвала БелАЗ-75302, внезапный отказ двигателя MTU16V.4000, проявившийся в виде сильных стуков со стороны двигателя, произошел при движении самосвала груженного породой и его движения в сторону отвала. Этому событию предшествовало проведение работ по ТО-2. Отказ произошел примерно через один час после окончания работ по ТО-2, пуска двигателя, во время движения самосвала, груженного вскрышной породой к отвалу.

В акте выполненных работ по рассмотрению отказа ДВС 16V4000, составленном специально созданной комиссией, отмечено, что «основным фактором, повлиявшим на отказ двигателя является низкое качество оказания сервисных услуг по замене масла и фильтров». С этим выводом выразили несогласие представители данной сервисной организации, что нашло отражение в составленном ими «особом мнении». В этом особом мнении представителей обслуживающей организации сообщается, что «масляный канал подачи масла на 9-ю коренную шейку чист и наличия примесей в анализе масла нет». А если загрязнений в масле нет, то загрязнения не могли стать причиной «проворота» вкладышей 9-й опорной шейки и последовавшего за этим выходом двигателя из строя.

Исследование. Из результатов испытаний проб работающего масла [2], выполненных в аттестованной химической лаборатории эксплуатирующей компании, действительно следует, что отклонений показателей качества проб моторного масла, отобранных через масломерный щуп двигателя самосвала БелАЗ-75302 по качественным характеристикам (щелочному числу, температуре вспышки в открытом тигле, кинематической вязкости, наличию воды и содержанию активных элементов присадки - кальций, цинк и фосфор) от нормативных браковочных значений показателей не выявлено. Результаты спектрального анализа этих проб свидетельствуют, что в период с 18.05.14 г. и даже днем накануне проведения работ по ТО-2, заметного износа трущихся деталей двигателя обнаружено не было. В предоставленных на исследование актах не подвергнуты анализу потенциальные причины возникновения внезапного отказа двигателя, связанные с нарушением функционирования его узлов и систем. В частности, совершенно отсутствует анализ условий производства и технологического оборудования для выполнения работ по ТО в полном объеме и соблюдения при этом требований технических регламентов.

В прилагаемом экспертном заключении специалиста НАМИ, привлеченного дилером фирмы «Камминз» и проводившем экспертизу заочно, без выезда к месту нахождения объекта экспертизы, сделан вывод о

том, что «причиной повреждения двигателя 16V4000C11, состоящего в повреждении двух головок 8-го и 9-го цилиндра и дальнейшего катастрофического выхода ДВС из строя, явился гидроудар», который якобы произошел в результате попадания охлаждающей жидкости в камеру сгорания цилиндра А8 и неисправной форсунки неисправность топливной форсунки, в результате чего охлаждающая жидкость попадала в камеру сгорания. Этот вывод не подтвержден результатами исследования, связанного с изучением на месте негерметичности головки блока, т.е. источника поступления ОЖ в ДВС, а поэтому согласиться с ним невозможно без проведения специального исследования с использованием специального оборудования и средств измерения (стенд для проверки головки блока, оборудованный компрессором, манометром и др.).

Проведенное специалистами испытательного центра ТГАСУ органолептическое исследование поврежденных шеек коленчатого вала, шатунных и коренных вкладышей, шатунов, поршней, поршневого пальца, гильз цилиндров, головок блока, клапанов, маслоприемника, масляной форсунки охлаждения поршня и др. (рис. 4 а,б,в,г,д,е), указывает на то, что внезапный отказ двигателя произошел из-за разрыва поршня А8 в результате действия значительных динамических сил в кривошипно-шатунном механизме и ЦПГ.

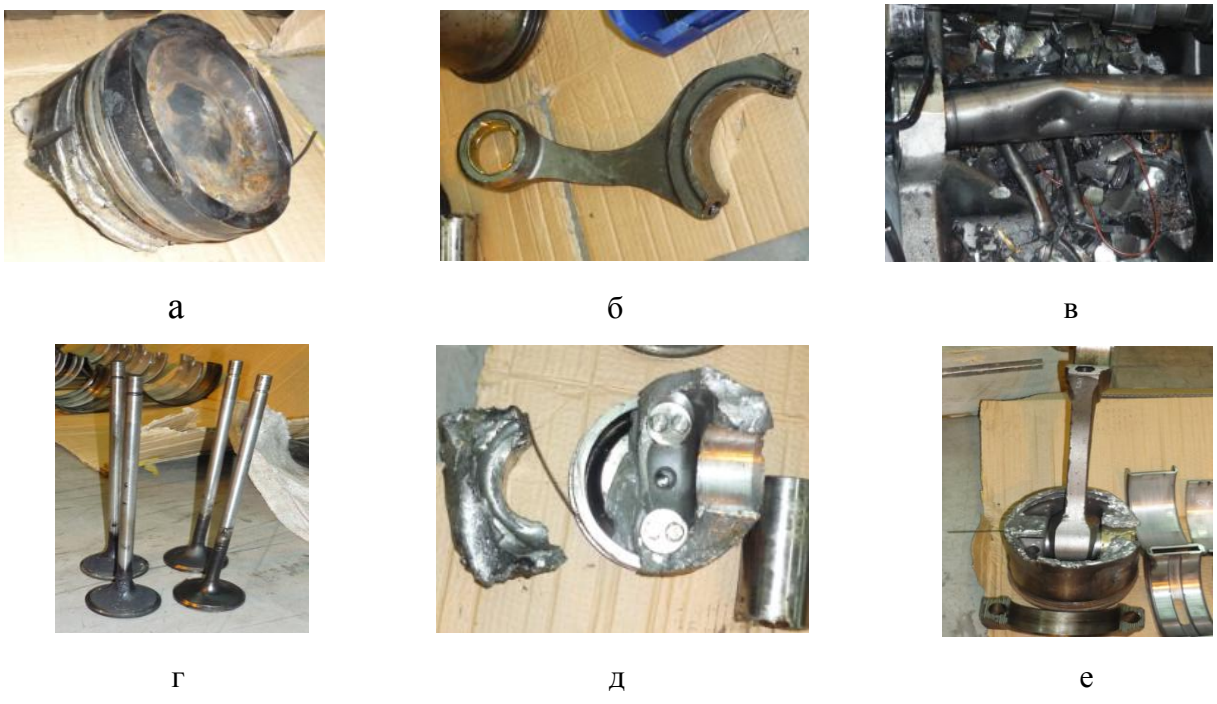


Рис. 4. Неисправности КШМ и ЦПГ

Анализ действия динамических сил в КШМ и ЦПГ позволил выдвинуть гипотезу о том, что обрыв поршня, произошедший по его нижней части (юбке) в наклонной плоскости, обусловлен нарушением теплового баланса двигателя из-за нарушения охлаждения поршня А8 специальной

форсункой. Это привело к подводу дополнительного тепла к сопряжению поршень-гильза цилиндра и образованию на боковой наружной поверхности гильзы высокотемпературного отложения в виде накипи белого цвета.

Анализ исходных материалов и источников, представленных Заказчиком по экспертизе, и проведенное собственное исследование позволяют утверждать, что механизм разрыва поршня происходил в результате неблагоприятного стечения обстоятельств и одновременного действия сразу нескольких факторов. Он, на наш взгляд, определялся с действием значительных динамических сил, действующих в ЦПГ 8-го цилиндра ДВС, и проистекал в следующей последовательности.

После проведения работ по ТО-2 двигателя самосвала БелАЗ-75302, выполненного с нарушениями, т.е. без установки фильтра очистки ОЖ и специальной закладной манжеты в ЦМО, произошел слив (возврат) части отложений, накопленных и удерживаемых вращающимся фильтром ЦМО, в масляную систему. С учетом конструктивных особенностей в расположении элементов масляной системы, эти отложения, после пуска двигателя попали в канал 9-й опорной шейки и примыкающий к нему масляный канал в блоке, питающий форсунку охлаждения поршня (поз. А8). Невозможность подачи масла форсункой охлаждении поршней (рис.5) из-за забивки ее отложениями, привела к нарушению теплового баланса распределения тепловой энергии горения топлива (Qт), связанному с не достаточным охлаждением моторным маслом поршня (Qп), что естественно способствовало повышению его температуры.

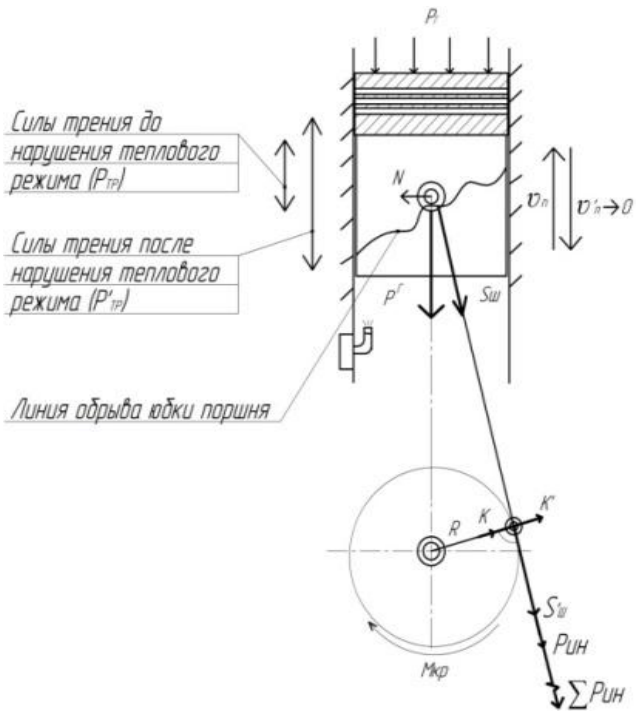


Рис. 5. Кривошипно-шатунный механизм

На фоне общей тепловой напряженности произошло объемное расширение материала юбки поршня, выполненной из алюминиевого сплава. Это, в свою очередь, привело к заполнению зазора поршня с гильзой цилиндра и их непосредственному контакту при возвратно-поступающем движении, повышающих за счет все более возрастающих сил трения (Qтр) и без того высокую (фактическую) температуру деталей ЦПГ.

В результате сильного разогрева началось схватывание между поршнем и гильзой I-го и II-го рода, увеличивающего динамические силы, действующие в ЦПГ. В частности, это привело к резкому увеличению сил и износу шатунных (поз. А8, В8) и коренных вкладышей, примыкающих к цилиндру А8. Отсюда объяснимый рост концентрации в масле элементов-индикаторов износа (железа, хрома, меди, свинца, алюминия и др.) материалов, из которых изготовлены детали ЦПГ. Фактором, предваряющим внезапный отказ, послужила работа двигателя с локальным перегревом деталей цилиндра А8 (по данным DDEC в течении 18 сек), приведшая к сильному локальному разогреву стенок цилиндра и поршня. Перегрев поршня, в свою очередь, привел к разогреву сопряжения поршень-кольца-цилиндр, что выразилось прихватками и тепловыми разрушениями юбки поршня в районе перемычек и канавок поршневых колец. Ухудшение условий граничного трения между поршнем с кольцами и втулкой цилиндра привело к дальнейшему повышению температуры деталей ЦПГ. Усиление динамических сил в КШМ цилиндрах А8 и В8 привели к нарушению условий гидродинамической смазки на 8-й шатунной шейке, задиру ее поверхности и сопряженных вкладышей. В конечном итоге произошло заклинивание поршня и его остановка ($V_п = 0$) в направляющей цилиндра, что вызвало резкий рост суммарных сил инерции, действующих вдоль оси шатуна ($\Sigma P_{ин}$). При достижении критического значения силы действующей вдоль шатуна ($S_ш$), превышающего прочностные характеристики материала, произошел обрыв поршня А8 по линии разрыва, практически перпендикулярной оси шатуна (рис. 1) и проходящей через плоскость бобышек поршневого пальца.

Выводы и рекомендации. Анализ исходных материалов и документов, представленных Заказчиком на экспертизу [4], а также полученные в ходе настоящего исследования результаты, позволили сделать выводы о причинах и механизме возникновения внезапного отказа двигателя MTU 16V4000 самосвала БелАЗ-75302. Внезапный отказ ДВС в виде внезапного заклинивания поршня в гильзе цилиндра А8, последовавшего разрыва юбки поршня по оси поршневого пальца за счет силы растяжения, действующей со стороны кривошипа, разбиения шатуном двух гильз цилиндров А8 и В8, блока цилиндров, поддона и других элементов, произошел в результате неблагоприятного температурного воздействия ряда факторов на узлы и детали КШМ и цилиндров (поз. А8 и В8). Сочетание ряда одновременно действующих факторов, в том числе: потеря работоспособности форсунки охлаждения поршня в цилиндре А8 из-за забивки ее отверстия твердыми механическими продуктами, нарушение фаз

газораспределения ГРМ из-за предельного износа толкателей в совокупности обусловили резкое повышение трения и рост температуры в сопряжениях ЦПГ, что, в свою очередь, привело к объемному расширению поршня и сначала к «закусыванию», а затем к заклиниванию его в цилиндре А8. Под действием мощного крутящего момента на коленчатом валу, обеспечиваемого работой всех остальных цилиндров, произошло разрушение сборной конструкции поршня по «юбке», выполненной из алюминиевого сплава, в результате чего «шатун показал братскую руку», вызвав катастрофические разрушения блока цилиндров, масляного поддона, двух поршней, шатунов и ряда других сопряженных узлов и деталей. Материальный ущерб, связанный только со стоимостью отказавших деталей двигателя согласно дефектной ведомости составил более 10,5 млн. р.

Авторами для выполнения АТЭ рекомендуется использование методологии комплексного исследования факторов (конструкторских, технологических, эксплуатационных), влияющих на нарушения, происходящие в трибомеханической системе (ТМС) «агрегат – топливо – масло - эксплуатация». Методология основана на проведении теоретических и экспериментальных исследований, проводимых с использованием методов планирования эксперимента и математической обработки его результатов.

Заключение. Комплексное и своевременное проведение АТЭ, с использованием в необходимых случаях возможностей химмотологических исследований ГСМ и РЖ, может в значительной мере влиять на объективность заключений экспертов, что, в свою очередь, будет способствовать укреплению законности при принятии судебных и досудебных решений всеми заинтересованными сторонами.

Список использованной литературы:

1. Методические рекомендации по назначению автотехнической экспертизы при расследовании дорожно-транспортных происшествий / М.: Человек и закон, 2010.
2. Папок К.К. Химмотология топлив и смазочных масел / Науч. ред. А.Б. Виппер. – Воениздат, 1980. – 192 с.
3. Предпосылки применения химмотологического подхода при проведении автотехнической экспертизы ДВС транспортных средств / В.А. Аметов, А.В. Зубрицкий, Г.В. Маслюков и др. // Матер. Междунар. науч.-практ. конф. «Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса. – Новокузнецк: КузГТУ, 2013. – С. 406-410.
4. Заречнева Н.А., Зубрицкий А.В., Аметов В.А. Оценка влияния некондиционного топлива на работоспособность двигателей КТА-19С карьерных самосвалов БелАЗ. В Матер. науч.-практ. конф. молодых ученых и студентов ТГАСУ, 2016.

5. Заключение специалистов о причине выхода из строя двигателей карьерных самосвалов ОАО КТК «Разрез Виноградовский»/ Отчет НИР// Томск. гос. арх.-строит. ун-т, 2011. – 22 с.

6. Аметов В.А. Исследования причин отказов двигателей «Камминз» большегрузных автосамосвалов на основе комплексной диагностики системы «ДВС-масло» / В.А. Аметов, А.В. Зубрицкий // Матер. I-ой Международной конференции «Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса». – Новокузнецк, Филиал КузГТУ, 25-26 ноября 2011 г. – С. 49-52.

7. Аметов В.А. Исследование причин отказов двигателя MTU 16V 4000 автосамосвалов БелАЗ-75302 ОАО «УК «Кузбассразрезуголь» / В.А. Аметов, А.В. Зубрицкий, М.А. Фоминых // Матер. II Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса», 29-30 ноября 2012 г. - Новокузнецк, Филиал КузГТУ. – С. 54-57.

8. Соколов А.И. Качество масла и долговечность автомобильных двигателей. Томск: Изд-во Томск. гос. ун-та, 1976. – 122 с.

УДК 629.113.004

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ, ФУНКЦИОНАЛЬНО СВЯЗАННЫХ С ПАРАМЕТРАМИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

П.В. Лобанов, С.Н. Кривцов

Аннотация. *В статье приводится обоснование методики назначения допустимых диагностических параметров аккумуляторной топливоподающей системы дизелей. В соответствии с положениями технической эксплуатации автомобилей, рассмотрен процесс изменения работоспособности системы питания Common Rail и дано его аналитическое описание. Предлагаемая методика может быть использована для определения допустимых значений диагностических параметров, при использовании методов диагностики аккумуляторной топливоподающей системы, разработанных на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО ИрНИТУ.*

Ключевые слова: *дизельный двигатель, диагностика, диагностический параметр, автомобиль.*

Лобанов Павел Владимирович, магистрант кафедры "Автомобильный траснпорт", ФГБОУ ВО Иркутский национальный

исследовательский технический университет. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83.

Кривцов Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО Иркутский национальный исследовательский технический университет, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: krivcov_sergei@mail.ru, тел.: 89086619729

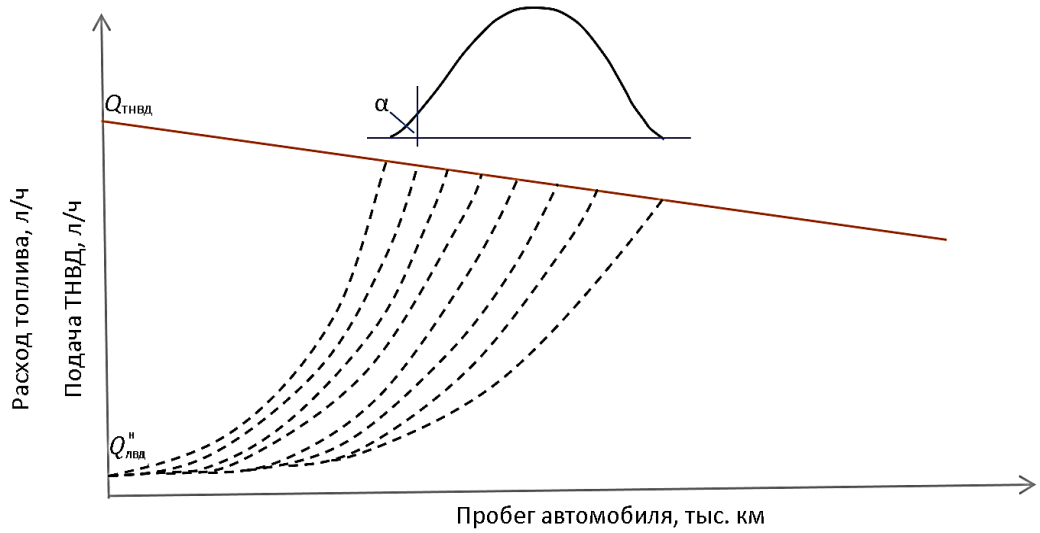
Применение дизельного двигателя в качестве силовой установки для автотранспортных средств, перевозящих людей и грузы не утратило своей актуальности, особенно в условиях холодного климата и большой протяженности автомобильных дорог в Российской Федерации с крайне низко развитой инфраструктурой. Для выполнения дизелями строгих экологических норм их оснащают электронной системой управления топливоподачей, причем наиболее распространенной и перспективной, является аккумуляторная система (АТПС).

Тяжелые условия эксплуатации, низкое качество топлива, несвоевременность диагностических и профилактических воздействий зачастую приводят к тому, что топливная аппаратура преждевременно выходит из строя. Поиск неисправностей АТПС и их причин, а также устранение последствий отказов сопровождаются длительными простоями автомобилей, что вызывает большие убытки перевозчиков.

Некоторые отказы АТПС вызывают аварийный отказ всего дизеля с необходимостью его ремонта или даже замены, что связано с большими финансовыми, материальными, трудовыми и временными затратами. Стоимость элементов АТПС в три-четыре раза больше систем топливоподачи с механическим топливным насосом высокого давления (ТНВД) дизелей. Она составляет 15-20% от стоимости двигателя.

Момент наступления отказов, как правило, фиксируется системой самодиагностики и наступает, когда производительность ТНВД приближается к расходу топлива через линию высокого давления. В этом случае отсутствует запас подачи, нужный для создания высокого давления на всех режимах и необходим ремонт.В настоящее время граница перехода АТПС из допустимого состояния в предельное четко не определена. Реакция системы бортовой самодиагностики на ухудшение технического состояния строится по компромиссному принципу – или фиксация только предельного состояния АТПС или какого-либо граничного состояния (т.е. в более жестких допусках). При первом подходе появляется вероятность ухудшения технико-экономических показателей автомобиля, во втором – затрудняется поиск места дефекта средствами самодиагностики, что опять-таки ухудшает эксплуатационные показатели автомобиля, например, из-за включения аварийного режима работы. Последнее, как более предпочтительное с экологической точки зрения, неизбежно приведет к диагностическим

ошибкам второго рода («ложная тревога») и как следствие к удорожанию эксплуатации автомобиля с АТПС.



—— изменение производительности ТНВД, --- изменение расхода топлива через ЛВД

Рис. 1. График изменения технического состояния АТПС в зависимости от пробега автомобиля

Допустимые значения диагностических параметров (для методов диагностики [1-5]), характеризующих общее техническое состояние АТПС можно определить, задавшись закономерностями изменения подачи ТНВД и расхода через обратную магистральот пробега (рис. 2).

Запас подачи ТНВД, необходимый для создания давления во всех режимах выразим в виде коэффициента, равного отношению фактической производительности ТНВД к расходу через линию высокого давления

$$k_Q = \frac{Q_{\text{ТНВД}}}{Q_{\text{ЛВД}}} \quad (1)$$

где $Q_{\text{ТНВД}}$ – фактическая (максимально возможная для данного технического состояния) производительность ТНВД, л/ч;

$Q_{\text{ЛВД}}$ – фактический расход топлива через линию высокого давления (включая расход двигателем и расход в обратную магистраль), л/ч.

В качестве допущения принимаем, что характер отказов элементов АТПС носит постепенный характер, т.е. отказы являются следствием изнашивания.

Изменение производительности ТНВД (в качестве допущения) примем монотонно убывающей, изменяющейся по зависимости

$$Q_{\text{ТНВД}} = Q^{\text{н}}_{\text{ТНВД}} - \lambda_{\text{ТНВД}} \cdot l \quad (2)$$

где $Q_{\text{ТНВД}}^{\text{н}}$ – начальная (номинальная) производительность ТНВД, л/ч;

$\lambda_{\text{ТНВД}}$ – интенсивность изменения (снижения) производительности ТНВД, л/ч·км;

l – пробег автомобиля, км.

Расход топлива через линию высокого давления (ЛВД) с течением пробега имеет тенденцию к увеличению. Это можно записать в виде функции

$$Q_{\text{ЛВД}} = Q_{\text{ЛВД}}^{\text{н}} \cdot e^{\lambda_{\text{ЛВД}} l} \quad (3)$$

где $Q_{\text{ЛВД}}^{\text{н}}$ – начальный расход топлива через линию высокого давления, л/ч;

$\lambda_{\text{ЛВД}}$ – математическое ожидание интенсивности изменения расхода топлива через ЛВД вследствие износа.

Если принять, что дифференциальная функция распределения интенсивности изменения расхода топлива через ЛВД подчиняется нормальному закону распределения, то для него справедливо выражение:

$$\lambda_{\text{ЛВД}}(l) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(l-\bar{l})^2}{2\sigma^2}} \quad (4)$$

где $\bar{l}$ – средняя наработка на отказ, км;

σ – среднеквадратическое отклонение, км.

Анализ рис. 2. и выражения (1) позволяет заключить, что отказ наступает при значении k_Q близком к единице. Но система самодиагностики может зафиксировать его и раньше. В то же время, задавшись предварительно минимально необходимой величиной коэффициента запаса, можно определить допустимые значения диагностических параметров ТНВД и ЛВД

$$k_Q^{\text{доп}} \cdot \left(\frac{G_{\text{топл}}}{[\rho_{\text{т}20} - (1{,}8 - 0{,}0013 \cdot \rho_{\text{т}20}) \cdot (T_{\text{т}} - 20)]} + Q_{\text{обр}} \right) = Q_{\text{ТНВД}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ТНВД}} \quad (5)$$

где $k_Q^{\text{доп}}$ – допустимый коэффициент запаса производительности ТНВД;

$G_{\text{топл}}$ – часовой расход топлива двигателем, кг/ч;

$\rho_{\text{т}20}$ – плотность топлива при 20 ^{0}С, кг/м^3;

$T_{\text{т}}$ – температура топлива, ^{0}С;

$Q_{\text{обр}}$ – суммарный расход топлива в обратной магистрали, л/ч;

$\eta_{\text{ТНВД}}$ – коэффициент снижения объемной подачи.

Допустимые значения диагностических нормативов найдем, используя, разработанный в МАДИ метод толерантных границ, считая, что значение диагностического параметра ограничено слева [6].Суть метода заключается в статистической обработке параметров технического состояния измеренных у представительной выборки элементов АТПС (электрогидравлические форсунки, ТНВД и др.), находящихся в характерных условиях эксплуатации. При этом делается предположение о том, что данная выборка включает в себя некоторую часть элементов (определяемую уровнем вероятности α), находящихся в предотказном состоянии.

Методика предусматривает случай ограничения параметров технического состояния $П_i$элементов АТПС значениями допустимых нормативов по условиям безотказности. В случае одностороннего ограничения параметра $П_i$ слева (рис. 1), допустимый норматив определяется как $[П]_д$, величина которого определяется по правой границе области α [6,7]

$$\alpha = \int_{П_н}^{П_д} f(П)\, dП \qquad (6)$$

Для наглядности, изменение работоспособности элементов АТПС выразим в виде рис. 2.

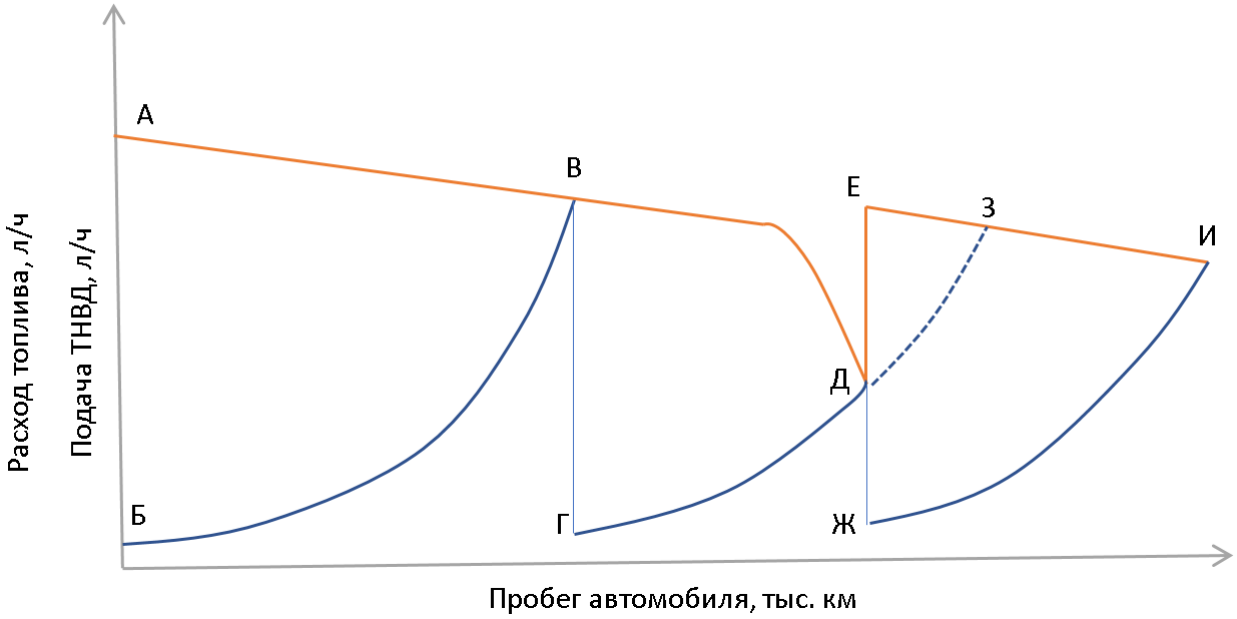


Рис. 2. График процесса изменения работоспособности элементов АТПС в зависимости от пробега автомобиля

Номинальные (начальные) величины производительности ТНВД и расхода топлива через обратную магистраль обозначены буквами А и Б соответственно. Подача ТНВД с увеличением пробега снижается, причем на промежутке А-В изнашивание происходит равномерно. Расход топлива через обратную магистраль экспоненциально растет, преимущественно из-за износа ЭГФ (линии Б-В, Г-Д-З, Ж-И). Достижение равенства

производительности ТНВД и расходов топлива через обратную магистраль является отказом. На рис. 2 эти моменты обозначены буквами В, Д, З и И. Линии В-Г и Д-Ж означают ремонт электрогидравлических форсунок (ЭГФ), причем во втором случае, преждевременный.

Отказ ТНВД в подавляющем большинстве является внезапным (точка Д) и в случае ремонта ТНВД (Д-Е) и одновременного ремонта ЭГФ (Д-Ж) ресурс ЭГФ оказывается недоиспользованным (Е-З). Эта ситуация зачастую возникает, когда диагностика проводится неэффективно.

Таким образом, предложенная методика позволяет обоснованно назначать нормативы диагностических параметров и определять их допустимые значения в условиях эксплуатации.

Список использованной литературы:

1. Кривцов С.Н. Динамический метод диагностирования автомобильных дизельных двигателей, оснащенных аккумуляторной топливоподающей системой // Автомобильная промышленность №9 2015. – с. 26-30.
2. Кривцов С.Н. Сравнение диагностических параметров оценки герметичности надпоршневого пространства цилиндров дизельного двигателя при прокручивании стартером без подачи топлива / Кривцов С.Н., Пукало А.В., Кривцова Т.И. // Журнал ААИ №6 2015 с. 54-57
3. Кривцов С.Н. Повышение информативности диагностирования технического состояния цилиндров дизельного двигателя в режиме холостого хода //Вестник ИрГТУ№11 2015. –с. 100-106.
4. Кривцов С.Н. Динамика роста и падения давления топлива в аккумуляторной топливоподающей системе дизеля при его пуске и остановке как диагностический параметр // Автотранспортное предприятие №11 2015 с. 45-48.
5. Кривцов С.Н. Алгоритм диагностирования топливоподающей системы автомобильного дизеля по параметрам динамики нарастания и сброса давления топлива в общей магистрали // Автотранспортное предприятие №12 2015. с. 50-53.
6. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Кузнецова Е.С. М: Транспорт, 1991. 413 с
7. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для вузов. Иркутск.: изд. ИрГТУ, 2012. - 468 с.: Ил

УДК 629.3.083.4+543.082/.084:54-14

ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ РАБОТАЮЩЕГО МАСЛА

Ю.А. Власов, А.Н. Ляпин, О.В. Ляпина, Е.Н. Спирин

Аннотация. *В статье рассмотрены электрофизические методы контроля, которые основаны на измерении диэлектрических свойств смазочного масла резонансным методом колебательного контура и высоковольтным тлеющим разрядом. Разработаны диагностические нормы для оценки агрегатов колесных транспортных средств и их смазочных масел.*

Ключевые слова: *диагностика; машина; диэлектрическая проницаемость; высоковольтный разряд; смазочное масло.*

Власов Юрий Алексеевич, д.т.н., доцент, профессор ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: yury2006@yandex.ru, тел. (+7 3822) 65-31-16

Ляпин Алексей Николаевич, инженер, УТТиСТ ООО «Газпром трансгаз Томск», 634059, Томск, ул. Смирнова 3а, E-mail: reduktor@sibmail.com, факс: (+7 3822) 27-32-71,

Ляпина Ольга Викторовна, старший преподаватель ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: olgapon1980@yandex.ru, тел.(+7 3822) 65-31-16

Спирин Евгений Николаевич, к.т.н., доцент ТГАСУ, 634003, Томск, пл. Соляная 2, E-mail: pk@tsuab.ru, тел. (+7 3822) 65-31-16

В ряде крупных автотранспортных предприятиях горнодобывающей отрасли Кузбасса работоспособность технологического транспорта и других колесных транспортных средств оценивается, как инструментальным контролем в зонах ТО, так и в лабораториях по анализу работающего масла. Необходимость применения физико-химических и спектральных методов анализа масла основана на том, что исходные свойства свежего масла изменяются из-за нарушения технического состояния агрегатов, износа деталей механизмов и узлов и активации окислительных процессов. Как правило, применяемые стандартные методы контроля параметров работающего масла (ПРМ) достаточно трудоемкие, требуют специального оборудования, химических реактивов и лабораторных условий [1].

Повысить производительность труда в лабораториях служб диагностики можно, применяя нестандартные электрофизические методы оценки параметров работающего масла. Такими параметрами могут быть диэлектрическая проницаемость исследуемого масла в электромагнитном поле низкого напряжения [2, 3] и его интенсивность излучения в высоковольтном разряде [4, 5].

В последние годы на рынке технологического оборудования России появились емкостные приборы экспресс-контроля ПРМ. Например, в условиях лаборатории анализа масла автотранспортного управления угольного разреза «Шестаки» (г. Гурьевск Кемеровской области) применяются сразу несколько средства диагностического контроля, которые базируются на емкостных принципах оценки масляной среды: АК-12, АК-4, АК-3, SHATOX SX-300 и ИКМ-2 [6]. Однако сравнительный анализ служебных свойств этих приборов, показывает значительные различия в технико-экономических показателях [7].

Диагностировать износ узлов трения, целесообразно используя высоковольтное оборудование. Наиболее информативным электрофизическим методом контроля является эмиссионный спектральный анализ масла (ЭСАМ) [1, 8]. Метод ЭСАМ конденсирует искру, которая испаряет газы с содержанием компонентов смазочной среды. О состоянии масляной среды судят по длинам аналитических линий отдельных химических элементов, которые регистрируются фотофиксацией возбуждаемого спектра. Каждый химический элемент является индикатором либо износа, либо выработки присадки, которые позволяют оценивать отклонения в техническом состоянии агрегатов и в ухудшении свойств работающего масла.

Метод ЭСАМ высокопроизводителен и достаточно эффективен, однако у него есть ряд существенных недостатков. Спектральная установка достаточно дорогая по стоимости, обладает значительными габаритными размерами и сложной настройкой. Для работы требуются специально обученный оператор и оборудованные приточно-вытяжной вентиляцией лабораторные площади не менее 20 м^2.

Такие требования мало приемлемы для большинства автотранспортных предприятий малой и средней производственной мощности. Следовательно, для оценки работоспособности подвижного состава оптимальными будут высокопроизводительные портативные методы контроля параметров работающего масла, которые способны заменить работу диагностических лабораторий.

Рассмотрим основные электрофизические принципы низковольтного и высоковольтного методов оценки параметров работающего масла.

Первый метод основан на применении низковольтных емкостных измерительных приборах, которые используются при измерении несплошных сред. Они представляют собой электрические конденсаторы, емкости которых меняются вследствие изменения величины площадей перекрытия обкладок, расстояний между обкладками или диэлектрической проницаемости среды между обкладками [2, 7].

Контролировать состояние агрегатов колесных машин методом оценки диэлектрической проницаемости масляной среды можно резонансным методом в колебательном контуре [3, 9]. Принцип действия метода основан на сравнении резонансных частот двух генераторов. Один генератор является

опорным, и работает на постоянной частоте, а в колебательный контур второго перестраиваемого генератора включен измерительный конденсатор. Колебания от двух генераторов подаются на смеситель, где образуется резонансная частота, которая и регистрируется индикатором. Изменяя переменную емкость перестраиваемого генератора с эталонной пробой масла на измерительном конденсаторе, добиваемся равенства частот генераторов, т.е. нулевого резонанса. После получения нулевого значения проба эталонного масла убирается, и наносится проба исследуемого масла. При этом появляется разностная частота. Разность значений между емкостью конденсатора с эталонной пробой масла и емкостью измерительного конденсатора с исследуемым работающим маслом, отнесенная к емкости пустого измерительного конденсатора даст значение диэлектрической проницаемости исследуемой жидкости. Метод достаточно чувствителен, и для учета изменений внешних факторов (давление, температура), которые могут влиять на изменение емкости, целесообразно ввести условный показатель, зависящий только от отношения разности частот эталонного и исследуемого масел к частоте исследуемой пробы масла.

Известно, что смазочные масла являются диэлектриками, и они способны поляризоваться под действием приложенного электрического поля. Если в смазочном масле в процессе неисправной работы силового агрегата (например, двигателя внутреннего сгорания) будет накапливаться топливо, то масло, растворяя топливо, изменит строение своего молекулярного состава, уменьшит свою диэлектрическую проницаемость. Процессы естественного старения масла приводят к накоплению продуктов полимеризации и окисления, что способствует росту поляризации. При попадании в смазочное масло воды, пыли, грязи, меняется ионогенная структура масла, увеличивается степень поляризации. Внесенные в масло продукты износа в виде окислов железа, алюминия и других металлов, которые являются проводниками, увеличивают электропроводность масла, вплоть до пробоя при их высоких концентрациях. Тогда любое изменение структуры смазочного масла, приводит к изменению его электрофизических свойств. На таком принципе строится метод экспресс-диагностики, который позволяет оценивать, как свойства работающего масла, так и техническое состояние агрегата машины [10].

Другой метод контроля технического состояния агрегатов колесных машин по параметрам работающего масла своим принципом исполнения базируется на схеме с параллельным соединением емкости и сопротивления потерь, а высокочастотное возбуждение и газоразрядная визуализация создается стандартным прибором д'Арсонваля [11].

Сущность высоковольтного метода оценки показателей качества работающего масла, заключается в том, что пробу масла помещают в область тлеющего разряда и регистрируют его свечение. Алгоритмическая обработка информации основана на одновременной сравнительной интенсивности свечения диагностируемого и эталонного масел. Свечение проб масла

регистрируется путем цифрового фотографирования, а полученные изображения заносятся в базу данных компьютера в виде цифрового файла [12].

Помещение пробы работающего масла в область поверхностного тлеющего высоковольтного разряда обеспечивает его взаимодействие с электрическим полем. Взаимодействие происходит в области воздушной границы исследуемого смазочного масла в присутствии его паров, при этом характер ионизации определяется наличием в парах, как базовой основы смазочного масла, так и комплекса загрязнителей, накопившихся в процессе работы. Концентрация накопившихся продуктов износа зависит от степени выработки ресурса смазочного масла. Базовую составляющую регистрации этого способа определяет экспериментально установленная зависимость, связывающая пространственное распределение интенсивности свечения разряда и его усредненную спектральную характеристику от концентрации накопившихся в работающем масле продуктов износа деталей и продуктов старения масла.

Для целей экспресс-диагностики автотранспортных предприятий малой и средней производственной мощности оптимально подходят анализаторы качества масла ИКМ-2 (рис. 1) и ВТР-1 (рис. 2), принцип действия, которых основан на измерении диэлектрических свойств и высоковольтного разряда, соответственно. Предлагаемые к рассмотрению методы имеют высокую производительность (то 2 до 5 мин на один анализ пробы масла) и их можно рекомендовать, как часть основного комплекса работ при первом виде диагностики Д-1, который выполняется с периодичностью ТО-1.

Рис. 1. Анализатор ИКМ-2

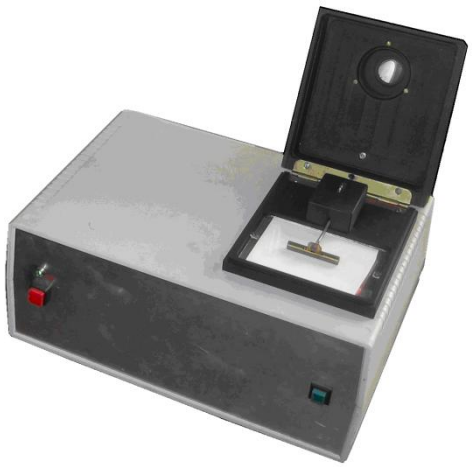


Рис. 2. Анализатор ВТР-1

Оценка состояния свойств моторных масел М-10ДМ и SAE15/W40, а также гидравлических масел марки А и ВМГЗ резонансным методом и методом высоковольтного тлеющего разряда, названными средствами экспресс-диагностики, авторами осуществлялись по результатам лабораторных и эксплуатационных испытаний массового отбора проб из

двигателей, гидромеханических передач и гидросистем автосамосвалов большой грузоподъемности и других транспортных машин в условиях автотранспортного управления угольного разреза «Шестаки».

Математическая обработка результатов исследований позволила получить значения браковочных показателей, превышение которых считается недопустимым, и связано с повышенной вероятностью выхода агрегата из строя. Числовые характеристики рассчитывались, используя вероятностно-статистический метод оценки и закон нормального распределения. В зависимости от количества измерений N, определялись: модальное значение – M, математическое ожидание – MO, дисперсия – D, среднее квадратичное отклонение – SD, допустимое значение диагностического параметра – $C_{доп}$. Величина $C_{доп}$ рассчитывалась по формуле: $C_{доп} = M \pm 2SD$. Результаты исследований представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Числовые характеристики диагностического параметра для масел, определенные методом высоковольтного тлеющего разряда

Марка масла	N	MO	M	D	SD	$C_{доп}$
М-10ДМ	266	0,892	0,918	0,142	0,377	1,34
Chevron home SAE15/W40	75	0,877	0,858	0,052	0,227	1,31
Марка «А»	54	0,664	0,652	0,026	0,160	1,0
ВМГЗ	60	1,091	1,041	0,215	0,464	1,80

Таблица 2 – Числовые характеристики диагностического параметра, определенные резонансным методом колебательного контура

Диагностируемый двигатель	N	MO	M	D	SD	$C_{доп}$
КТТА 19-С	612	0,21	0,20	0,013	0,11	0,4
Cummins 6CT 8.3-215	28	0,18	0,20	0,01	0,10	0,4
ЯМЗ-240НМ2	451	0,29	0,2	0,058	0,24	0,6
ЯМЗ-8501	43	0,20	0,2	0,027	0,15	0,5
Д-180	24	0,25	0,3	0,023	0,15	0,5
ЯМЗ-238НДЗ-1	23	0,25	0,2	0,038	0,19	0,6

Вывод. Рассмотренные методы диагностики базируются на фундаментальных законах электрофизики, что позволяет разрабатывать высокопроизводительные средства диагностирования. Трудоемкость анализа проб работающего масла представленными методами со вспомогательными работами и алгоритмической обработкой не превышает нескольких минут.

Следовательно, их рекомендуется использовать при диагностировании агрегатов колесных машин, как экспресс-методы предварительного контроля при выполнении Д-1. Методы могут применяться самостоятельно, для небольших транспортных предприятий, а также в структуре служб диагностики крупных транспортных предприятий, исключая трудоемкие лабораторные физико-химические методы анализа масла.

Список используемой литературы:

1. Соколов А.И., Тищенко Н.Т., Аметов В.А. Оценка работоспособности машин по параметрам работающего масла. – Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1991. – 200 с.

2. Сканави Г.И. Физика диэлектриков (область слабых полей). – М.-Л.: Гос. изд-во техн.-теор. литературы, 1948. – 500 с.

3. Эме Ф. Диэлектрические измерения. – М.: Химия, 1967. – 224 с.

4. Сканави Г.И. Физика диэлектриков (область сильных полей). – М.: Изд-во физ.-мат. литературы, 1958. – 896 с.

5. Райзер, Ю.П. Физика газового разряда. – М.: Наука, 1987. – 592 с.

6. Власов Ю.А. Система диагностирования транспортно-технологических машин в условиях разреза «Шестаки» / Ю.А. Власов, О.В. Пономарева, Ю.С. Саркисов, Н.Т. Тищенко, А.И. Тузовский // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин: материалы МНПК. – Тюмень, 2009. – С. 84–88.

7. Власов Ю.А. Оптимизация выбора диагностического оборудования // Автотранспортное предприятие. – 2012. – № 8. – С. 31–33.

8. Кюрегян С.К. Атомный спектральный анализ нефтепродуктов. – М.: Химия, 1985. – 320 с.

9. Ахадов Я.Ю. Диэлектрические свойства чистых жидкостей. – М.: Издательство стандартов, 1972. – 412 с.

10. Способ диагностики агрегатов машин по параметрам работающего масла / Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко [и др.]: пат. 2473884 Рос. Федерация. № 2011139525/28; заявл. 28.09.2011; опубл. 27.01.2013, Бюл. № 3.

11. Способ оценки степени выработки ресурса смазочного материала: пат. №2305274 РФ / Ю.С. Саркисов [и др.]; опубл. 27.08.2007, Бюл. № 24.

12. Устройство для высоковольтной диагностики жидких сред: пат. 140874 Рос. Федерация: МПК G01N21/67 / Ю.А. Власов, Ю.С. Саркисов [и др.]. – № 2014100383/28; заявл. 09.012.2014; обул. 20.05.2014, Бюл. № 14.

УДК 629.113

КОМПЛЕКС ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.В. Якимов, В.Г.Зимин, Т.И. Кривцова

Аннотация. *Ввиду того, что контроль топливной экономичности автомобиля является важной задачей, необходимо подобрать такой способ ее измерения, чтобы он обеспечивал возможность диагностики. Среди имеющихся способов измерения расхода топлива предпочтение было отдано непосредственному измерению, как разницы количества топлива, прошедшего через прямую и обратную магистраль. Данный способ апробирован на автомобилях с дизельными двигателями и аккумуляторной системой топливоподачи. Для диагностических целей необходимо учитывать не только расход топлива двигателем, но также расходы через подающую и возвратную магистрали. Увеличение диагностической информации происходит по причине того, что максимальный расход топлива через прямую магистраль будет зависеть от параметров и технического состояния топливоподкачивающего насоса, а расход через обратную магистраль характеризует общее техническое состояние АТПС, например, герметичности электрогидравлических форсунок или аварийного клапана. В качестве датчиков выбраны расходомеры с овальными шестернями, т.к. имеют высокую стабильность результатов, достаточную для практики точность и устойчивость к высоким температурам. Информация о пройденном пути, скорости и ускорении автомобиля снимается со штатного датчика угловой скорости ABS с колеса, работающего в ведомом режиме без увода. Приведена методика определения радиуса качения. Данные обрабатываются с помощью микроконтроллера и по последовательной шине передачи данных отправляются на монитор компьютера. Экспериментальная проверка возможностей прибора позволила заключить, что при данном способе измерения относительная погрешность не превышает 4,4%. Кроме того, прибор может быть использован для проверки топливных насосов высокого давления аккумуляторной системы топливоподачи на стендах.*

Ключевые слова: *автомобиль, топливная экономичность, тягово-скоростные свойства, эксплуатационные испытания*

Кривцова Татьяна Игоревна, к.т.н., доцент кафедры Автомобильный транспорт, ИРНИТУ, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83, E-mail: tatyana_krivcova1985@mail.ru, тел. 40-51-36

Якимов Игорь Владимирович, аспирант кафедры Автомобильный транспорт, ИРНИТУ, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83,тел. 40-51-36

Зимин Вадим Германович, магистрант кафедры Автомобильный транспорт, ИРНИТУ, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83,тел. 40-51-36

Введение. Одной из наиболее важных проблем в области эксплуатации автомобильного транспорта является снижение затрат на топливо. В связи с чем автомобили должны оснащаться экономичными и экологичными силовыми установками. В сегменте перевозок людей и грузов наибольшее распространение получил дизельный двигатель, оснащенный электронным управлением топливоподачей. Наиболее широкие перспективы в плане минимизации вредных выбросов имеют топливоподающие системы аккумуляторного типа (АТПС).

Топливная экономичность автомобиля является очень важным эксплуатационным показателем, характеризующим эффективность эксплуатации автомобильного транспорта [1], поэтому ее своевременный контроль, в том числе с диагностической целью является актуальной задачей.

В настоящее время, благодаря использованию спутниковых технологий, широко распространен мониторинг расхода топлива и пробега автомобиля.Наиболее распространен способ измерения расхода по уровню топлива в баке с помощью емкостных измерителей. При всей своей привлекательности, данный способ измерения позволяет констатировать лишь возможный перерасход топлива двигателем, причем со значительным усреднением при достаточно большом времени. По этой причине, он не годится для диагностики, поскольку в этом случае процесс является достаточно скоротечным.

Большинство современных автомобилей с электронной системой управления топливоподачей имеет бортовой монитор расхода топлива, который дает удовлетворительные результаты при исправном техническом состоянии АТПС и двигателя [2]. Однако, как и в предыдущем случае количество информации ограничено. Кроме того, для разных марок автомобилей зачастую требуется свое дилерское диагностическое оборудование. Расчет параметров топливной экономичности может оказаться неточным из-за различий фактической и расчетной цикловой подач при нарушении технического состояния АТПС, о чем производители зачастую информируют в виде предупреждения.

Постановка задачи. Одну из проблемных ситуаций порождает тот факт, что граница перехода АТПС из допустимого состояния в предельное, после которого эксплуатация автомобиля является неэффективной, не ясна. В связи с этим, исследование влияния технического состояния топливоподающей системы на топливную экономичность является актуальной задачей. Казалось бы, ответ в данном случае заранее очевиден – любое изменение технического состояния АТПС ухудшает топливную экономичность. Но на практике ситуация выглядит несколько иначе. Во-первых, с течением пробега у двигателей автомобилей с системой CommonRail мощность в начальный период не уменьшается, а даже

увеличивается. Обусловлено это увеличением фактической цикловой подачи, а значит, может уменьшиться время езды на пониженных передачах. Другим моментом, и довольно существенным, является то, что автомобили с дизельными двигателями и АТПС очень часто подвергаются так называемому «чип-тюнингу», благодаря манипуляции с калибровочными данными и таблицами электронного блока управления.

В работе [3] был обоснован подход, основанный на измерении расхода топлива, как разницы расходов через подающую и обратную магистраль.

$$Q_s = \frac{Q_{\text{пр}} - Q_{\text{обр}}}{V_a}, \frac{\text{л}}{\text{км}} \text{ или } Q_s = \frac{Q_{\text{пр}} - Q_{\text{обр}}}{V_a G_{\text{гр}}}, \frac{\text{л}}{\text{ткм}} \quad (1)$$

где $Q_{\text{пр}}$ – расход топлива через прямую магистраль, л/ч;
$Q_{\text{обр}}$ – расход топлива через обратную магистраль, л/ч;
V_a – скорость автомобиля, км/ч;
$G_{\text{гр}}$ – масса груза (количество пассажиров), т (пасс).

Для целей диагностики необходимо учитывать не только расход топлива двигателем, но и оба других расхода. Увеличение диагностической информации происходит по причине того, что максимальный расход топлива через прямую магистраль будет зависеть от параметров и технического состояния топливоподкачивающего насоса, а расход через обратную магистраль характеризует общее техническое состояние АТПС, например, герметичности электрогидравлических форсунок или аварийного клапана.

Обработка сигнала датчика угловых меток производилась следующим образом. Для исследуемого сигнала (рис. 1), определялись одноименные фронты, например, передние А и Б. Конечная точка прямого фронта Б является начальной позицией для расчета следующего импульса. В то же время, разница двух одноименных фронтов является импульсом.

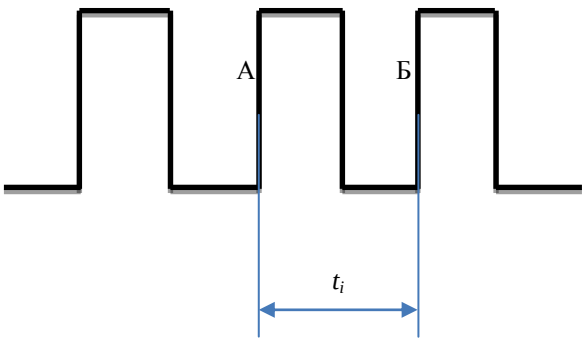


Рис. 1. Сигнал с датчика расхода топлива

Время прохождения двух фронтов определяется с учетом частоты опроса канала

$$t_i = \frac{pos_Б - pos_A}{\nu} \quad (2)$$

где pos_A и $pos_Б$ – положение передних фронтов А и Б соответственно;

ν – частота опроса канала, Гц.

Ниже приводится пример выражения для вычисления расхода топлива, проходящего через датчик (л/ч)

$$Q_{пр} = 3600 \cdot \frac{z_{ui}}{k_{пр} \cdot t_i} \quad (3)$$

где z_{ui} –количество импульсов, имп;

$k_{пр}$ – калибровочное значение, имп/ ед. имз;

t_i – время прохождения z_{ui}, с.

Аналогичным образом определяем расход через обратную магистраль.

Измерение пути, скорости и ускорения автомобиля производится на основе обработки сигнала колесного датчика ABS, колеса, работающего в ведомом режиме без увода [4,5].

Скорость автомобиля определяем через угловую скорость колеса и его радиус качения, а путь, пройденный автомобилем суммированием числа меток с учетом масштаба.

$$V_a = 3{,}6 \cdot r_{k0} \cdot \frac{2\pi}{k_{об} t_i} \quad (4)$$

Радиус качения зависит от нагрузки и в каждом случае определялся по следующей зависимости

$$r_{k0} = \frac{S k_{об}}{2\pi z_{об}} \quad (5)$$

где S – путь, пройденный автомобилем, м;

$k_{об}$ – количество меток на один оборот,

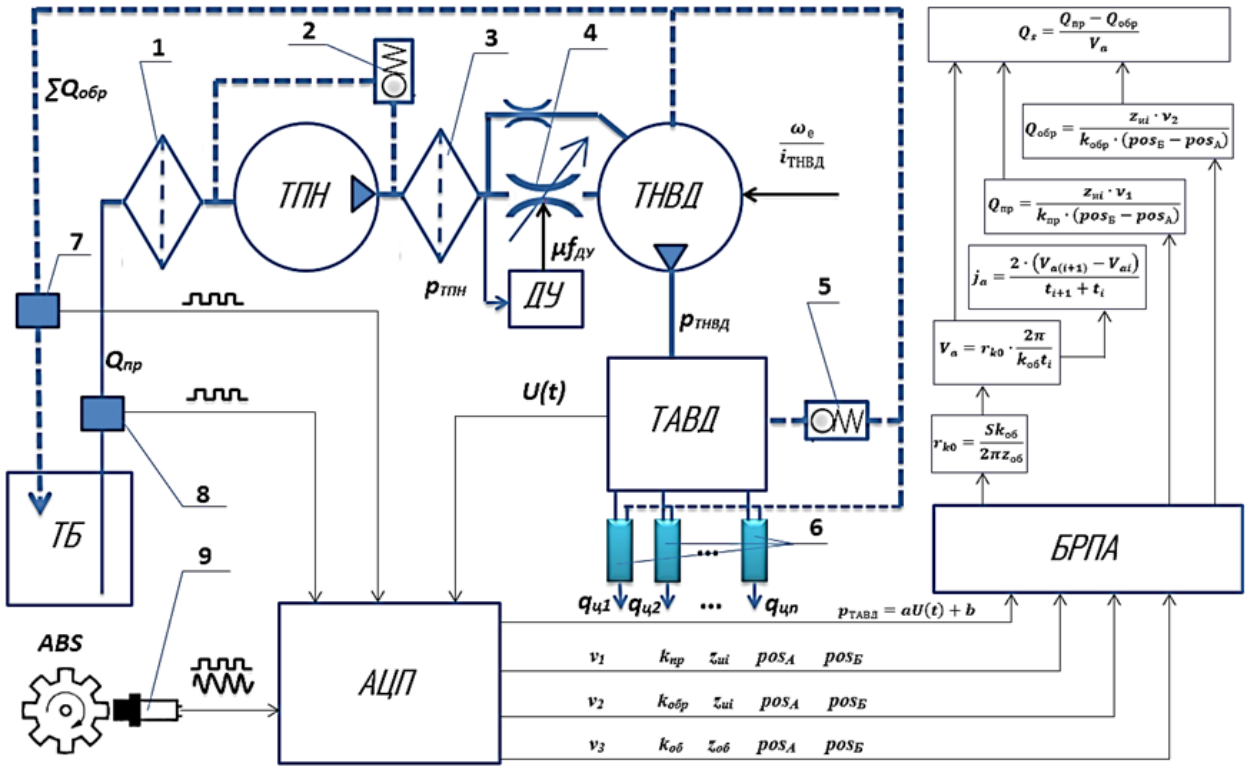
$z_{об}$ – общее количество меток.

В свою очередь, количество меток на один оборот определялось заранее по паспортным данным задающего диска, либо непосредственным подсчетом.

Ускорение автомобиля считаем по следующей методике

$$j_a = \frac{2 \cdot (V_{a(i+1)} - V_{ai})}{t_{i+1} + t_i} \quad (6)$$

Структурная схема для исследования влияния технического состояния АТПС на выходные показатели автомобиля представлена на рис. 2.



ТБ – топливный бак; ТПН – топливоподкачивающий насос; ТНВД – топливный насос высокого давления; ДУ – дозирующее устройство; ТАВД – топливный аккумулятор высокого давления; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; БРПА – блок расчета параметров автомобиля; 1 – фильтр грубой очистки; 2 – редукционный клапан; 3 – фильтр тонкой очистки; 4 – проходное сечение дозирующего устройства; 5 – предохранительный клапан; 6 – электрогидравлические форсунки; 7 – датчик расхода топлива в обратной магистрали; 8 – датчик расхода топлива в прямой (подающей) магистрали; 9 – колесный датчик ABS.

Рис. 2. Структурная схема для исследования влияния технического состояния АТПС на выходные показатели автомобиля

Для измерения расходов в прямой и обратной магистралях предпочтение было отдано датчикам объемного расхода с овальными шестерными, т.к. они характеризуются высокой воспроизводимостью результатов, устойчивостью показаний при высокой температуре (в среднем до 80 ^{0}C) и достаточной для практики точностью измерений.

В приборном комплексе задействованы минимум четыре канала АЦП: два для датчиков расхода в подающей и обратной магистрали, один для сигнала колесного датчика ABS и вспомогательные каналы, например, для измерения давления топлива в ТАВД, либо давления наддува, положения педали управления подачей топлива и т.д.

Остальные параметры, такие как момент и мощность, подведенная к колесам, а также составляющие тягового баланса определяются на основе известных соотношений из теории автомобиля [6].

Результаты. Эксперименты проводились на автомобиле Соболь (ГАЗ 2217), оснащенном дизельным двигателем ISf 2.8 Cummins с системой топливоподачи CommonRail. Испытания проводили на ровном, сухом участке дороги в ясную безветренную погоду с заездом в двух противоположных направлениях. Методика предусматривала измерение показателей в режиме разгона до 100 км/ч с полным нажатием педали управления подачей топлива.

Примерполучения данных с прибора представлен на рис 3. Зависимость скорости автомобиля от времени (рис. 3) получена при движении на каждой из пяти передач автомобиля.

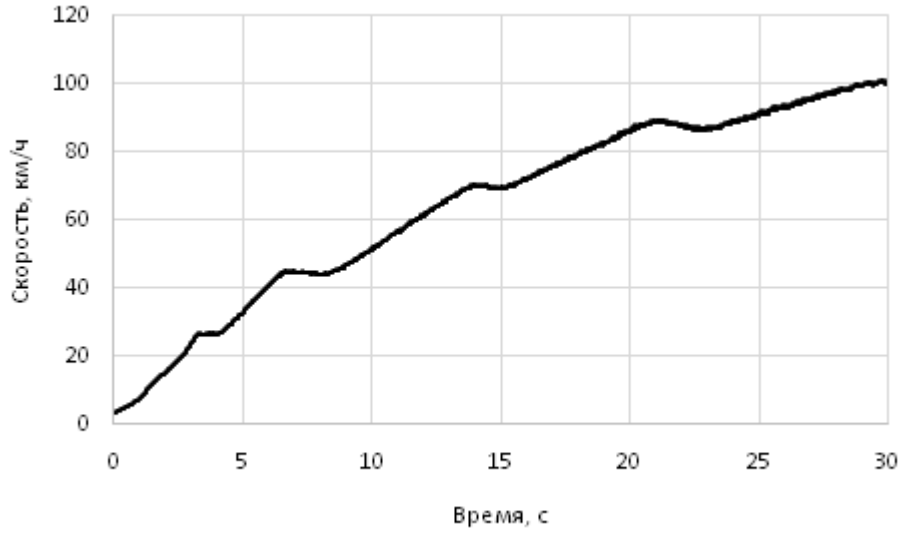
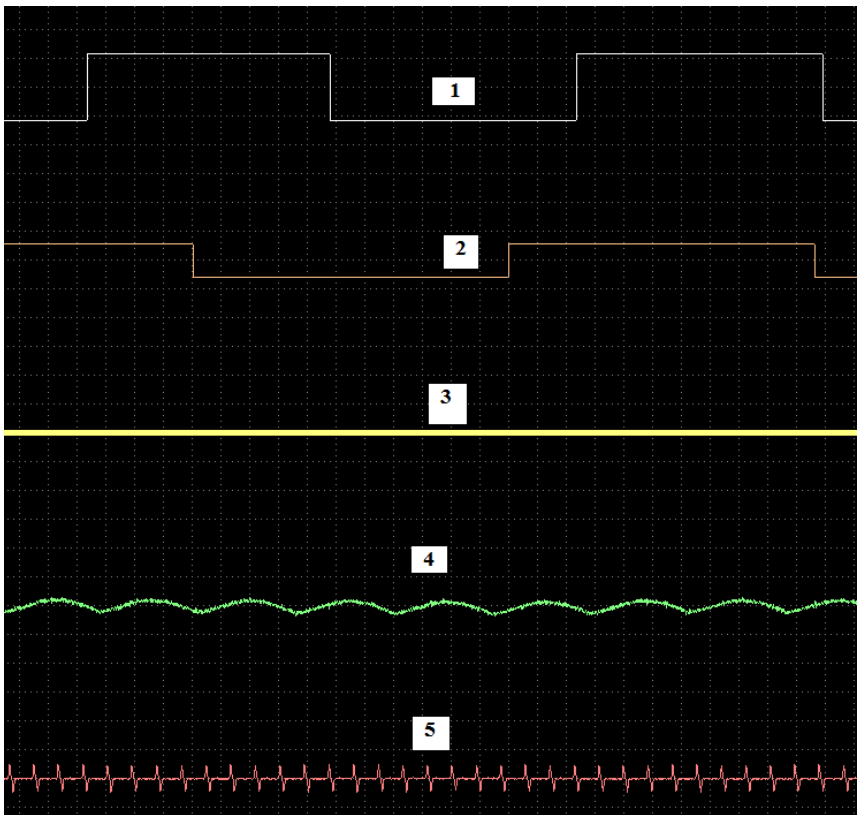


Рис. 3. Зависимость изменения скорости от времени при разгоне автомобиля ГАЗ 2217 до 100 км/ч

Указанный приборный комплекс возможен к применению и для проверки топливных насосов высокого давления (ТНВД) аккумуляторной топливоподающей системы (CR) для безмензурочного измерения на обычных стендах [7]. Скрин полученных сигналов представлен ниже (рис. 4).



1- Сигнал датчика прямого расхода; 2 – сигнал датчика обратного расхода; 3 – сигнал датчика силы тока; 4 – сигнал датчика давления (внешний); 5 – сигнал с индуктивного датчика оборотов.

Рис. 4. Внешний вид аналоговых сигналов при испытаниях ТНВД CR

Проведенные исследования позволили сделать следующие **выводы**:

1. Разработанный компьютерный комплекс для измерения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля в дорожных условиях позволяет оценить ускорение, скорость и путь автомобиля с достаточной для практики точностью (относительная расчетная погрешность не более 4,4%)

2. Для получения данных о тягово-скоростных свойствах автомобиля целесообразно использование штатного датчика угловой скорости антиблокировочной тормозной системы для колеса, работающего в ведомом режиме. В случае использования датчика угловой скорости колеса, работающего в ведущем режиме необходимо учитывать скоростные и силовые потери в шине.

3. В аккумуляторных топливоподающих системах дизелей целесообразно применять способ расхода топлива двигателем, как разницу расходов в подающей и возвратной магистралях, т.к. они сами по себе увеличивают количество диагностической информации о техническом состоянии системы топливоподачи.

Список использованной литературы

1. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобиля: Учебник. Изд-во ИрГТУ, Иркутск. 2016. 288 с.
2. Кривцов С.Н. Использование дилерского диагностического программного обеспечения для сбора данных о режиме работы автомобиля с дизельным двигателем / Кривцов С.Н., Зимин В.Г., Малашкин И.В. // Авиамашиностроение и транспорт Сибири – 2015: сб. науч. тр. студентов и преподавателей Института Авиамашиностроения и транспорта – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. с. 29-33
3. Кривцов С.Н. Обоснование способа измерения расхода топлива автомобилем с дизельным ДВС, оснащенным аккумуляторной топливоподающей системой в дорожных условиях/ Кривцов С.Н., Зимин В.Г., Малашкин И.В. //Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства. Международная научно-практическая конференция (Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.): сб. науч. тр.: в 2 ч. Ч. 2. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2016. – с. 515-520.
4. Федотов А.И. Расчет скоростных потерь в шинах автомобиля в условиях эксплуатации / Федотов А.И., Власов В.Г., Кривцов С.Н. // Автомобильная промышленность 2012 №9 с. 44-45.
5. Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей / Цимбалин В.Б., Кравец В.Н., Кудрявцев С.М., Успенский И.Н., Песков В.И. Испытания автомобилей. М.: «Машиностроение», 1978. - 199 с.
6. Кривцов С.Н. Методический подход к формированию динамической модели автомобиля с дизельным двигателем, оснащенным аккумуляторной топливоподающей системой // Автомобильная промышленность 2016 №10 с. 24-27.
7. Кривцов С.Н. Модернизация стендов по регулировке ТНВД для работы с системой Common Rail. / Кривцов С.Н., Федотов А.И., Кривцова Т.И. // Автотранспортное предприятие №6 2015. – с. 31-34.

УДК 629.113.001

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ НА СЦЕПЛЕНИЕ ШИНЫ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Н.Ю. Кузнецов, А.В. Лысенко, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов

Аннотация. *В статье приведено описание стенда, предназначенного для исследования влияния технического состояния амортизаторов, на качество сцепления с опорной поверхностью шины автомобильного колеса,*

катящегося с уводом по поверхности бегового барабана, имеющего единичную неровность.

Ключевые слова: *беговой барабан, увод, единичная неровность, боковая реакция, нормальная нагрузка, стационарные характеристики, нестационарные динамические характеристики.*

Федотов Александр Иванович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83, E-mail: fai@istu.edu, тел. 8-3952-40-58-53,

Кузнецов Николай Юрьевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83, E-mail: kuznetsovk92@mail.ru, тел. 8-950-080-28-26

Лысенко Андрей Владимирович, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83, E-mail: stobravo@gmail.com, тел.: 8-914-891-99-04

Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Автомобили» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления, E-mail: dm_tt@mail.ru, тел. 8-3012-41-08-04

Более половины ДТП в России происходит по причине потери автомобилями устойчивости движения и управляемости. Эти факторы определяются стабильностью контакта шин автомобилей с дорогой [6].

Стабильность контакта колес с дорогой в свою очередь зависит от технического состояния амортизаторов и деталей подвески, которое в процессе эксплуатации автомобилей ухудшается [1,2,4]. Статистика распределения отказов деталей подвески показывает, что чаще всего происходит отказ именно амортизаторов [3]. Поэтому исследование, направленное на контроль технического состояния амортизаторов, имеет особую актуальность, при обеспечении управляемости и устойчивости автомобилей в условиях эксплуатации.

Известно, что автомобиль, на который действует боковая сила F_y, будет сохранять устойчивое движение до тех пор, пока выполняется условие (1) [5,6]

$$R_y \le \sqrt{\Sigma R_Z^2 \varphi^2 - \Sigma R_x{}^2}\,, \qquad (1)$$

где $\sum R_Z$ - суммарная нормальная реакция в пятнах контакта шин автомобильных колес с опорной поверхностью дороги;

φ - коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью дороги;

R_Y – суммарная боковая реакция в пятнах контакта эластичных шин колес автомобиля с опорной поверхностью;

R_X – суммарная продольная реакция в пятнах контакта эластичных шин колес автомобиля с опорной поверхностью.

Параметры, входящие в это уравнение можно определить, как экспериментально, так и аналитически, с помощью математического описания процесса переезда колеса через единичную неровность. При этом качение колеса может сопровождаться боковым уводом шины. Если при этом учитывать изменение технического состояния амортизатора, то можно с высокой достоверностью оценивать его влияние на способность шины создавать боковую реакцию [5,6].

Выявить функциональные зависимости между потенциальными способностями автомобильных шин к созданию боковых реакций и изменением технического состояния амортизаторов возможно только в стендовых условиях. Стенд должен иметь:

1. Возможность задавать движение колеса с углами увода
2. Возможность вариации технического состояния амортизаторов
3. Системы измерения:
   - Нормальной реакции,
   - Боковой реакции,
   - Скорости качения колеса,
   - Угла увода колеса.

На основе этих характеристик можно определять коэффициенты, необходимые для моделирования процессов работы шин.

Качественные стационарные характеристики сцепления шин при их движении с углами увода получают в лабораторных условиях на шинном тестере общий вид и схема, которого представлены на рис. 1 и 2.

Справой стороны бегового барабана 1 смонтирована *система исследования характеристик колеса* 16 *с эластичной шиной при его качении с углами увода* δ (рис. 2). Она позволяет получать зависимости $R_y = f(\delta)$, при реальных значениях нормальной нагрузки на шину. Колесо 16, может поворачиваться вместе с вилкой 17, относительно ее оси на углы δ. Диапазон изменения углов увода δ составляет от - 40^o до + 40^o.

Поворот колеса на угол δ осуществляется рулевым механизмом 14, с рулевым колесом 15, рулевой сошкой с рулевой тягой 13 (рис. 2). Для регистрации угла δ предусмотрен прецизионный потенциометрический датчик СП3-12 типа (А), с углом поворота до 0^o до 270^o и линейным изменением сопротивления от 0 до 100 Ом [7].

Рис. 1. Шинный тестер для исследования характеристик шин

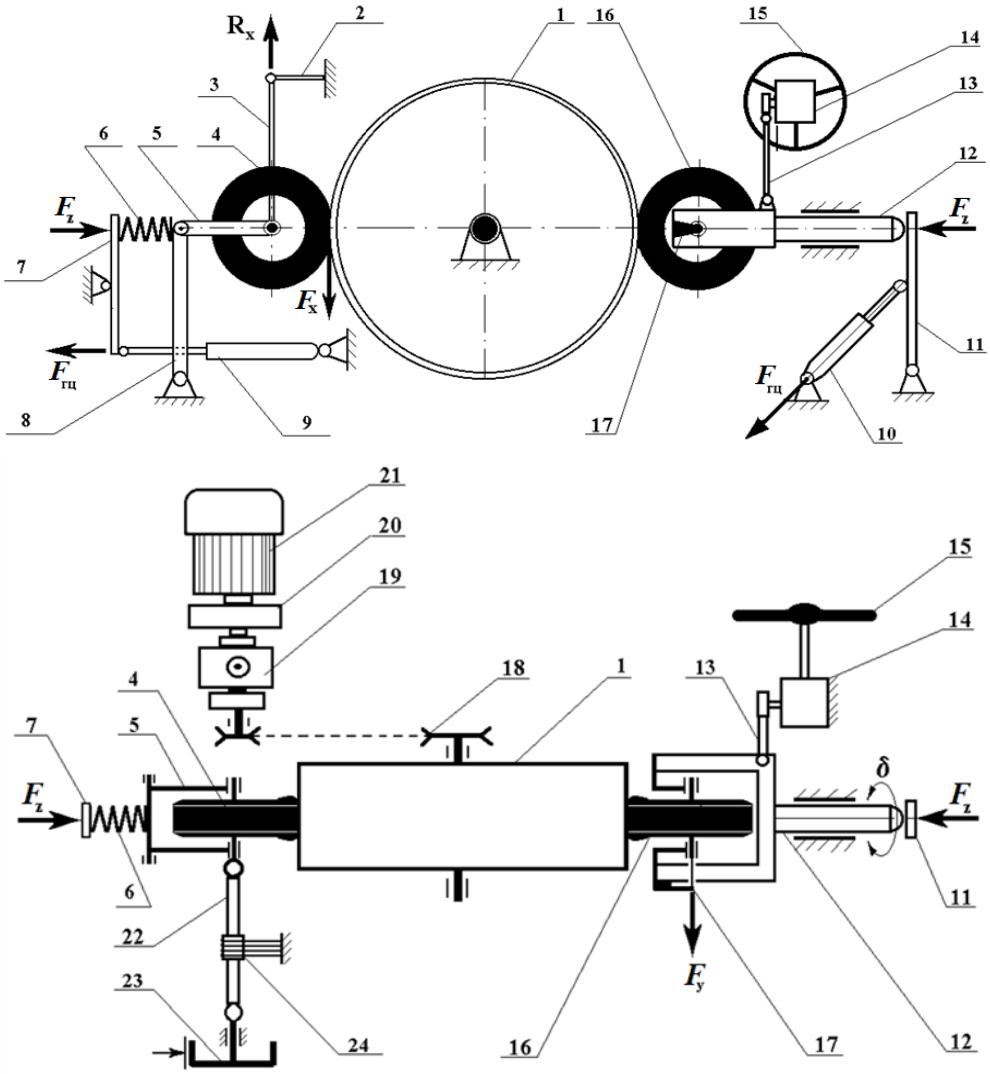


Рис. 2. Схема шинного тестера для исследования характеристик шин с углами увода (вид спереди и вид сверху)

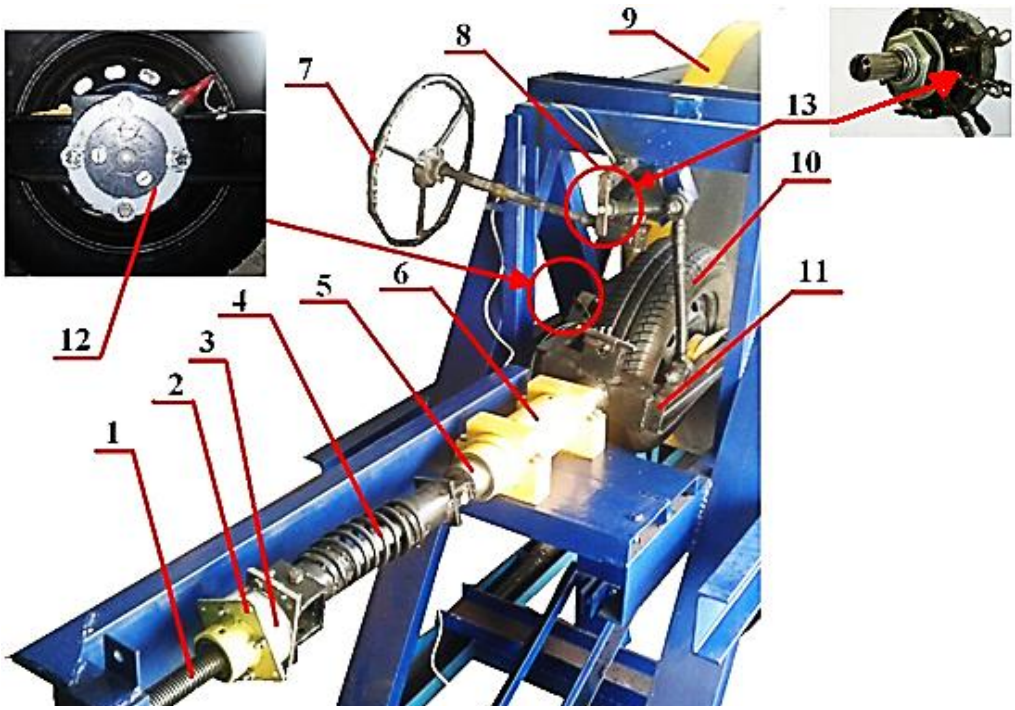
Нагружение колеса 16 с эластичной шиной нормальной нагрузкой обеспечивает нагружающий механизм, состоящий из двухходового гидроцилиндра 10, рычага 11 и поворотной вилки 17 (рис. 2). При подаче давления в верхнюю полость гидроцилиндра 10, его шток начинает входить внутрь, перемещая за собой рычаг 11. Рычаг 11 давит на шаровую поверхность поворотной вилки, в результате чего последняя перемещается в направлении линии действия силы F_z, прижимая колесо к поверхности бегового барабана. Диапазон изменения нормальной нагрузки на колесо, обеспечиваемый механизмом нагружения, составляет от 0 до 8000 Н [7].

Вращение бегового барабана обеспечивает асинхронный электродвигатель 21 мощностью N = 55 КВт. Передача мощности от двигателя на барабан осуществляется через фрикционное дисковое сцепление 20, ступенчатую коробку передач 19 (*от автомобиля ЗиЛ-130*) и цепную передачу 18. Передаточные числа коробки передач и цепной передачи обеспечивают максимальную частоту вращения бегового барабана $\omega_б = 19{,}1\ с^{-1}$, при линейной скорости V ≅ 62 км/час [7].

Такая конструкция стенда обеспечивает возможность исследования как стационарных, так и неустановившихся характеристик шин при их движении с углами увода. Однако, конструкция стенда не дает возможности установки амортизаторов, для исследования нестационарных динамических шин. Поэтому было решено, на базе этого шинного тестера, изготовить новый стенд (рис. 3), который позволяет определять, как стационарные характеристики шины при качении колеса с уводом, так и нестационарные характеристики шин в процессе переезда колеса через единичное препятствие, при его качении с углами увода и вариации технического состояния амортизаторов.

По краям бегового барабана 9 (рис. 3) высверлены отверстия с целью крепления единичной неровности. Единичная неровность имеет несколько профилей и их геометрических характеристик. Чтобы избежать боковые удары шины о препятствие, неровность имеет возможность поворота на разные углы относительно оси бегового барабана. Для обеспечения стабильности характеристик сцепления шин и самоочищения поверхности бегового барабана, применена технология, предложенная учеными СибАДИ. Поэтому поверхность бегового барабана покрыта специальным фрикционным покрытием [8].

Тензометрическая балка 7 (рис. 2), измеряющая боковую силу, была заменена на датчик 12 ДСТ 9035, который чувствительным элементом соединен со шпилькой стягивающая упругие пластины с подшипниками, в которых установлен вал со ступицей испытуемого колеса 10 при помощи сферического шарнира (рис. 3).



1 – нагружающий винт, 2 – опора датчика нормальной нагрузки с подшипником, 3 – датчик измерения нормальной нагрузки ДСТ 9035, 4 – узел пружины с испытуемым амортизатором, 5 – вал вилки, 6 – гильза, 7 – рулевое колесо, 8 – датчик регистрации угла поворота, 9 – беговой барабан, 10 – испытуемое колесо с эластичной шиной, 11 – вилка, 12 – датчик измерения боковой нагрузки ДСТ 9035, 13 – датчик измерения угла поворота

Рис. 3. Стенд для исследования стационарных и нестационарных динамических характеристик шин

Гидравлическая система, создающая нормальную нагрузку на колесо, была заменена на винт 1 (рис. 3). На конце винта 1 установлен радиально-упорный подшипник, который в свою очередь установлен в опоре 2 датчика 3 измерения нормальной реакции (ДСТ 9035) опорной поверхности. Датчик 2 измерения нормальной реакции чувствительным элементом соединен с узлом 4, включающий в свою конструкцию упругий элемент (пружину) с автомобильным амортизатором. С другой стороны узел соединен с концом вала 5 вилки 11. Вал 5 вилки 11 стенда может совершать как поступательные в продольном направлении, так и вращательные движения. Перед проведением эксперимента вал 5 смазывают маслом, для уменьшения трения его поверхности с гильзой 6, которая жестко закреплена на раме стенда.

После изготовления стенда предложенной конструкции, была выполнена тарировка систем измерения нормальной, боковой реакций и угла поворота и были построены тарировочные графики и выявлены функциональные зависимости (рис. 4, 5, 6)

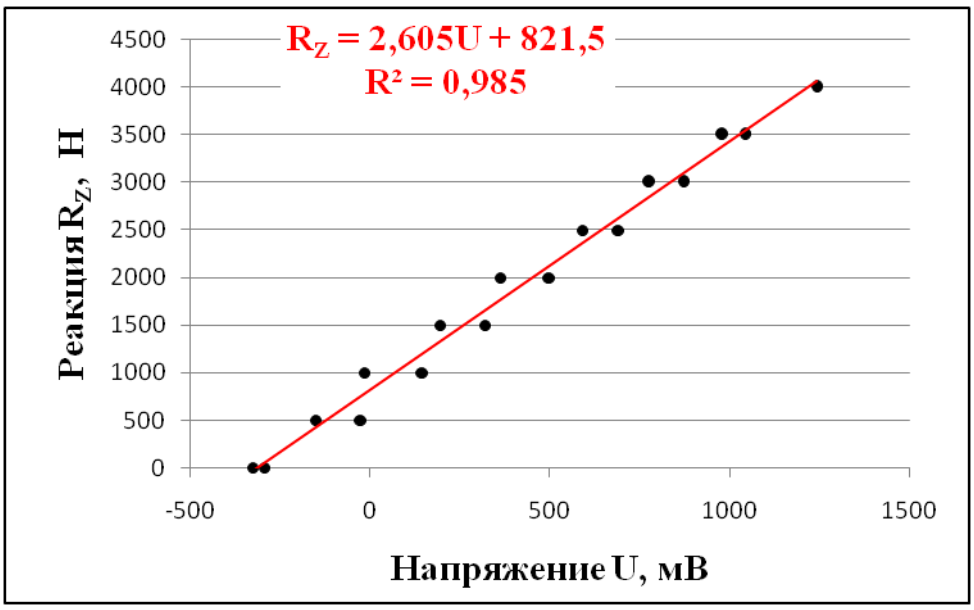


Рис. 4. График и функциональная зависимость системы измерения нормальной реакции в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью, полученные в результате тарирования

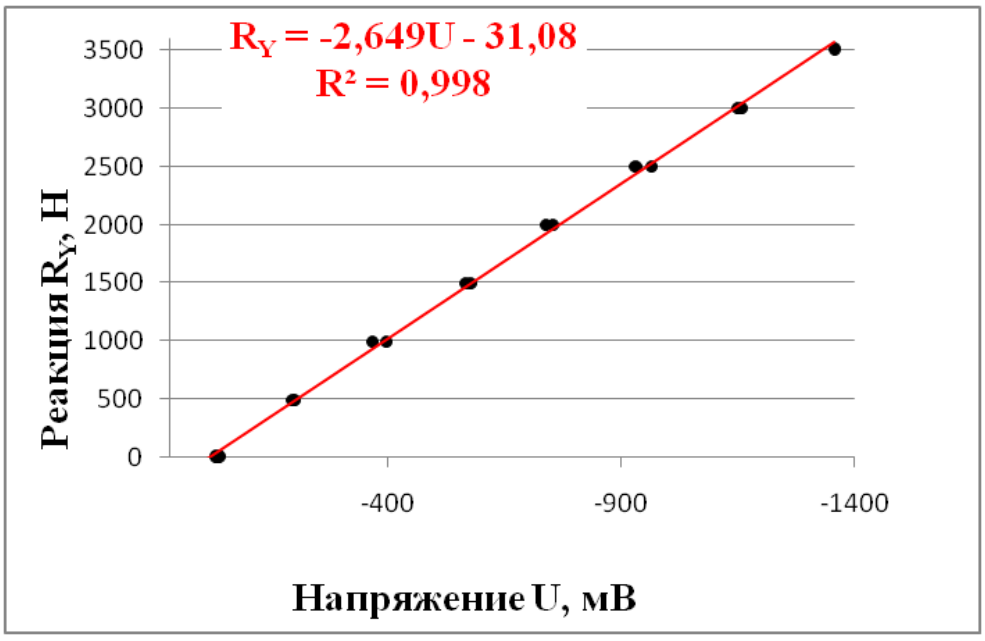


Рис. 5. График и функциональная зависимость системы измерения нормальной реакции в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью, полученные в результате тарирования

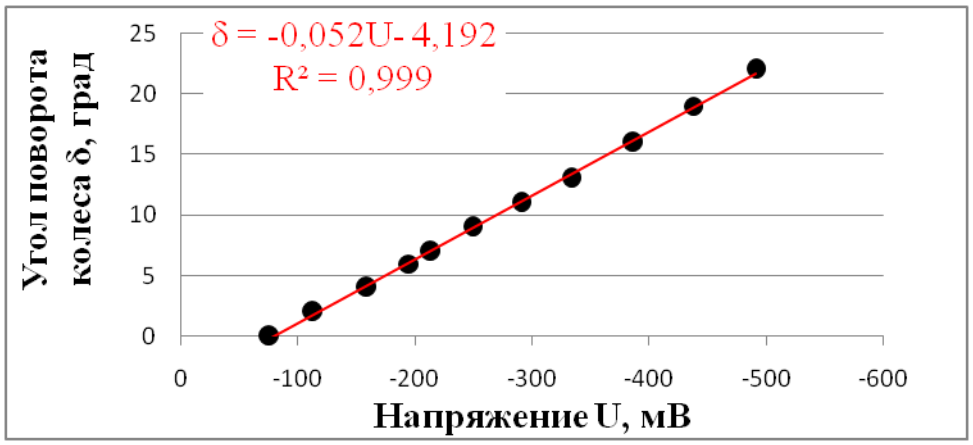


Рис. 6. График и функциональная зависимость системы измерения угла поворота колеса полученные в результате тарирования

После тарировки были проведены эксперименты по определению стационарных эластчиной шины при качении ее по поверхности бегового барабана имеющего полимерное покрытие и нестационарных динамических характеристик шины MICHELIN 195/165 R15 в процессе ее переезда через единичную неровность (20 мм, цилиндрического профиля) с углами увода и технически исправным амортизатором.. Полученные результаты представлены в виде графиков на рисунках 7 и 8.

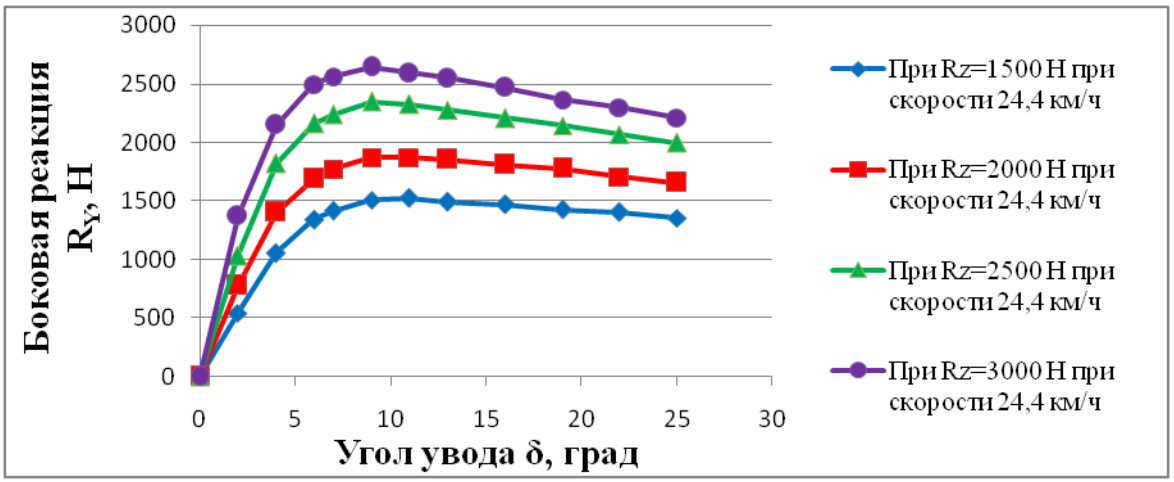


Рис. 7. Стационарные характеристики шины MICHELIN 195/165 R15 по углу увода при скорости бегового барабана $V_Б$ = 24,4 км/час, давление в шине $p_ш$=0,21 МПа, опорная поверхность бегового барабана с полимерным покрытием

Изготовленный стенд позволяет получить параметры, входящие в уравнение, описывающее условие устойчивости движения автомобиля. Стенд позволяет варьировать техническое состояние амортизатора, что дает возможность с высокой достоверностью оценивать его влияние на способность шины создавать боковую реакцию.

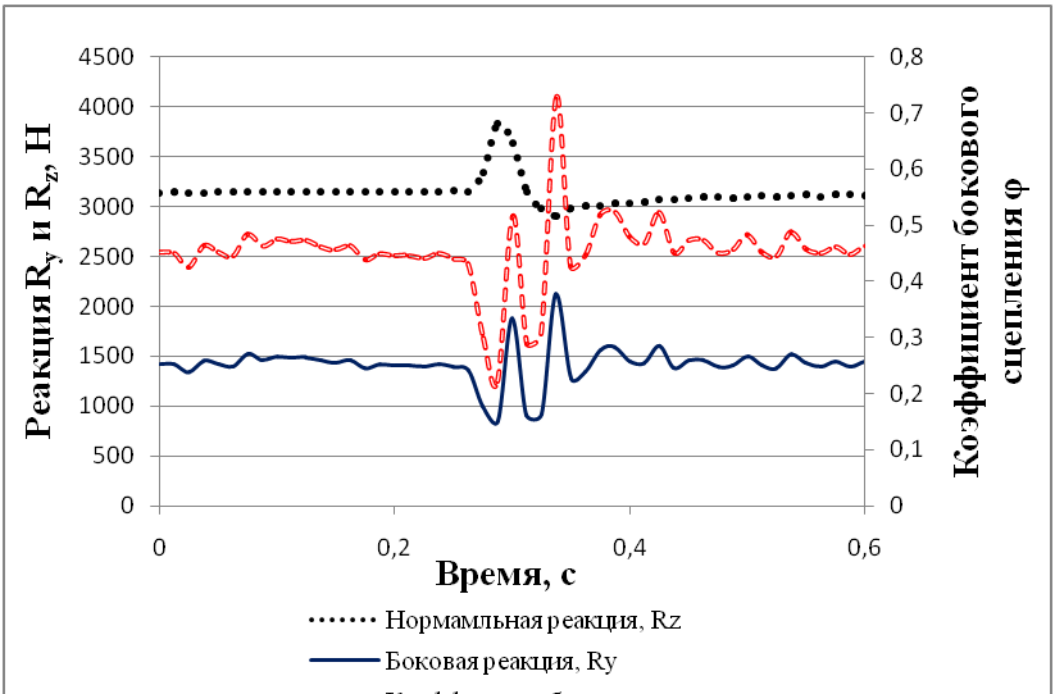


Рис. 8. Нестационарные динамические характеристики шины MICHELIN 195/165 R15 при переезде единичной неровности, на изготовленном стенде. Скорость движения барабана $V_Б$ = 14,4 км/ч, давление в шине $p_ш$=0,21 МПа, угол увода δ=2°, нормальная нагрузка R_Z =3000 Н

Список использованной литературы:

1. Балакина Е.В., Зотов Н.М., Сторчилова Т.А. Деформации эластичного колеса и их взаимосвязи со сносами реакций опорной поверхности. Известия Волгоградского государственного технического университета, Выпуск 9 №19. Волгоград, 2014 г. С. 5 – 8

2. Балакина Е.В., Зотов Н.М., Федин А.П., Голубева Т.А. О разных трактовках понятия коэффициента сцепления шины с дорогой. Известия Волгоградского государственного технического университета, Выпуск 12 №6. Волгоград, 2015 г. С 13 – 15.

3. Нгуен В.Н. Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на вибростендах. Диссертация кандидата технических наук. Иркутск, 2012 г. С. 26-28.

4. Поздеев А.В., Похлебин А.В., Чернышов К.В., Мухидинов Ю.М., Мухучев Ш.М. Определение неисправностей гидравлических амортизаторов при стендовых испытаниях. Известия Волгоградского государственного технического университета, Выпуск 12 №6. Волгоград, 2015 г. С. 71 – 76

5. Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Измерительный комплекс с гироскопами для диагностирования

элементов подвески в дорожных условиях // Транспортные системы сибири: Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства: Международная научная практическая конференция // Сборник научных трудов: часть 2, Красноярск, СФУ, 2016 С. 487 – 492

6. Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Измерительный комплекс с гироскопами для диагностирования элементов подвески в дорожных условиях. Авиамашиностроение и транспорт Сибири: Сборник статей VII Всероссийской научно-практической конференции. Иркутск 13-16 апреля, 2016. С. 186 –191.

7. Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю. Статья «Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с двумя беговыми барабанами» Сборник 90-й международной научно-технической конференции ААИ/ Иркутск, 2015 г. С 138 –147.

8. Зарщиков А.М. Шаршуков К.Г., Капралов С.С., Поверхность для определения выходных характеристик шин на барабанном стенде «Повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств на основе современных методов диагностирования». Материалы международной научно-практической конференции / Иркутск, 2007 г. С. 83-89.

УДК 658.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОУРОВНЕВОЙ СИСТЕМЫ ПРОФИЛАКТИКИ АВТОБУСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

В.В. Коваленко, Н.Ф. Булгаков

Аннотация. *В статье рассматривается система профилактики автотранспортных средств (АТС). Для определения параметров работы системы профилактики АТС предлагается внедрить разработанную программу по сбору информации. Особое внимание уделяется обработке хранимых данных о выполненных работах и затраченных элемента по восстановлению их работоспособного состояния. Для сокращения времени выполнения анализа данных и повышения анализа данных предлагается комплекс программ, которые будут способствовать проектировать многоуровневую систему профилактики АТС.*

Ключевые слова: *профилактика, работоспособное состояние, информационного обеспечение, обработка данных*.

Коваленко Василий Васильевич, старший преподаватель, ПИ СФУ кафедра Транспорта г. Красноярск, E-mail: kovvas-atf@mail.ru

Булгаков Николай Федорович, д-р техн. наук ПИ СФУ кафедра Транспорта, г. Красноярск, E-mail: bnf-atf@mail.ru

В настоящее время в отрасли транспорта при обслуживании автотранспортных средств (АТС) применяется единая техническая политика [1], которая проявляетсяв выполнении регламентных работ - техническое обслуживание-1 и 2 (ТО 1, 2), сезонное обслуживание (СО) и текущий ремонт (ТР) по потребности т.е. принята 2х ступенчатая система технического обслуживания и ремонта АТС. Одним из существенных недочетов (применяемой технической политики) является то, что методика расчета технических показателей оценки работы системы ТО и Р определяются по средним значениям, без знания закономерности проявления случайных событий. В отсутствии знаний о закономерности проявления случайных процессов текущие ремонты отказавших элементов проявляются в случайный момент времени. Поэтому система ТО работает хаотично - проявляются сходы маршрутов автобусов, а система ТО работает либо с недогрузкой или перегрузкой, что существенно влияет на снижение уровня технической готовности и повышения эксплуатационных затрат. Вот почему существующая система профилактического обслуживания и ремонта АТС требует изучения для повышения уровня безотказной работы элементов АТС не периодических интервалах технического ресурса.

Анализ работ в Красноярском ПАТП №5 при существующей модели расчета технологии и организации ТО и Р показывает, что за период с начала эксплуатации при соблюдении предложенной технологии профилактики возникают отказы устраняемые в межсменное время см. рис. 1. Также некоторые отказы приводят к сходам транспортных средств с линии, при этом уменьшается количества транспорта на линии, увеличиваются затраты на поддержание АТС в исправном и работоспособном состоянии см. рис. 2 и как следствие уменьшается удовлетворение граждан города в перевозках.

Анализ показывает, что отсутствует методика определения количества текущих (аварийных) ремонтов АТС, однако работы по ним предполагаются. Также изменение периодичности плановых работ ТО-1 и ТО-2, не влияют на объем текущих работ и затраты. Можно сделать заключение, что существующая методика технологического расчетаи организации функционирования системы ТО и ремонта требует уточнения и доработки.

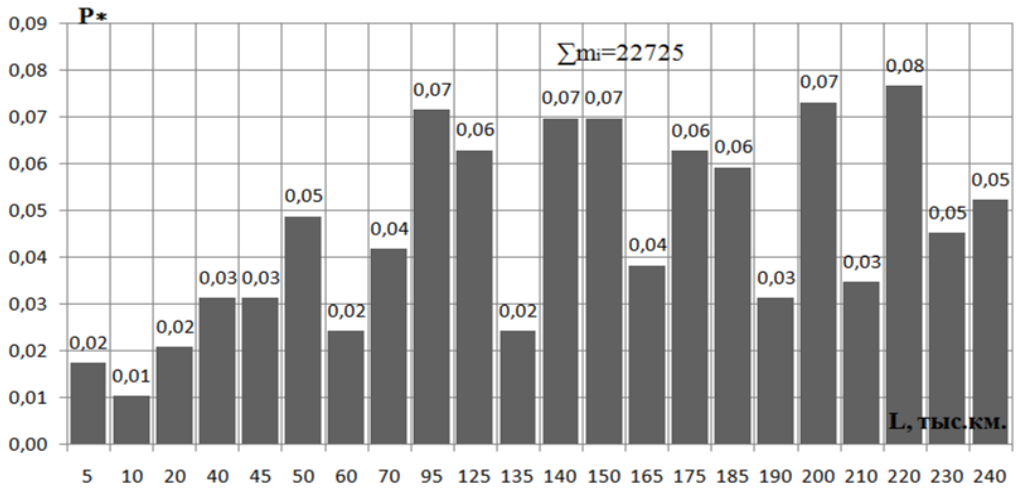


Рис. 1. Частость текущего ремонта между плановыми видами обслуживания автобусов

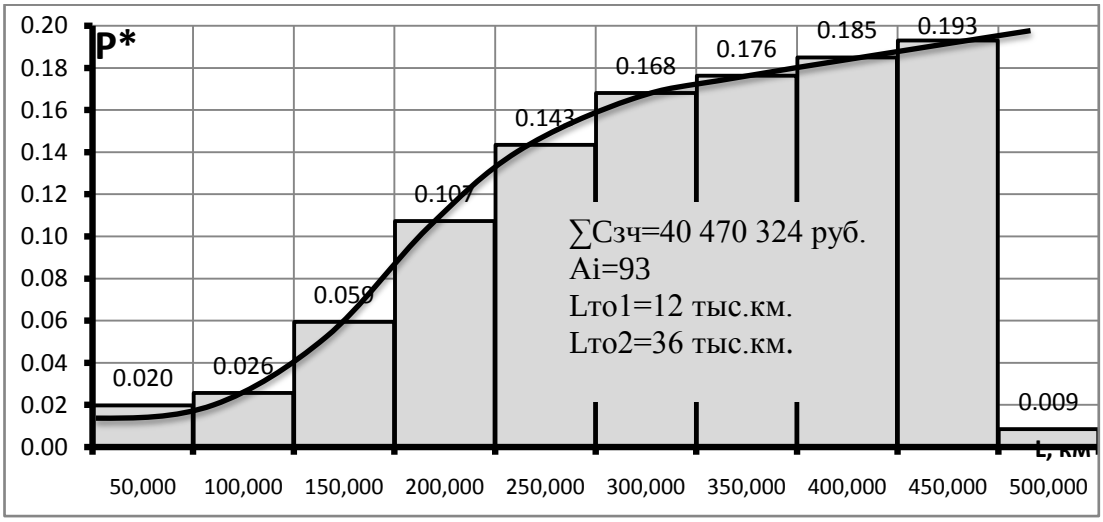


Рис. 2. График изменения затрат на запасные части на интервалах технического ресурса

Для изменения сложившейся ситуации предлагается развитие существующей системы профилактики АТС – проектирования многоуровневой системы профилактики. Основанная на изменении номенклатуры плановых видов обслуживания и разработке дополнительных плановых обслуживаний.С учетом дополнительных видов обслуживания (разновидностей технических воздействий) будет достигаться высокий коэффициент технической готовности, при этом доля текущего (заявочного) ремонта (аварийного по потребности) будет уменьшено, особенно это отразится на снижении количества сходов автобусов в линии.

Одним из направлений развития многоуровневой системы профилактики является совершенствование системы информационного обеспечения. Данная составляющая многоуровневой системы профилактики является мало эффективной, так как представлена на предприятии в виде

модели сбора и хранение информации о поддержании работоспособного состояния АТС. Частично информация обрабатывается и хранится в электронном виде, без последующего анализа т.е. информация ни как не влияет на систему обслуживания АТС.

Для изменения сложившейся ситуации была разработана и внедрена на производство программа «Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики» [3] далее «Программа» см. рис 3.

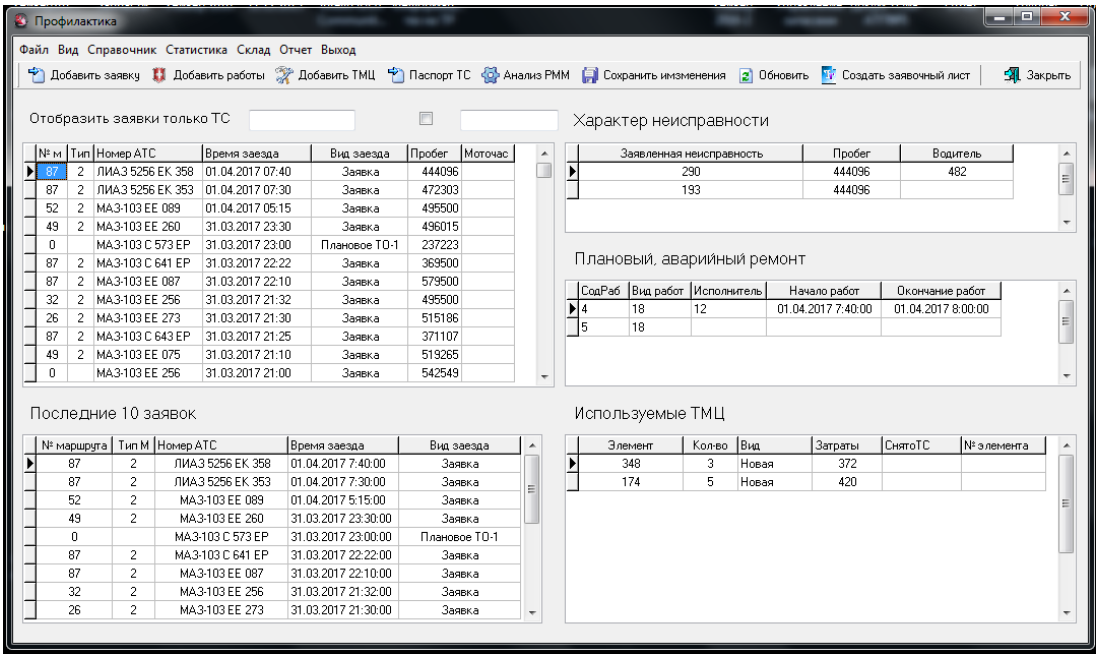


Рис. 3. Окно программы сбора и обработки информации

Разработанная программа позволят осуществлять ввод данных в базу данных, их хранение и последующий анализ хранимой информации. Обработка данных выполнена в виде отдельных модулей программы в зависимости от запросов пользователя. К программе имеют доступ в первую очередь обслуживающий персонал – для уточнения ранее выполняемых работ и изучения истории выполненных работ, как показывают исследования минимум 1 раз в день персонал обращается за уточнениями в программу, что экономит время на определения требуемого объема выполняемых работ и уточнения номенклатуры обслуживания т.е. были ли обслужены узлы связанные с системой. Также доступ осуществляется сотрудниками технической службы предприятия и руководители предприятия.

Для развития многоуровневой системы профилактики необходимо полученные данные обработать и получить показатели надежности элементов деталей и узлов АТС, что без использования программы является сложным и трудоемком процессом. Для снижения трудоемкости обработки данных, получение показателей надежности, разработана программа «Оценивание показателей надежности АТС». Разработанная программа

адоптирована для работы на производстве т.е. для работы в ней выбор коэффициентов автоматизирован. Полученные данные показателей надежности формируют другую базу данных – базу данных показателей надежности, которая необходима для установления нормативных значений выполняемых работ по обслуживания АТС.

Для обработки полученной базы данных показателей надежности разработана программа «Проектирование многоуровневой системы профилактики». Программа базируется на методике расчета [2]. Итогом обработки базы данных показателей надежности элементов АТС являются сформированные дополнительные разновидности технических воздействий (РТВ), которые предлагаются к выполнению совместно или отдельно от действующей системы обслуживания АТС. Выполнение дополнительных работ приведет к повышению затрат наподдержанию работоспособного состояния АТС и повышению выручки т.к. будут снизаны сходы АТС с линий.

Взаимодействия предлагаемых программ между собой представлено на рис.4.

Совершенствование системы информационного обеспечения системы профилактики повысит культуру выполнения работ – персонал будет знать, что некачественные работы будут иметь меньшую наработку на отказ элементов АТС, способствует прогнозированию трудоемких работ АТС по диагностическим показателям системы элементов АТС, способствует уточнению влияния АТС на экологические показатели города и др.

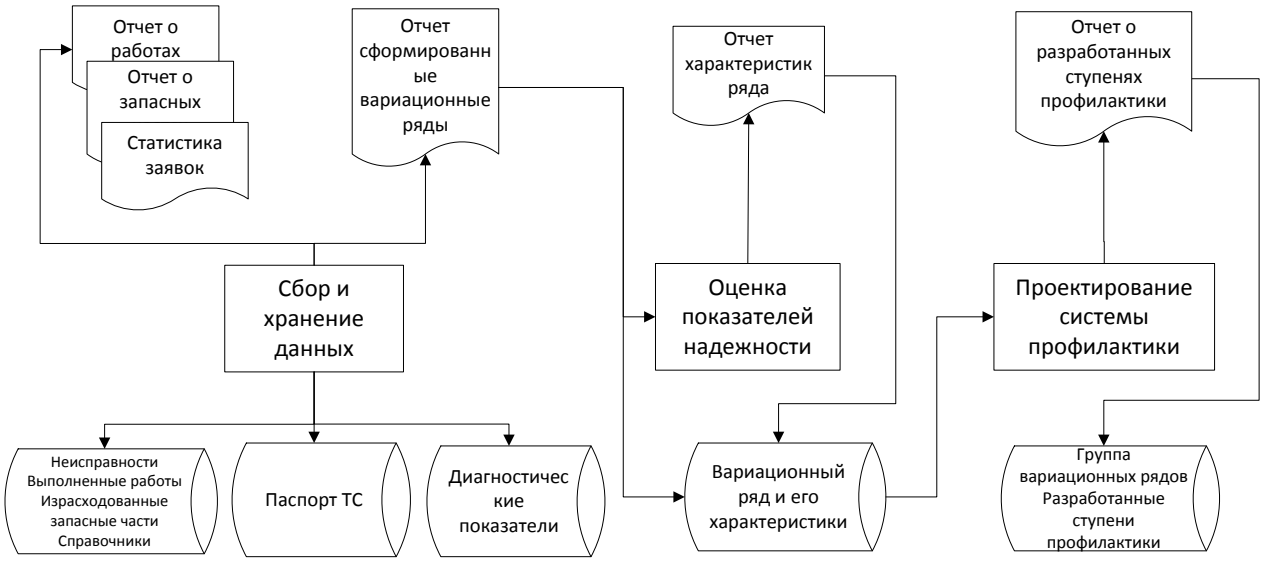


Рис. 4. Взаимодействие программ системы профилактики АТС

Список использованной литературы:

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. трансп. РСФСР.- М.: Транспорт, 1986.-72 с.
2. Булгаков Н. Ф., Бурхиев Ц. Ц. Управление качеством профилактики автотранспортных средств. Моделирование и оптимизация/ Учеб. пособие для вузов. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004.-184 с.
3. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ №2010614370 “Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики” / Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко, С.Н. Шалимов - зарегистрировано 6.07.2010. – 1 с.
4. ГОСТ 27.002–89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
5. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций обслуживания/ М.: Транспорт, 1985.- 232 с.

УДК 629.113.001

КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТИ

А.В. Лысенко, Н.Ю Кузнецов, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов

Аннотация. *В статье приведено описание исследования, направленного на разработку нового методаконтроля технического состояния подвески автомобиля при переезде его колес единичной неровности. Получены осциллограммы изменения углов поворота, крена, дифферента и колебания неподрессоренных масс и выполнен их анализ Полученные результаты экспериментального исследование процесса переезда автомобилем единичной неровности, позволяют утверждать, что одним из возможных и высокоинформативных методов контроля технического состояния подвески АТС в условиях эксплуатации может быть переезд автомобиля, движущегося под действием центробежной силы, через единичное препятствие.*

Ключевые слова: *амортизатор, подвеска, крен, дифферент, единичная неровность, устойчивость, дорожный метод, перемещение колесных узлов.*

Федотов Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный

исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: fai@istu.edu, тел.: 8-3952-40-58-53

Лысенко Андрей Владимирович, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: stobravo@gmail.com, тел.: 8-914-891-99-04

Кузнецов Николай Юрьевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: Kuznetsovk92@mail.ru, тел.: 8-950-080-28-26

Тихов-ТинниковДмитрий Анатольевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Автомобили» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления, E-mail: dm_tt@mail.ru, тел.: 8-3012-41-08-04,

Автомобиль был и остается одним из самых опасных видов транспорта. Опасность автомобиля заключается в том, что этот материальный объект, имея массу от 1 до 50 т и более, двигаясь с высокими скоростями, удерживается на дороге только за счет сил трения эластичной шины колеса автомобиля о её поверхность [1, 2]. Большая часть дорожно-транспортных происшествий сопровождается потерей устойчивости и управляемости автомобилей вследствие отсутствия сцепления шин с дорогой. В свою очередь, как продольное, так и боковое сцепление шин АТС во многом зависит от стабильности их контакта с дорогой, который обеспечивается работой амортизаторов и элементов подвески [2].

В результате ухудшения технического состояния подвески автомобиля на 25-30% удлиняется его тормозной путь, на 13% увеличивается время торможения, снижается ресурс кузова и комфортабельность езды. Поэтому подвеску современного автомобиля необходимо считать элементом его активной безопасности [3, 4], который требует регулярного контроля.

Во время эксплуатации АТС, подвеска работает в тяжелых условиях. В течении срока эксплуатации, техническое состояние подвески постепенно изменяется и подвеска теряет свои первоначальные свойства.

- ухудшается сцепления колес с поверхностью дороги;
- возникают отклонения от заданной траектории движения;
- увеличивается тормозной путь, возникают нарушения в работе систем ABS, ESP и др.;
- снижается скорость безопасного прохождения поворотов и порога начала аквапланирования;
- ухудшаются ходовых качества автомобиля при боковом ветре и на серпантине;
- появляется избыточная поворачиваемость;
- повышается износ шин, узлов ходовой части и так далее.

В настоящее время очень большое внимания уделяться проблемам активной безопасности АТС. При этом все более высокие требования

предъявляются к эффективности работы активных элементов АТС, в том числе автомобильных подвесок.[5]

В условиях эксплуатации широкое распространение получил метод контроля технического состояния подвески на специализированных вибростендах, которые позволяют оценивать способность амортизаторов обеспечивать стабильный контакт шин с площадками стенда в условиях вибрации колесного узла [3, 4]. Анализируя стендовые методы контроля технического состояния подвески, можно сделать вывод, что они не оценивают сцепление шин автомобиля с опорной поверхностью [6, 7].

Общим недостатком существующих конструкций вибростендов является невозможность измерения на них боковых реакций и коэффициентов сцепления на колесах АТС. Предлагается в качестве диагностических параметров для вибростендов, характеризующего техническое состояние подвески использовать не только нагрузку на колеса диагностируемой оси в момент резонанса и амплитуду колебания опорных платформ в момент резонанса, но и коэффициент $\varphi_{Y\min}$ бокового сцепления шин, как показатель качества их сцепления с дорогой. [5]

Качество сцепления шин автомобиля с дорогой, оценивается коэффициентами сцепленияφ_x и φ_y. Величина коэффициентов сцепления, в свою очередь определяется величиной нормальных R_z, продольных - R_x и боковых - R_yреакций, действующих от дороги на шины. [5]

Рассмотрим задачу контроля технического состояния подвески при переезде автомобилем единичной неровности,в процессе его движения по окружности, сточки зрения классической теории автомобиля.

При этом на автомобиль действует боковая сила F_y. Автомобиль будет сохранять устойчивое движение, пока выполняется условие [6, 7]

$$F_y = \Sigma R_y \le \sqrt{\Sigma R_z^2 \varphi^2 - \Sigma R_x{}^2} \qquad (1)$$

где ΣR_y– суммарная боковая реакция на колесах автомобиля;

φ – коэффициент сцепления шин с дорогой;

ΣR_x– сумма продольных реакций на колесах автомобиля;

ΣR_z– сумма нормальных реакций на колесах автомобиля[6, 7].

Неравенство (1) говорит о том, что устойчивое движение автомобиля на ровном горизонтальном участке дороги зависит от следующих факторов:

1) от веса автомобиля $G_a = \Sigma R_{z\,л} + \Sigma R_{z\,п}$, где $\Sigma R_{z\,л}$ и $\Sigma R_{z\,п}$– суммы нормальных реакций на колесах соответственно левого и правого бортов автомобиля (см. рис. 1);

2) от коэффициента сцепления шин с дорогой φ;

3) от продольных реакций ΣR_x, (*в результате действия тормозной или тяговой силы*).

Проблема контроля технического состояния подвески на вибростендах заключается в том, что они способны контролировать только снижение нормальных реакцийR_z на колесах автомобиля в результате аномальной работы подвески. При этом совершенно не учитываются ни величина коэффициента сцепления φ, ни боковые реакции на колесах автомобиляR_y(см. рис. 1). А между тем эти параметры определяют боковую устойчивость автомобиля в направлении оси Y [6, 7].

Рассмотрим выполнение неравенства (1) для обеспечения устойчивости движения автомобиля, действие боковой силы для которого вызвано его движением со скоростью V по окружности, радиусом $r_д$.

При движении автомобиля со скоростью V по окружности радиусом rд, на него действует центробежная сила F_y [1]

$$F_y = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{r_д} \tag{2}$$

С учетом выражения (2) и расчетной схемы (рис. 1) условие сохранения устойчивости автомобиля можно переписать в виде [1]

$$\frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{r_д} \le \sqrt{G_a^2 \cdot \varphi^2 - \Sigma R_x^2} \tag{3}$$

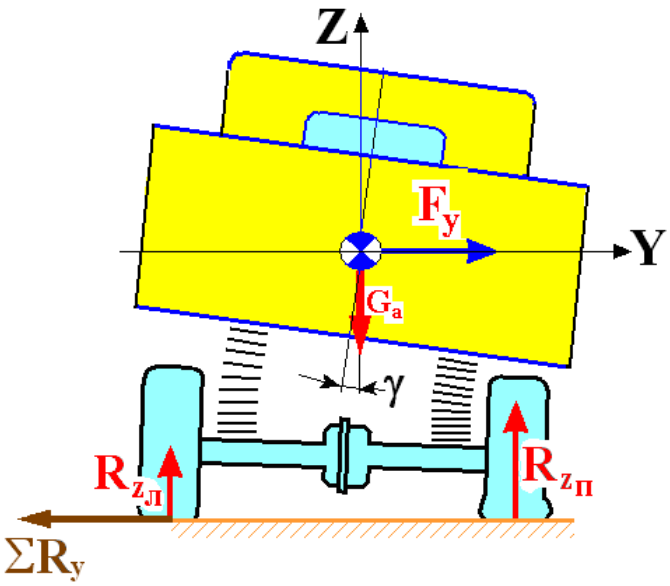


Рис. 1. Схема основных параметров, влияющих на устойчивость движения автомобиля.

Данное условие учитывает действие продольных реакцийR_x. Но при тестовом контроле влияния технического состояния подвески на устойчивость движения автомобиля, в первую очередь, нас интересует предельное значение боковой силы, без нагружения колес продольными

силами (*тормозной или тяговый режим*). ПоэтомуR_x= 0, а условие (3) запишется в виде

$$\frac{G_a}{g}\cdot\frac{V^2}{r_\partial}\le\sqrt{G_a^2\cdot\varphi^2}\ \text{или}\ \ \frac{V^2}{g\cdot r_\partial}\le\varphi \qquad (4)$$

Анализ выражения (4) дает полное представление о разрабатываемом методе (*тестового режима и контролируемых параметров*) контроля технического состояния подвески с позиции влияния на устойчивость автомобиля[6, 7, 9].

*Тестовый режимдля анализа устойчивости движения автомобиля*может быть задан движением автомобиля по окружности. Его характеристика будет включать следующие параметры [9]:

- Скорость движения автомобиля – *V*, [м/с];
- Радиус окружности участка дороги – r_∂, [м];
- Коэффициент сцепления шин с дорогой – φ.

Тестовое воздействие на подвеску вполне корректно задавать посредством переезда колес тестируемого автомобиля через единичное препятствие, например, в виде прямоугольного бруска [6, 9].

Контролируемыми параметрами, позволяющими оценивать устойчивость автомобиля при переезде через единичное препятствие, могут быть характеристики изменения углов поворота, крена и деферента автомобиля, перемещения его подрессоренной и не подрессоренных масс.

Для измерения и регистрации этих параметров был разработан бортовой измерительный комплекс, включающий системы измерения углов поворота, крена и деферента автомобиля, выполненные на базе авиационных гироскопических приборов ЦГВ-4К и Г-3М [8].

Перемещения колесных узлов относительно подрессоренной массы регистрируются при помощи датчиков, представляющих собой стальную упругую пластину, по обеим сторонам которой наклеены тензорезисторы, соединенные в мостовую схему. Блок схема измерительного комплекса изображена на рис. 2.

Данный бортовой измерительный комплекс был использован в процессе научного исследования, посвященного разработке метода контроля технического состояния подвески с позиции его влияния на устойчивость автомобиля.

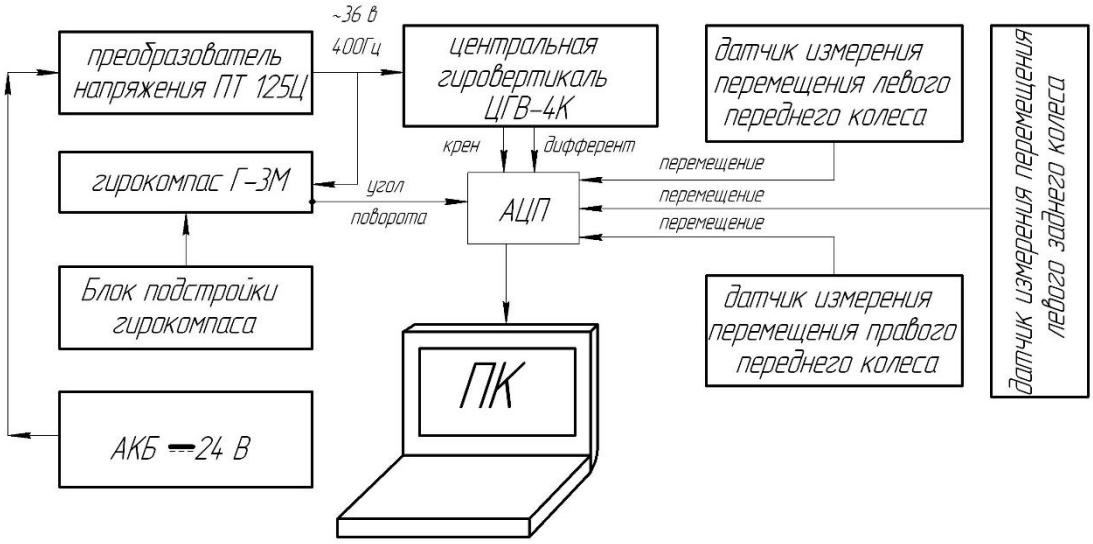
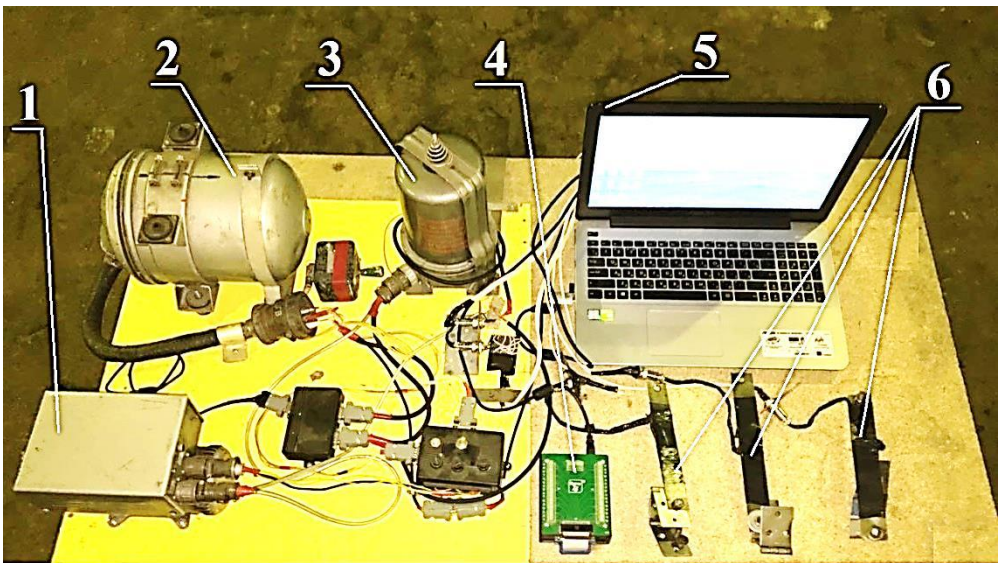


Рис. 2. Блок схема измерительного комплекса

Внешний вид бортового измерительного комплекса с гироскопами и регистрирующим оборудованием представлен на рис. 3.

Перед проведением исследования была выполнена тарировка измерительных систем комплекса в процессе которой дискретно изменяли углы крена, деферента и поворота и при этом измеряли величину выходных сигналов гироскопов. Выполнена тарировка систем измерения перемещения колесных узлов (*неподрессоренных масс*), в процессе которой дискретно изменяли расстояние от центра передних и задних колес автомобиля до его кузова и при этом измеряли величину выходных сигналов систем измерения перемещений. По полученным значениям, с использованием программы «MicrosoftExcel», были построены тарировочные графики и найдены функциональные зависимости.

Для каждой системы измерения перемещений колесных узлов также были найдены функциональные тарировочные зависимости, а также вычислены соответствующие им уровни достоверности аппроксимации R^2.



1 – преобразователь напряжения ПТ-125Ц; 2 – Центральная гировертикаль ЦГВ-4К; 3 – Гирокомпас Г-3М; 4 – Аналого-цифровой преобразователь ZET 210; 5 – Компьютер Notebook; 6 – Датчики измерения перемещения колесных узлов.

Рис. 3. Измерительный комплекс на базе авиационных гироскопов с датчиками измерения колебаний неподрессоренных масс

Графики, полученные в результате тарирования систем измерения комплекса, показаны на рисунках 4 и 5.

Контроль технического состояния подвески с позиции его влияния на устойчивость автомобиля проводили на ровном, горизонтальном участке (рис. 6) с покрытием, обеспечивающим коэффициент сцепления $\varphi \geq 0{,}8$.

В процессе контроля автомобиль разгоняли до заданной скорости V и с этой скоростью проезжали весь круговой участок. В центре (либо в конце) участка автомобиль переезжал единичное препятствие (*брусок, размером* 50 ×50 мм), которое возбуждало в подвеске автомобиля затухающие колебания. Амплитуда колебаний в подвеске характеризует техническое состояние подвески (*её амортизаторов, сайлентблоков, шарниров, пружин*) и влияет на стабильность контакта колес с дорогой.

Непрерывное действие на автомобиль центробежной силы F_y вызывает его отклонение от заданной траектории тем сильнее, чем хуже техническое состояние подвески. Потому в процессе переезда колес через единичное препятствие выполняли контроль параметров устойчивости движения автомобиля по окружности [3].

Для заездов автомобиля была подготовлена экспериментальная площадка горизонтальной дороги без продольных и боковых уклонов с твердым асфальтобетонным покрытием.

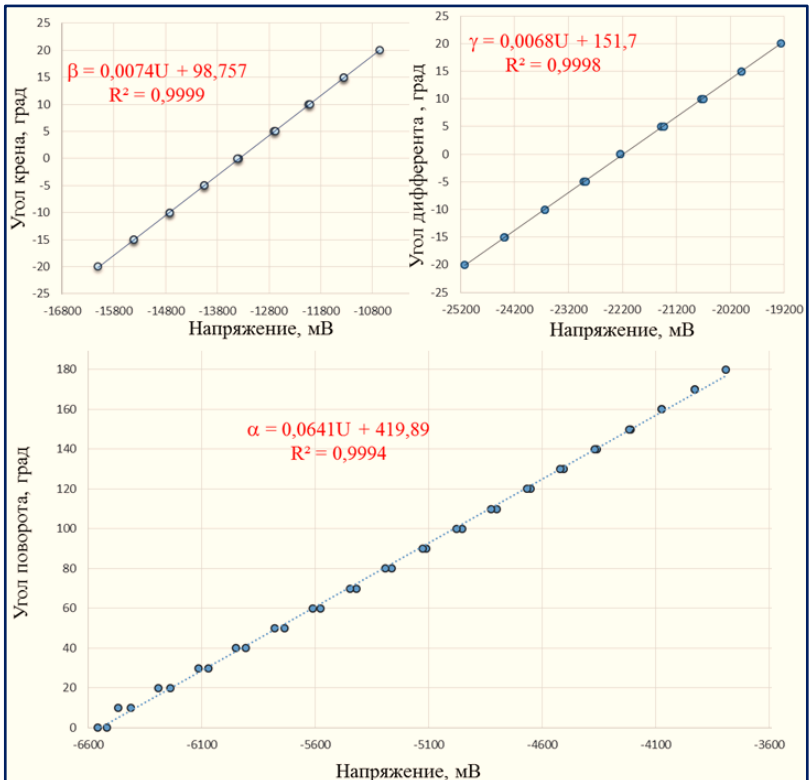


Рис. 4. Тарировочные графики и функциональные зависимости: системизмерения угла поворота (гирокомпас Г-3М), а также измерения углов крена и дифферента автомобиля (центральная гировертикаль ЦГВ-4К)

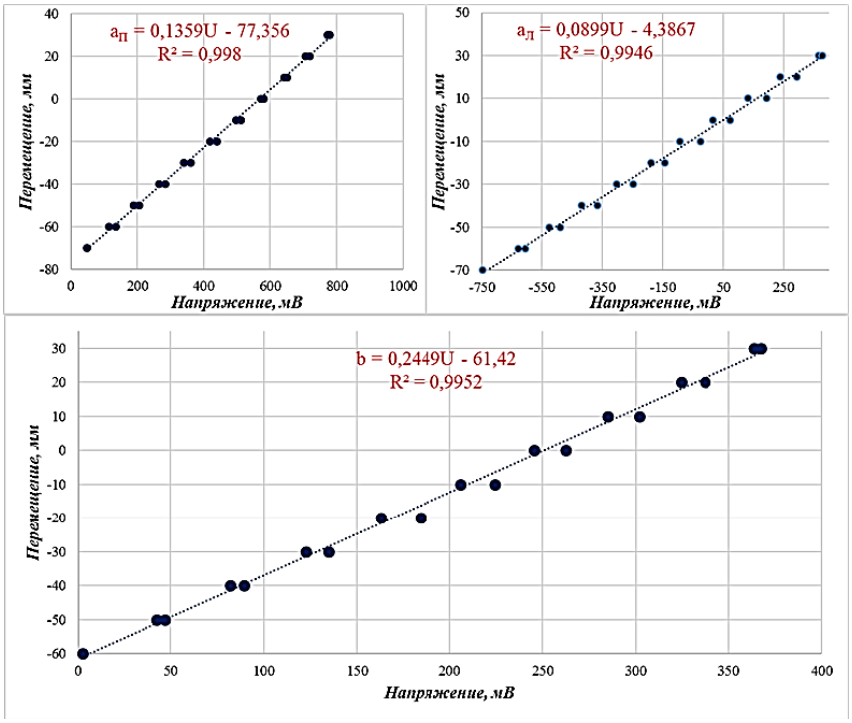


Рис. 5. Тарировочные графики и функциональные зависимости: $a_Л = f(U)$ и $a_П = f(U)$ для переднихлевогои правого колес соответственно и $b = f(U)$ для заднего левого колеса

Схема площадки показана на рис. 6. Площадка условно разбита на три участка:

I – участок разгона АТС,

II – участок поворота АТС, имеющий радиус 8 метров (*для поворота АТС на угол* 180°). В середине участка установлена единичная неровность прямоугольного профиля 50х50 мм.

III – участок остановки АТС.

Измерительный комплекс, устанавливали в кабине автомобиля. Датчики регистрации перемещения колёсных узлов основанием жестко крепили к кузову автомобиля, а вторым концом крепили к нижним рычагам подвески при помощи шарниров.

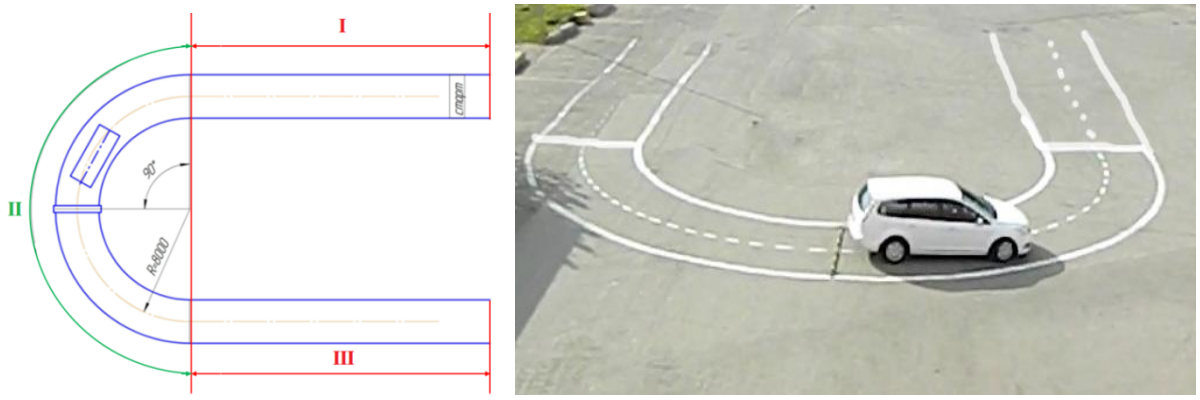


Рис. 6. Площадка для экспериментальных исследований технического состояния подвески АТС

Шарниры служат для компенсации растяжения и сжатия датчика. Таким образом, датчики работали только на изгиб. [2, 4, 5] (рисунок 7).

В процессе экспериментального исследования изменяли техническое состояние амортизаторов АТС в следующей последовательности:

– все амортизаторы АТС технически неисправны;

– все амортизаторы АТС техническиисправны.

При каждом заданном техническом состоянии подвески выполняли цикл экспериментов переезда колесами АТС через единичную неровность при движении по окружности радиусом 8 м и скоростью 20 км/ч.При этом измеряли углы крена, деферента, поворота подрессоренной массы автомобиля и перемещения колесных узлов. В процессе исследования были построены графики зависимостей: $\alpha = f(t)$, $\beta = f(t)$, $\gamma = f(t)$ $a_Л = f(t)$, $a_П = f(t)$ и $b = f(t)$.

Рис. 7. а) – Размещение измерительного комплекса с гироскопами в автомобиле и крепление датчиков перемещений к кузову и нижнему рычагу передней и задней подвески автомобиля FordFocus: б) – крепление к рычагу передней подвески автомобиля FordFocus, в) – крепление к рычагу задней подвески автомобиля FordFocus.

Из всего исследуемого процесса движения АТС по экспериментальной площадке выделяли только ту часть, которая соответствовала прохождению автомобилем II участка (рис. 8).

Графики зависимости углов $\alpha = f(t)$, $\beta = f(t)$, $\gamma = f(t)$, $\gamma = f(\beta)$, $a_Л = f(t)$, $a_П = f(t)$ и $b = f(t)$ полученные в результате всех заездов при варьировании технического состояния подвески автомобиля FordFocusпоказаны на рисунке 8.

Анализ полученных результатов исследования (рис. 8) показывает, что в процессе переезда автомобилем единичной неровности, происходит весьма значительное изменение его углов крена и дифферента.

Отсутствие изменений в показаниях системы измерения угла поворота при варьировании технического состояния подвески объясняется малой

скоростью движения автомобиля (20 км/час). Для оптимизации этого показателя, требуется дополнительное исследование тестовых режимов.

Графики перемещения колёсных узлов (рис. 8, *в* и *г*) позволяют определить момент наезда колёс автомобиля на единичную неровность. Они наглядно показывают, что переезд колёс автомобиля через единичную неровность сопровождается значительными колебаниями его неподрессоренных масс. Результаты экспериментального исследования дали хорошую базу для моделирования процесса переезда колес автомобиля через единичную неровность при движении по окружности, а также послужили основой для анализа адекватности математической модели.

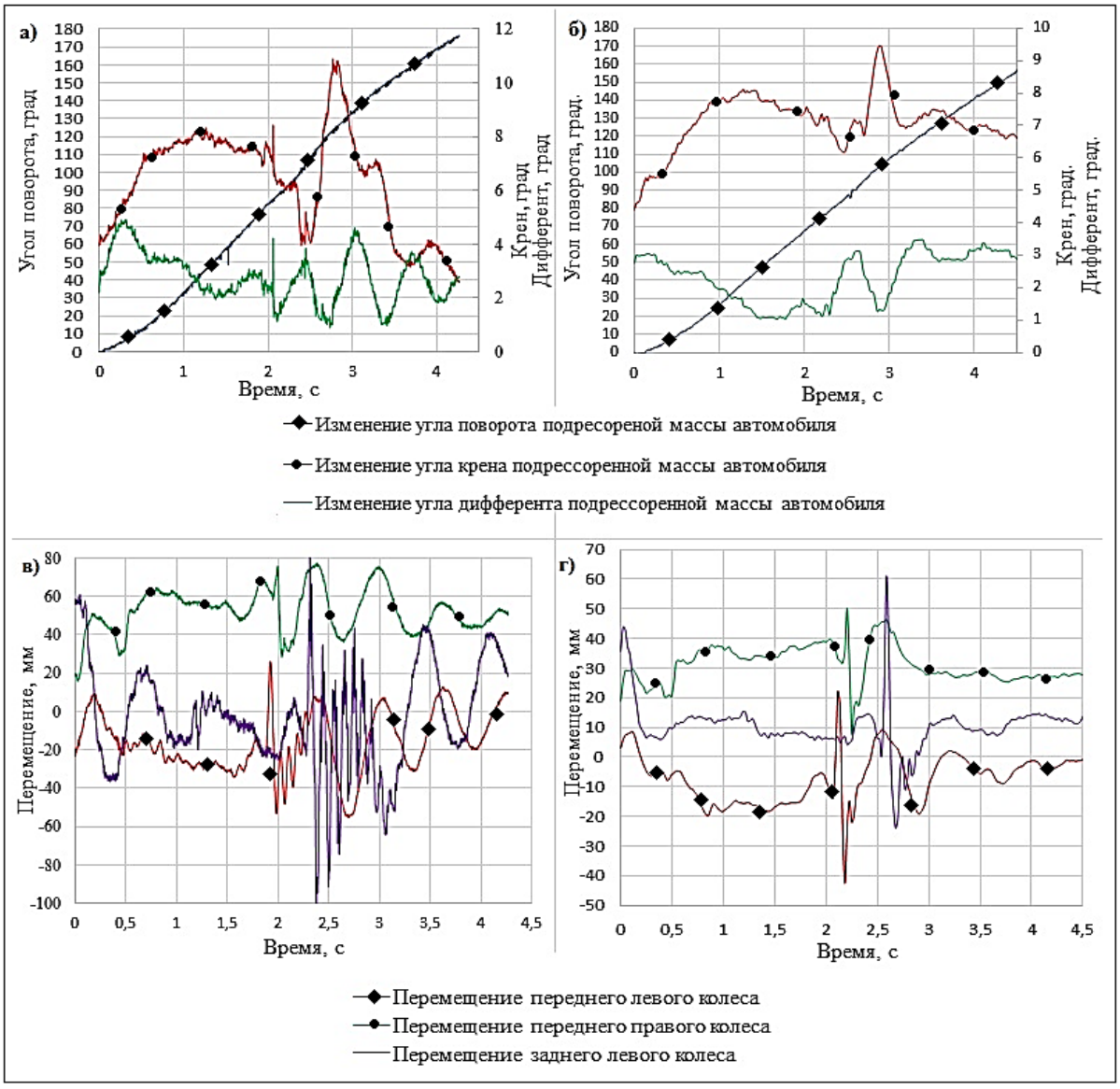


Рис. 8. Изменение углов крена $\beta = f(t)$, дифферента $\gamma = f(t)$ и поворота подрессоренной массы $\alpha = f(t)$ автомобиля Ford – Focus, при его движении по окружности радиусом 8 метров а) – с неисправными и б) – с исправными амортизаторами подвески, со скоростью 20 км/час с поворотом на 180 град, (с препятствием прямоугольного профиля 50×50 мм); Перемещение

колесных узлов $a_Л = f(t), a_П = f(t)$ и $b = f(t)$ автомобиля Ford – Focus, при его движении по окружности радиусом 8 метров в) – неисправными и г) – с исправными амортизаторами подвески, со скоростью 20 км/час с поворотом на 180 град, (с препятствием прямоугольного профиля 50×50 мм).

Выводы:

Проведённое экспериментальное исследование процесса переезда автомобилем единичной неровности подтвердило возможность измерительного комплекса на базе авиационных гироскопов оснащённого датчиками колебаний неподрессоренных масс регистрировать изменения углов поворота, крена и дифферента автомобиля, моменты наезда каждого из его колес на единичную неровность, а также исследовать кинематику и динамику их перемещения;

Результаты экспериментального исследования процесса переезда автомобилем единичной неровности, представленные в виде осциллограмм, наглядно показывают, что при одинаковых, траектории движения и скорости, но при изменении технического состояния подвески автомобиля, изменяются величины углов крена и дифферента кузова автомобиля, а также амплитуда и частота колебаний его неподрессоренных масс.

Полученные результаты экспериментального исследование процесса переезда автомобилем единичной неровности, позволяют утверждать, что одним из возможных и высокоинформативных методов контроля технического состояния подвески АТС в условиях эксплуатации может быть переезд автомобиля, движущегося под действием центробежной силы, через единичное препятствие.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобилей: Учебник для аспирантов вузов. – Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. - С.254.

2. Тормозное управление автомобиля // Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. / М.: Транспорт, 1976. – 193 с.

3. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. Учреждений высш. Образования М.: Издательский центр «Академия», 2015 г., 352 с.

4. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. Иркутск, 2012. 476 с.

5. Нгуен В.Н. Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на

вибростендах. Диссертация кандидата технических наук. Иркутск, 2012 г. С. 26 – 28

6. Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. // Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по поперечному уклону: Журнал автомобильных инженеров №6 (95): 2015 - С. 51-53.

7. Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. // Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по окружности: В сборнике: Автомобиль для Сибири и Крайнего севера: Конструкция, эксплуатация, экономика 90-я Международная научно-техническая конференция Ассоциации автомобильных инженеров в ИРНИТУ. 2015.С. 232-237

8. Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. // Измерительный комплекс с гироскопами для диагностирования элементов подвески в дорожных условиях: Авиамашиностроение и транспорт Сибири / сборник статей VII Всероссийской научно-практической конференции / Иркутск 13-16 апреля 2016. С. 186-190

9. Федотов А.И., Портнягин Е.М. К вопросу о тестовых воздействиях на объект диагностирования: Вестник Иркутского государственного технического университета. 2011. № 5 (52). С. 95-100.

УДК 629.113

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВЕСКИ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Д.А.Тихов-Тинников, А.В. Лысенко, Н.Ю. Кузнецов

Аннотация. *Подвеска является одной из основных систем, определяющих свойства управляемостиавтотранспортного средства, которые в свою очередь оказывают значительное влияние на безопасность движения. При этом процедурой государственного технического осмотра проверка технического состояния подвески не предусмотрена. Целью данной работы является разработка математического аппарата, позволяющего аналитически описать влияние изменения параметров технического состояния элементов подвески на управляемость автотранспортного средства.Для этого составлены системы уравнений, описывающие движение автомобиля по ровной горизонтальной поверхности. Выполнено моделирование процесса входа автомобиля в поворот, движение по дуге с переездом через единичную неровность. Проведено сравнение полученных расчетных зависимостей с экспериментальными. Исследования позволяют сделать вывод о возможности использования представленной модели, для решения поставленных задач, после ее дополнения математическим*

аппаратом динамики взаимодействия пятна контакта с единичной неровностью.

Ключевые слова: *подвеска, управляемость, техническое состояние, математическая модель, автотранспортное средство.*

Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Автомобили», ФГБОУ ВПО Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, 40В, корпус 7а, E-mail: dm_tt@mail.ru, тел.: 8(3012)41-08-04, 8-9025-63-11-43,

Лысенко Андрей Владимирович, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: stobravo@gmail.com, тел.: 8-914-891-99-04

Кузнецов Николай Юрьевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова. 83, E-mail: Kuznetsovk92@mail.ru, тел.: 8-950-080-28-26

Управляемость является важнейшим свойством автотранспортных средств (АТС), определяющим уровень безопасности движения на дорогах. Рассматривая управляемость, как свойство АТС сохранять заданную траекторию и изменять ее в соответствии с воздействиями водителя можно сказать, что на формирование ее показателей влияют многие факторы. Укрупненно к ним можно отнести конструктивные и эксплуатационныепараметры шин,подвески, рулевого и тормозного управления, дорожного покрытия, а также колесную формулу икомпоновку, массово-габаритные и аэродинамическиехарактеристики АТС, режимы движения, внешние возмущенияи условия окружающей среды.

Сложное взаимодействие вышеперечисленных факторов приводит к значительным вариациям сил сцепления шин с дорогой, а, следовательно, и управляемости АТС. Весомое влияние на сцепные свойства оказывает угол увода шин, проявляющийся в виде отклонения плоскостей вращения колес от вектора скорости движения автомобиля. Углы увода шин зависят от многих факторов (в том числе и от вышеперечисленных), но особым образом он зависит от характеристик подвески автомобиля. Большинство заводов-изготовителей выпускает автомобили, имеющие недостаточную поворачиваемость. Это обеспечивает устойчивое движение АТС, в том числе, благодаря кинематическим и силовым характеристикам подвесок. Данным мероприятием обеспечивается потенциальная возможность безопасного движения автомобиля с позиции его управляемости.

В процессе эксплуатации происходит изменение технического состояния подвески. Оно может быть вызвано естественными причинами,

например, износом шарниров, использованием запасных частей ненадлежащего качества или неправильной их установкой (характерно для сайлентблоков). Данные изменения приводят к изменению устойчивости и управляемости АТС, что требует проведения периодического контроля технического состояния подвески.

Для оценки управляемости АТС подвергают специальным испытаниям согласно ГОСТ 31507-2012. При этом ввиду высоких требований по обеспечению безопасности выполнения испытаний, данной процедуре обычно подвергаются только вновь разрабатываемые АТС на этапах их доводки и сертификации. В условиях эксплуатации оценку управляемости не осуществляют. Производит косвенную её оценку в процессе контроля технического состояния шин, элементов ходовой части, рулевого управления при техническом осмотре. При этом оценка управляемости по критериям технического состояния подвески в процессе проведения технического осмотра не предусмотрена. Учитывая данные обстоятельства, а также вышеизложенное, можно говорить о наличии проблемы, связанной с отсутствием в условиях эксплуатации эффективного метода контроля технического состояния подвески АТС, с позиции обеспечения их управляемости и устойчивости движения.Еще одну проблемную ситуацию создает противоречие, связанное с отсутствием знаний о влиянии технического состояния подвески АТС на их управляемость и устойчивость.

В научных кругах предпринимаются попытки решения сложившейся проблемы. В частности, интерес представляет разработанный метод определения боковой реакции на колесах при диагностировании АТС на вибростенде [1], и разрабатываемый в настоящее время дорожный метод, основанный на анализе изменения угловых колебаний кузова и траектории АТС при его движении по окружности с переездом через единичное препятствие [2]. Разработка метода помимо проведения дорожных экспериментов требует и надежный математический аппарат, позволяющий рассчитывать угловые колебания кузова и траекторию АТС при варьируемых значениях параметров технического состояния подвески.

Математический аппарат для рассматриваемого случая может быть построен на основе общепринятых математических описаний, позволяющих рассчитывать пространственное движение подрессоренной и неподрессоренных масс АТС [3], а также взаимодействие его эластичных шин с опорной поверхностью [4, 5]. На первом этапе теоретических исследований были составлены расчетные схемы процесса движения двухосного АТС по окружности на ровной горизонтальной поверхности. Расчетные схемы исследуемого процесса представляют пятимассовую модель АТС, спроецированную на три плоскости: *X0Z, X0Y* и *Z0Y* (рис. 1-3).

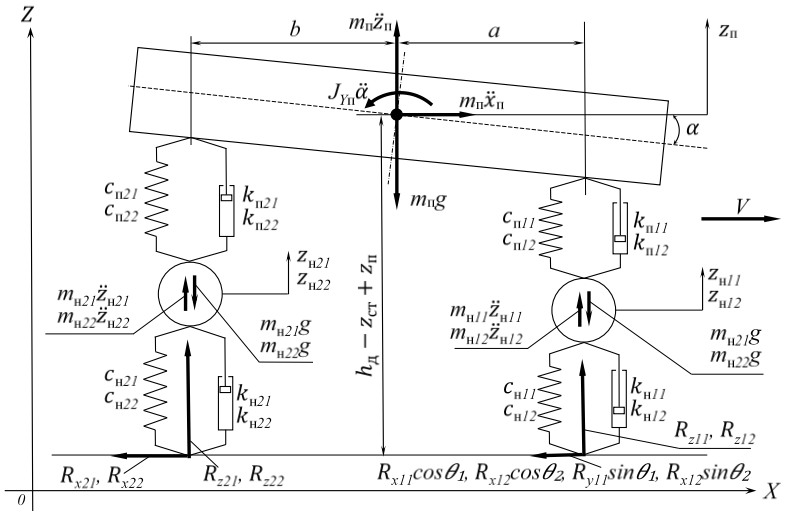


Рис. 1. Расчетная схема процесса движения АТС по окружности (плоскость *X0Z*)

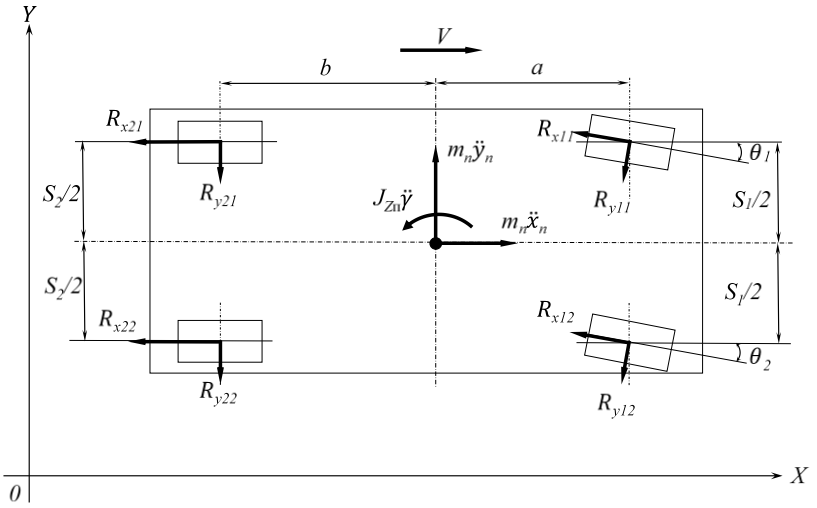


Рис. 2. Расчетная схема процесса движения АТС по окружности (плоскость *X0Y*)

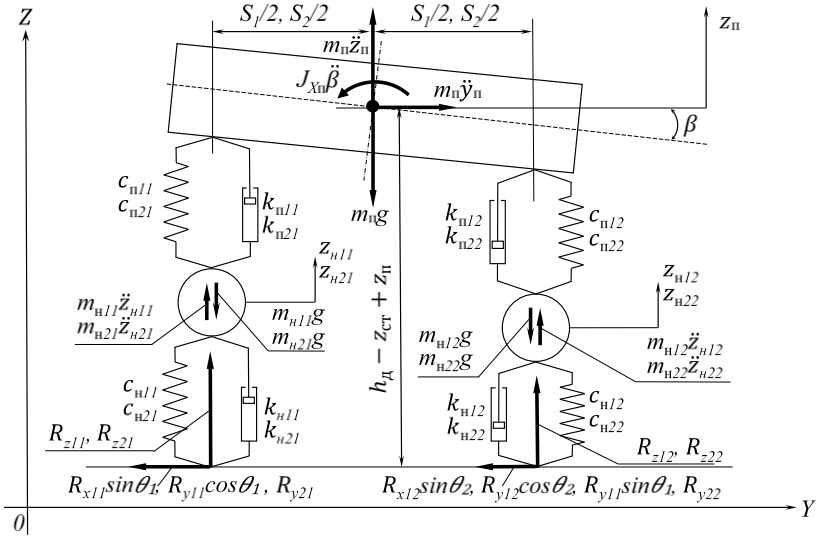


Рис. 3. Расчетная схема процесса движения АТС по окружности (плоскость *Z0Y*)

В принятой модели динамика перемещения кузова (подрессоренной массы) рассчитывается по шести степеням свободы, а динамика перемещения неподрессоренных масс АТС только по вертикальной оси Z. Используя принцип Д'Аламбера составлены системы уравнений динамического равновесия подрессоренной (1) и неподрессоренной (2) масс АТС в процессе его движения по кругу.

$$\begin{cases} m_{\text{п}}(\ddot{x}_{\text{п}} + \dot{\alpha}\dot{z}_{\text{п}} - \dot{\gamma}\dot{y}_{\text{п}}) = \Sigma F_x \\ m_{\text{п}}(\ddot{y}_{\text{п}} + \dot{\gamma}\dot{x}_{\text{п}} - \dot{\beta}\dot{z}_{\text{п}}) = \Sigma F_y \\ m_{\text{п}}(\ddot{z}_{\text{п}} + \dot{\beta}\dot{y}_{\text{п}} - \dot{\alpha}\dot{x}_{\text{п}}) = \Sigma F_z \\ J_X\ddot{\beta} + (J_Z - J_Y)\dot{\gamma}\dot{\alpha} = \Sigma M_x \\ J_Y\ddot{\alpha} + (J_X - J_Z)\dot{\beta}\dot{\gamma} = \Sigma M_y \\ J_Z\ddot{\gamma} + (J_Y - J_X)\dot{\alpha}\dot{\beta} = \Sigma M_z \end{cases}, \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_{\text{н}11}\ddot{z}_{\text{н}11} = -m_{\text{н}11}g + c_{\text{п}11}(z_{\text{п}11} - z_{\text{н}11}) + k_{\text{п}11}(\dot{z}_{\text{п}11} - \dot{z}_{\text{н}11}) - \\ \qquad -c_{\text{н}11}z_{\text{н}11} - \dot{z}_{\text{н}11}k_{\text{н}11} \\ m_{\text{н}12}\ddot{z}_{\text{н}12} = -m_{\text{н}12}g + c_{\text{п}12}(z_{\text{п}12} - z_{\text{н}12}) + k_{\text{п}12}(\dot{z}_{\text{п}12} - \dot{z}_{\text{н}12}) - \\ \qquad -c_{\text{н}12}z_{\text{н}12} - \dot{z}_{\text{н}12}k_{\text{н}12} \\ m_{\text{н}21}\ddot{z}_{\text{н}11} = -m_{\text{н}21}g + c_{\text{п}21}(z_{\text{п}21} - z_{\text{н}21}) + k_{\text{п}21}(\dot{z}_{\text{п}21} - \dot{z}_{\text{н}21}) - \\ \qquad -c_{\text{н}21}z_{\text{н}21} - \dot{z}_{\text{н}21}k_{\text{н}21} \\ m_{\text{н}22}\ddot{z}_{\text{н}22} = -m_{\text{н}22}g + c_{\text{п}22}(z_{\text{п}22} - z_{\text{н}22}) + k_{\text{п}22}(\dot{z}_{\text{п}22} - \dot{z}_{\text{н}22}) - \\ \qquad -c_{\text{н}22}z_{\text{н}22} - \dot{z}_{\text{н}22}k_{\text{н}22} \end{cases}, \quad (2)$$

где $m_{\text{п}}$ – мера инертности подрессоренной массы;

$\dot{x}_{\text{п}}$, $\dot{y}_{\text{п}}$,$\dot{z}_{\text{п}}$ и $\ddot{x}_{\text{п}}$, $\ddot{y}_{\text{п}}$, $\ddot{z}_{\text{п}}$ – проекции векторов скорости и ускорения подрессоренной массы на подвижную систему координат;

$\dot{\alpha}$, $\dot{\beta}$, $\dot{\gamma}$ и $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$, $\ddot{\gamma}$ – угловые скорости и ускорения подрессоренной массы; J_X, J_Y, J_Z – осевые моменты инерции кузова АТС;

ΣF_x, ΣF_y, ΣF_z– суммы проекций сил и реакций на оси подвижной системы координат;

ΣM_x, ΣM_y, ΣM_z– суммы крутящих моментов от сил и реакций относительно осей подвижной системы координат;

$m_{\text{н}ij}$ – мера инертности неподрессоренной массы (здесь и далее *i=1* – передняя ось, *i=2* – задняя ось, *j=1* – левое колесо, *j=2* – правое колесо);$c_{\text{п}ij}$ – жесткость подвески;

$k_{\text{п}ij}$ – коэффициент демпфирования амортизатора;

$c_{\text{н}ij}$ – жесткость шины;

$k_{\text{н}ij}$ – коэффициент демпфирования шины;

$z_{\text{п}ij}$ – вертикальные координаты подрессоренной массы над точкой контакта колеса с опорной поверхностью, определяемые уравнениями;

$\dot{z}_{\text{п}ij}$ – вертикальная скорость подрессоренной массы;

$z_{нij}$, $\dot{z}_{нij}$ – вертикальная координата и вертикальная скорость неподрессоренной массы, g – ускорение свободного падения.

Значения продольных и поперечных реакций R_{xij} и R_{yij} определяются по известной методике [4] с использованием нормированной функции проскальзывания

$$f(s) = \sin[a \cdot arctg(b \cdot S)], \tag{3}$$

Они могут быть представлены функционалами вида

$$\begin{cases} R_{xij} = f_1\left(F_{zij}, \delta_{ij}, C_{sx}, C_{sy}, f_{bx}, f_{by}, n_{sx}, f(s), \varphi_{max}, r_{k0}, S_x\right) \\ R_{yij} = f_2\left(F_{zij}, \delta_{ij}, C_{sx}, C_{sy}, f_{bx}, f_{by}, n_{sx}, f(s), \varphi_{max}, r_{k0}, S_y\right) \end{cases}, \tag{4}$$

где F_{zij} – вертикальная нагрузка на колесо;

δ_{ij} – угол увода колеса с эластичной шиной;

C_{sx} – коэффициент жесткости продольного проскальзывания;

C_{sy} – коэффициент жесткости бокового проскальзывания;

f_{bx} – коэффициент снижения сцепления в продольном направлении;

f_{by} – коэффициент снижения сцепления в боковом направлении;

n_{sx} – коэффициент жесткости проскальзывания;

φ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления шины с дорогой;

r_{k0} – радиус качения колеса в ведомом режиме;

S_x и S_y – соответственно, проскальзывание шины в продольном и боковом направлении.

Скорости движения подрессоренной массы V_x и V_y относительно осей неподвижной системами координат определяются уравнениями (15, 16).

$$V_x = \dot{x}_{п} \cdot \cos\gamma - \dot{y}_{п} \cdot \sin\gamma, \tag{5}$$

$$V_y = \dot{x}_{п} \cdot \sin\gamma + \dot{y}_{п} \cdot \cos\gamma, \tag{6}$$

где γ – угол поворота подрессоренной массы относительно оси *Z*.

Примем: $m_{п}$ = 1300 кг; J_X = 1800 кг·м^2; J_Y = 2200 кг·м^2; J_Z =2000 кг·м^2; $m_{нij}$ = 30 кг; $c_{пij}$ = 40 кН/м; $k_{пij}$ = 2 кН·с/м (ход сжатия) ; $k_{пij}$ = 4 кН·с/м (ход отбоя); $c_{н11}$ = 300 кН/м; $k_{н11}$ = 2 кН·с/м; θ_1 = 0-20^o; a = 1,315 м; b = 1,3 м; S_1 = 1,489 м; S_2 = 1,477 м; $h_{д}$ = 0,47 м; C_{sx} = 10,125; C_{sy} = 8,125; f_{bx} = 0,8; f_{by} = 0,8; n_{sx} = 10,95; φ_{max} = 0,7; r_{k0} = 0,297 м.

Решение представленных уравнения было выполнено в среде Scilabметодом численного интегрирования Эйлерас шагом 0,001 секунды.

В результате получены расчетные зависимости от времени изменения углов поворота γ, крена β и дифферента α (рис.4а, б, в), атакже хода подвески (рис.4 г)при движенииАТС по окружности с переездом через единичное препятствие прямоугольной формы сечением 0,05х0,05 м.

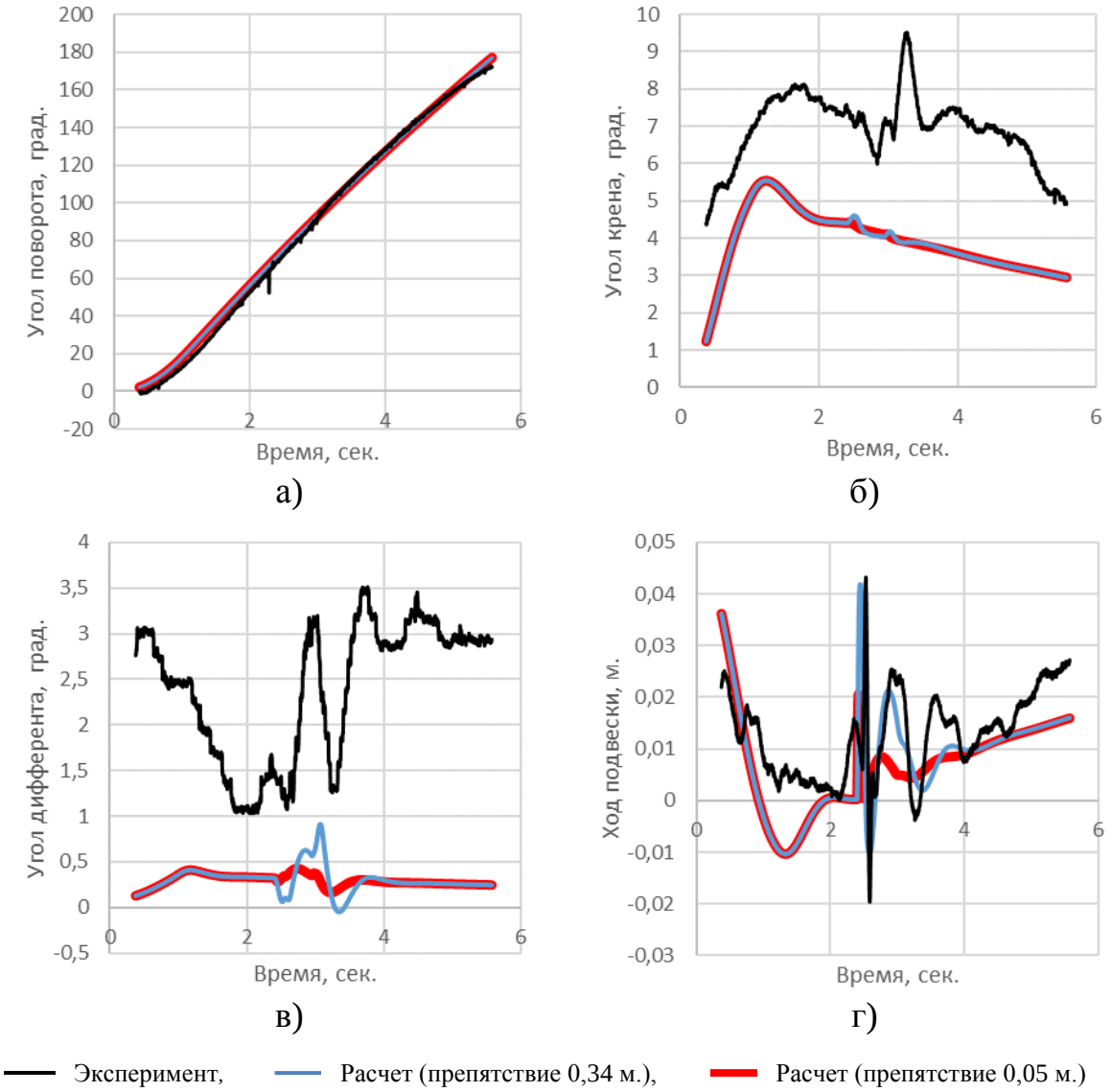


Рис. 4. Графики параметров, характеризующих процесс движения АТС по окружности (расчет-эксперимент)

Сравнение результатов расчета и эксперимента [6] показывает, что в данном виде модель достаточно хорошо описывает изменение угла поворота АТС, но при этом имеются существенныеразличия по дифференту, крену и ходу подвески.Наличие различий объясняется следующими причинами:

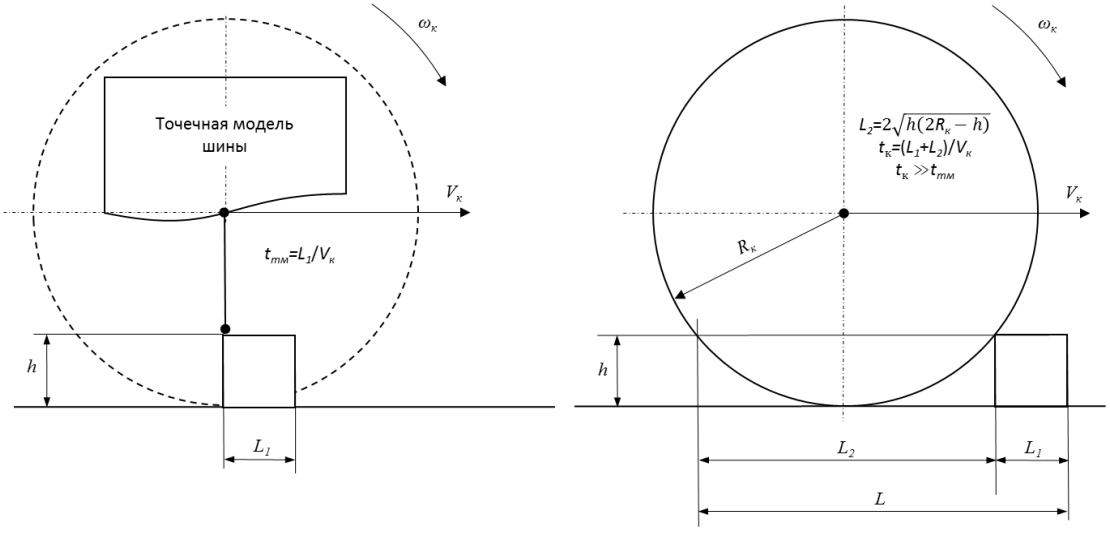
1. Разработанный математический аппарат не учитывает все факторы, присущие реальному эксперименту, например, наличие продольного и поперечного уклона дорожного полотна, неравномерную

нагрузку по колесам, работу стабилизатора поперечной устойчивости, разность между координатами центра масс и координатами центра крена и др.;

2. Применяемая в расчетах модель шины имеет точечное взаимодействие с дорогой, при этом не учитывается сглаживающая способность эластичной шины, проявляющаяся в различии между траекторией движения центра колеса и формой преодолеваемого препятствия.

Устранение первой группы причин возможно за счет точной настройки модели, чтообеспечитколичественное соответствие расчетоврезультатам проведенного дорожного эксперимента.

Вторая причина требует выполнения дополнительных аналитических и экспериментальных исследований.При моделировании переезда колеса через единичное препятствие с использованием точечной модели, время взаимодействия $t_{тм}$препятствия и точки контакта колеса определяется шириной препятствия L_1и линейной скоростью центра колеса $V_к$ (рис. 5а). Если рассмотреть процесс переезда через препятствие абсолютно жесткого колеса со скоростью $V_к$ (рис. 5б), то время взаимодействия $t_к$будет зависеть от размеров участка L,определяемого шириной препятствия L_1, его высотойhи радиусом колеса$R_к$. Исходя из этого время взаимодействия точечной модели$t_{тм}$ будет существенно меньше времени взаимодействия реального колеса $t_к$, что естественно сказываетсяна результатах выполненных расчетов.



а) б)

Рис. 5. Схема взаимодействия колеса с единичным препятствием

Для приближения точечной модели к результатам реального эксперимента в простейшем случае можно изменить ширину препятствия с величины $L_1=0,05$ *м* на величину $L= L_1+L_2=0,34$ *м*. В этом случае на расчетных характеристиках крена (рис.4б), дифферента (рис.4в) и хода подвески (рис.4г) появляются характерные всплески, совпадающие по

времени со всплесками экспериментальных сигналов. При этом расчетные амплитуды всплесков хода подвески близки амплитудам эксперимента, по крену и дифференту расчетные амплитуды значительно меньше экспериментальных.

Исходя из изложенного, можно сделать вывод о том, что представленная математическая модель,предусматривающая точечное взаимодействие колеса с дорогой, не позволяет в полной мере описывать свойства управляемости АТС при его переезде через единичное препятствие. Улучшение модели возможно за счет введения в ее состав математического аппарата, описывающегодинамику процесса взаимодействия пятна контакта с единичной неровностью. Для выполнения последнего условия необходимо выполнить экспериментальные исследования по определению нестационарных зависимостей изменения нормальной, продольной и боковой реакции колеса с эластичной шиной при переезде через единичное препятствие при варьировании нагрузки на колесо скорости движения автомобиля и углов увода.

Список использованной литературы:

1. Федотов А.И. Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на вибростендах // Материалы 83-й международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров «Особенности эксплуатации автотранспортных средств в дорожно-климатических условиях Сибири и Крайнего Севера. Проблемы сертификации, диагностики, контроля технического состояния», Иркутск, 18-20 сентября, 2013. С. 109-130.
2. Федотов А.И. Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по окружности // Материалы 90-й Международной научно-технической конференции «Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика», Иркутск, 9-10 апреля, 2015. С. 232-237.
3. Федотов А.И. Бойко А.В. Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей. Иркутск: Издательство ИрГТУ, 2012. 113 с.
4. Федотов А.И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях нормальной нагрузки на колесах автомобиля. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва: Московский автомеханический институт, 1986. 187 с.
5. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобилей. Иркутск: Издательство ИрГТУ, 2016. 254 с.
6. Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В. Анализ влияния неисправных амортизаторов подвески автомобиля на изменение углов дифферента и крена его кузова // Материалы I Всероссийской заочной научно-практической

конференции «Наземные транспортно-технологические средства: проектирование производство, эксплуатация», Чита, 25-28 октября, 2016. С. 214-217.

УДК 629. 113.001

ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ПОВТОРЯЕМОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА РОЛИКОВОМ СИЛОВОМ СТЕНДЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗНОСА АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ

А.С. Марков, О.С. Яньков, А.В. Бойко

Аннотация. *В статье приведены результаты экспериментальных исследований по повторяемости измерения тормозных сил на роликовом стенде, в зависимости от износа автомобильной шины. В результате выполненных экспериментов установлено, что в зависимости от увеличения износа автомобильной шины разброс измеренных тормозных сил увеличивается, а значение самих тормозных сил уменьшается.*

Ключевые слова: *роликовые стенды; тормозные силы, повторяемость измерения тормозных сил, фрагмент беговой дорожки шины, сила трения.*

Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: yos913005@mail.ru, тел.: 89248376658

Бойко Александр Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: veator@ramler.ru, тел.: 89149393650

Марков Алексей Сергеевич, аспирант кафедры "Автомобильный транспорт" Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: buran.005@mail.ru, тел.: 89246040597

Контроль технического состояния тормозных систем автомобилей, в большей части, производится стендовым методом с применением силовых роликовых стендов. Данный метод обеспечивает принцип обратимости движения, немаловажный с точки зрения задания тестовых режимов [1, 4, 7, 8].

Ранее выполненные исследования, в Иркутском национальном исследовательском техническом университете на кафедре «Автомобильный

транспорт» [1] позволили установить, что при контроле и проверки тормозной системы АТС на современных роликовых тормозных стендах отсутствует повторяемость результатов измерения [1, 2, 6].

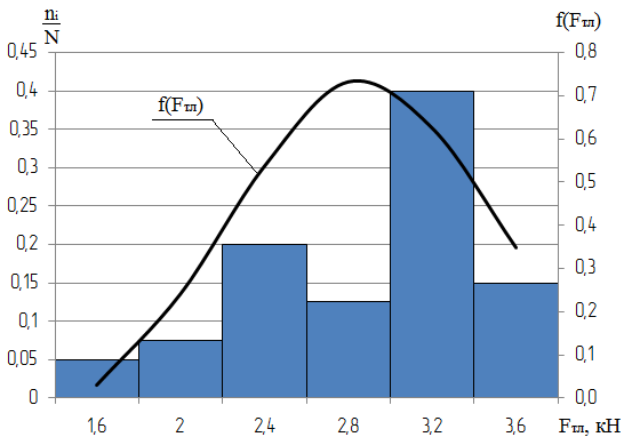
В результате исследований было установлено, что при контроле и проверке тормозной системы АТС на современных роликовых тормозных стендах при сорока измерениях одного и того же АТС на одном и том же стенде присутствует разброс измеренных значений тормозных сил одного и тоже колеса от -40 до +28% от среднего значения [1].

В ранее выполненных работах сделан вывод, что причина разброса измеренных силовых параметров на роликовых тормозных стендах зависит: от перемещения колеса АТС по роликам стенда при контроле и проверке тормозной системы; не параллельности установки диагностируемой оси АТС относительно оси опорных роликов стенда [1].

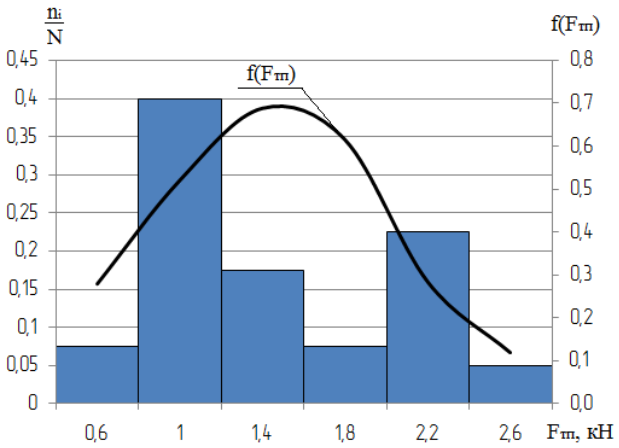
Научно-исследовательской группой ученых Иркутского национального исследовательского технического университета на кафедре «Автомобильный транспорт», сделано предположение, о том, что на повторяемость результатов измерения на силовых роликовых тормозных стендах зависит, также от износа автомобильной шины. Для проверки гипотезы были проведены исследования с автомобильной шиной марки BridgeStone Sneaker 175/70 R14 установленной на один и тот же автомобиль NISSAN SUNNY, давление в шине составляло 0,21 МПа. Автомобильные шины брались абсолютно новые, и с износом высоты протектора на 90%. Эксперименты по повторяемости проводились на одном и том же тормозном роликовом стенде фирмы МЕТА СТМ-3500. Результаты исследований позволили установить, что разброс значений тормозной силы от среднего значения на новой шине левого колеса составляет от –30,21% до 51,91%, изношенной шины от –66,29% до 51,63%, рис.1 правого колеса для новой шины составляет от –34,94% до 54,65%, изношенной шины от –60,63% до 47,96%, рис.2. Среднее значение величины измеренной тормозной силы на новой шине левого колеса составляет 2,7 кН изношенной 1,65 кН, на правом колесе на новой шине составляет 2,71 кН изношенной 1,77 кН, т.е. значение величины тормозной силы на изношенной шине уменьшилось в 1,6 раза.

Таким образом, можно сделать вывод, что износ шины левого колеса привел к разбросу величины измеренного значения тормозной силы от -119,4% до -0,5%; правого колеса от -73,526% до -12,2%.

Данные экспериментальные исследования подтверждаются более точным лабораторным исследованием фрагментов беговой дорожки шин.

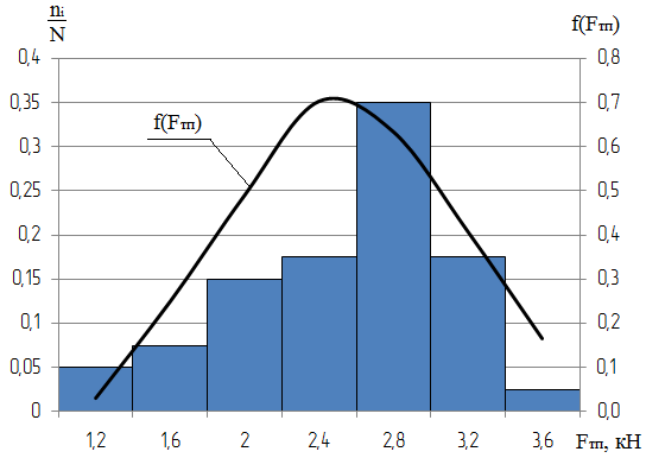


а) новая шина

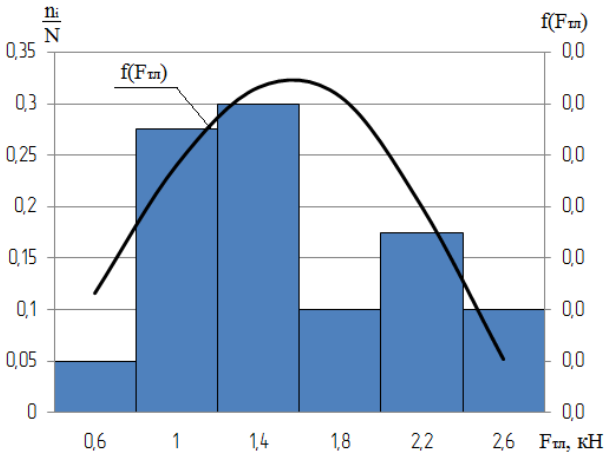


б) изношенная шина (протектор беговой дорожки шины изношен на 90%)

Рис. 1. Распределение значений тормозных сил на переднем левом колесе автомобиля NISSAN SUNNY, при 40 измерений на тормозном роликовом стенде СТМ 3500



а) новая шина



б) изношенная шина (протектор беговой дорожки шины изношен на 90%)

Рис. 2. Распределение значений тормозных сил на переднем правом колесе автомобиля NISSAN SUNNY, при 40 измерений на тормозном роликовом стенде СТМ 3500

Для исследования характеристик эластичных шин автомобильного колеса в лаборатории кафедры «Автомобильный транспорт» Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета имеется комплекс для исследования характеристик шин (рис.3). Данная установка позволяет получить реализованный коэффициент сцепления элемента беговой дорожки шины с плоской стальной опорной поверхностью, а также с опорной поверхностью, покрытой специальным полимербетонным составом,

позволяющим имитировать условия, близкие к условиям эксплуатации автотранспортного средства.

Рис. 3. Установка для исследования характеристик шин

Испытуемый образец фрагмента беговой дорожки шины устанавливается в специальный держатель (рис.4), состоящий из двух рамок и опорной пластины, установленных в нижней части пневмобаллона модели И-02, типоразмера 300-200. В верхней части пневмобаллона установлен датчик ДСТ-9035, измеряющий нормальную нагрузку, приходящуюся на фрагмент беговой дорожки. Сбоку к опорной пластине прикреплён кронштейн, который посредством тяги соединён с датчиком Н11-С3, регистрирующим создаваемую силу трения в пятне контакта трущихся тел. Таким образом, при перемещении опорной поверхности создаётся сила трения, которую регистрирует датчик [5].

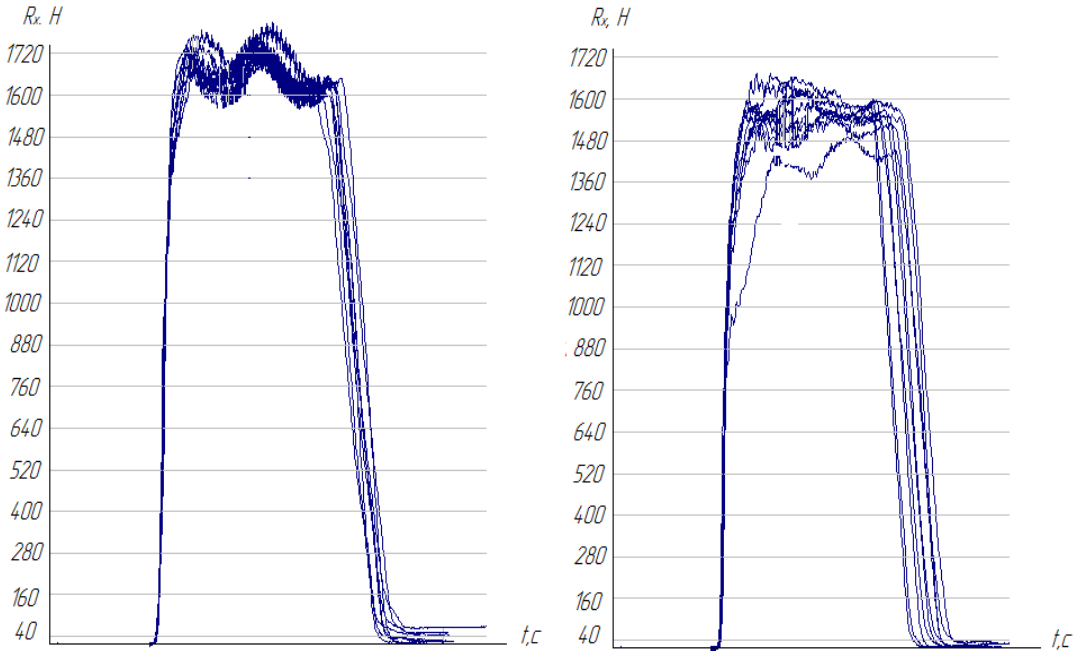
Рис. 4. Узел прижима фрагмента

Для экспериментального исследования были изготовлены два фрагмента беговой дорожки шины (рис.5) из шин модели Hankook Optimo

ME2 185/65 R14 86H с разной остаточной высотой рисунка протектора, износ составил 40% и 75%.

Рис. 5.Фрагменты беговой дорожки шины

Эксперимент производили при следующих условиях: площадь фрагмента беговой дорожки шины составляет 37 см^2, удельное давление в пятне контакта трущихся тел 3,9 кгс/см2, скорость скольжения 1,1 м/с и при нагрузке 1420 Н. На рис.6 представлены осциллограммы силы трения, полученные в ходе экспериментов для трех фрагментов беговой дорожки шины, по результатам 10 экспериментов с каждым фрагментом. Проведенные эксперименты показали, что сама шина обладает некоторой нестабильностью создаваемой силы трения.



а) фрагмент с износом 40% б) фрагмент с износом 75%

Рис. 6. Осциллограммы сил трения, полученные в ходе экспериментов

По полученным осциллограммам были построены гистограммы распределения измеренных значений силы трения (рис.7 и рис.8), элемента беговой дорожки шины о плоскую стальную поверхность для фрагментов с

износом 40% и 75%. В результате средняя величина силы трения составила 1790 Н и 1683 Н соответственно.

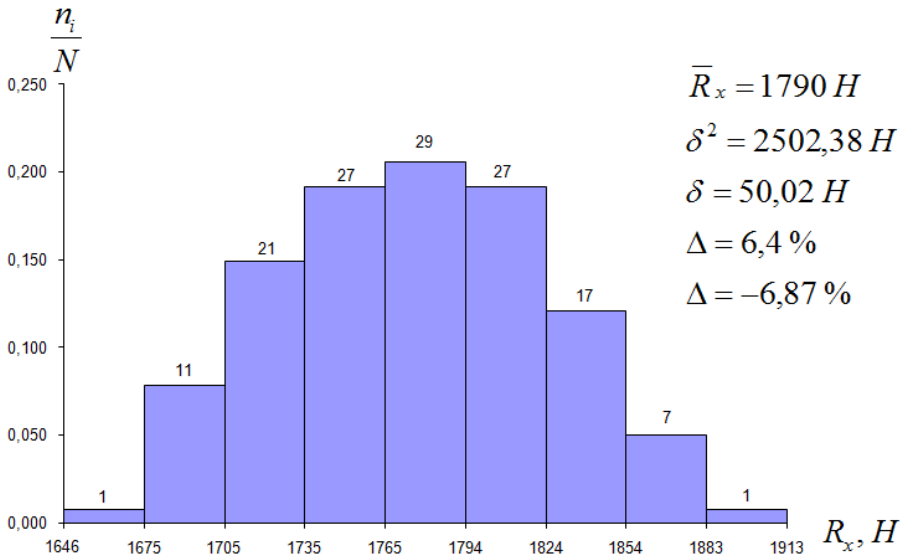


Рис. 7. Гистограмма распределения измеренных значений силы трения, элемента беговой дорожки шины с износом 40% о плоскую стальную поверхность

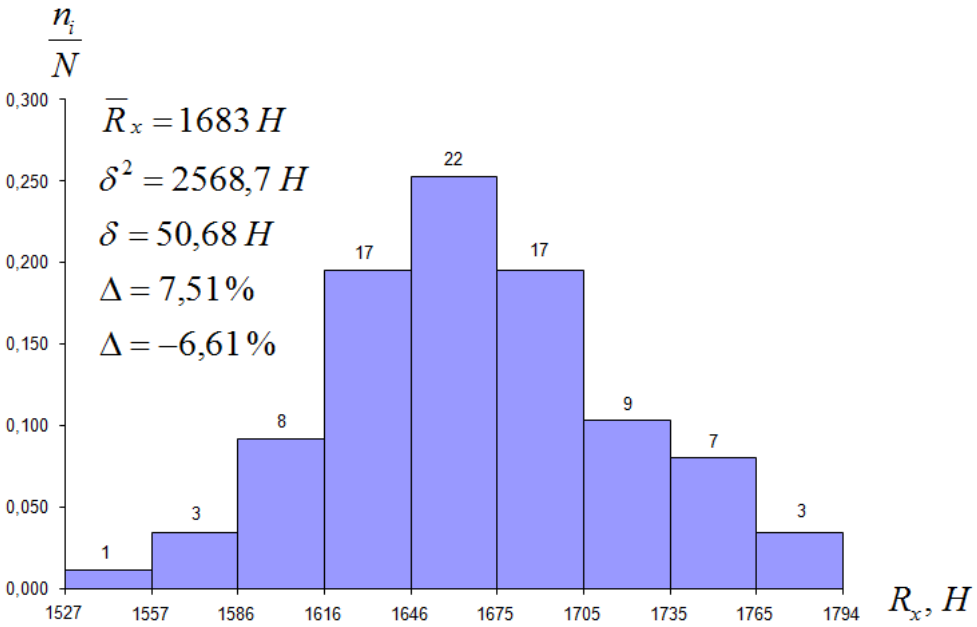


Рис. 8. Гистограмма распределения измеренных значений силы трения, элемента беговой дорожки шины с износом 75% о плоскую стальную поверхность

Исследования, проведенные на стенде СТМ-3500 по повторяемости результатов измерения тормозных сил показали следующие результаты. Износ шины левого колеса привел к разбросу измеренного значения тормозной силы от -119,4% до -0,5%; правого колеса от -73,526% до -12,2%, таким образом, при увеличении износа протектора происходит снижение тормозной эффективности шины.

Лабораторные исследования подтвердили исследования, проведенные на стенде СТМ-3500. При удельном давлении в пятне контакта трущихся тел 3,9 кгс/см2, площади фрагмента беговой дорожки шины 37 $см^2$, скорости скольжения 1,1 м/с и при нагрузке 1420 Н, для фрагмента беговой дорожки шины при износе в 40% средняя величина силы трения составляет 1790Н, а при износе в 75% составляет 1683Н, что вызвало снижение силы трения на 5,93%.

Список использованной литературы:

1. Бойко А.В., Федотов А.И., Потапов А.С. О повторяемости измерений параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. — Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. — Вып. 1. — С. 63–71.
2. Федотов А.И., Бойко А.В. Причины возникновения погрешностей при диагностировании тормозной системы автомобилей на стендах с беговыми барабанами // Сборник научных трудов IV Всероссийской НПК «Политранспортные системы» (Транспортные системы Сибири). — Красноярск: Изд-во КГТУ, 2006. — С. 149–152.
3. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2015. 514 с.
4. Федотов А.И., Портнягин Е.М. К вопросу о тестовых воздействиях на объект диагностирования. Вестник ИрГТУ. 2011. № 5 (52). С. 95 – 100.
5. Бойко А.В., Халезов В.П., Яньков О.С., Марков А.С. Модернизация комплекса для исследования процессов, происходящих в пятне контакта эластичной шины // Автомобиль для Сибири и крайнего севера. Конструкция, эксплуатация, экономика – 2015: Материалы 90-й Международной научно-технической конференции. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2015. 482 с.
6. Кулько П.А., Ушаков К.В., Государственный технический осмотр. Проблемы и решения // Автотранспортное предприятие. 2005. № 9. С. 15–19.
7. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «Эксплуатация транспортно технологических машин и комплексов» Министерство образования науки РФ, ИрГТУ, Иркутск, 2012 г., 476 с.
8. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студентов ВУЗов, М.: Издательский центр «Академия», 2015 г., 352 с.

УДК 621.892:621.43-021.465

КОМБИНИРОВАННЫЙ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЬ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА

А.В. Кожаев, В.А. Аметов, Ю.А. Власов

Аннотация. *В статье рассмотрена методология применения экспресс-методов и портативных средств контроля химмотологических систем с целью повышения надежности и экологической безопасности транспортных средств и эффективного использования смазочных материалов.*

Ключевые слова: экспресс-контроль, химмотологическая система, смазочное масло, лабораторный датчик, автоматизированный контроль.

Аметов Винур Абдурафиевич, д.т.н., профессор, кафедра "Автомобили и тракторы" Томского архитектурно-строительного университета, 634003.Томск, пл. Соляная, 2

Кожаев Артем Викторович, аспирант, кафедра "Автомобили и тракторы" Томского архитектурно-строительного университета, 634003, Томск, пл. Соляная, 2

Власов Юрий Алексеевич, д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Автомобили и тракторы», декан механико-технологического факультета Томского архитектурно-строительного университета, 634003.Томск, пл. Соляная, 2, E-mail: ametov@tsuab.ru, тел.: 8(3822)654900 (факс)

В лабораторных условия используются различные методы контроля качественных характеристик смазочных масел с помощью различных устройств и оборудования. В то же время устройств, которое было бы способно производить контроль состояния работавшего масла в процессе его использования, в частности, в условиях эксплуатации карьерной техники пока отсутствуют. В связи с этим возникают проблемы связанные с отсутствием и, как следствие, не использованием информации о текущем состоянии техники по параметрам работавшего масла и с не оптимальностью сроков замены масла, т.е. по пробегу автомобиля, когда оно либо еще не утратило способность выполнять свои функции, либо используется при потере части своих эксплуатационных свойств, что вызывает дополнительные эксплуатационные затраты [1].

Цель исследования - изучить существующие разработки и устройства по экспресс-контролю качества моторных масел, рассмотреть их преимущества и недостатки и разработать датчик автоматизированного контроля качественных характеристик моторного масла.

Обзор отечественной литературы и источников позволил обнаружить следующие аналоги устройств и приборов для экспресс-контроля технического состояния машин и механизмов, а также качества нефтепродуктов, включая функциональные свойства и приобретенные состояния работающего масла.

1. Маслотестер, анализатор нефтепродуктов

Прибор предназначен для экспресс-диагностики чистоты топлива и масел машин, автомобилей путем измерения процентного содержания воды и механических примесей в нем.

Преимущества:

- простота использования, не требует специальной подготовки персонала;
- оперативность диэлькометрического метода качества нефтепродуктов.

Недостатки:

- необходимость вручную отбирать пробу с помощью пробоотборника;
- высокая трудоемкость очистки прибора после завершения работы;
- не может быть использован для мониторинга состояния масла в процессе эксплуатации транспортных средств.

2. Маслотестер для экспресс диагностики автомобиля по анализу работающего масла

Прибор предназначен для мониторинга текущего состояния смазочного масла и поддержания на должном уровне рабочего состояния машины. Представляет собой диагностическое устройство, позволяющее определить по изменению вязкости, плотности, наличию продуктов износа, коррозионному воздействию, вязкостно-температурному показателю работоспособность работающего смазочного материала и оценить целесообразность его замены, а также установить наличие неисправностей в двигателе автомобиля и других механизмах [2].

Преимущества:

- простота использования, не требует специальной подготовки персонала;
- исключается необходимость вручную отбирать пробу масла;
- многообразие определяемых экспресс-показателей качества масла.

Недостатки:

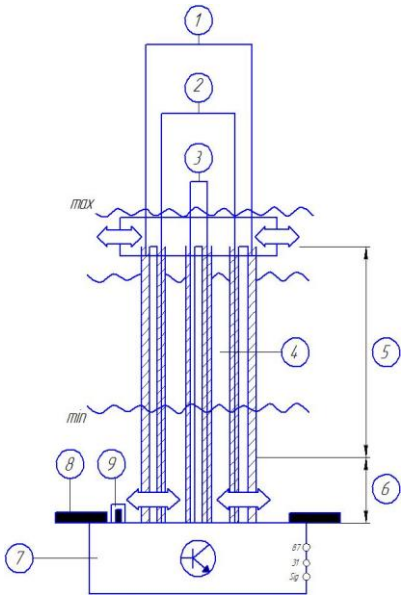
- относительно невысокая точность измерения некоторых показателей;
- трудоемкость очистки прибора после завершения работы;
- не предназначен для мониторинга состояния моторного масла в эксплуатации.

В связи с вышеизложенным возникает потребность решения данной проблемы, заключающейся в необходимости создания устройства, которое позволит оперативно контролировать, а, в сущности, непрерывно мониторить функциональные свойства и приобретенные состояния работающего масла в период эксплуатации машин и механизмов [3].

На наш взгляд, в качестве такого устройства может служить датчик автоматизированного контроля состояния масла со встроенным электронным блоком обработки и индикации в виде встраиваемого элемента приборной панели водителя, сигнал которого передается через проводную часть (ДАКСМ). Он представляет собой комбинированное многофункциональное устройство, реагирующее на изменения основных функциональных свойств масла и приобретения маслом нежелательных состояний в режиме онлайн.

На основании измеряемых величин таких как температура, влажность и диэлектрическая проницаемость с использованием ДАКСМ можно своевременно распознавать и предотвращать процесс старения масла, который приводит к сокращению сроков службы масляных фильтров, закупорке масляных каналов, служащих для подачи масла к трущимся деталям, охлаждению поршней, и, как следствие, высокой вероятности катастрофических повреждений в самом ДВС.

Использование ДАКСМ осуществляется путем постоянного мониторинга важнейших эксплуатационных свойств (вязкости, температуры, диэлектрической проницаемости) масла и содержания в нем различных загрязнений (механических примесей, топлива, воды). Интегрирующий цифровой сигнал оперативно подается на приборную панель машины с целью оперативного информирования водителя о нарушения работоспособности моторного масла нормально выполнять свои функции вплоть до прекращения работы, что будет способствовать профилактике аварийного выхода техники из строя и сокращения затрат, связанных с неполной выработкой ресурса моторного масла.



1- корпус, 2 - внешняя трубка, 3 - внутренняя трубка, 4 - масло, 5 - диапазон измерения уровня масла, 6 - диапазон измерения состояния масла, 7 - электронный блок, 8 - масляный картер, 9 - датчик температуры.

Рис. 1. Лабораторный образец датчика экспресс контроля масла

В настоящее время авторами разработан лабораторный образец датчика экспресс контроля, принципиальная схема которого представлена на рис.1. Основу датчика контроля ДАКСМ составляют два, расположенных в вертикальном корпусе (1), цилиндрических конденсатора. Здесь изменения качественных и количественных характеристик масла находят свое отражение на их фактической емкости. В качестве электродов конденсатора используются две вставленные друг в друга металлические трубки (2, 3). Между электродами в качестве непроводника (диэлектрика) находится масло (4). Фактическое значение емкости преобразуется встроенным электронным блоком обработки в цифровой сигнал. Цифровой сигнал датчика как результат оценки качества масла передается в цифровую электронную систему управления двигателем.

Основание датчика оборудуется резьбовой частью для соединения с масляной системой двигателя внутреннего сгорания. Более широкой установочной частью датчик сообщается с соединенным последовательно и снабженным внутренним осевым сквозным каналом через расширяющийся переход с открытой полостью установочной части. Установочная датчика часть выполнена в виде стакана, ступенчато утончающимся к днищу.

Существенными отличительными признаками от рассматриваемых аналогов является конструкция устройства, позволяющая устанавливать его непосредственно в масляную систему, и тем самым добиваться постоянного контроля масла.

Инновационной привлекательностью ДАТСМ является расширение спектра измеряемых показателей по сравнению с аналогами и отслеживание качественных показателей моторного масла непосредственно в условиях эксплуатации ДВС.

Использование данного устройства актуально в автотранспортных предприятиях, эксплуатирующие самосвалы, бульдозеры, экскаваторы и другую тяжелую технику. Основными потребителями могут выступить организации, использующие карьерную технику, в частности угольные и другие горнодобывающие предприятия.

Вывод: разработка датчик автоматизированного контроля качественных характеристик моторного масла позволит непрерывно контролировать (мониторить) свойства и состояния масла, выполняя свое функциональное назначение в период эксплуатации автотранспортных средств, что позволит вовремя доносить информацию о необходимости прекращения эксплуатации автомобиля, вызванного с потерей необходимых свойств моторного масла до водителя и специалистов технической службы предприятия. В конечном итоге организация такого контроля позволит увеличить ресурс двигателей, рационально использовать рабочий ресурс моторного масла, и, как следствие, сократить эксплуатационные затраты на

эксплуатационные материалы и запасные части, а также снизить потери, связанные с простоем техники в ремонте.

Список использованной литературы:

1. Сысоева С. И. Взгляды на современный рынок автомобильных датчиков. Основы тенденции и важнейшие рыночные фигуры // Компоненты и технологии, № 7. – 2006.

2. Литвиенко В. В., Майструк А. П. Автомобильные датчики, реле и переключатели // Изд. «За рулем». – 2004.

3. http://www.kit-e.ru/articles/sensor/2006_8_22.php.

УДК 629.113.001

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЫ ТОРМОЗЯЩЕГО АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНЫМИ РОЛИКАМИ СТЕНДА

О.С. Яньков, А.И. Федотов

Аннотация.*В статье приведён анализ процесса взаимодействия автомобильного колеса с эластичной шиной при его торможении как на двух кинематически жёстко связанных опорных роликов диагностического стенда, так и в случае, когда торможение шины происходит на одинарном переднем и одинарном заднем опорных роликах.Установлено, что при торможении колеса на двух кинематически жёстко связанных опорных роликах взаимодействие шины будет больше с задним роликом. Большее взаимодействие колеса с передним роликом будет осуществляться в случае, когда торможение колеса происходит на одинарных опорных роликах.*

Ключевые слова: *нормальная реакция, продольная касательная реакция, коэффициент сцепления, проскальзывание колеса, опорные ролики диагностического стенда, эластичная шина.*

Федотов Александр Иванович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: fai.abs@yandex.ru, тел.: 89503991981

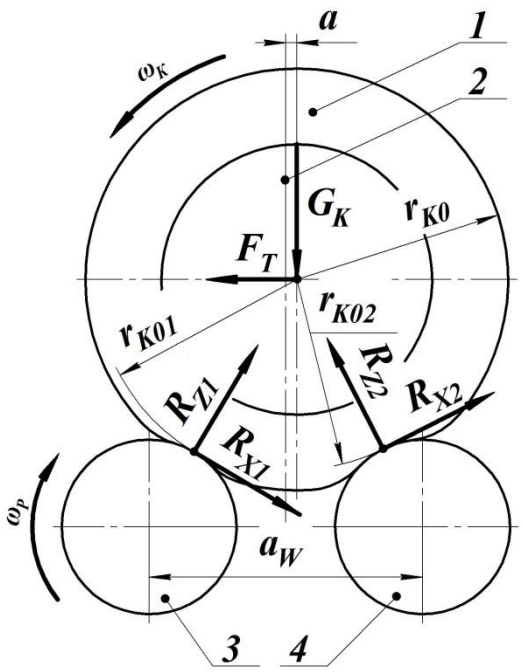
Яньков Олег Сергеевич, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета,г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: 066813@mail.ru, тел.: 89248376658

В настоящее время наиболее распространённым и эффективным средством контроля систем активной безопасности автомобилей является метод диагностирования на стендах с опорными роликами [6, 7]. В процессе взаимодействия шины с двумя опорными роликами происходит смещение колеса автомобиля относительно оси симметрии опорных роликов, поскольку при торможении автомобиля на роликах стенда возникающие касательные силы стремятся сместить колесо в сторону заднего опорного ролика [3, 5].При этом нарушается точное позиционирование колеса, и, как правило, всего автомобиля на диагностическом стенде, поэтому процесс торможения реализуется большей частью на заднем ролике, что значительно влияет на результаты диагностирования [1, 5]. Таким образом, изучение взаимодействия шины с опорными роликами стенда, при изменении положения колеса в горизонтальной плоскости относительно оси симметрии опорных роликов, является актуальным.

Группой учёных кафедры «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ, была выдвинута гипотеза о том, что при возникновении смещения колеса происходит неравное распределение касательных реакций между передним и задним роликом. Результаты ранее проведённых исследований, показывают, что при смещении колеса в сторону заднего ролика происходит увеличение касательной силы на переднем ролике, и снижение этой реакции на заднем ролике[1]. В связи с этим, дляпроверки предложенной гипотезы, были проведены экспериментальные исследования, в которых учитывалось изменение положения тормозящего автомобильного колеса с эластичной шиной относительно оси симметрии опорных роликов.

Экспериментальное исследование поводилось на специально разработанномстенде, который позволяет имитировать как качение в ведомом режиме, так и торможение автомобильного колеса, установленного на опорные ролики с возможностью установившегося дискретного изменения величины проскальзывания колеса относительно опорных роликов, а также величины нормальной нагрузки, приложенной к колесу[2, 4].

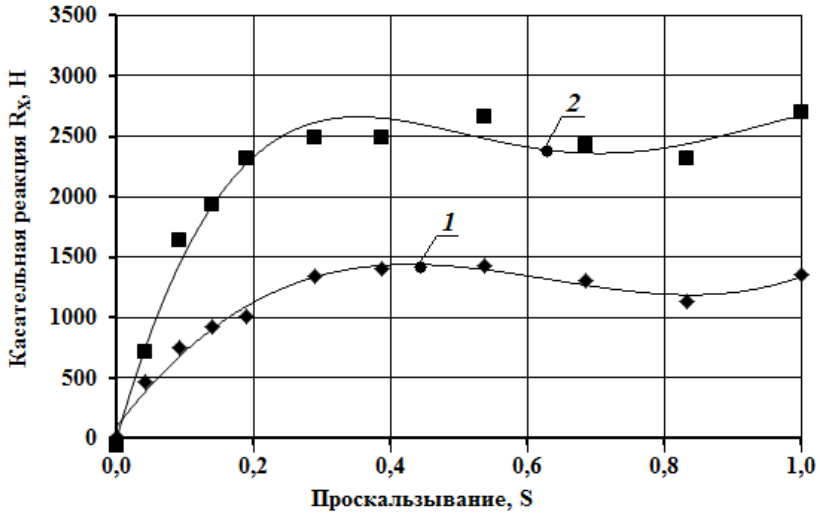
Испытанию подвергласьшина марки *Amtel Planet* легкового автомобиля, размером*175/70 R13 82H*. Давление воздуха в шине составляло *2,1 кПа*. Износ шины – *5%*. Нормальная нагрузка, приложенная к колесу, составляла$G_к$*=3750 Н*. Постановка колеса на опорные ролики осуществлялась в соответствии со схемой, показанной на рисунке 1.



1 – колесо с испытуемой шиной; 2 – ось симметрии опорных роликов; 3 –передний опорный ролик; 4 – задний опорный ролик; a – величина смещения колеса относительно оси симметрии опорных роликов; ω_K - угловая частота вращения колеса; ω_P– угловая частота вращения опорных роликов; G_K – нагрузка, приложенная к колесу; F_T – суммарная тормозная сила; r_{K0}– свободный радиус колеса; r_{K01} – радиус качения колеса относительно переднего ролика; r_{K02} – радиус качения колеса относительно заднего ролика; R_{Z1} – нормальная реакция, на переднем ролике; R_{X1} – касательная реакция на переднем ролике; R_{Z2} – нормальная реакция на заднем ролике; R_{X2} – касательная реакция на заднем ролике;a_W – межосевое расстояние между опорными роликами.

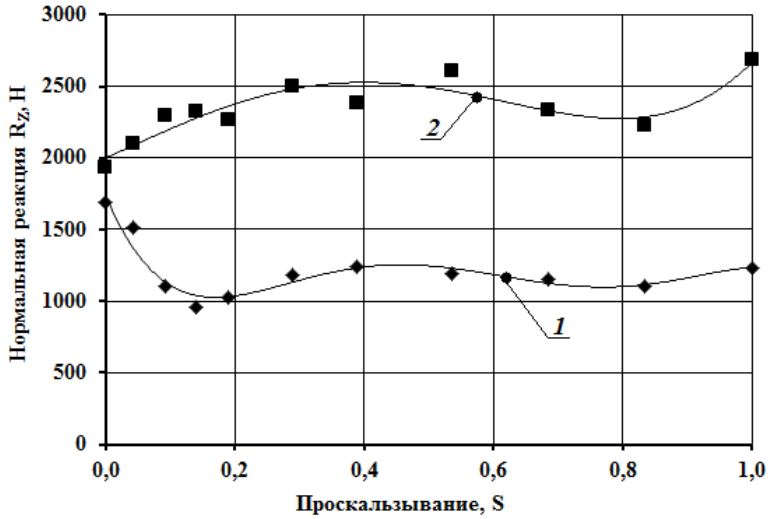
Рис. 1. Процесс торможения колеса на двух кинематически связанных друг с другом опорных роликах диагностического стенда

После обработки результатов экспериментальныхисследований были получены зависимости нормальных R_Z и продольных касательных R_X, которые представлены на рисунках2 и 3.



1 – продольная касательная реакция R_{X1} на переднем опорном ролике; 2 – продольная касательная реакция R_{X2} на заднем опорном ролике.

Рис. 2. Изменение продольной касательной реакции R_X в зависимости от величины проскальзывания S при торможении шины на двух опорных роликах



1 – нормальная реакция R_{Z1}на переднем опорном ролике; 2 – нормальная реакция R_{Z2}на заднем опорном ролике.

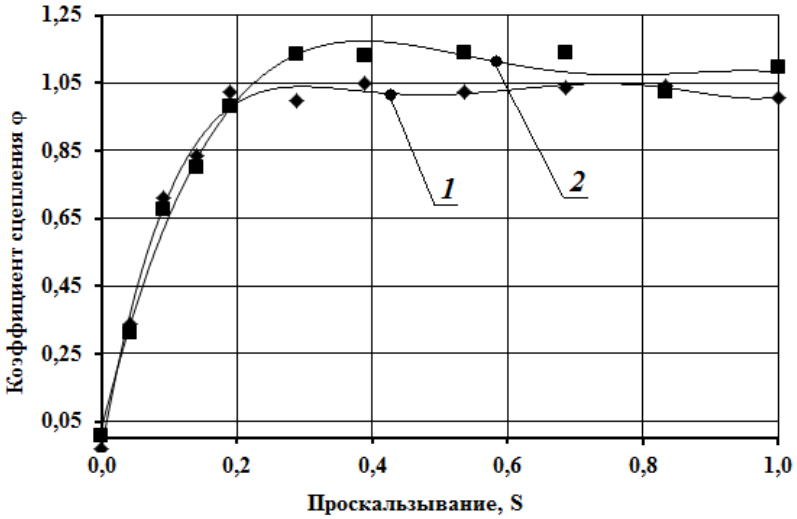
Рис. 3. Изменение нормальной реакции R_Z в зависимости от величины проскальзывания S при торможении шины на двух опорных роликах

По мере увеличения проскальзывания S, происходит нарастание нормальной R_Z и продольной касательныхR_X реакций на заднем опорном ролике,при одновременном падении этих реакций на переднем ролике (рис. 2 и 3). Максимальнаяразность в значениях продольной касательной реакции составляет $\Delta R_{XN}=1352,49$ *Н* при проскальзывании $S=1$, что составляет

50,02%. Максимальнаяразность в значениях нормальной реакции составляет $\Delta R_{ZN}=1446,21$ *Н* при проскальзывании $S=1$, что составляет *53,94%*.

Одним из результатов экспериментального исследования является получение зависимости реализованного коэффициента сцепления φ от проскальзывания S. Величина реализованного коэффициента сцепления φ определялась по формуле:

$$\varphi = \frac{R_X}{R_Z}. \quad (1)$$



1 – коэффициент сцепления $\varphi_П$ эластичной шины с передним опорным роликом; 2 – коэффициент сцепления $\varphi_З$ эластичной шины с задним опорным роликом.

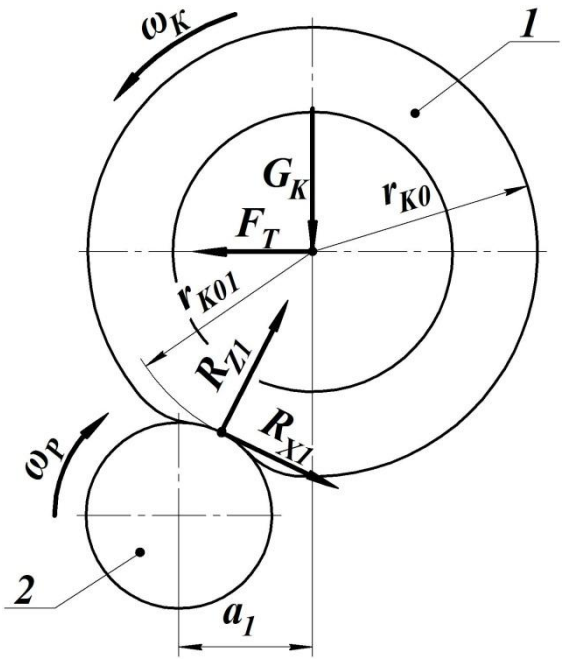
Рис. 4. Зависимость реализованного коэффициента сцепления φ от величины проскальзывания S при торможении шины на двух опорных роликах

Наибольшая разность в значениях между коэффициентом сцепления $\varphi_П$ на переднем опорном ролике и коэффициентом сцепления $\varphi_З$ на заднем опорном ролике достигает $\Delta\varphi=0,12$ (рис. 4). Это объясняется тем, что нарастание и снижение как нормальных, как и продольных касательных реакций на обоих роликах происходит пропорционально.

Таким образом, в процессе торможения автомобильного колеса на двух синхронно вращающихся опорных роликах происходит смещение протекторной ленты шины в сторону заднего ролика.При этом, *на заднем опорном ролике* наблюдается увеличение как нормальных R_Zтак и продольных касательных R_X реакций, а такжеувеличение длины пятна контакта$l_Д$. В то время как на переднем опорном ролике происходит уменьшение значений всех этих параметров.

Как показывают предыдущие исследования, при торможении автомобильного колеса на опорных роликах, реализованная касательная сила возрастает на переднем опорном ролике, что полностью противоречит результатам эксперимента [1].

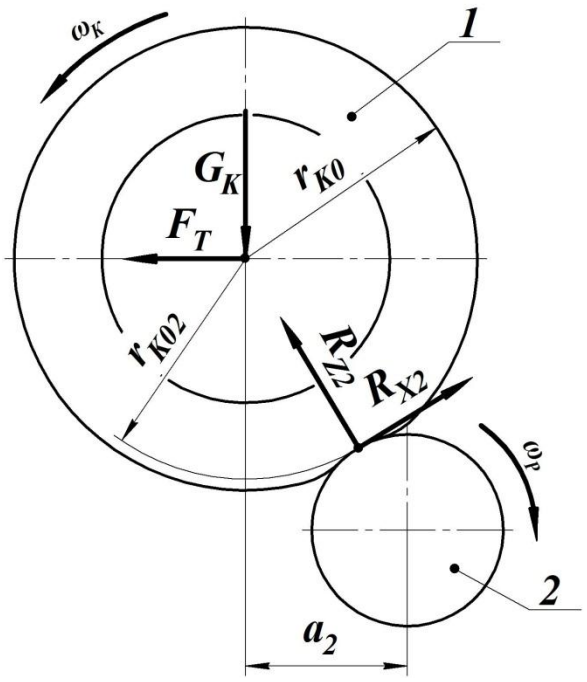
Исследования, проводившиеся ранее [1], были поставлены следующим образом. С целью выявления распределения сил на опорных роликах в процессе торможения на них колеса, производилась имитация процесса торможения колеса индивидуально на переднем опорном ролике (рис. 5), а такжеиндивидуально на заднемролике (рис. 6).



1 – колесо с испытуемой шиной; 2 – передний опорный ролик; a_1 – расстояние между осью вращения переднего опорного ролика и осью вращения колеса; ω_K - угловая частота вращения колеса; ω_P - угловая частота вращения опорных роликов; G_K – нагрузка, приложенная к колесу; F_T – суммарная тормозная сила; r_{K0} - свободный радиус колеса; r_{K01} – радиус качения колеса относительно переднего ролика; R_{Z1} – нормальная реакция на переднем ролике; R_{X1} – касательная реакция на переднем ролике.

Рис. 5. Процесс торможения колеса индивидуально на переднем опорном ролике:

Для устранения возникшего противоречия и внесения ясности в вопрос о причинах различия результатов двух исследований, авторами данной статьи были проведены дополнительные эксперименты, в которых испытуемаяшина взаимодействовала с одним из опорных роликов в соответствии со схемами, приведёнными на рис. 5 и рис. 6.

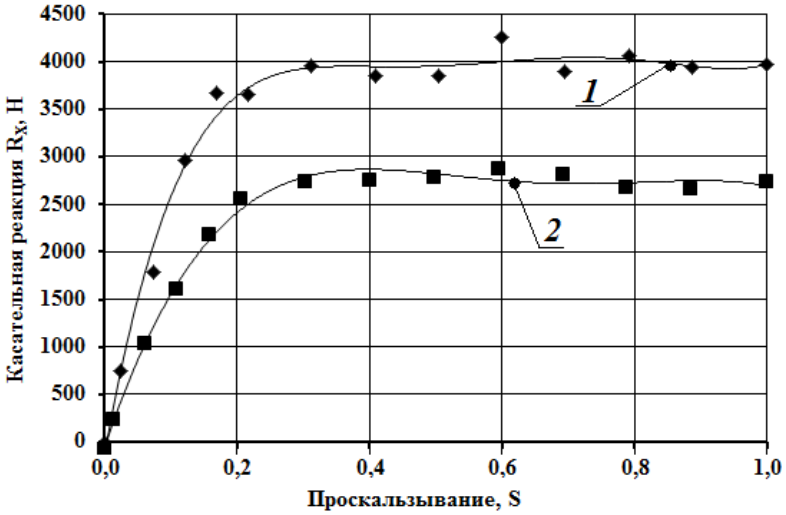


1 – колесо с испытуемой шиной; 2 – задний опорный ролик; a_2 – расстояние между осью вращения заднего опорного ролика и осью вращения колеса; ω_K - угловая частота вращения колеса; ω_P - угловая частота вращения опорных роликов; G_K – нагрузка, приложенная к колесу; F_T – суммарная тормозная сила; r_{K0} - свободный радиус колеса; r_{K02} – радиус качения колеса относительно заднего ролика; R_{Z2} – нормальная реакция на заднем ролике; R_{X2} – касательная реакция на заднем ролике.

Рис. 6. Процесс торможения колеса на заднем опорном ролике

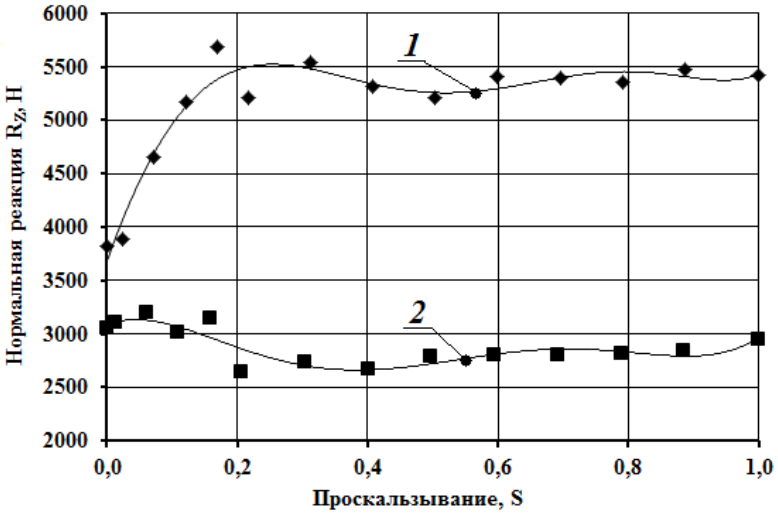
Экспериментальное исследование, направленное на изучение процесса торможения эластичной шины,было выполнено отдельно на переднем и отдельно на заднем опорных роликах стенда. Оно проводилось с той же шиной марки *Amtel Planet*, размером*175/70 R13 82H*. Давление воздуха в шине – *2,1 кПа*. Износ шины – *5%*. Нормальная нагрузка, приложенная к колесу, составляет $G_к$*=3750 Н*.

На рисунках 7, 8 и 9 показаны результаты экспериментальных исследований процесса торможения шины на одиночном переднем и одиночном заднем роликах.



1 – продольная касательная реакция R_{X1} на переднем опорном ролике; 2 - продольная касательная реакция R_{X2} на заднем опорном ролике.

Рис. 7. Изменение продольной касательной реакции R_X в зависимости от величины проскальзывания *S*при торможении шины на одиночном переднем и одиночном заднем опорных роликах отдельно друг от друга

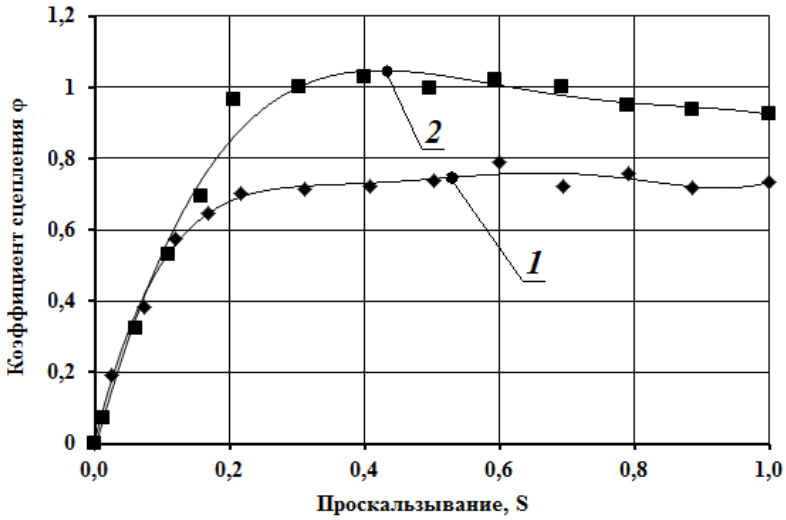


1 – нормальная реакция R_{Z1} на переднем опорном ролике; 2 - нормальная реакция R_{Z2} на заднем опорном ролике.

Рис. 8. Изменение нормальной реакции R_Z в зависимости от величины проскальзывания *S*при торможении шины на одиночном переднем и одиночном заднем опорных роликах отдельно друг от друга

Как видно из рисунков 7 и 8, максимальная разность между продольными касательными реакциямиR_X составляет $\Delta R_{XN}=1488,6$ *Н*или *34,9%* при проскальзывании$S=0,17$.Максимальная разность между

нормальными реакциямиR_Zсоставляет $\Delta R_{ZN}=2808,2$ *Н*или *49,4%*, при проскальзывании$S=0,31$.



1 – коэффициент сцепления $\varphi_П$ эластичной шины с передним опорным роликом; 2 – коэффициент сцепления $\varphi_З$ эластичной шины с задним опорным роликом.

Рис. 9. Зависимость реализованного коэффициента сцепления φ от величины проскальзывания *S*при торможении шины на одиночном переднем и одиночном заднем опорных роликах отдельно друг от друга

Из графика, показанного на рисунке 9 видно, что максимальное значение коэффициента сцепления шины на переднем ролике составляет $\varphi_П=0,79$, а на заднем $\varphi_З=1,03$, при проскальзывании $S=0,59$. Максимальная разность между коэффициентами сцепления φсоставляет $\Delta\varphi=0,31$ или *29,75%*, при проскальзывании$S=0,41$.

Увеличение нормальных R_{Z1} и продольных R_{X1} касательных реакции, при торможении колеса *на одиночномпереднем опорном ролике* (рис. 5), объясняется тем, что при увеличении тормозного момента и величины проскальзывания *S*, действующая продольная касательная реакция R_{X1}догружает пятно контакта, увеличивая нормальную реакцию R_{Z1}. В процесс торможения колеса *на одиночном заднем опорном ролике* (рис. 6) продольная касательная реакция R_{X2}разгружает пятно контакта, уменьшая нормальную реакцию R_{Z2}.

Из-за отсутствия равенства в значенияхреализованной нормальной R_Z и продольной касательной R_X реакций на роликах, появляется разность в полученных коэффициентах сцепления $\varphi_П$ и $\varphi_З$ (рис. 9).

Гипотеза о том, что *в процессе торможения автомобильного колеса на роликовом стенде шина сильнее прижимается к переднему ролику и меньше к заднему, справедлива лишь для частного случая, когда колесо осуществляет торможение только на одиночном опорном ролике* (*не*

связанном кинематически с соседним опорным роликом). При этом нормальные R_Z и продольные касательные R_X реакциина переднем ролике имеют более высокие значения, чем на заднем опорном ролике.

В случае, когда колесо осуществляет торможение*на двухкинематически жестко связанных друг с другом*опорных роликахстенда (рис. 1), формированиенормальныхR_Z и продольных касательныхR_X реакций на переднем и заднем роликах меняется.В этом случае возникает циркуляция мощности в замкнутом контуре –*«передний опорный ролик-шина-задний опорный ролик»*[8]. Анализ этих процессов требует более углублённого исследования.

Список использованной литературы:

1) Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами, дис. канд. техн. наук. Иркутск, 2008 г., 281 с.

2) Бойко А. В., Яньков О. С., Марков А. С. Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями, Материалы 90-й Международной научно-технической конференции «Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика», г. Иркутск, 9-10 апреля, 2015 г., с. 115-124.

3) Федотов А.И., Бойко А.В., Луан Ле.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.

4) Федотов А.И., Бойко А.В., Халезов В.П. Комплекс для исследования взаимодействия в пятне контакта шины с поверхностью бегового барабана и дороги. III Международная научно-практическая конференция «Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта» г. Иркутск: НИ ИрГТУ 31 мая – 2 июня 2011 г. С.218-223.

5) Федотов А.И., Доморозов А.Н. Причины погрешностей измерения силовых параметров автомобиля при его диагностировании на роликовых стендахАвтомобильная промышленность. 2009. № 10. С. 37-38.

6) Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. Учреждений высш. Образования М. : Издательский центр «Академия», 2015 г., 352 с.

7) Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. Иркутск, 2012. 476 с.

8) Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобилей:Учебник для аспирантов вузов. –Иркутск : Изд-во ИРНИТУ, 2016. - С.254.

УДК 5433.42.8

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦИНТИЛЛЯЦИОННОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПО ПАРАМЕТРАМ ЧАСТИЦ ИЗНАШИВАНИЯ

В.В. Мурыщенко, В.В. Дроков

Аннотация. *Приведены диагностические возможностисцинтилляционного атомно-эмиссионного метода диагностики двигателей внутреннего сгорания. Измерены параметры частиц износа в пробахмоторных масел двух марок, используемых в двигателях одной марки автомобилей с разным пробегом.Проведены измерения параметров металлоорганических частиц в «холостых» моторных маслах. Проведено сравнение влияниямарки маслана накопление частиц изнашивания. Рассмотрены особенности накопления частиц изнашивания в моторном масле.*

Ключевые слова: *сцинтилляционный атомно-эмиссионный анализ, частицы изнашивания, диагностирование двигателей внутреннего сгорания, моторное масло, присадка, металоорганическая примесь.*

Мурыщенко Владимир Валерьевич, инженер НИИ прикладной физики Иркутского государственного университета, г.Иркутск, бул. Гагарина, д. 20, E-mail: dtech@api.isu.ru, 8(3952)521250

Дроков Виктор Владиславович, аспирант НИИ прикладной физики Иркутского государственного университета

В настоящее время все большее распространение получают методы неразрушающего контроля технического состояния механических узлов и агрегатов, омываемых смазочным маслом. Среди них выделяется сравнительно новый атомно-эмиссионный сцинтилляционный метод, позволяющий экспрессно производить комплексное измерение параметров частиц изнашивания в пробах масел.

Принцип работы анализатора основан на непрерывном введении аэрозоля пробы масла в спектральный источник света и регистрации возникающих вспышек - сцинтилляций аналитических линий химических элементов от каждой, попавшей в аналитическую зону источника, металлической частицы [1].

Сцинтилляционный анализатор позволяет проводить количественное измерение параметров металлической примеси одновременно по 12 элементам (Fe, Cr, Ni, Cu, Ag, Mg, Al, V, Ti, Mo, Si, Mn) с пределом обнаружения не хуже 0,001 г/т:

- содержание растворенного металла в масле;
- содержание металла в частицах износа;
- размер частиц износа;
- количество частиц износа, состоящих из одного элемента;
- количество частиц износа, состоящих из нескольких элементов;
- элементный состав частиц;
- количество составов сложных частиц.

Сцинтилляционный метод характеризуется отсутствием специальной подготовки проб для анализа. Пробоподготовка сводится к механическому перемешиванию пробы и разбавлению пробы для достижения оптимальных значений вязкости анализируемой жидкости.

Стоит отметить достаточно высокуюэкспрессность, анализ одной пробы жидкости от момента пробоподготовки до получения результата составляет не более 20 минут.

Атомно-эмиссионный сцинтилляционный анализатор ранее использовался только для анализа проб масле авиационных газотурбинных двигателей. Использование результатов сцинтилляционных измерений для оценки технического состояния узлов маслосистемы ГТД позволило поднять достоверность диагностирования с 5% (диагностирование по результатам атомно-эмиссионного и рентгенофлуоресцентного методов) до90% с точностью до узла [2].

Для диагностики автомобильных двигателей данный метод не использовался. Цель работы заключалась в оценке возможностей метода для диагностики двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

В рамках исследования были проанализированы пробы масел, отобранные с картера ДВС автомобилей марки «Лада Гранта». Пробы отбирались из картера «горячего двигателя», с ДВС работающих на разном типе топлива - 15 автомобилей работали на газе и 2 автомобиля работали на бензине. При этом 10 автомобилей работали на масле марки Роснефть UAZ10w40; 7 автомобилей, в числе которых бензиновые, работали на масле ShellHelixHX7 10w40.

В виду высокой вязкости автомобильного масла, все пробы были разбавлены в 3 раза, в пропорции - 1 часть анализируемого масла к 2 частям разбавителя. В качестве разбавителя использовалась смесь нефраса («бензин галоша») и масла МС-8П в равных долях.

Программное обеспечение анализатора выдает по результатам анализа протокол, форма которого приведена в работе [2].

Результаты измерения количества частиц изнашивания в автомобилях «Лада Гранта», использующих смазочное маслоРоснефть UAZ10w40 и ShellHelixHX7 10w40 представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 - Количество частиц, зарегистрированных в пробах масел марки РоснефтьUAZ10w40, отобранных из картера ДВС автомобилей марки Лада Гранта

№ пробы	10035	10043	10042	10040	10036	10044	10037	10039	10041	10038
Пробег, км / Кол-во частиц, $см^{-3}$	6084	16987	49588	60339	64352	77723	78510	102583	113702	117755
Al	52	8292	13	13	5	19	9	77	18	34
Cr	13	85	59	83	11	34	46	2945	203	334
Ni	15	2934	14	33	12	20	39	21	24	21
Mg	4943	4147	4037	3369	3344	3752	3238	45602	42510	44271
Fe	1205	4988	1237	1282	897	120	5175	48597	1148	7170
Cu	22	2069	36	9	12	12	6	252	6	17
Ag	0	2	0	1	1	1	0	3	0	2
V	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0
Mn	23	6408	37	26	14	12	10	203	12	35
Mo	6390	1491	4170	5144	5282	5065	4807	48796	53661	53585
Ti	8	7	6	6	5	7	3	8	6	4
Si	2	4	1	4	3	3	2	4	1	3

Таблица 2 - Количество частиц, зарегистрированных в пробах масел марки ShellHelixHX7 10w40, отобранных из картера ДВС автомобилей марки Лада Гранта

№ пробы	10050	10051	10046	10049	10047	10045	10048
Пробег, км / Кол-во частиц, $см^{-3}$	4387	6520	53780	82792	109819	116850	180550
Al	12	116	9	5	23	7	9
Cr	6	2	14	7	74	34	23
Ni	5	6	13	4	11	10	4
Mg	8582	15606	7174	6328	4062	7611	5920
Fe	512	12399	186	8978	602	16838	92
Cu	15	357	3	10	46	2	13
Ag	0	0	0	2	0	0	4
V	1	1	0	1	0	1	0
Mn	14	16	13	13	15	15	21
Mo	7220	260	7218	2255	3079	2087	4864
Ti	4	4	2	5	3	3	5
Si	2	0	1	1	3	1	2

Результаты анализа расположены в порядке увеличения наработки двигателя с начала его эксплуатации. В таблице 1 представлены результаты анализа 10 проб масел марки Роснефть UAZ10w40, все двигатели работали на газе. В таблице 2 представлены результаты анализа 7 проб масел марки ShellHelixHX7 10w40, при этом два двигателя бензиновые.

Сравнение между собой соответствующих данных в таблицах 1 и 2 показывает, что при сопоставимых пробегах количество износных частиц в двигателях, работающих на масле ShellHelix, по большинству элементов, в разы меньше, чем в двигателях, работающих на масле Роснефть. Это означает, что смазочные свойства ShellHelixпревышают смазочные свойства масла Роснефть.

В таблице 1 имеется проба (№10043, пробег 16987 км) в которой наблюдается, по сравнению с другими пробами, низкое количество частиц Mo и большое количество частиц Fe, Mn, Cu.Рассмотрим подробнее результаты анализа по данному двигателю.

В таблице 3 приведен фрагмент протокола сцинтилляционных измерений частиц изнашивания для пробы №10043.

Таблица 3 - Фрагмент протокола сцинтилляционных измерений параметров частиц в пробе №10043

Элемент	N, см3	Nпр,	Ср, г/т	Сч, г/т	С, г/т	D, мкм
Al	*8292*	*74,5*	*4,75*	*0,21*	*4,96*	*2,58*
Cr	*85*	*0,5*	*0,02*	*0*	*0,02*	*1,56*
Ni	*2934*	*15,5*	*1,07*	*0,04*	*1,11*	*1,38*
Mg	*41472*	*4779,5*	*3,5*	*1,63*	*5,13*	*3,5*
Fe	*49888*	*20181,5*	*31,72*	*29,06*	*60,78*	*5,21*
Cu	*20692*	*294,5*	*3,82*	*0,17*	*3,98*	*1,2*
Ag	*2*		*0*	*0,02*	*0,02*	*7,51*
V	*0*		*0*	*0*	*0*	*0*
Mn	*6408*	*79,5*	*1,82*	*0*	*1,82*	*0*
Mo	*1491*	*100*	*1,98*	*0*	*1,98*	*0*
Ti	*7*	*3*	*0*	*0*	*0*	*0*
Si	*4*	*0,5*	*0*	*0*	*0*	*0*

Состав	Количество
-Mg-Fe	*14166,5*
-Mg-Fe-Cu	*7787*
-Mg-Cu	*2389*
-Al-Mg-Fe-Cu	*2055*
-Al-Mg-Fe-Cu-Mn	*1411*
-Mg-Fe-Cu-Mn	*1067*
-Al-Ni-Mg-Fe-Cu-Mn	*804,5*
-Al-Mg-Cu	*721*

Окончание таблицы 3

-Al-Mg-Cu-Mn	*552*
-Al-Ni-Mg-Cu-Mn	*373*
-Mg-Cu-Mn	*363*

Где N – общее количество зарегистрированных частиц, $N_{пр}$ – общее количество одноэлементных частиц, $C_р$ – содержание элемента в металлоорганической форме либо в виде частиц размером менее 2 мкм, $C_ч$ – содержание элемента в частицах износа размером более 2 мкм, D – средний размер частиц.

Результаты таблицы 3 показывают, что повышенному износу, вероятнее всего, подверглись детали, выполненные из сплавас присутствием марганца. Под это подходит группа марганцовистых сталей 15Г, 20Г, 40Г, 35Г2. Согласно ГОСТ 4543-71 данные стали используются для изготовления валов, шестерней, коленчатых валов и других нагруженных деталей.

Можно предположить, что повышенному износу подвергся коленчатый вал с баббитовыми подшипниками, который был обусловлен (износ) низким количеством противоизносной присадки на основе молибдена.

Несмотря на то, что по Fe, Cu, Mnполучились достаточно высокие значения по количеству зарегистрированных частиц, величина содержания по этим элементам не превышает критических, поскольку C_{Fe}= 60,78 г/т, C_{Cu}=3,98г/т. Значения содержаний для исправного двигателя по данным элементам C_{Fe}~50г/т,C_{Cu}~5г/т. Вероятнее всего в данном двигателе обнаружен дефект на ранней стадии развития.

В таблице 1 обращает на себя внимание количество обнаруженных частиц магния и молибдена. Анализ «холостого» масла Роснефть показал, что количество частиц N_{Mg}=6500см$^{-3}$, N_{Mo}=5500см$^{-3}$, по остальным элементам получены единичные значения. Сравнение данных «холостого» опыта с данными таблицы 1 показывает, что при небольшом пробеге (порядка 6000 км) количество частиц по Mgи Морезко возрастает, N_{Mg}>32000см$^{-3}$, N_{Mo}>40000см$^{-3}$, и с увеличением пробега отсутствует тенденция к их изменению.

Параметры частиц в «холостом» маслеShellHelix поMgи Мооказались следующими – N_{Mg}<100см$^{-3}$, N_{Mo}<500см$^{-3}$; по остальным элементам получены единичные значения. Сравнение данных чистого масла с данными таблицы 2 показывает схожую картину роста количества частиц Mgи Mo.

Если предположить, что молибден был введен в масла в виде металлоорганики, в качестве противоизносной присадки, то уже при малом пробеге автомобиля форма нахождения молибдена меняется, образуются отдельные металлические частицы, которые регистрируются в виде импульсов.

Абсолютные значения частиц по Mg и Mo в таблицах 1 и 2 значительно различаются, однако в обоих случаях наблюдается существенное увеличение количества зарегистрированных частиц по этим элементам в сравнении с «холостым» маслом. Но несмотря на резкое увеличение количества зарегистрированных частиц при малых пробегах, при дальнейшей эксплуатации двигателя (при увеличении пробега) данный уровень остается относительно стабильным для обеих марок масла.

Можно отметить ,что значения параметров магния по числу частиц и содержания не коррелируют с пробегом и маркой автомобиля. В таблице 4 приведены параметры по магнию для разных марок автомобилей.

Таблица 4 - Параметры частиц изнашивания по Mgдля разных марок автомобилей

Авто	Лаб.№	Пробег	N, см3	Ср, г/т	Сч, г/т
HyndaiCoynti	10029	320000	25714	3,04	0,44
ToyotaIpsum	10030	187000	12353	1,5	0,13
Nissan X-Trail	10031	44000	27097	2,74	0,48
LadaGranta	10035	6084	49438	4,4	2,3
LadaGranta	10044	77723	37529	2,92	1,39
LadaGranta	10038	117755	44271	3,59	2,2

Таблица 4 показывает, что суммарное содержание магния в растворе и частицах изнашивания одного порядка, не смотря на большую разницу в пробеге автомобилей (6084 км – 320 000 км).

Таким образом, результаты проведенной работы показали принципиальную возможность применения сцинтилляционного анализа для определения технического состояния ДВС:

1. Метод позволил по параметрам частиц изнашивания оценить смазочные свойства двух марок моторных масел.
2. По величине параметров, в частности по содержанию, получены разумные значения, не противоречащие литературным данным.
3. Метод позволяет контролировать количество присадки и ее влияние на смазочные свойства масла.
4. Измерение элементного состава позволило выявить вероятный узел повышенного износа в одном из двигателей.

Список использованной литературы:

1. Состояние, перспективы развития спектральной трибодиагностики авиационных газотурбинных двигателей. Часть 3. Сцинтилляционный атомно-эмиссионный способ измерения параметров металлических частиц в пробах авиационных масел / Иноземцев А.А., Дроков В.Г., Дроков В.В. [и др.] // «Контроль. Диагностика» 2011. №6 (156) – С. 14-27

2. Техническая справка №44-517141. Двигатели Д-30КП/КУ/КУ154, имевшие неисправности узлов и агрегатов, омываемых маслом, при контроле сцинтилляционным методом.г. Рыбинск, ПАО НПО «САТУРН» 2008.

3. Технология диагностики [Электронный ресурс] / Информация испытательного центра ГСМ ООО "УРЦ "ТЭиД" (аттестат аккредитации №РОСС RU.0001.22НР46). – Режим доступа: http://www.urctad.ru/ru/798/1646/

УДК 532.542, 62-235

РАСЧЁТ ПРИНУДИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ СМАЗКИ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

О.Л. Маломыжев, Н.Е. Федотова

Маломыжев Олег Львович, к.т.н., доцент кафедры "Автомобильный транспорт", Иркутский национальный исследовательский технический университет, Россия, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: olm@bk.ru, oip@istu.edu.

Федотова Н.Е., к.э.н., Иркутский национальный исследовательский технический университет, Россия, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83

Аннотация. *Агрегаты транспортных машин [1, 2], могут снабжаться принудительными системами смазки. Такие системы, под действием масляных насосов, подают масло к потребителям, снижая тем самым, непроизводительные затраты на трение и обеспечивают необходимые тепловые режимы деталей. Для расчёта систем смазки при проведении проектировочных и конструкторско-доводочных работ используются математические модели, которые представляют собой сложные системы, состоящие из большого количества нелинейных уравнений. Такие системы требуют разработки специальных методов их решения. Разработке такого метода посвящена данная статья.*

Ключевые слова: *агрегаты транспортных машин, система смазки, расчёт, метод, математическая модель.*

Цель исследования

Разработать метод решения системы линейных и нелинейных уравнений, описывающих движение масла по каналам принудительных систем смазки. Метод должен обеспечить простоту, однозначность и высокую достоверность проводимых расчётов.

Материалы и методы

Предложенная в работах [3, 4, 5] математическая модель системы смазки

$$\begin{cases} P_1 - P_2 \pm P_{\text{цб}_1} = \left(\alpha_1 + \varphi_1\left(t_{\text{ср}_1}, P_{\text{ср}_1}\right)\right)\dfrac{G_1^2}{2f_1^2\rho_{\text{см}_1}\left(t_{\text{ср}_1},\ P_{\text{ср}_1}\right)} \\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots\ \cdots \\ P_i - P_{i+1} \pm P_{\text{цб}_i} = \left(\alpha_i + \varphi_i\left(t_{\text{ср}_i}, P_{\text{ср}_i}\right)\right)\dfrac{G_i^2}{2f_i^2\rho_{\text{см}_i}\left(t_{\text{ср}_i},\ P_{\text{ср}_i}\right)} \\ \sum_{k=1}^{n} G_{k_n} = 0 \end{cases}, \qquad (1)$$

где

$$P_{\text{цб}_i} = \rho_{\text{см}_i}\frac{\omega_i^2}{2}(sin^2\Psi_i)\left(r_{\text{к}_i}^2 - r_{\text{н}_i}^2\right), \qquad \varphi_i = \sum_{i=1}^{n}\left(\xi_i + \lambda_i\frac{l_i}{d_i}\right),$$

$$\rho_{\text{см}_i} = \begin{cases} \rho_{\text{м}}\Big/\left[1 + KRt_i\left(\dfrac{P_{\text{р}}}{P_i}e^{B/T_{\text{р}}} - e^{B/t_i}\right)\right], & \text{при} P_i < P_{\text{р}} \text{ и } t_i > T_{\text{р}} \\ \rho_{\text{м}}, & \text{при} P_i \geq P_{\text{р}} \text{ и } t_i \leq T_{\text{р}} \end{cases},$$

где для каждого i-го участка подачи масла:

P_i, P_{i+1} – давления на входе и выходе, соответственно, Па;

$P_{\text{цб}_i}$ – давление, обусловленное действием центробежных сил(для радиально вращающегося), Па;

α_i – коэффициент неравномерности потока масла (коэффициент Дарси);

φ_i – суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений у;

$t_{\text{ср}_i}$ – среднее арифметическое значение температуры масла, *К*;

$P_{\text{ср}_i}$ – среднее арифметическое значение давления, Па;

G_i – массовый расход масла, кг/с;

f_i – площадь поперечного сечения, м^2;

$\rho_{\text{см}_i}$ – плотность газомасляной смеси, кг/м^3;

ω_i – частота вращения (для радиально вращающегося), рад/с;

$\rho_{\text{м}}$– плотность масла, кг/м^3;

Ψ_i – угол наклона к оси вращения (для радиально вращающегося), рад;

$r_{\text{н}_i}$, r_{k_i} – радиусы входа масла в и выхода масла из него, соответственно (для радиально вращающегося), м;

ξ_i – коэффициент местных гидравлических сопротивлений;

λ_i – коэффициент, учитывающий потери на трение масла;

l_i – длина участка, м;

d_i – гидравлический диаметр участка, м;

K – коэффициент учитывающий растворимость газа в масле от температуры, *К* [5];

B– коэффициент учитывающий растворимость газа в масле от давления, *Па* [5];

R – универсальная газовая постоянная, *Дж*/(моль∗*К*);

$P_{\text{р}}$ – давление равновесной растворимости, *Па*;

$T_{\text{р}}$ – температура равновесной растворимости, *К*.

представляет собой сложную систему, состоящую из линейных и нелинейных уравнений, для решения которой необходимо применить специальные методы. Следует отметить, что входящие в уравнения параметры зависят от температуры, но, для повышения точности расчёта необходимы дополнительные уравнения, позволяющие определять текущую температуру деталей и масла. В предлагаемом методе решения, текущие значения температуры деталей и масла t_i и $t_{\text{ср}_1}$задаются как средняя температура масла в картере рассчитываемой сборочной единицы и, следовательно, все зависящие от неё параметры рассматриваются как постоянные величины.

Проведя анализ влияния рассчитываемых величин друг на друга, были выделены три основные зависимости. Во-первых, величина коэффициента потерь на трение для каждого из участков линий подач будет являться функцией от объёмногорасхода масла. Во-вторых, величина плотности масла является функцией от давления на входе-выходе участка линии подачи. В-третьих, величина давления, обусловленного действием центробежных сил, является функцией от плотности смазочного материала на входе во вращающийся участок. В результате для решения системы уравнений предлагается применятьитерационный метод, включающий три вида итераций:

1. решение системы уравнений с использованием предварительно заданных значений коэффициентов потерь на трение и плотностей смазочного материала для каждого из выделенных участков линий подач смазочного материала;
2. уточнение коэффициентов потерь на трение по полученным значениям подач смазочного материала и повторное решение системы уравнений
3. уточнение значений плотностей смазочного материала по полученным значениям давлений на входах-выходах участков линий подач смазочного материала и повторное исполнение пунктов 1 и 2.

Итерации выполняются до тех пор, пока не будет достигнута необходимая точность расчёта.

При выполнении итераций1 проводится решение системы квадратных и линейных уравнений. Для решения которой предлагается применить метод Гаусса[6], использующийся для решения систем линейных уравнений. На первом шаге итерации задаются приближенные значения величин подач для

каждого из выделенных участков линий подач системы смазки, при этом, квадратные уравнения принимают вид

$$\Delta P_i + P_{\text{цб}_i} = \left(\alpha_i + \varphi_i\left(t_{\text{ср}_i}\right)\right)\frac{\bar{G}_i G_i}{2f_i^2 \rho_{\text{см}_i}\left(t_{\text{ср}_i}\right)}, \quad (2)$$

где $\bar{G}_i$ – предварительно заданная величина подачи,

G_i – искомая величина подачи, а система уравнений (1) превращается в системулинейных уравнений.

После её решения проводится сравнение заданных и искомых величин подач. Если различия между ними не превышают необходимую точность, то расчёт повторяется. Но для последующего шага итерации, значение предварительно заданной величины подачи определяется, как **с**реднеарифметическое между заданной величиной для предыдущей итерации и полученной в результате её выполнения величиной подачи

$$\bar{G}_{i+1} = \frac{\bar{G}_i + G_i}{2}. \quad (3)$$

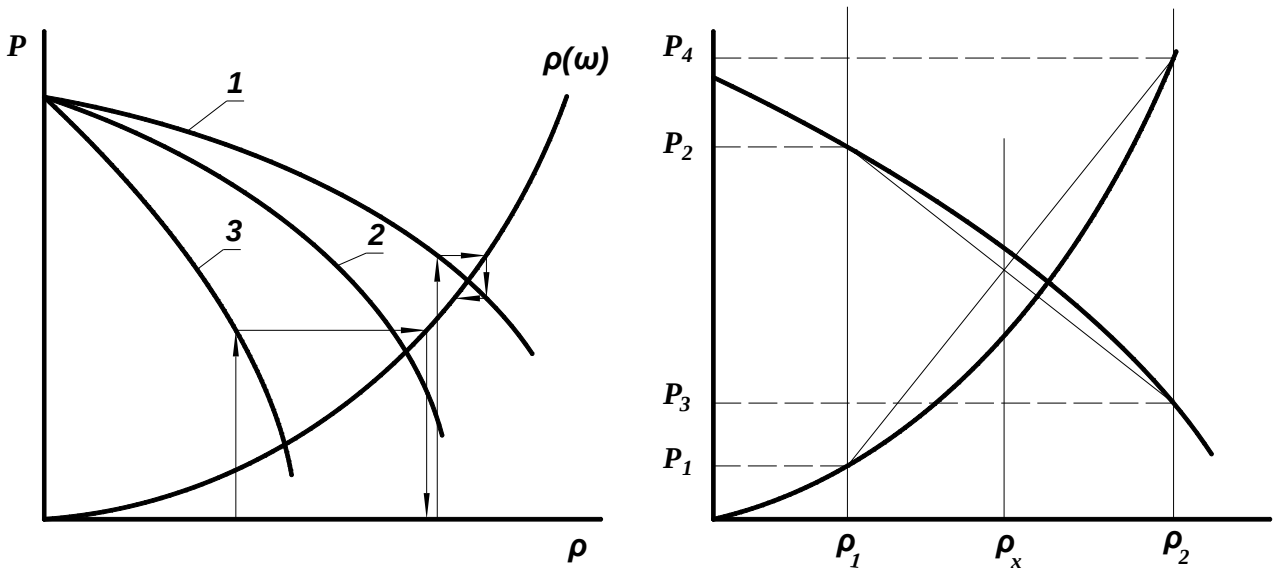
В результате, для решения системы квадратных уравнений удалось применить метод решения системы линейных уравнений. Наиболее удобным методом решения системы линейных уравнений оказался метод Гаусса.

Итерацию 2 предложено проводить в следующей последовательности. Коэффициенты потерь на трение определяются исходя из предварительно заданных величин подач. После выполнения итерации 1 значения коэффициентов потерь на трение определяются по полученным величинам подач и сравниваются с предыдущими. Если их различия превышают заданную точность, то расчёт повторяется с использованием вновь полученных коэффициентов потерь на трение.

Наибольшая сложность возникает при выполнениииитерации 3, так как она обусловлена зависимостью плотности смазки не только от величины давления на входах-выходах участков линий подач, но и от величины давления, обусловленного действием центробежных сил в радиально вращающихся каналах. В свою очередь, давление, обусловленное действием центробежных сил, зависит от плотности смазки.

Для выбора метода решения был проведён анализ методов решения, на основании которого был выбранобеспечивающий достоверное решение для рассматриваемой задачи. На рис. 1а представлены графики изменения величины давления на входе в радиально вращающийся канал 1, 2, 3 от плотности смазочного материала, для различных частот вращения, и график изменения плотности газомасляной смеси от величины давленияобусловленного действием центробежных сил,где $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$. Из графиков видно, что применение метода простых итераций обеспечивает сходимость процесса только для каналов, вращающихся с относительно

малой частотой вращения. По указанной причине для выполнения итерации 3 был применён метод секущих[6], обеспечивающий сходимость для рассматриваемойсистемы уравнений. Геометрическая интерпретация данного метода приведена на рис. 1б.



а)$\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$. б)

а - метод простых итераций, б - метод секущих.

Рис. 1. График изменеия величины давления на входе

Для его реализации необходимо задать два исходных значения плотностиρ_1 и ρ_2. Используя их значения, определяются величины давлений P_1 , P_2 и P_3 , P_4 . Полученные точки дают возможность определить значение плотности ρ_x , которая является исходной границей для последующей итерации. Предлагаемый метод позволяет с минимальным числом итераций получить искомые величины.

При проведении расчёта, система смазки разбивается на отдельные участки,не имеющие разветвлений, характеризующиеся близкими значениями диаметров, наличием вращения. Для каждого участка определяются геометрические размеры, выбираются коэффициенты местных гидравлических сопротивлений, и задаются частоты вращения для радиально вращающихся,определяются углы их наклона к оси вращения. Для расчёта, как правило выбирается около 10 ÷ 30 участков.

Предложенный метод решений системы уравнений, описывающих работу принудительных систем смазки требует для его реализации применения средств вычислительной техники.

Результаты и их обсуждение

Для проверки достоверности предложенного метода был выполнен расчёт системы смазки планетарной коробки передач, а также проведены измерения суммарного объёмного расходамасла в процессе её функционирования на различных режимах работы. Результаты расчёта массовых *G* и объёмных *Q* расходов масла приведены на рис 2.

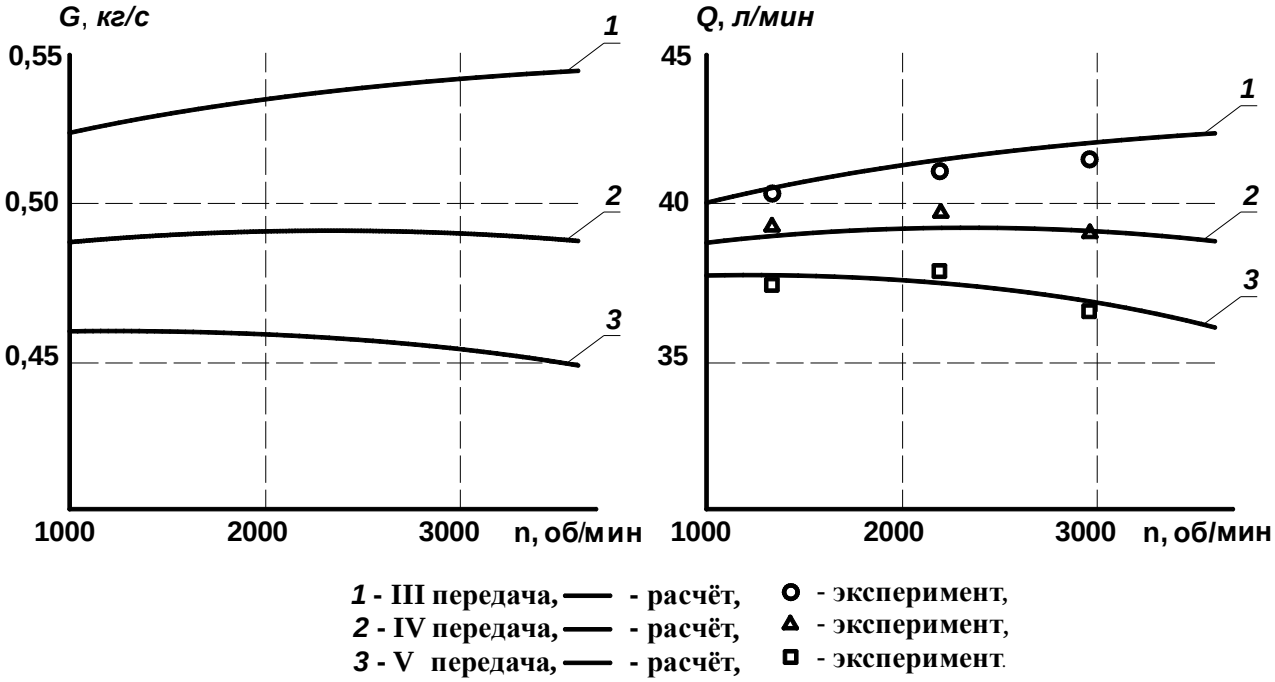


Рис. 2. Массовые и объёмные (суммарные) величины расхода масла через коробку передач, полученные расчётным и экспериментальным путями.

Выводы

Полученные результаты указывают на высокое совпадение рассчитанных и измеренных значений объёмных расходов масла, что подтверждает достоверность предложенного метода решения системы уравнений (1) и возможность его использования для расчёта систем смазки при проведении проектировочных и конструкторско-доводочных работ.

Список использованных источников:

1. Раднаев Д.Н., Калашников С.С., Шуханов С.Н., Оптимизация технологического комплекса машин в растениеводстве // Аграрная наука. 2015. № 8. С. 28-30.

2. Баранов А.В., Вагнер В.А. Тарасевич С.В., Баранова Ю.А., Пономарева А.Н.Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колес

транспортных машин и энергетического оборудования // Ползуновский вестник. 2010. № 1. С. 99-105.

3. Маломыжев О.Л., Семенов А.Г., Скутельник В.В. Разработка методики расчета системы смазки деталей машин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2013. № 4 (32). С. 98-104.

4. Маломыжев О.Л., Федотова Н.Е., Медведева И.С., Прокопьев И.С.Математическая модель принудительных систем смазки сельскохозяйственных машин и оборудования // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 4. С. 48-51.

5. Маломыжев О.Л., Федотова Н.Е., Бурунова А.Н., Зиновьев А.М.,Математическая модель определения параметров двухфазной газомасляной смеси // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2016. № 1 (108). С. 123-129.

6. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копчёнов Н.В. Вычислительные методы : учебное пособие – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский дом МЭИ, 2008. – 762 с.: ил.

УДК 62-623.1

ИССЛЕДОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ЗИМНИЙ ПЕРИОД В УСЛОВИЯХ РУСПУБЛИКИ САХА (ЯКУТИЯ)

И.А. Савватеева

Аннотация. *В данной статье поставлена задача изучить процесс дорожного движения г. Якутска. Исходя из задачи и проработанного материала, была разработана методика исследования параметра видимости дорожных знаков. В целях исследования рассмотрен каждый административный район города. В каждом районе было выделено в среднем по два объекта. Исследовано 26 объектов нерегулируемых зон движения по всем районам. Для обоснования исследования использована статистика ГИБДД города Якутска за последний год, данные гидрометеорологической службы города Якутска. Выделено несколько факторов, которые имеют важное влияние на случаи дорожно-транспортных происшествий. Выделены основные факторы влияния на показатель видимости дорожных знаков на нерегулируемых зонах движения. Предложена классификация видимости дорожных знаков. На основе выделенных факторов намечены дальнейшие направления данного исследования. Проведен социологический опрос водителей с вопросом возможности улучшения фактора видимости дорожных знаков.*

Ключевые слова: *дорожно-транспортные происшествия, нерегулируемые зоны движения, влажность воздуха, видимость, морозная туманность.*

Савватеева Ирина Аркадьевна, старший преподаватель, Автодорожный факультет, Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 677000, республика Саха (Якутия), г. Якутск, ул. Красильникова, д. 13, E-mail: ia.savvateeva@s-vfu.ru, тел/факс: (4112)47-36-45, 89142937018

Основным видом дорожно-транспортного происшествия является наезд на пешехода. На территории города Якутска после ремонта дорог в 2016 году этот случай, к сожалению, участился (статистика ГИБДД г. Якутска http://www.gibdd.ru/r/14/stat). Причина этому понятна, так как по прямой дороге скорость набирается быстрее. Но есть и несколько внешних факторов, которые влияют на водителя в таких случаях. В зимний период на

территории Республики Саха (Якутия) существенное влияние и основной причиной дорожно-транспортного происшествия являются погодные условия. И самым главным видом из этих погодных условий в холодное время года является туманность. Перед началом исследования была изучена кандидатская диссертация Павла Анатольевича Кима «Повышение безопасности пешеходов на нерегулируемых пешеходных переходах».

Климат нашей республики резкоконтинентальный, влажность воздуха в течении года колеблется от 59 до 88% в зависимости от месяца (рис. 1).

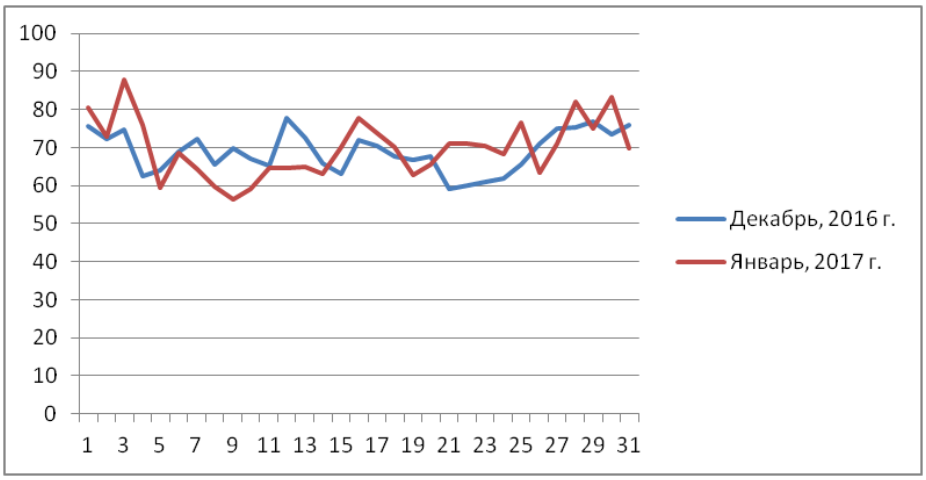


Рис. 1. Среднесуточная влажность,
г. Якутск, декабрь 2016 г., январь, 2017 г. [1]

Эти данные свидетельствуют о том, что в зимние месяцы высока вероятность возникновения, так называемой, морозной туманности.

Рис. 2. Улица Ленина город Якутск

Это природное явление значительно ухудшает видимость на дорогах. Что приводит к случаям дорожно-транспортных происшествий (рис. 2).

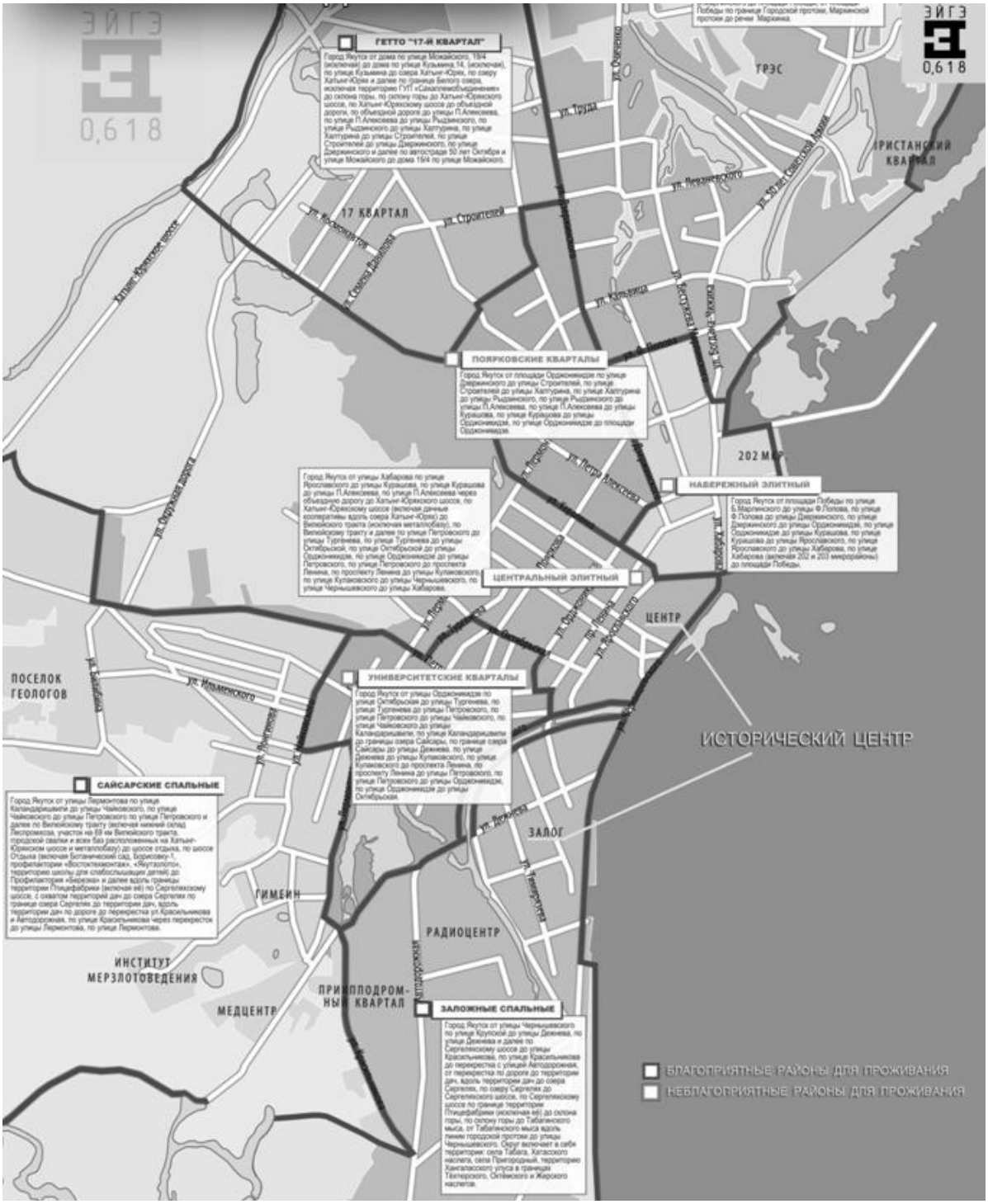


Рис. 3. Секторы с нерегулируемыми зонами движения г. Якутска

По данным ГИБДД города Якутска случай ДТП по причине невидимости на дорогах составляет 33%. [2]

В целях изучения этого фактора были проведены исследования с декабря 2016 года по январь 2017 года. Был изучен фактор видимости объектов при движении автотранспорта в утренний и вечерний периоды суток. Для этого территорию г. Якутска поделили по секторам, содержащим нерегулируемые зоны движения согласно административным районам (рис. 3).

Выезжали в 6 часов утра и в 19:00 вечера и записывали расстояния видимости дорожных знаков на нерегулируемых зонах движения, ехали со скоростью 20-40 км/ч. Данные показали следующие результаты (таблица 1, рис. 3). Однако с 24 декабря были замечены разные виды видимости: нечеткая и четкая. Нечеткая видимость – это расстояние от место водителя до знака без четкой видимости символов на знаке. Четкая видимость - это расстояние от места водителя до знака с четкой видимостью символов на знаке. Исходя из этого, с января месяца 2017 года расстояния отмечали в двух показателях.

Таблица 1 - Средние показатели наблюдений параметров видимости в период декабрь 2016 [3]

Число	Утро 06:00						Вечер 19:00					
	Температура [°C]	Давление [мм рт. ст.]	Облачность	Явления	Ветер [м/с]	Видимость [м]	Температура [°C]	Давление [мм рт. ст.]	Облачность	Явления	Ветер [м/с]	Видимость [м]
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*
1	-34	752			С 1	300	-36	752			С 1	300
2	-35	749			С 1	300	-35	747			С 1	300
3	-31	746			СЗ 2	300	-31	750			СЗ 2	300
4	-34	755			З 1	300	-35	756			З 1	300
5	-37	759			ЮЗ 1	86,98	-38	758			ЮЗ 1	90
6	-38	757			ЮЗ 1	71,56	-39	757			ЮЗ 1	83,5
7	-41	758			С 1	50,33	-42	757			С 1	62
8	-41	746			Ш	53	-36	747			Ш	71
9	-39	755			С 1	51	-42	757			С 1	63,42
10	-42	758			С 1	38,12	-42	758			С 1	41

Окончание таблицы 1

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*
11	-39	760			С 1	48,67	-37	761			С 1	52
12	-34	763			С 2	300	-36	764			С 2	300
13	-35	767			Ю 1	300	-36	767			Ю 1	300
14	-32	763			С 1	300	-38	761			С 1	300
15	-36	755			С 1	300	-36	752			С 1	300
16	-31	749			Ш	300	-33	748			Ш	300
17	-30	744			Ш	300	-29	748			Ш	300
18	-28	755			З 1	300	-32	757			З 1	300
19	-32	761			Ю 1	300	-34	762			Ю 1	300
20	-31	764			Ш	300	-33	765			Ш	300
21	-37	766			Ю 1	81,4	-36	767			Ю 1	89
22	-42	768			ЮВ 1	39,15	-42	768			ЮВ 1	52
23	-41	764			С 1	40,3	-42	764			С 1	49,13
24	-40	762			Ш	40	-39	762			Ш	49
25	-41	764			ЮЗ 1	40	-38	767			ЮЗ 1	49,23
26	-39	764			Ш	52,9	-40	762			Ш	48,1
27	-38	755			С 1	50	-39	755			С 1	52
28	-40	752			С 1	36,2	-40	752			С 1	50,3
29	-38	745			С 1	44,11	-36	743			С 1	52,1
30	-35	746			Ш	300	-36	746			Ш	300
31	-32	748			СВ 1	300	-32	750			СВ 1	300

Таблица 2 - Средние показатели наблюдений параметров видимости в период январь 2017 гг.

Число	Утро 06:00							Вечер 19:00						
	Температура [°C]	Давление [мм рт. ст.]	Облачность	Явления	Ветер [м/с]	Видимость [м]		Температура [°C]	Давление [мм рт. ст.]	Облачность	Явления	Ветер [м/с]	Видимость [м]	
						нечеткая	четкая						нечеткая	четкая
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*
1	-35	752	◔	✳	Ш	300	300	-35	751	◔	✳	Ш	300	300
2	-32	748	◑	✳	↙ СВ 1	300	300	-34	749	◑	✳	↙ СВ 1	300	300
3	-33	747	◔	✳	↓ С 1	300	300	-30	748	●	✳	↓ С 1	300	300
4	-25	747	◔	✳	Ш	300	300	-22	746	◔	✳	Ш	300	300
5	-32	759	○		↗ ЮЗ 1	300	300	-37	762	○		↗ ЮЗ 1	300	300
6	-41	758	●		Ш	42,4	24	-42	757	●		Ш	40	38,3
7	-40	754	●	✳	↙ СВ 2	47,6	44,1	-40	755	◔	✳	↙ СВ 2	47,3	42
8	-40	763	○		→ З 2	60	58,2	-41	762	◔	✳	→ З 2	80,1	80,3
9	-38	752	◔	✳	↗ ЮЗ 1	49	40,1	-36	752	◔	✳	↗ ЮЗ 1	300	300
10	-40	759	◔	✳	↙ СВ 3	82	78	-41	763	◔	✳	↙ СВ 3	85,1	82,5
11	-46	769	●		↗ ЮЗ 1	32,3	30,2	-42	769	●		↗ ЮЗ 1	52	48,9
12	-31	765	◔		↓ С 1	300	300	-31	767	●		↓ С 1	300	300
13	-31	769	◑		→ З 2	300	300	-30	770	◑		→ З 2	300	300
14	-32	774	◔	✳	↓ С 1	300	300	-35	775	◔	✳	↓ С 1	300	300
15	-35	773	○		Ш	300	300	-38	773	○		Ш	300	300
16	-36	770	○		Ш	300	300	-37	769	○		Ш	300	300

Окончание таблицы 2

1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*
17	-35	767			В 1	300	300	-32	768			В 1	300	300
18	-32	767			ЮЗ 1	300	300	-32	767			ЮЗ 1	300	300
19	-33	764			С 1м/с	300	300	-36	764			С 1	300	300
20	-39	764			ЮЗ 1м/с	30,4	26	-40	764			ЮЗ 1	28	28
21	-32	764			Ш	300	ре	-38	764			Ш	300	300
22	-37	762			ЮВ 1	27	23,1	-34	761			ЮВ 1	29	25,2
23	-31	755			С 1	300	300	-33	755			С 1	300	300
24	-31	754			СЗ 1	300	300	-33	755			СЗ 1	300	300
25	-28	750			С 1	300	300	-30	750			С 1	300	300
26	-19	750			З 4	300	300	-24	752			З 4	300	300
27	-28	755			Ш	300	300	-36	757			Ш	300	300
28	-27	756			Ш	300	300	-29	756			Ш	300	300
29	-18	754			З 3	300	300	-21	754			З 3	300	300
30	-26	743			СЗ 1	300	300	-26	743			СЗ 1	300	300
31	-23	748			ЮЗ 1	300	300	-30	747			ЮЗ 1	300	300

Анализируя исследованные параметры, следует отметить, что туманность в темное время суток в ряду некоторых причин улучшается. Но фактор освещенности участка влияет на расстояние видимости. Эта зависимость рекомендуется дальнейшему изучению.

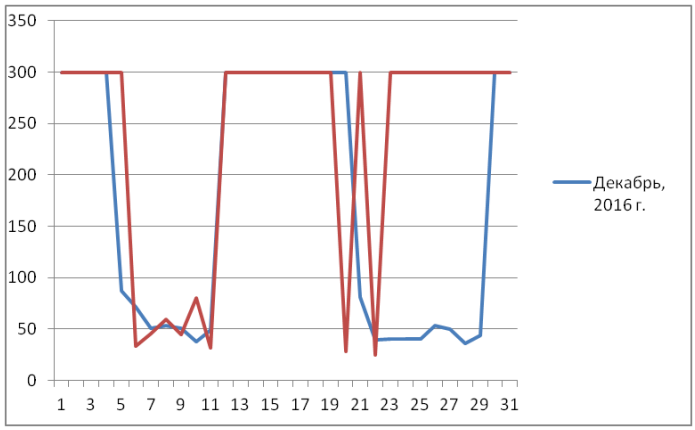


Рис. 3. Средние показатели наблюдений параметров видимости в период декабрь 2016 – январь 2017 г. утром в 6:00

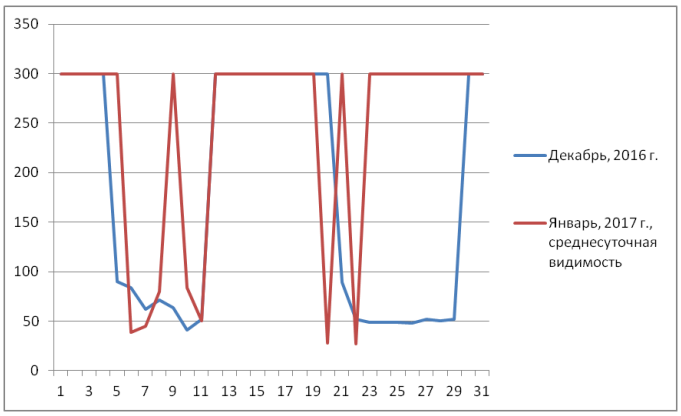


Рис. 4. Средние показатели наблюдений параметров видимости в период декабрь 2016 – январь 2017 гг. вечером в 19:00

В ходе исследования сделаны следующие выводы:

1. Видимость ухудшается с температуры -38 °С
2. Кроме естественного образования морозной туманности снижению видимости способствуют также газовыми выхлопами автотранспортных средств. Здесь имеет место показатель транспортного потока.
3. На окраине города туман сгущается.
4. Предлагаем различать два вида видимости: четкую и нечеткую.

Список использованной литературы:

1. http://weatherarchive.ru/Humidity/Yakutsk - история погоды
2. http://www.gibdd.ru/r/14/stat - официальный сайт ГИБДД г. Якутска
3. https://www.gismeteo.ru/weather-yakutsk-4039 - административный сайт ООО «НПЦ «Мэп Мейкер»

УДК 656.05

ЭКСПЕРТНАЯ ОЦЕНКА ОПАСНОСТИ УЧАСТКА АВТОМОБИЛЬНОЙ ДОРОГИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ОБСТОЯТЕЛЬСТВ ДТП

В.Г. Масленников, С.П. Озорнин

Аннотация. *В статье приводится анализ применяемых методов оценки опасности участков автомобильных дорог, который показал, что они не могут выполнять диагностику и оценку опасности участков ДТП при движении с* разрешенной *Правилами дорожного движения РФ скоростью. Описана разработанная методика экспертной оценки опасности участка ДТП, где причинно-действующими факторами являются дорожные условия. Данная методика позволяет экспертам-автотехникам выявлять опасные участки, где после определения величины безопасной скорости движения обоснованно регламентируется снижение скоростного режима.*

Ключевые слова: *экспертная оценка опасности участка ДТП, безопасная скорость движения, коэффициент опасности дорожных условий.*

Озорнин Сергей Петрович, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины» факультета технологии, транспорта и связи Забайкальского государственного университета. Российская Федерация, 672039, Забайкальский край, г. Чита, ул. Александро-Заводская, 30, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru, т. раб.: 8(3022) 41-73-16; т. моб.: 8-924-270-53-32

Масленников Василий Геннадьевич, старший эксперт ЭКЦ УМВД по Забайкальскому краю, майор полиции, Российская Федерация, 672010, Забайкальский край, г. Чита, ул. Баргузинская, 8, E-mail: maslennikow.vasiliy@yandex.ru, т. раб.: 8(3022) 23-59-58; т. моб.: 8-914-522-95-22

Безопасность автомобильных дорог в России остается на достаточно низком уровне (123 место из 140 стран мира). За последние 35 лет на дорогах России произошло 6,4 млн. дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в которых погибло 1,1 млн. и ранено 7,4 млн. человек. Размер социально-экономического ущерба достигает почти 900 млрд. руб. в год [3].

Анализ распределения ДТП на всем протяжении дороги и плотности их концентрации позволяет выявлять опасные участки и устанавливать степень влияния дорожных условий на аварийность [7].

Проблема выбора критериев опасности участков дорог рассматривается на протяжении многих лет в различных странах, однако нет единого мнения

относительно используемых для этих целей показателей. Всю совокупность методов оценки опасных участков дорог можно разделить на 4 группы. Первая группа – методы, основанные на статистической обработке данных об аварийности на конкретном участке с использованием абсолютных или относительных показателей. Вторая группа – вероятностные методы, основанные на определении возможного количества ДТП с использованием вероятностной модели, полученной в результате обработки статистики происшествий. Третья группа – методы, где в качестве оценочных критериев задействованы условия и режимы движения автомобилей на исследуемом участке дороги. Четвертая группа – методы, основанные на анализе конфликтных ситуаций [5].

Однако, приведенные выше методы не позволяют в рамках проведения автотехнической экспертизы выполнять диагностику и оценку опасности участков ДТП при движении автотранспортных средств (АТС) с разрешенной Правилами дорожного движения (ПДД) РФ скоростью. В связи с этим актуальной является разработка методики экспертной оценки опасности участка автомобильной дороги при исследовании обстоятельств ДТП.

Ухудшение характеристик автомобильных дорог наиболее заметно в зимний период, когда за счет изменения погодных условий, происходит значительное снижение коэффициента сцепления шин автомобиля с дорогой. Дорожно-эксплуатационные организации не всегда своевременно устраняют зимнюю скользкость, в результате чего возможны ситуации, когда водитель, двигаясь с разрешенной ПДД РФ скоростью, теряет управление автомобилем и происходит ДТП.

В настоящее время экспертная оценка дорожных условий, влияющих на безопасность дорожного движения, производится в соответствии с методическим пособием [1], где устанавливается коэффициент безопасности $K_{без}$. Величина коэффициента безопасности определяется отношением предельно допустимой скорости на исследуемом участке $V_{доп}$, обеспечиваемой его реальными параметрами, к максимально возможной скорости въезда на него с предшествующего участка $V_{пр}$.

$$K_{без} = \frac{V_{доп}}{V_{пр}} \qquad (1)$$

Пункт 19.2 методического пособия [1] предусматривает сравнение рассчитанной величины предельно допустимой скорости на конкретном участке дороги с разрешенной ПДД РФ скоростью. В случае, когда рассчитанная по фактическим значениям параметров дороги скорость окажется ниже разрешенной, то такие участки считаются опасными и поэтому должны быть обозначены соответствующими знаками, регламентирующими безопасный режим движения [1]. То есть, экспертная оценка дорожных условий влияющих на безопасность дорожного движения

проводится путем сравнения величин безопасной скорости на смежных участках дорог.

С учетом выше изложенного, возникла необходимость разработки методики экспертной оценки опасности участка автомобильной дороги при исследовании обстоятельств ДТП, направленной на выявление нарушений не только со стороны водителей, но и организаций, ответственных за содержание дороги. Кроме того, исследование участков дорог позволит в дальнейшем установить на них безопасный режим движения и повысить уровень безопасности движения.

При разработке методики было учтено, что опасность участка ДТП зависит от множества факторов. Их можно разделить на 3 группы:

1) наличие средств организации движения на участке дороги (светофоры, дорожные знаки и разметка, ограждения и др.);

2) геометрические параметры участка дороги (ширина полосы движения, обочины, радиусы кривых, уклоны, видимость и т. д.);

3) характеристики состояния дорожного покрытия.

Указанные выше факторы определяют опасность участка дороги и позволяют провести ее оценку. Так, например, средства организации движения, используемые на участке дороги, задают требуемый скоростной режим, к которому должны стремиться водители. Тем самым, появляется возможность определения максимальной разрешенной скорости движения $V_{допПДД}$. С другой стороны, геометрические параметры участка дороги, а также видимость, сцепные качества покрытия ограничивают скорость движения, то есть формируют максимально безопасную скорость движения $V_{без}$. Соотношение скоростей $V_{допПДД}$ и $V_{без}$ позволяет делать вывод об опасности участка дороги.

При сравнении рассчитанной максимальной безопасной скорости $V_{без}$ на конкретном участке дороги с разрешенной ПДД $V_{допПДД}$, выявляется несоответствие в случае, когда $V_{без}$ окажется меньше $V_{допПДД}$. Такие участки считаются опасными и поэтому должны быть обозначены соответствующими знаками, регламентирующими безопасный режим движения в опасной зоне и на подходах к ней, с учетом всех неблагоприятных факторов. [6].

Опасность участков дорог состоит в том, что водитель может попасть в ДТП, даже соблюдая разрешенную ПДД скорость $V_{допПДД}$. На таких участках действуют положения п. 10.1 ПДД РФ, согласно которым водитель должен самостоятельно выбирать скоростной режим из условия обеспечения безопасности [4]. Однако, зачастую, водителю трудно определить значение безопасной скорости движения «на глаз», как правило, водитель ориентируется на знаки дорожного движения.

Для оценки опасности дорожных условий участков ДТП целесообразно ввести коэффициент опасности дорожных условий $K_{ОДУ}$. Этот коэффициент будет являться показателем, характеризующим способность участка дороги обеспечивать безопасное движение транспортных средств с разрешенными ПДД РФ скоростями. Величина коэффициента опасности дорожных условий

участка дороги определяется отношением допустимой скорости движения (согласно ПДД РФ) к скорости движения на участке ДТП, безопасной с точки зрения дорожных условий

$$K_{ОДУ} = \frac{V_{допПДД}}{V_{без}} \qquad (2)$$

где $K_{ОДУ}$ – коэффициент опасности дорожных условий участка дороги;

$V_{допПДД}$ – допустимая скорость движения, км/ч;

$V_{без}$ – безопасная скорость движения в данных дорожных условиях, км/ч.

Величина коэффициента $K_{ОДУ}$ опасности дорожных условий, полученная в результате обследования участка дороги, характеризует условия движения на участке ДТП, а также устанавливает уровень информационного обеспечения водителя. Если отношение допустимой ПДД РФ скорости на участке дороги к скорости движения безопасной по дорожным условиям окажется более 1, то в данном случае участок дороги, где произошло ДТП, считается опасным, а уровень информационного обеспечения водителя низким (табл. 1).

Таблица 1 – Ранжирование условий движения на участке ДТП по уровню опасности

Коэффициент опасности дорожных условий $K_{ОДУ}$	0…0,9	1,0	1,1…1,9	более 2,0
Условия движения	не опасные	малоопасные	опасные	очень опасные

Для экспертной оценки коэффициента опасности дорожных условий $K_{ОДУ}$ на участке ДТП определяются параметры, позволяющие достоверно расчитать значение безопасной скорости $V_{без}$ в зависимости от дорожных условий и дорожной ситуации, а также значение допустимой скорости $V_{допПДД}$, согласно ПДД РФ.

К указанным параметрам относятся: коэффициент продольного сцепления φ; радиус кривой в плане R, м; радиус вогнутой кривой в профиле $R_{ВОГ}$, м; величины сопрягающихся уклонов i_1 и i_2; расстояние видимости в зоне с ограниченной видимостью S, м; расстояние до траектории движения пешехода в момент его обнаружения в зоне с ограниченной видимостью $S_{вп}$, м; расстояние до траектории движения автомобиля, в момент его обнаружения на перекрестке в зоне с ограниченной видимостью $S_{ва}$, м; ширина земляного полотна дороги B, м; $S_в$ – видимость элементов дороги в направлении движения транспортного средства с места водителя, м; допустимая ПДД РФ скорость движения участке $V_{допПДД}$, км/ч.

Проведенный анализ научной и нормативной литературы позволил сформировать перечень математических моделей для определения максимальных безопасных скоростей для различных участков дорог.

1. На криволинейном участке в плане математическая зависимость для определения максимальной безопасной скорости движения имеет вид [1, 6, 7]

$$V_{\text{без}} = 3{,}6\sqrt{gR(\mu \pm i_{\text{п}})}, \tag{3}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

R – радиус кривой в плане, м;

μ – коэффициент поперечной силы (принимается равным 0,15);

$i_{\text{п}}$ – поперечный уклон, ‰.

Для расчета по формуле (3) необходимо измерить фактический радиус кривой R и поперечный уклон $i_{\text{п}}$, а величину μ, характеризующую используемую долю коэффициента поперечного сцепления, принять равной 0,15 [1].

2. Безопасная максимальная скорость по условию опрокидывания при абсолютно жесткой подвеске определяется с помощью выражения [2]

$$V_{\text{без}} = 3{,}6\sqrt{\frac{gRB}{2h_{\text{цт}}}}, \tag{4}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

R – радиус поворота, м;

B – ширина колеи автомобиля, м;

$h_{\text{цт}}$ – высота центра тяжести автомобиля, м.

3. Безопасная максимальная скорость движения по условию ограниченной видимости [1, 6, 7]

$$V_{\text{без}} = 3{,}6\sqrt{\frac{g\left(\varphi^2 - i^2\right)}{k_{\text{э}}\varphi} \cdot \left(S - l_0\right)}, \tag{5}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

φ – коэффициент продольного сцепления;

i – продольный уклон, на котором расположена кривая, ‰;

S – расстояние видимости, м,

R – радиус кривой в плане, м;

$l_{\text{о}}$ – запас пути для остановки перед препятствием (принимается 5 м);

$k_{\text{э}}$ – коэффициент эксплуатационных условий торможения.

Коэффициент эксплуатационных условий торможения для легкового автомобиля принимается равным $k_э$ = 1,45, для грузового автомобиля $k_э$ = 1,8 [1, 6, 7].

4. Безопасная максимальная скорость на подъемах с продольным уклоном до 20 ‰, заканчивающихся горизонтальным участком, рассчитывается по следующей формуле [1, 6, 7]

$$V_{без} = 3{,}6\sqrt{\frac{g(\varphi + i)}{k_э} \cdot (S - l_0)}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

φ – коэффициент продольного сцепления;

i – продольный уклон, ‰;

S – расстояние видимости, м;

R – радиус кривой в плане, м;

$l_о$ – запас пути для остановки перед препятствием (принимается 5 м);

$k_э$ – коэффициент эксплуатационных условий торможения.

5. Безопасная максимальная скорость на выпуклом переломе продольного профиля (на переходе от подъема к спуску) рассчитывается по формуле [1, 6, 7]

$$V_{без} = 3{,}6\sqrt{\frac{g(\varphi + i_1)(\varphi + i_2)}{k_э \varphi} \cdot (S - l_0)}, \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

φ – коэффициент продольного сцепления;

i_1 , i_2 – сопрягающиеся продольные уклоны, ‰;

S – расстояние видимости, м;

R – радиус кривой в плане, м;

$l_о$ – запас пути для остановки перед препятствием (принимается 5 м);

$k_э$ – коэффициент эксплуатационных условий торможения.

6. Безопасная максимальная скорость на вогнутой кривой (на переходе от спуска к подъему) рассчитывается по следующей формуле [1, 6, 7]

$$V_{без} = 6{,}5R_{вог}, \quad (8)$$

где $R_{вог}$ – радиуса вогнутой кривой, м.

7. В темное время суток безопасная по условиям видимости максимальная скорость движения транспортного средства рассчитывается по формуле [2]

$$V_{без} = 3{,}6\,jT\left(\sqrt{1+\frac{2S_{в}}{jT^{2}}}-1\right), \quad (9)$$

где J – установившееся замедление при экстренном торможении, м/с²;

T – суммарное время срабатывания тормозной системы, с;

$S_{в}$ – видимость элементов дороги в направлении движения транспортного средства с места водителя, м.

8. Безопасная по условиям ограниченной видимости препятствия максимальная скорость движения транспортного средства рассчитывается по формуле [2]

$$V_{без} = 3{,}6\,jT\left(\sqrt{1+\frac{2S_{вп}}{jT^{2}}}-1\right), \quad (10)$$

где J – установившееся замедление при экстренном торможении, м/с²;

T – суммарное время срабатывания тормозной системы, с;

$S_{вп}$ – видимость препятствия с места водителя, м.

Методика экспертной оценки опасности участка ДТП позволит экспертам-автотехникам выявлять участки, где причинно-действующими факторами возникновения ДТП являются дорожные условия. Определение величины безопасной скорости движения позволит обоснованно регламентировать снижение скоростного режима на исследуемом участке ДТП.

Список использованной литературы:

1. Диагностическое исследование элементов автомобильных дорог на участках дорожно-транспортных происшествий (дорожных условий), влияющих на безопасность дорожного движения. Методическое пособие для экспертов, следователей и судей. – Москва: ВНИИСЭ, 1999. – 94 с.

2. Илларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: Методическое пособие [Текст] / В.А. Илларионов. – Москва: Транспорт, 1998. – 255 с.

3. О федеральной целевой программе «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах» [Текст]. – Постановление Правительства РФ от 03.10.2013 № 864 (в ред. от 11.10.2016).

4. Правила дорожного движения РФ [Текст]. – Утв. Пост. Совета Министров. – Постановление Правительства РФ от 23.10.1993 № 1423 (в ред. от 22.09.2016).

5. Рекомендации по обеспечению безопасности движения на автомобильных дорогах [Текст]. Заголовок: ОДМ 218.4.005–2010. – Изданы на осн. расп. Фед. дор. агентства от 12.01.2011 № 13–р.

6. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП: Учебное пособие для вузов [Текст] / Ю.Б. Суворов. – Москва: Изд-во «Экзамен», изд-во «Право и закон», 2004. – 208 с.

7. Сильянов В.В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог и городских улиц: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.В. Сильянов, Э.Р. Домке. – 2-е изд., стер. – Москва: Изд. центр «Академия», 2008. – 352 с.

УДК 656.02

ОЦЕНКА УРОВНЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ В ГОРОДСКИХ УСЛОВИЯХ

Р.Н. Горбунов

Аннотация. *Оценка качества функционирования улично-дорожной сети может быть проведена на основе показателя уровня обслуживания. Для проведения оценки следует понять, каким же образом изменяется показатель уровня обслуживания в зависимости от протяженности маршрута.*

Ключевые слова: *уровень обслуживания, временной индекс, организация дорожного движения, геоинформационные системы, система спутниковой навигации.*

Горбунов Роман Николаевич, аспирант кафедры МиЛТ Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: gorbunow@list.ru, тел.: 89501111031

Качество функционирования улично-дорожной сети (УДС) может быть охарактеризовано множеством показателей, например, качеством дорожного покрытия, пропускной способностью. Также существует параметр, который по сути может стать оценкой качества дорожного движения – уровень обслуживания. Этот параметр показывает на сколько та или иная дорога тот или иной сегмент справляется с нагрузкой в определенный момент.

Отношение участников дорожного движения к различным участкам УДС может различаться. На выбор маршрута участника дорожного движения, планирующего поездку на своем автомобиле, оказывают влияние многие факторы, такие как расстояние до пункта назначения, время в пути, качество дорожного покрытия, имеющаяся информация о маршруте, количество автомобилей на пути следования, влияние непредвиденных факторов и др. Основываясь на этой информации выбирается маршрут движения, и зачастую, зная качество российских дорог и плохое планирование городских УДС, выбранный маршрут не оптимален по одному или нескольким из указанных ранее факторов. Для того, чтобы оценить их совокупное влияние и был применен показатель уровня обслуживания, заимствованный из оценки качества сферы услуг. Исследования в данном направлении начались еще несколько десятилетий назад и продолжаются в США по сей день. На основании этих исследований было разработано руководство Highway Capacity Manual (HCM), которое предлагало подходы к оценке характеристик УДС и требования к ним. Также большая работа была проведена в Германии, где было выпущено руководство Handbuch für die Bemessung von Straßenverkehrsanlagen (HBS). Данное руководство рекомендует различать оценку уровня обслуживания не только по типам дорог (городские и междугородние) но и по другим параметрам, например, по освещенности. За основу при оценке уровня обслуживания принимают такой критерий надежности как временной индекс. Данный показатель рассчитывается по формуле

$$TTI = Tp/T_{15\%} \quad (1)$$

где T_p – затраты времени на передвижение в пиковый период;

$T_{15\%}$ – затраты времени на передвижение 15% обеспеченности, наблюдаемые во внепиковые периоды суток.

Таким образом временной индекс определяется как отношение времени движения по одному и тому же участку в исследуемое время ко времени движения в свободных условиях.

Соответственно задача проектировщиков при строительстве новых и реконструкции старых дорог учесть в проектах и минимизировать значения показателя уровня облуживания и их колебания в течении суток как для проектируемых участков, так и для всей дороги в целом. Все эти и многие другие вопросы исследуются, в том числе транспортной лабораторией ИрНИТУ.

В проводимом исследовании был поднят вопрос о зависимости такого показателя как уровень обслуживания, от протяженности маршрута в городских условиях. Действительно, чем длиннее маршрут, тем дольше

участник дорожного движения готов простоять в пробках. На данный момент для завершения исследований проводится сбор информации о дорожном движении на улицах города Иркутска.

Сбор информации осуществляется с помощью GPS навигаторов, установленных в автомобилях. Во время движения автомобиля навигатором осуществляется запись параметров движения автомобиле в виде трека, который затем обрабатывается в программе GPS Track Editor, рис.1, где из него формируется рабочий трек путем удаления неинформативных сегментов, например, часть трека, записанная в тот момент, когда автомобиль был припаркован, недостоверные данные, вызванные потерей связи со спутником и т.п.

Кроме того, все треки приводятся к единым условиям начала и окончания маршрута, а именно началом трека должен являться момент начала движения с перекрестка или иной точки, местоположения которой может быть определено с достаточной точностью, а окончанием трека должно быть пересечение перекрестка или точки, местоположения которой может быть определено с достаточной точностью.

После сбора достаточного для исследования количества треков и их обработки по выбранным маршрутам будут проведены контрольные замеры в свободных условиях. После чего выбранные маршруты будут разбиты на сегменты различной длины, данные по трекам будут выгружены и будут проведены расчеты временного индекса для каждого из выбранных сегментов и для всего пути в целом. Полученные результаты покажут, на сколько меняется уровень обслуживания в зависимости от протяженности пути в городских условиях и можно ли применять единую шкалу значений показателя уровня обслуживания для маршрутов различной протяженности.

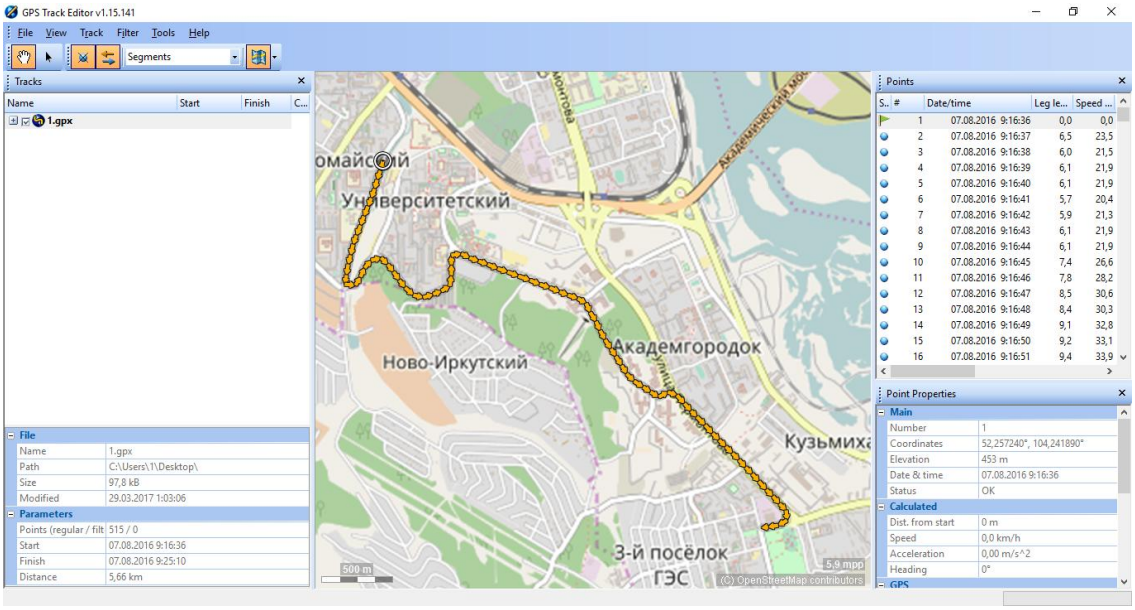


Рис. 1. Интерфейс программы GPS Track Editor

Кроме того, собранные данные позволят понять, как меняется уровень обслуживания в зависимости от временного фактора, то есть в течении дня, недели, месяца, а также сезонного и прочих факторов. Проводимые исследования могут найти применение при разработке нормативной документации, содержащей требования к проектированию автомобильных дорог.

Список использованной литературы:

1. Bennecke, A.; Friedrich, B.; Friedrich, M.; Lohmiller, J.: Time-dependent Service Quality of Network Sections. Proc. of. the 6th International Symposium on Highway Capacity and Quality of Service, Stockholm, Sweden June 28 – July 1, 2011

2. Highway Capacity Manual 2000 (HCM 2000), Transportation Research Board, National Research Council, Washington, D.C., U.S.A. 2000.

3. Travel Time Reliability: Making It There On Time, All The Time. United States Department of Transportation - Federal Highway Administration, 2013

4. Михайлов А.Ю., Левашев А.Г., Шаров М.И. Современные методы оценки качества организации дорожного движения в городах. Иркутск, 2015. 218 с. Деп. в ВИНИТИ РАН 31.03.2015, № 64-В2015.

УДК 629.113

ПУТИ РЕАЛИЗАЦИИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ОСНОВЕ РАЗВИТИЯ ТЕХНОЛОГИИ АВТОНОМНОГО ДВИЖЕНИЯ

В.В. Дебелов, Д.В. Ендачев, В.В. Евграфов, С.В. Бахмутов

Аннотация. *В работе представлены результаты разработки комплекса электронных систем управления режимами движения интеллектуального транспортного средства. Целью работы является создание концепции телеуправляемого шасси для автономного транспортного средства, а также последующая её реализация на одном из действующих образцов легкового автомобиля, используя штатные компоненты и системы этого автомобиля. В качестве критериев оптимальности работы электронного комплекса рассматриваются динамические характеристики транспортного средства, время отклика на управляющее воздействие и точность выполнения команд. Определены: состав систем управления, необходимая логика, реализуемая электронными системами для управления движением автомобиля, взаимосвязи и функции систем, протокол взаимодействия автомобиля и мобильной рабочей*

станции, управляющей режимами движения и задающей направления перемещения. В результате выполнения натурного эксперимента, получены экспериментальные данные и графики процессов движения, экспериментальные зависимости и параметры работы каждого из компонентов. Результаты работы способствуют формированию требований к системам управления и последующей их реализации. Обеспечена универсальность решений для совершенствования имеющихся систем помощи вождению и прогрессу систем управления беспилотным транспортом.

Ключевые слова: *автономное транспортное средство, электротехнический комплекс, системы управления, режимы движения транспортного средства, система электрооборудования автомобиля.*

Бахмутов Сергей Васильевич, заместитель генерального директора по науке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», д.т.н., профессор ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2, E-mail: info@nami.ru, http://nami.ru, тел.: +7 (495) 456-67-21, факс: +7 (495) 456-31-32,

Ендачев Денис Владимирович, директор центра «Информационные и интеллектуальные системы», к.т.н. (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г.Москва)

Дебелов Владимир Валентинович, ведущий инженер-конструктор центра «Информационные и интеллектуальные системы», Управление «Электронные устройства», к.т.н. (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г.Москва)

Евграфов Владимир Владимирович, главный специалист центра «Информационные и интеллектуальные системы», Управление «Интеллектуальных системы», к.ф.-м.н. (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г.Москва)

Введение

Тенденция развития технологии перспективного направления[8] автономных транспортных средств (ТС) предопределяет развитие целого направления исследований и разработок электротехнических комплексов и систем, применяющихся на различных видах транспорта: автомобильном, водном и воздушном [1]. При этом наиболее интенсивное развитие наблюдается в секторе пассажирских автомобилей (категория М1).

Несмотря на общий высокий технологический потенциал в отрасли машиностроения, отсутствует единый подход к проектированию основных исполнительных механизмов, в результате чего не обеспечивается их унификация для различных транспортных средств, а также усложняется проведение комплекса работ, связанных с моделированием, экспериментальными исследованиями и оценкой характеристик электронных систем и исполнительных механизмов в составе автономных ТС. Развитие системы управления (СУ) режимами движения также способствует созданию и становлению инфраструктуры автономных ТС, и сопровождается совершенствованием ряда систем автоматического управления ТС.

Автомобильные технологии на современном этапе развития требуют присутствия человека для принятия решений относительно направления и ориентации движения ТС, задания скорости движения, анализа дорожной обстановки, принятия решений о начале движения и торможения.

Существует направление развития ТС, ставшее важным этапом на пути создания автономного транспорта. Речь идет об интеллектуальных системах активной помощи водителю. Такие системы имеют название ADAS – Advanced Driver Assistant Systems и призваны решать задачу по управлению ТС с минимальным участием водителя [4].

Среди реализованных и поставленных на производство систем ADAS,в наибольшей степени способствующих реализации автономного движения, следует отметить: адаптивный круиз-контроль, систему автоматической помощи при парковке, систему контроля слепых зон, систему экстренного торможения, система контроля съезда с полосы и активного рулевого управления, систему навигации и глобального позиционирования, систему контроля давления в шинах.

Несмотря на то, что системы, способные взять на себя обязанности по частичному управлению ТС существуют, практика их применения в отношении автономных ТС невелика, при этом функции, которые выполняют данные системы, это – поворот рулевого колеса, контроль дистанции до объекта или препятствий, который находится вблизи автомобиля, ускорение и торможение, поддержание скорости, а также ориентация в пространстве, помощь при движении на спуск или на подъем и другие [5, 6]. Для полноценного автономного движения ТС требуются глубокие исследование и реализация специальной логики и алгоритмов управления электронных систем автомобиля.

Таким образом, задачу по разработке СУ режимами движения транспортного комплекса в рамках развития технологии автономного движения нужно решать путем реализации новых функций и создания связей для имеющихся технических систем и использовать их потенциал.

Постановка задачи

Задача по управлению движением автономного ТС, с использованием накопленного опыта систем ADAS,требует решения целого ряда подзадач: совершенствование системы активного круиз-контроля в составе комплекса регулирования скорости, определение характеристик и режимов работы электрического усилителя рулевого управления, регулирование тормозного давления системой управления курсовой устойчивостью и другие. Таким образом, для создания автономного ТС по сути необходимо решения двух глобальных задач - это создание телеуправляемого шасси, способного точно и быстро реализовать управляющие команды и спроектировать интеллектуальный управляющий комплекс, включающий в себя систему технического зрения, анализа дорожной ситуации и принятия решений.

На сегодняшний день актуальна задача по разработке телеуправляемого шасси, чему способствует внедрение систем ADAS в массовое производство. Эти системы уже реализуют часть функций, которыми должно обладать телеуправляемое шасси автономного ТС. При этом до сих пор не решена задача реализации в рамках единого комплекса и создания интерфейса обмена командами.

Таким образом, целью настоящей работы является разработка и реализация концепции и систем управления телеуправляемого шасси для управления режимами движения автономного ТС.

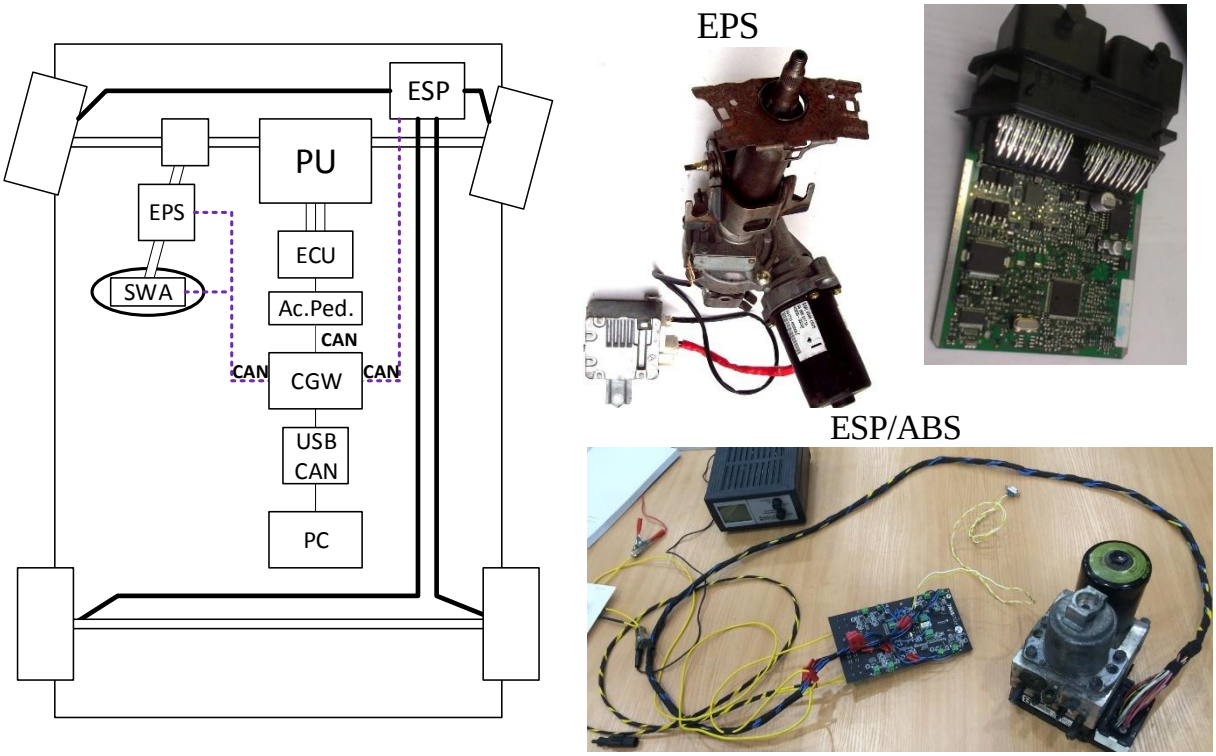
Тенденция разработок автономных ТС в автомобилестроении

На текущий момент активно ведутся разработки систем помощи водителю, которые способствуют безопасному и эффективному управлению режимами движения. При этом задача водителя сводится к управлению траекторией движения посредством рулевого управления. Наибольший технический прогресс в разработке систем ADAS наблюдается у компаний: BOSCH, Continental, Takata, Avtoliv.Среди отечественных компаний наиболее успешно создают и применяют системы помощи водителю: НПП «ИТЭЛМА», ФГУП «НАМИ» и «Группа ГАЗ», ПАО «КАМАЗ».В рамках проектов по созданию систем ADAS разрабатываются модульные платформы для проведения исследований автономных ТС и телеуправляемого шасси, что является ~~высоко~~ актуальной задачей.Среди зарубежных компаний активно занимаются разработками в этом направлении компании: Tesla, Robot Taxi, GeneralMotors, Volkswagen, Audi, BMW, Volvo, Nissan, Google, а среди российских компаний: ПАО "КАМАЗ", SkolTech, ФГУП «НАМИ».

Концепция и реализация телеуправляемого шасси автономного транспортного средства

Для реализация данной концепции необходимо выполнить моделирование и экспериментальную оценку времени работы исполнительных механизмов, режимов движения транспортного средства, отработать логику управления и набор команд, реализуемых электронными системами в составе шасси [7].

На рис.1 представлен разработанный электротехнический комплекс управления телеуправляемого шасси, предназначенный для моделирования системы управления шасси автономного ТС, исследования динамики движения ТС под управлением интеллектуальных систем, апробации вариантов исполнения и компоновки системы управления, испытания и отладки алгоритмов управления интеллектуальных ТС. Здесь контроллер CGW способствует созданию межсетевого интерфейса для обмена потоками данных между устройствами и отдельными системами управления.



PU – силовой агрегат, ECU – контроллер управления силовым агрегатом, Ac.Ped. – электронная система педали акселератора, CGW – центральный шлюз обмена даннымимежду шинамиCAN, SWA – датчик определения угла поворота рулевого колеса, EPS – система электрического усиления рулевого управления, ESP – система курсовой устойчивости и регулировки давления в тормозных магистральных шлангах, USB-CAN – интерфейс связи телеуправляемого шасси и персонального компьютера, PC – персональный компьютер или мобильная рабочая станция.

Рис. 1. Прототип телеуправляемого шасси для ходового макета автономного транспортного средства

Спроектирована система рулевого управления телеуправляемого шасси. Она включает в себя электронный блок управления, асинхронный двигатель постоянного тока, датчик положения рулевого колеса. Блок управления получает уставку положения руля по CANот CGW, а затем, согласно реализованной логике, поворачивает рулевое колесо, с обратной связью по датчику угла положения руля. В системе предусмотрено два режима работы: когда транспортным средством управляет сам водитель, и режим приема и выполнения команд. Чтобы обеспечить плавность управления и исключить резкие колебания положения рулевого колеса, при приближении к уставке, вводится функция линейной фильтрации уставки положения рулевого колеса. Ограничивается градиент изменения угла поворота руля, что связано с инерцией рулевого колеса. За счет этого достигается минимизация токов через силовые ключи блока управления, при смене направления вращения, оптимальный температурный режим работы и диапазон регулирования.

Разработана система, обеспечивающая торможение транспортного средства с различным диапазоном усилия на фрикционном тормозном механизме. Получены экспериментальные данные замедления и торможения телеуправляемого шасси при отладочных испытаниях алгоритмов управления. Система состоит из электронного блока управления, гидравлического агрегата с электронасосом и электронными клапанами. В системе присутствуют датчики скорости колес, акселерометр и гироскоп, датчик давления тормозной жидкости. Их совокупность обеспечивает функцию накачки, поддержания, регулировку давления в тормозных магистральных шлангах в различных режимах и обеспечение заданного тормозного усилия с введением обратной связи по скорости автомобиля и давлению в гидравлической магистрали. Система подключается через контроллер CGW [8] для её интеграции в телеуправляемое шасси, и включения в состав единого комплекса управления.

Для управления заданной скоростью телеуправляемого шасси разработана электронная система, выполняющая имитацию выходной характеристики электронной педали акселератора - напряжения в зависимости от положения педали в различных режимах движения транспортного средства. Система управления скоростью состоит из контроллера управления двигателем, электронной системы управления выходными характеристиками педали, электронной педали акселератора, контроллера CGW. В системе реализованы два режима работы: режим приема и выполнения команд и режим управления посредством педали акселератора. В режиме приема команд реализованы несколько функций: увеличение, поддержание, снижение скорости. В режиме увеличения скорости имитируется только выходная характеристика педали, соответствующая запросу крутящего момента двигателя. В режиме поддержания применяется ПИ-контроллер скорости, выходная характеристика которого представлена характеристикой педали акселератора. В режиме снижения скорости используется функция торможения двигателем, когда момент гасится в режиме топливной отсечки для двигателя с искровым зажиганием.

Экспериментальные исследования

Целью экспериментальных исследований систем управления режимами движения транспортного средства для телеуправляемого шасси является оценка: погрешности и отклонения текущего значения от уставки при исполнении команд рулевого управления, времени исполнения команд и давления при торможении телеуправляемого шасси, ошибки регулирования скорости движения и управления крутящим моментом при регулировании скорости в процессе переключении передачи трансмиссии.

Испытания системы торможения проводились на различных дорожных покрытиях при различных коэффициентах сцепления и температурных режимах[9]. Определено тормозное давление для интервалов времени, за которое должно происходить понижение скорости телеуправляемого шасси на заданную величину при использовании представленной системы, обеспечивающей

торможение, что наглядно представлено в таблице 1. Для системы торможения, при расчете времени открытия клапана, для достижения заданного давления, необходимо применять параметр модельного давления, что позволяет снизить ошибку управления с 15-30 Бар до 5-15 Бар.

Таблица 1 – Длительность изменения скорости на различных покрытиях

Тест системы торможения	**Коэффициент сцепления с поверхностью, φ**	**Изменение скорости V [km/h]**	**Время торможения транспортного средства, [s]**	**Тормозное давление [MPa]**
1	0.2-0.3	25-20	1,3	3 (30 Бар)
2	0.2-0.3	30-10	3,8	3 (30 Бар)
3	0.8-0.85	40-30	1,1	10 (100 Бар)

Рис. 2. График зависимости положения рулевого колеса от изменения величины уставки и отсутствии ограничивающих линейных фильтров

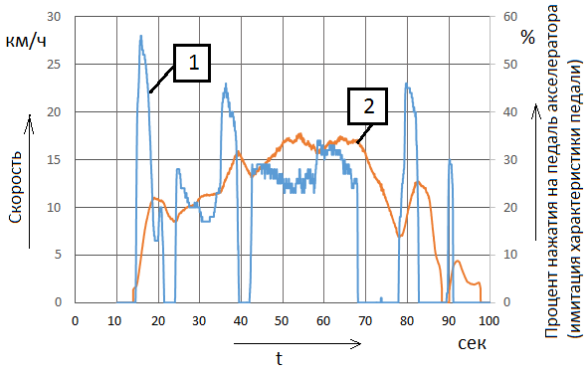


Рис. 3. График управления скоростью при реализации различных режимов движения 1 – Запрос крутящего момента и режима торможения двигателем, 2 – Скорость ТС

Выполнен эксперимент по определению граничных режимов работы электроусилителя руля (Рис.2). При отсутствии функций, ограничивающих градиент, и скорости поворота рулевого колеса 360 градусов в секунду и более возникает эффект перерегулирования. Руль поворачивается дальше установленного положения на 90 градусов поворота рулевого колеса (гр.п.р.к.) и более, после чего требуется корректировка его положения.

Выполнены исследования по оценке режимов работы системы управления скоростью и подбору значений коэффициентов регулирующего контура ПИ-контроллера скорости. Переход от режима ускорения к режиму торможения (Рис.3) эффективно реализуется на низкой скорости и малой передаче в режиме торможения двигателем с последующим включением системы торможения. При активации системы управления характеристикой электронной педали акселератора инициализируется интегральная часть регулятора эквивалентном текущему значению нажатия на педаль (Рис.4), а пропорциональная нивелирует отклонения от уставки. Ошибка регулировки скорости достигает +/- 2км/ч. При смене передачи требуется минимизация значение выходного коэффициента ПИ- регулятора для исключения эффекта заброса частоты вращения двигателя, показанного на рисунке 5. Неизменное значение выходного коэффициента регулятора при смене номера

передачи ведет к открытию дроссельной заслонки и колебанию частоты вращения двигателя при присоединении трансмиссии. Уменьшение выходного коэффициента ПИ регулятора на момент переключения передачи позволяет исключить влияние этого эффекта.

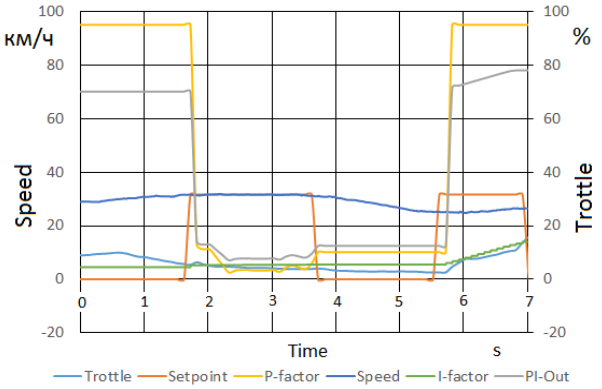


Рис. 4. График регулирования скорости движения ТШ в режиме поддержания скорости посредством ПИ контроллера в режиме имитации педали акселератора

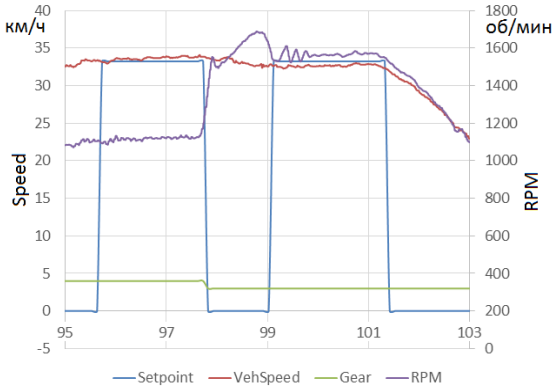


Рис. 5. График регулировки частоты вращения ДВС и скорости движения в процессе смены номера передачи трансмиссии в составе ТШ

Выводы:

В результате проделанных исследований установлено, что при реализации систем управления режимами движения транспортного средства необходимо следовать следующим рекомендациям:

1. Для создания телеуправляемого шасси рационально использовать системы помощи водителю (ADAS), которые интегрируются в единую систему телеуправляемого шасси за счет введения дополнительного контроллера CGW.
2. При реализации телеуправляемого шасси необходимо вводить параметры обратной связи в состав отдельных систем ADAS, что решается за счет маршрутизации их посредством центрального коммуникационного шлюза CGW.
3. Применение существующих систем помощи водителю на этапе развития технологии автономного движения способствует использованию имеющегося технического потенциала и отработке логики управления, реализуемой в составе АТС на базе телеуправляемых шасси.
4. При разработке рулевого управления необходимо вводить функции ограничения в целях исключения ошибок перерегулирования, биений о крайние правое и левое положения, перегрева системы управления электроприводом.
5. Реализация системы управления скоростью на базе имеющегося прототипа автомобиля решается имитацией характеристик педали акселератора, что обеспечивает регулировку скорости движения и крутящего момента.
6. При создании системы торможения возможным решением является применение гидроагрегата с системой управления, который создает необходимое тормозное давление и интегрируется за счет контроллера CGW.

Список использованных источников:

1. Saykin A., Bakhmutov S., Terenchenko A., Endachev D.,Karpukhin K., Zarubkin V. Tendency of creation of “driverless” vehicles abroad. Bioscience Biotechnology Research Asia, 2014, 11, p. 241-246.
2. Гайсин С.В., Бахмутов С.В., Ендачев Д.В. Развитие интеллектуальных систем помощи водителю (ADAS) в российской федерации, Мезенцев Н.П.Труды НАМИ. 2016. № 265. С. 6-12.
3. Козловский В.Н., Строганов В.И., Дебелов В.В., Пьянов М.А. Комплекс электронных систем управления движением легкового автомобиля с комбинированной силовой установкой. Часть 1 Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2014. Т. 10. № 1. С. 40-49.
4. Дебелов В.В., Иванов В.В., Козловский В.Н., Строганов В.И. Моделирование электронной системы регулирования скорости движения легкового автомобиля в режимах поддержания и ограничения скорости Электроника и электрооборудование транспорта. 2013. № 6. С. 2-7.
5. Дебелов В.В., Козловский В.Н., Родин Н.Г. Моделирование электротехнических систем управления на автомобильном транспорте Электроника и электрооборудование транспорта. 2015. № 5-6. С. 9-14.
6. Сайкин А.М., Карпухин К.Е., Переладов А.С. Разработка перспективного наземного беспилотного транспортного средства. Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения». Минск, 2015, выпуск № 4, с. 32-36.
7. Курмаев Р.Х., Стручков В.С.К вопросу обеспечения заданных температурных режимов элементов КЭУ при использовании их на АТС, Цимбалюк М.А.Труды НАМИ. 2015. № 260. С. 69-80.
8. Шадрин С.С., Иванов А.М., Карпухин К.Е. Использование данных бортовых мультиплексных сетей автотранспортных средств при дорожных испытаниях, разработки ИТС и автоматизации управления. Вестник машиностроения № 7, 2016г. – с. 25-29.
9. Катанаев Н.Т. Идентификация несовершенных связей колеса транспортного средства при движении в сложных дорожных условиях / Катанаев Н.Т., Колбасов А.Ф. // Автомобильная промышленность №11, 2016. С. -14-17

УДК 656.11:656.13

СОСТОЯНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ (НА ПРИМЕРЕ Г. ДУШАНБЕ)

Ж.Т. Пиров

Аннотация. *В статье дана оценка состоянию организации дорожного движения в городе Душанбе, выявлены основные причины, снижающие ее эффективность. Предложено путём усовершенствования инфраструктурного обеспечения устранить ряд серьёзных проблем в области дорожного движения (развивающаяся высокими темпами автомобилизация и сопутствующий ей рост объёмов движения автотранспорта). Приведены рекомендации по совершенствованию транспортной системы и повышению эффективности организации дорожного движения в городе Душанбе.*

Ключевые слова: *организация дорожного движения, город Душанбе, транспортная система, интенсивность, транспортный поток.*

Пиров Жахонгир Тиллоевич, аспирант кафедры МиЛТ Иркутского Национального Исследовательского Технического Университета, 664074, Россия, г. Иркутск, ул.Лермонтова 83, E-mail: Vilia-7@mail.ru

Душанбе – столица Республики Таджикистан, город республиканского значения, самый крупный научный, культурный, политический, экономический, промышленный и административный центр страны. Население города на 1 января 2016 года составило 802700 тысяч человек, а всей Душанбинской агломерации – 1485,1 тысяч человек.

Душанбе расположен на 38° северной широты и 68° восточной долготы в Гиссарской долине, по обе стороны реки Душанбинка (в верхнем течении реки Варзоб), на высоте 750–930 метров над у. м., с территорией 127 км^2, плотностью населения 6320,5 чел/км^2, с развитой экономической инфраструктурой, ключевым элементом которой является транспортная система. Протяжённость города Душанбе с юга на север составляет 21,5 км, с запада на восток –16,5 км. Город Душанбе имеет более 250 проспектов и улиц. Общая протяженность дорог в городе составляет 726,9 км.а тротуаров – 342,2 км.

Рис. 1. Карта города Душанбе

Тенденция увеличения числа автомобилей в городе Душанбе, очень заметна и за последнее 10 лет их число увеличилось более чем в два раза.

Сегодняшний уровень автомобилизации, характеризующий динамику интенсивности движения транспортных средств по Республике Таджикистан и, в частности по городу Душанбе, представлены в табл.1.

Таблица 1 - Показатели уровня автомобилизации по городуДушанбе

Административная	Население (на31.12.2016), чел.	Площадь, км^2.	Плотностьнаселения, чел./км^2.	Списочноечисло ТС,шт.	КоличествоТС на1000чел.	КоличествоТС на1 км^{2}территории,шт.	Протяжен.автодороги,км.	КоличествоТС на1 км.автодороги шт.	Высотанад уровнем моря,м.
Душанбе	802 700	127	6320,4	70 000	87,2	551,18	726,9	96,3	от 750 до 930

На 31 декабря 2016 года в городе Душанбе было зарегистрировано около 70 тыс. транспортных средств. В городе функционируют 35 автотранспортных предприятий. Общественная транспортная сеть города состоит из автобусных, троллейбусных и микроавтобусных маршрутов, а также автомобилей такси. Ежесуточно в городе Душанбе всеми видами городского транспорта пользуются в среднем свыше 600 тыс. пассажиров.

Однако, с учетом большого количества въезжающих в город Душанбе и проезжающих через него транзитных транспортных средств, а также постоянно курсирующих автомобилей (но не регистрированных в г. Душанбе), действительное число транспортных средств - потенциальных участников дорожного движения превышает их списочное число в среднем до 1,5 и более раза. Число транспортных средств в г. Душанбе, одновременно участвующих в дорожном движении, имеет вероятностный характер и летом в часы пик не превышает 30 … 40% их списочного числа. Часть транспортных средств, регистрированных в г. Душанбе по различным причинам не участвуют в дорожном движении (находятся в неработоспособное состояние, ремонте, долговременном хранении из-за ограниченности фронта работы и др.).

Действительное число транспортных средств, участвующих в дорожном движении в г. Душанбе(Np) в различные месяцы года и суточные часы варьирует в широких пределах и складывается из количества въезжающих(N_{BX}) выезжающих ($N_{ВЫХ,}$) постоянно курсирующих(N_K) и проезжающих транзитом(N_{TP}) транспортных средств(рис.2). Причем все эти составляющие действительного числа транспортных средств, одновременно участвующих в дорожном движении в г. Душанбе стохастичны и характеризуются:

- нестабильностью;
- совместимостью;
- дискретностью;
- неравной возможностью;
- независимостью;
- многомерно – одномерной моделью входных и выходных параметров.

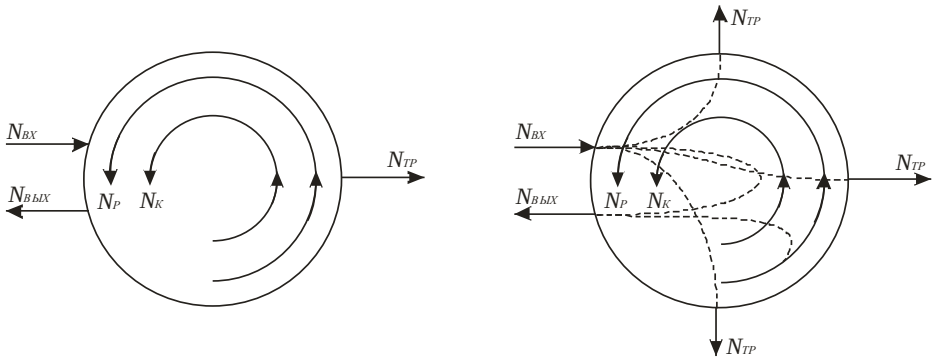


Рис. 2. Схема к расчету действительного числа ТС, участвующих в дорожном движении г. Душанбе

Динамика действительного числа ТС, одновременно участвующих в дорожном движении в г. Душанбе, характеризуются тем, что за небольшим исключением, все административные единицы Республики Таджикистан соединены между собой автомобильными дорогами, проходящими через город Душанбе (рис.3). Даже отдельные группы районов республиканского

подчинения не имеют непосредственного (обходного) автомобильного сообщения. Это обстоятельство способствует увеличению числа ТС и варьированию интенсивности, а также состава транспортного потока в значительных пределах, что, безусловно, способствуют усложнению ОДД и снижению ее эффективности.

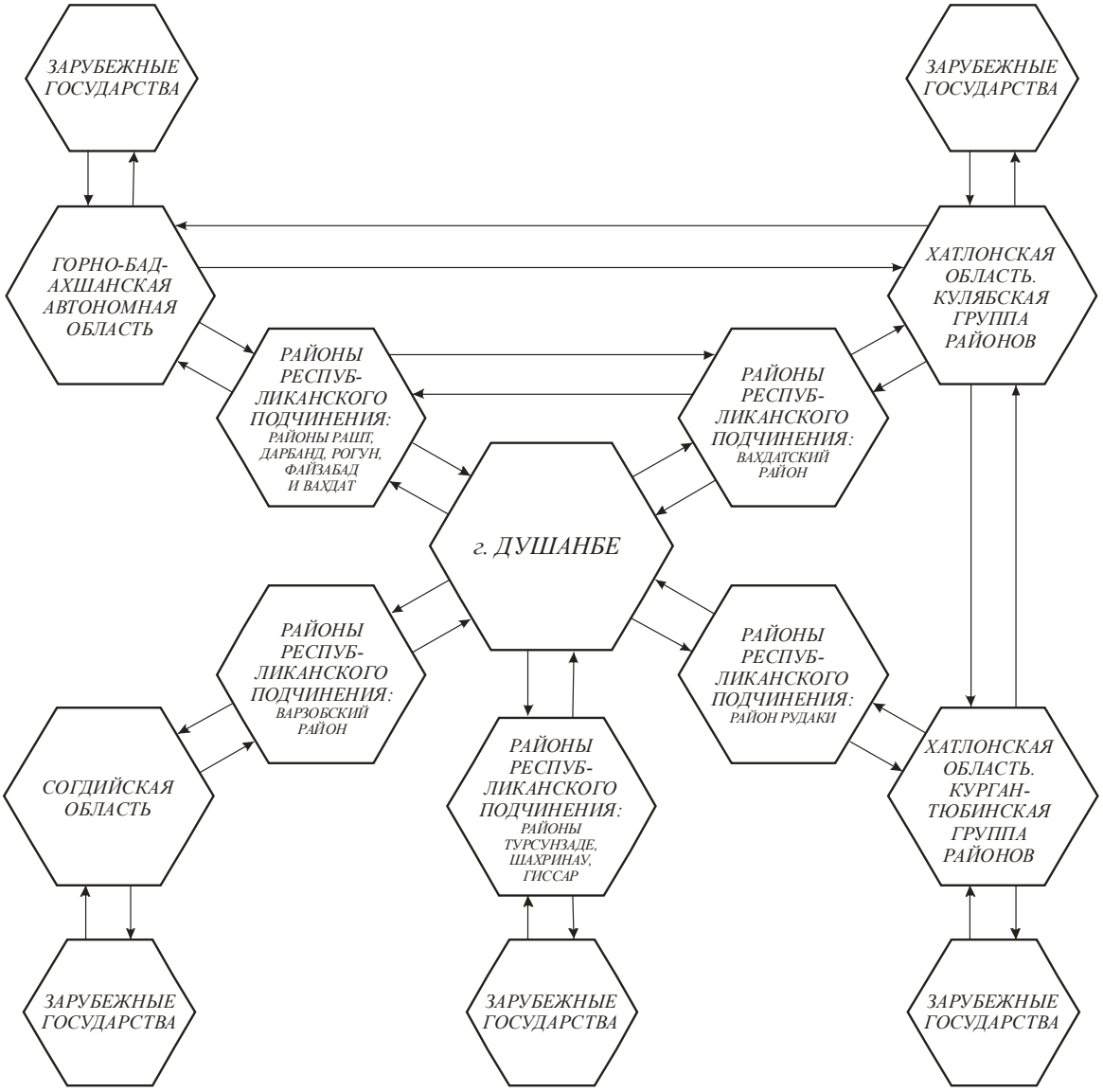


Рис. 3. Схема автомобильных сообщений между административными единицами Республики Таджикистан

К существенным особенностям, характеризующим ОДД в городе Душанбе, следует отнести:

1. Высокий уровень автомобилизации в городе Душанбе, быстрый темп его роста, по показательной кривой степенью больше единицы.

2. Участие в дорожном движении г. Душанбе очень большого потока внегородского транзитного ТС. Отсутствие обходной дороги усложняет организацию дорожного движения внутри города, особенно в часы пик.

3. Протяженность автомобильных дорог, отнесенных к единице площади города составляет всего 5,72 км/км^2. С учетом того, что автомобильные дороги в черте города в основном четырех и – шести полосные, то можно предположить, что их площадь не большой и составляет не более 10 – 15 % от общей площади города.

4. Насыщенность города перекрестками и светофорами, а также плотность их расположения приводит к снижению интенсивности движения ТС.

5. Недостаточность автомобильных стоянок (большинство улиц города по обеим сторонам расставлены автомобилями или правосторонние полосы большинство улиц в городе Душанбе используются как временные стоянки автомобилей, тем самым «сужая» улицу и снижая ее пропускную способность).

6. Неоднородность состава транспортного потока: по улицам города курсируют несколько разновидностей автобусов и микроавтобусов, как по маркам, так и по вместимости, почти все классы легковых автомобилей и большая разновидность специализированного и специального транспортного средства.

7. Расположение города Душанбе на высотах 750-930 м.над уровнем моря. С юга на север среднее значение подъема на километр пути составляет около 8,4 м. Несмотря на это, некоторые улицы города отличаются достаточно крутым затяжным подъёмом, сложной геометрией и недостаточной видимостью.

8. Перенасыщенность города микроавтобусами. Из общего числа среднесуточной перевозки на долю маршрутных микроавтобусов приходится около 55% пассажирских перевозок. Микроавтобусы отличаются относительно небольшой вместимостью, а необоснованно большое их число на маршрутах и высокая степень правонарушений со стороны их водителей является причиной снижения интенсивности движения ТС, создания «пробок» на трассах города.

Совершенствование транспортной системы

Роль каркаса транспортной системы городов с населением менее 1 млн. и свыше 400 тыс. человек в городских условиях плотной застройки, земельного дефицита, должна быть отведена внеуличному наземному рельсовому пассажирскому транспорту повышенной провозной способности, который должен дополняться сетью нерельсового транспорта. Целостность транспортной системы города в этом случае обеспечивается созданием транспортно-пересадочных узлов с интеграцией различных видов транспорта [6].

Вопросы транспортного планирования должны решаться непосредственно при планировании территорий города. Основываясь на положениях генерального плана города, по двум одновременно осуществляемым направлениям: первое – детализация генерального плана – представляет собой разработку документации в развитие генерального плана; второе – программно-целевое планирование – предполагает разработку специализированных программ развития отдельных компонентов транспортной системы города, связанных с вопросами транспортного планирования территорий[7].

Уровень ОДД в городе Душанбе значительно отстает от уровня, достигнутого в городах большинства стран СНГ. Причем отставание это в большей степени объясняется отнюдь не слабостью теоретической проработки проблем организации движения, а неудовлетворительной практикой реализации известных методов организации дорожного движения. Другая причина такого отставания кроется в отсутствии системного подхода к проектированию организации дорожного движения, особенно комплексного проектирования на сетевом уровне. Именно на этом этапе и закладываются основы оптимизации дорожного движения на городской дорожной сети.

В настоящее время в стране фактически отсутствует нормативно установленная единая система и структура управления организацией дорожного движения. В Таджикистане ни на одном уровне власти нет органа, отвечающего за организацию дорожного движения.

В целях разработки и реализации такой политики в Министерстве транспорта РТ необходимо создание для этих целей –Департамента по организации дорожного движения, который мог бы взять на себя осуществление таких функций, как: разработка государственной политики (долгосрочных стратегий, концепций и т. п.) в области обеспечения эффективного функционирования транспортных систем городов; руководств, правил, СНиПов, стандартов, организация разработки технических регламентов и других подобных документов в сфере проектирования, планирования, организации работы транспортных систем городов и ОДД в городах; создание системы мониторинга транспортной ситуации в крупных городах, а также мониторинга транспортного спроса; создание системы государственной экспертизы транспортных разделов, транспортной экспертизы крупных инвестиционных проектов, генеральных планов развития территорий и разработка рекомендаций по экспертизе транспортных планов, моделированию транспортных систем, формированию структур для реализации экспертных функций министерства и т. д.

Рассмотренные в статье вопросы по ОДД действительно проблемные, сложные, комплексные, и вряд ли их можно решить сиюминутно. Данные проблемы требуют точного анализа и прогнозирования последствий проводимых мероприятий.

Список использованной литературы:

1. Михайлов А. Ю., Интегральный критерий оценки качества функционирования улично-дорожных сетей// Известия ИГЭА. 2004. № 2 (39).
2. Михайлов А.Ю., Головных И.М. Современные тенденции проектирования и реконструкции улично-дорожных сетей городов – Новосибирск: Наука,2004.–267 с.
1. Пугачёв И.Н. Методология развития эффективного и безопасного функционирования транспортных систем городов. – Владивосток: Дальнаука, 2009. – 260 с.
3. Донченко В.В., Кунин Ю.И., Казьмин Д.М. К вопросу о разработке и реализации единой государственной политики в области организации дорожного движения // Транспортная безопасность и технологии (журнал-каталог). – 2007. – № 3. – С. 25–37.
4. Пугачёв И.Н. Проблемы модернизации транспортных систем городов / Транспортное строительство. – 2008. – № 8. – С. 5 – 9.
5. Александер К.Э., Руднева Н.А. Скоростной рельсовый транспорт в градостроительстве. – М.: Стройиздат, 1985. – 139 с.
6. Якимов М.Р. Транспортные системы крупных городов. Анализ режимов работы на примере города Перми. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 184 с.
7. Пугачёв И.Н., Совершенствование транспортных систем городов – комплексный подход к решениям стоящих проблем/Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2009. - № 47. С. 43-48.

УДК 623.3

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТРАНСПОРТНОГО СПРОСА НА ОСНОВЕ КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УРБАНИЗИРОВАННЫХ ТЕРРИТОРИЙ

А.В. Зедгенизов

Аннотация. *В статье рассматривается проблемы применения методов оценки транспортного спроса в крупных и крупнейших городах. Предложена классификация урбанизированных территорий. Приведены основные количественные характеристики, лежащие в основе оценки транспортного спроса предлагаемого метода. Определены основные границы изменения количественных характеристик функционирования урбанизированных территорий.*

Ключевые слова: *транспортный спрос; генерация корреспонденций; продолжительность паркирования; классификация урбанизированных территорий.*

Зедгенизов Антон Викторович, к.т.н. доцент кафедры менеджмента и логистики на транспорте, Иркутский национальный исследовательский технический университет, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: azedgen@gmail.com, тел./факс: (3952)-405694

За последние несколько столетий наметилась четкая тенденция к изменению основополагающих технологий производства и жизнедеятельности общества. Сменяемость технологий ведет к изменению традиций, привычек и уклада жизни людей, что в свою очередь, меняет потребности в передвижениях. Наиболее остро эти изменения проявляются в городах, в которых к началу 21 века проживало, по меньшей мере,48 % в планетарном масштабе и в России примерно 74 %. Оценка транспортного спроса – это один из важнейших этапов транспортного планирования, входящий в преимущественно в первую ступень «Tripgeneration». Совершенно очевидно, что сегодня применение существующих методов оценки транспортного спроса является весьма трудоемким, а во многих случаях не может быть применен с позиций низкой точности. Таким образом, разработка и внедрение новых методов, позволяющих оценивать транспортный спрос на основе количественных характеристик функционирования урбанизированных территорий представляется одним из наиболее рациональных путей решения данной проблемы.

Основные исходные данные, используемые при классических методах оценки транспортного спроса, сводятся к числу постоянно проживающего населения, числу мест приложения труда в разбивке по транспортным расчетным районам (ТРР), применение цепочек передвижений, полученных путем анкетного опроса, разного рода статистические данные натурных обследований территории города (пассажирооборот остановочных пунктов городского пассажирского транспорта, интенсивность и др.). Число постоянно проживающего населения, равно как и число мест приложения труда в каждом из рассматриваемых ТРР, в современных условиях, не отражают действительности, поскольку современные многоэтажные жилые комплексы в достаточно большем объеме (до 30%) служат для вложения личных сбережений и являются средством дополнительного получения доходов по средствам сдачи такого жилья в аренду. Очевидно, что такое жилье будет генерировать передвижения, которые будут иметь существенное непостоянство по мощности и направлению, что приведет к искажению транспортного спроса, создавая периодические сбои транспортных систем.

Оценка транспортного спроса основанная, на количественных характеристиках функционирования урбанизированных территорий позволяет избежать искажения реального транспортного спроса и позволяет

выполнить его оценку с учетом особенностей функционирования непосредственно в сложившихся политических и социально-экономических, т.е. объективных условиях. Например, сегодня все чаще работники творческих профессий (проектировщики, писатели, преподаватели и др.), с учетом развития средств массовых телекоммуникаций, могут выполнять свою работу без привязки к рабочему месту, что вносит определенные коррективы в формирование транспортного спроса на сети города и может быть учтено в предлагаемом методе.

С целью структуризации и упорядочения всех урбанизированных территорий, а также выявления их количественных характеристик функционирования необходима их классификация (рис. 1). Подобная классификация приведена в источнике [1].

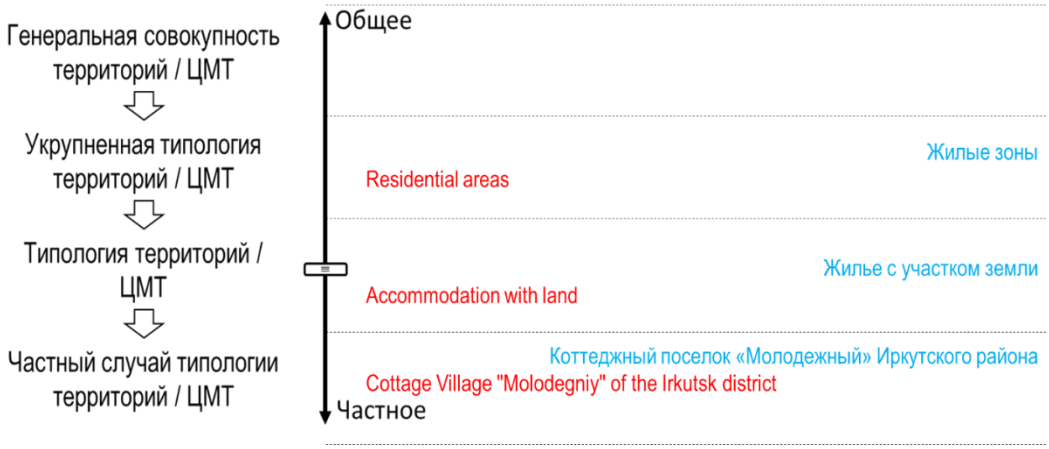


Рис. 1. Классификация урбанизированных территорий

Важно отметить, что территории / ЦМТ, находящиеся в одном классе и выполняющие одну социальную функцию не всегда будут иметь близкие количественные характеристики. Например, жилье: многоэтажное и с участком земли будут иметь существенные отличия.

К основным количественным характеристикам урбанизированных территорий следует отнести: удельную генерацию корреспонденций, коэффициенты суточной неравномерности; среднюю продолжительность паркирования индивидуального транспорта (ИТ), долю посетителей, использующих ИТ, среднее наполнение ИТ. Удельная генерация корреспонденций показывает число посетителей на единицу площади за определенный промежуток времени, как правило, сутки (смену) и косвенно отражает привлекательность территории / ЦМТ. Исследования, проведенные более чем в 10 городах и поселках городского типа РФ, позволяют представить удельную генерацию корреспонденций для некоторых территорий /ЦМТ (табл. 1).

Таблица 1– Удельная генерация корреспонденций

Наименование территории	**Удельная генерация, чел./м^2/сутки**
Порты и транспортные терминалы	0,024
Промышленные зоны	0,032
Жилые зоны	0,0158
Образование	0,488
Зоны отдыха и развлечений	0,179
Учреждения государственной власти	1,141
Медицинские учреждения	0,372
Офисы	1,166
Розничная торговля	**2,118**
Службы сервиса	0,213

Исследования некоторых территорий / ЦМТ в будние и выходные дни позволяют определить поправочные коэффициенты, учитывающие изменение удельной генерации корреспонденций (табл. 2).

Таблица 2 – Поправочные коэффициенты, учитывающие изменение удельной генерации корреспонденций в выходные дни по отношению к будним

Код территории / ЦМТ	**Поправочный коэффициент**
Садоводческие некоммерческие товарищества	1,58
ФОКи	0,74
Бани Сауны	1,2
Мебель	1,85
Строительные товары	1,19
Продуктовые магазины	1,17
Смешанные торгово-развлекательные центры	1,715
Алкомаркет	0,77
СТО	1

Увеличение спроса на поездки в выходные дни по отношению к будним наблюдается по большинству представленных в таблице 2 территорий / ЦМТ. Особенно ярко это проявляется на объектах торговли.

Коэффициенты суточной неравномерности показывают долю загрузки территории, приходящуюся на определенный час. Получение этих коэффициентов сопряжено с высокой трудоемкостью исследований продолжительность которых совпадает с продолжительностью функционирования территории / ЦМТ. Пример коэффициентов суточной неравномерности для жилых территорий представлен на рис. 2.

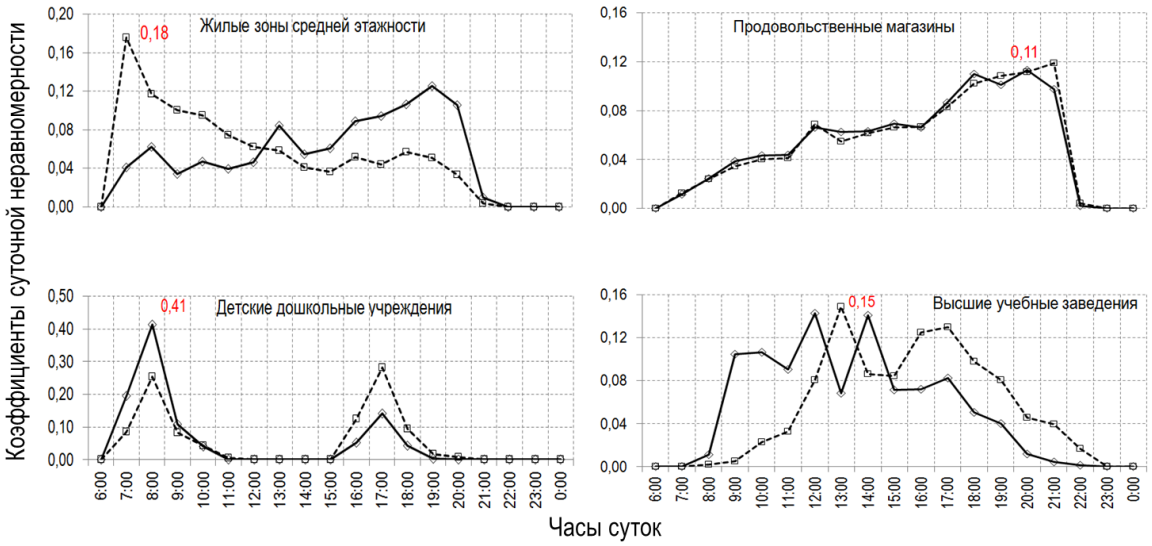


Рис. 2. Распределение коэффициентов суточной неравномерности по различным территориям / ЦМТ

В зависимости от типа территории / ЦМТ распределение коэффициентов суточной неравномерности может иметь значительную вариацию от 0,11 до 0,41.

Средняя продолжительность паркирования представляет практический интерес[2], направленный на выявление потребного числа мест для паркирования. На основании проведенных исследований удалось установить зависимость продолжительности паркирования от площади территории / ЦМТ (рис. 3).

Из рисунка видно, что при увеличении площади на каждую 1000 м^2 продолжительность паркирования растет примерно на 2 мин.

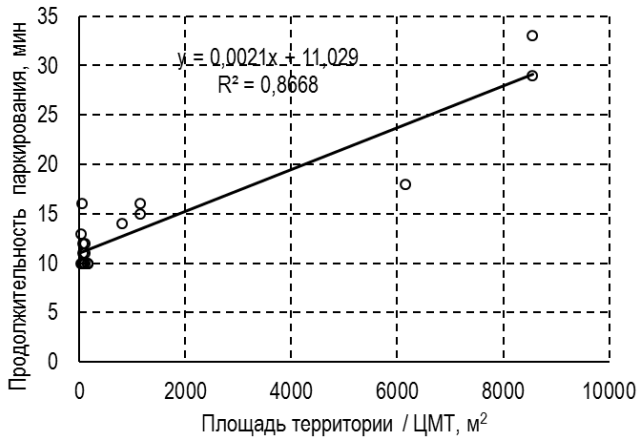


Рис. 3. Продолжительность паркирования в зависимости от площади территории / ЦМТ

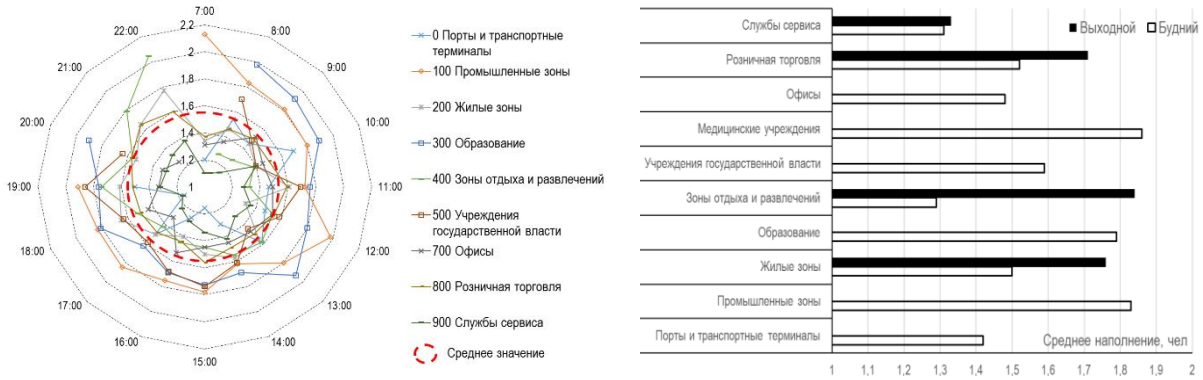
Доля посетителей на ИТ отражает, с одной стороны, уровень автомобилизации в данном регионе, а с другой стороны, охват УДС и качество транспортного обслуживания на ОТ. Средние значения доли посетителей на ИТ некоторых территорий / ЦМТ приведены в (табл. 3).

Таблица 3– Доля посетителей на ИТ

Наименование территории /ЦМТ	**Доля посетителей на ИТ**
Учреждения государственной власти	0,317
Офисы	0,367
Розничная торговля	0,438
Образование	0,447
Медицинские учреждения	0,45
Зоны отдыха и развлечений	0,567
Порты и транспортные терминалы	0,631
Службы сервиса	0,633
Промышленные зоны	0,726
Жилые зоныжилье высокой**и низкой* этажности;	0,619** / 0,736 / 0,804*

Максимальные значения доли посетителей на ИТ имеют промышленные территории, а также индивидуальное жилищное строительство. В среднем значение данного показателя лежит в диапазоне 0,50-0,52.

Среднее наполнение ИТ необходимо при выявлении интенсивности транспортного потока, в сечениях, запитывающих территорию / ЦМТ. Эта характеристика является ключевой при переходе от числа посетителей к интенсивности движения транспорта. Следует отметить, что среднее наполнение может варьироваться как по дням недели, так и по часам суток (рис. 4).



а) б)

а - по часам суток; б - по дням недели.

Рис. 4. Распределение среднего наполнения ИТ

Выявление представленных количественных характеристик по основным территориям / ЦМТ является важной научно-практической

задачей, позволяющей использовать новые методы оценки транспортного спроса с высокой точностью и относительно низкой трудоемкостью.

Список использованной литературы:

1. Ромм А.П. Комплексная оценка и функциональное зонирование территории в градостроительном проектировании :дис. ... д-ра архитектуры : 18.00.04. – Москва, 2002. – 206 с.

2. СНиП 2.07.01–89*. Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений / Госстрой СССР. – М.: ЦНТИ Госстроя СССР, 1989. – 56 с.

УДК 656.13 (075.9)

АНАЛИЗ НОРМАТИВНО-ПРАВОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРАКТИКИСИСТЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ СПЕЦИАЛИСТОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

С.В. Колганов

Аннотация. *В статье анализируется действующая система повышения квалификации специалистов, связанных в своей деятельности с эксплуатацией транспорта и обеспечением безопасности дорожного движения. Приводятся ссылки на действующие нормативно-правовые документы, определяющие порядок повышения квалификации и последующей аттестации. Практика повышения квалификации свидетельствует, что эксплуатацией автомобильного транспорта зачастую занимаются работники, не имеющие специализированного транспортного образования, что не способствует решению одной из главных задач – повышению безопасности дорожного движения.*

Ключевые слова: *безопасность дорожного движения; автомобильный транспорт; грузовые и пассажирские перевозки; квалификация специалистов; аттестация.*

Колганов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой Менеджмента и логистики на транспорте Иркутского национального исследовательского технического университета, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, E-mail: kolganov_sv@istu.edu, тел.: +7 (3952) 40 53 53

Безопасность дорожного движения – одна из важнейших государственных задач, стоящих перед обществом, поскольку является одним из показателей качества жизни человека[1]. В полной мере это можно отнести к автомобильному транспорту, принадлежащему юридическим

лицам (ЮЛ) и индивидуальным предпринимателям (ИП), использующим его для выполнения перевозок пассажиров и грузов, как для собственных нужд, так и для коммерческих целей. Надо отметить, что ЮЛ и ИП эксплуатируют абсолютно большую часть грузовиков и автобусов, которые по своим размерам и массе существенно больше, чем легковые автомобили, принадлежащие физическими лицами.

Дорожно-транспортные происшествия (ДТП) с грузовиками и автобусами, как правило, характеризуются более тяжкими последствиями из-за наличия груза, иногда опасного и самое главное – пассажиров. Да и сами по себе размеры и масса означают, как правило, более высокую стоимость самих автомобилей.

Одним из важнейших факторов, которые могут способствовать снижению ДТП у ЮЛ и ИП, является системность, методичность, говоря другими словами, качество работы по предупреждению ДТП. Такая работа может обеспечить снижение вероятности ДТП и их количества, если работники ЮЛ и ИП, связанные с эксплуатацией транспорта, будут обладать высокой квалификацией именно как специалисты автомобильного транспорта.

ЮЛ и ИП, имеющих у себя на балансе и эксплуатирующих автомобили, можно разделить на две части:

1. Предоставляют услуги по перевозке пассажиров и грузов другим ЮЛ, ИП и физическим лицам. В Гражданском кодексе им посвящена отдельная 789 статья, в которой они названы "транспорт общего пользования".
2. Занимаются перевозкой грузов, собственниками которых они являются, либо перевозят своих работников (некоммерческие перевозки).

Известно, что в случаях некоммерческих перевозок очень часто эксплуатацией автомобилей занимаются работники, не имеющие специализированного транспортного образования. Да и, как показывает практика, в транспорте общего пользования работает довольно много неспециалистов.

Трудно себе представить, что, например, в больнице лечить пациентов будут врачи без специального медицинского образования. Однако обратная ситуация встречается довольно часто: в той же больнице могут быть несколько автомобилей для самых разных нужд, а, скажем, главный врач принимает непосредственное участие в эксплуатации этих автомобилей (выдает задания, куда ехать и чего везти, путевые листы водителям, отвечает за исправность автомобилей, безопасность их эксплуатации и т.д.).

Хорошо известна народная мудрость, что "сапоги должен тачать сапожник, а пироги печь пирожник", однако к автомобильному транспорту это относится не всегда и даже, как показывает практика, не в большинстве случаев. В случаях некоммерческого использования автомобилей большинство работников у ЮЛ и ИП специализированного транспортного

образования не имеют. Выполнять обязанности, связанные с эксплуатаций автомобилей, им приходится, что называется "в нагрузку" к своим основным обязанностям. Объясняется это целым рядом причин, основные из которых состоят в следующем.

1. Автомобильный транспорт является всего лишь частью основного производства, зачастую, далеко не самой главной.
2. Автомобилей в предприятии относительно немного.
3. Спонтанность возникновения потребности в использовании автомобилей, когда даже на завтра невозможно предсказать какие, куда и сколько поездок необходимо будет выполнить.

Третья причина в значительной степени объясняет, почему очень многие ЮЛ и ИП предпочитают иметь у себя на балансе автомобили, хотя основной их бизнес совсем в другом. Сложность здесь заключается в том, что термин "эксплуатация автомобилей" очень многогранен: иногда на одного и того же работника возлагаются сразу все обязанности, связанные с фактом владения и использования автомобиля:

- организация перевозок (выдача, прием, обработка путевых листов и товарно-транспортных документов, заданий водителям, проведение инструктажей, стажировок, контроль рабочего времени, медосмотров, ведение журналов и т.д.);

- поддержание их в исправном состоянии, выпуск на линию, поиск, учет, списание запасных частей, топлива, организация ремонта и технического обслуживания и т.д.;

- решение проблем в случае ДТП (служебное расследование, оформление документов после ДТП, взаимодействие со страховщиками и т.д.).

Все это усугубляется еще и тем, что непрофессионализм вследствие отсутствия специализированного транспортного образования накладывается на недостаток времени из-за занятости обязанностями по основной работе.

В этой связи представляется весьма и весьма важной действующая сейчас в России система повышения квалификации специалистов ЮЛ и ИП, занимающихся эксплуатацией транспорта и неотъемлемой частью такой эксплуатации – обеспечением безопасности дорожного движения.

В новейшей истории России началась вся эта работа с постановления Правительства от 30 августа 1993 года № 876[2]. В нем говорится, что "в целях обеспечения безопасности …… движения транспортных средств установить, что на предприятиях и в организациях независимо от форм собственности и ведомственной принадлежности и (или) в их подразделениях, осуществляющих перевозку пассажиров и грузов, на должности исполнительных руководителей и специалистов, связанные с обеспечением безопасности движения, могут быть назначены только лица, прошедшие специальную подготовку, подтвержденную соответствующими документами". Эти документы должны были выдаваться после периодической аттестации на право занятия таких должностей. Перед

аттестацией предполагалось проведение специальной предаттестационной подготовки в учебных заведениях, установленных Министерством транспорта. Самому Минтрансу поручалось разработать и утвердить положение об аттестации.

В соответствии с этим поручением Минтранс совместно с Минтруда приказом от 11 марта 1994 года № 13/11 [3] утвердил такое положение.

Но безопасность дорожного движения – это лишь одна, хотя и очень важная, часть проблемы эксплуатации автомобилей у ЮЛ и ИП. В более широком смысле эксплуатация автомобилей – это перевозка грузов и пассажиров, а также перемещение к месту использования установленного на нем специализированного оборудования, независимо от того, выполняют перевозки они для коммерческих целей или только для себя. И в самом деле: а как можно еще эксплуатировать автомобили, если не для этих трех целей? Заметим, что все это осуществляется в абсолютном большинстве случаев по дорогам общего пользования, по которым движутся и автомобили физических лиц – обычных граждан. В этой связи представляется, что требования к квалификации специалистов ЮЛ и ИП, эксплуатирующих автомобили, не должны ограничиваться только безопасностью дорожного движения.

Именно поэтому 22 июня 1998 года Минтрансом России был принят приказ № 75 [4]. Согласно этому приказу профессиональная компетентность подтверждается:

- наличием диплома о высшем или среднем специальном образовании автомобильного профиля по ряду специальностей, указанных в этом приказе;
- или удостоверением о прохождении курса обучения и сдаче квалификационного экзамена по дополнительной образовательной программе: "Квалификационная подготовка по организации перевозок автомобильным транспортом в пределах Российской Федерации".

Положения этого приказа распространялись не на всех ЮЛ и ИП, эксплуатировавших автомобили, а только на тех, кто выполнял так называемые лицензируемые перевозки. Надо сказать, что в то время лицензированию подлежали, за небольшим исключением, практически все перевозки автомобильным транспортом.

В дополнение к этому приказу Минтранс выпустил еще один приказ от 23.07.1998 года № 91[5]. Особенность этого приказа была в том, что он разделил требования к квалификации и соответствующие программы обучения на два уровня:

- повышение квалификации должны были проходить специалисты по организации перевозок автомобильным транспортом в пределах Российской Федерации. Объем программы – 32 часа.
- квалификационную подготовку должны были проходить лица с высшим, средним специальным образованием неавтомобильного профиля, а также лица без специального образования. Объем программы – 82 часа.

Таким образом, сформированная тогда система квалификационных требований предполагала, что "специалисты юридических лиц и индивидуальные предприниматели в течение всей трудовой деятельности проходят повышение квалификации по организации и осуществлению перевозок автомобильным транспортом на соответствующих курсах по утвержденным программам. Периодичность повышения квалификации регулируется работодателем и определяется по мере необходимости, но не реже одного раза в пять лет".

Таким образом, к концу 90-ых годов Минтрансом России была сформирована и практически организована система требований к квалификации специалистов ЮЛ и ИП, эксплуатирующих автомобильный транспорт, а в сфере безопасности дорожного движения была предусмотрена аттестация в аттестационных комиссиях, в значительной степени ему подконтрольных. Эта система основывалась не только на упомянутых ранее подзаконных актах Минтранса, но имела и законодательную поддержку виде федерального закона "О безопасности дорожного движения"[6], где в 20 статье ЮЛ и ИП, осуществляющим деятельность, связанную с эксплуатацией транспортных средств, вменялась обязанность "создавать условия для повышения квалификации водителей и других работников автомобильного и наземного городского электрического транспорта, обеспечивающих безопасность дорожного движения".

В последние годы в связи с рядом существенных изменений в экономике эта система претерпела значительные изменения. Прежде всего надо бы отметить резко сократившиеся объемы лицензирования на автомобильном транспорте, что привело к соответствующему сокращению числа работников ЮЛ и ИП, которые должны были проходить повышение квалификации или квалификационную подготовку в соответствии с приказом Минтранса № 75. Однако автомобилисты в 2012 году получили своеобразный "сюрприз" в виде дополнений в 20 статью федерального закона "О безопасности дорожного движения". Там появился пункт 4, в соответствии с которым ЮЛ и ИП, осуществляющие перевозки автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом, должны:

- обеспечивать наличие в организации должностного лица, ответственного за обеспечение безопасности дорожного движения и прошедшего в установленном порядке аттестацию на право занимать соответствующую должность;
- обеспечивать соответствие работников профессиональным и квалификационным требованиям, предъявляемым при осуществлении перевозок и установленным федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере транспорта, если иное не устанавливается федеральным законом.

Совершенно очевидно, в абзаце первом этого пункта речь идет о законодательной "поддержке" приказа № 13/11, а в абзаце втором – приказа № 75.

Таким образом, в федеральном законе "О безопасности дорожного движения" по сути сохранена двойственность системы квалификационных требований к специалистам ЮЛ и ИП:

- с одной стороны у ЮЛ и ИП должен быть ответственный за безопасность движения специалист, прошедший аттестацию на право занимать соответствующую должность,

- а с другой стороны во втором абзаце пункта 4 провозглашается необходимость обеспечивать соответствие работников профессиональным и квалификационным требованиям.

Смущает в данном случае только одно: законодатель внес в 20 статью отдельный пункт 4, а не включил все эти требования в пункт 1. Отсюда можно сделать вывод, что требования к аттестации и квалификационные требования относятся не ко всем ЮЛ и ИП, эксплуатирующим транспортные средства, а только к тем, кто осуществляет перевозки. Отсюда вопрос: что такое эксплуатация транспортных средств и чем она отличается от перевозок пассажиров и грузов? Можно ли эксплуатировать транспортные средства, но при этом не заниматься перевозками?

Возможно, пункт 4 относится только к тем ЮЛ и ИП, кто выполняет перевозки в соответствии с федеральным законом от 8 ноября 2007 года № 259-ФЗ [7]. То есть речь идет о транспорте общего пользования, в том смысле, какой заложен в 789 статью Гражданского кодекса.

В соответствии с действующим законом "Об образовании" и Приказом Министерства образования и науки Российской Федерации от 1 июля 2013 г. № 499 [8] образовательные организации вправе вести дополнительные образовательные программы для лиц, уже имеющих высшее или среднее профессиональное образование. Складывается в этой связи парадоксальная ситуация: как могут такие организации обеспечить надлежащее качество ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ образовательных программ, если они не ведут (не имеют права вести в соответствии с лицензией) ОСНОВНЫЕ образовательные программы?

Например, какое качество обучения могут обеспечить такие организации по дополнительным образовательным программам в сфере "Техники и технологии наземного транспорта", если они не реализуют (и не могут реализовать в силу отсутствия квалифицированных преподавателей, материальной базы, библиотеки т.д.) основные образовательные программы по направлению 23.00.00 "Техника и технологии наземного транспорта".

Еще пример: Минтрансом России принят приказ от 28.09.2015 г. № 287[9]. В пунктах 13.3, 14.3, 15.3, 16.3, 17.3 говорится о дополнительных образовательных программах для специалистов, имеющих базовое образование по специальностям, НЕ входящим в укрупненную группу 23.00.00 «Техника и технологии наземного транспорта».

Сейчас на рынке образовательных услуг образуется масса "шарашкиных контор", которые за деньги будут выдавать соответствующие дипломы. О каком прорыве в сфере безопасности дорожного движения, качестве оказания транспортных услуг можно в этом случае говорить!? А ведь цель этого приказа именно в этом - чтобы в сфере наземного транспорта работали именно специалисты!

В свете всего вышесказанного представляется, что здесь (в сфере дополнительного профессионального образования) явная недоработка наших законодателей!

Список использованной литературы:

1. "Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года".Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 г. № 1734-р.
2. "О мерах по обеспечению устойчивой работы авиационного, морского, речного и автомобильного транспорта в 1993 году". Постановление Сов. Мин. - Правительства РФ от 30 августа 1993 г. N 876.
3. "Положение о порядке проведения аттестации лиц, занимающих должности исполнительных руководителей и специалистов организаций и их подразделений, осуществляющих перевозку пассажиров и грузов". Утверждено приказом Минтранса и Минтруда России от 11 марта 1994 г. N 13/11.
4. "Квалификационные требования к специалистам юридических лиц и индивидуальным предпринимателям, осуществляющим перевозки пассажиров и грузов автомобильным транспортом". Утверждены приказом Минтранса РФ от 22 июня 1998 г. N 75.
5. "Программа квалификационной подготовки по организации перевозок автомобильным транспортом в пределах Российской Федерации". Утверждена Приказом Минтранса Россииот 23 июля 1998 г. N 91.
6. "О безопасности дорожного движения". Федеральный закон от 10 декабря 1995 года N 196-ФЗ.
7. "Устав автомобильного транспорта и городского наземного электрического транспорта". Федеральный закон от8ноября 2007 года N259-ФЗ.
8. "Порядок организации и осуществления образовательной деятельности по дополнительным профессиональным программам". Утвержден приказом Министерства образования и науки РФ от 1 июля 2013 г. N 499.
9. "Профессиональные и квалификационные требования к работникам юридических лиц и индивидуальных предпринимателей, осуществляющих перевозки автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом". Утверждены приказом Минтранса России от 28.09.2015 г. № 287.

УДК 656.11

ИССЛЕДОВАНИЕ АВАРИЙНОСТИ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ С УЧАСТИЕМ ПЕШЕХОДОВ

А.С. Рыжова, П.П. Володькин, А.В. Емельянова

Аннотация. *Условия дорожного движения для пешеходов значительно изменились, став более опасными. Так же система инженерно-технического обеспечения улично-дорожной сети не соответствует потребностям участников дорожного движения. В результате наблюдается резкий рост количества дорожно-транспортных происшествий, погибших и раненых в них из-за нарушений правил дорожного движения пешеходами. Приводится анализ статистики дорожно-транспортных происшествий по вине пешеходов и число пострадавших пешеходов. Рассматриваются мероприятия по предупреждению опасного поведения водителей в отношении пешеходов и создании дорожной инфраструктуры, которая могла бы надежно защитить пешеходов от наездов транспортных средств.*

Ключевые слова: дорожное движение, улично-дорожная сеть, пешеход, дорожно-транспортное происшествие, транспортное средство.

Рыжова Александра Сергеевна, канд. экон. наук, доцент кафедры ЭАТ, Володькин Павел Павлович, докт. техн. наук., профессор, Емельянова Анна Владимировна, студентка магистратуры, Тихоокеанский государственный университет, 680000, Россия, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136, кафедра Эксплуатации автомобильного транспорта (ЭАТ), E-mail: chefra@mail.ru, тел.: 8909-804-04-20

Большая часть всех дорожно-транспортных происшествий совершена на улично-дорожной сети городов и населенных пунктах. Из общего числа дорожно-транспортных происшествий наряду со столкновениями транспортных средств преобладают наезды на пешеходов. Обострение проблемы организации пешеходного движения в последние годы вызвано значительным ростом автомобилизации. Конфликты между пешеходами и транспортом — это самые распространенные и опасные транспортные конфликты в городе.

Безопасность дорожного движения в значительной мере зависит от обеспечения безопасности движения пешеходов как самых незащищенных участников дорожного движения. Условия дорожного движения для пешеходов значительно изменились, став более опасными. Увеличение числа автотранспортных средств на улицах города, произошло за довольно короткий промежуток времени, население не успело сформировать

стереотипы поведения, соответствующие новым условиям дорожного движения.

Пешеходы в настоящее время составляют одну из самых многочисленных категорий участников дорожного движения, получающих ранения и погибающих в дорожно-транспортных происшествиях [1].

Так же система инженерно-технического обеспечения улично-дорожной сети не соответствует потребностям участников дорожного движения. Большое количество дорожно-транспортных происшествий отмечается в местах размещения социально-ориентированных учреждений, а также на перегонах улиц между пешеходными переходами, что во многих случаях обусловлено недостаточным количеством пешеходных переходов и значительным удалением их друг от друга. Имеется дефицит пешеходных коммуникаций (тротуаров), остро ощущается недостаточность пешеходных пространств, прежде всего пешеходных зон, пешеходных улиц и площадей.

Не обеспечивается безопасность и комфорт передвижения пешеходов на внутри дворовых пешеходных коммуникациях. Дополнительную опасность для пешеходов и детей во дворах создают не санкционированные парковки автотранспорта [2].

В результате наблюдается резкий рост количества дорожно-транспортных происшествий, погибших и раненых в них из-за нарушений правил дорожного движения пешеходами.

Об ухудшении обстановки свидетельствует также негативная тенденция изменения относительных показателей аварийности [3].

При этом основными принципами обеспечения безопасности дорожного движения являются:

– приоритет жизни и здоровья граждан, участвующих в дорожном движении, над экономическими результатами хозяйственной деятельности;

– приоритет ответственности государства за обеспечение безопасности дорожного движения над ответственностью граждан, участвующих в дорожном движении;

– соблюдение интересов граждан, общества и государства при обеспечении безопасности дорожного движения;

– программно-целевой подход к деятельности по обеспечению безопасности дорожного движения [4].

Сложная обстановка с аварийностью и наличие тенденций к дальнейшему ухудшению ситуации во многом объясняются следующими причинами:

– постоянно возрастающая мобильность населения;

– уменьшение перевозок общественным транспортом и увеличение перевозок личным транспортом;

– нарастающая диспропорция между увеличением количества автомобилей и протяженностью улично-дорожной сети, не рассчитанной на современные транспортные потоки [5].

Большая часть дорожно-транспортных происшествий совершается из-за неправильных действий водителей, не соответствующих требованиям безопасности движения. Чаще всего неправильные действия водителя объясняются недостаточно внимательным отношением к оценке условий движения, незнанием или недостаточным учетом возможностей и самого водителя и автомобиля в данных условиях, незнанием или пренебрежением требованиями правил дорожного движения [6].

Анализ состояния аварийности заключается в выявлении причин дорожно-транспортных происшествий и их возникновения. Основные цели анализа дорожно-транспортных происшествий сводятся систематическому поиску возможностей предупреждения дорожно-транспортных происшествий, а также к выявлению вины и определению меры наказания причастных к нему лиц.

Учёт дорожно-транспортных происшествий ведётся органами внутренних дел, предприятиями, организациями, ведомствами и министерствами, имеющими транспортные средства. Лечебно-профилактические учреждения и Министерство здравоохранения ведут учёт погибших и раненных в дорожно-транспортных происшествиях.

В государственный отчёт не включаются сведения о дорожно-транспортных происшествиях с пропускными системами: огороженными, закрытыми территориями, а также дорожно-транспортные происшествия на соревнованиях, с тракторами и другими самоходными машинами, если они не выполняли основные производственные операции [7].

По тяжести последствий все дорожно-транспортных происшествий делятся на три группы:

– со смертельным исходом;
– с телесными повреждениями людей;
– с материальным ущербом.

Телесные повреждения подразделяют на тяжкие, менее тяжкие и легкие.

Дорожно-транспортные происшествия делят на [3]: столкновение транспортных средств; опрокидывание транспортных средств; наезд на препятствие; наезд на пешехода; наезд на велосипедиста; наезд на стоящее транспортных средств; наезд на гужевой транспорт; наезд на животных; иные виды.

Для изучения причин сложившейся ситуации на дорогах и транспорте был проведен анализ системы безопасности дорожного движения, в рамках которого были выделены несколько основных групп составляющих ее элементов [8]:

1) участники дорожного движения (водитель, пешеход, пассажир);
2) улично-дорожная сеть (состояние дорог, инфраструктура дорог);
3) автотранспорт;
4) организация перевозок грузов и пассажиров;
5) организация движения транспорта и пешеходов;

6) взаимодействие соответствующих служб в результате дорожно-транспортных происшествий.

Водитель – наиболее проблемный элемент всей системы безопасности дорожного движения. По его вине происходит около 80 % всех дорожно-транспортных происшествий. До 80 % всех дорожно-транспортных происшествий, произошедших по вине водителя, составляют дорожно-транспортные происшествия с участием транспортных средств, принадлежащих физическим лицам [9].

На долю аварий по вине водителей приходится 85 % всех раненых и 80 % всех погибших в дорожно-транспортных происшествиях. Каждое четвертое дорожно-транспортное происшествие совершается водителями со стажем до 3 лет, из них 40% – водителями со стажем до 1 года. Основными причинами дорожно-транспортных происшествий являются превышение скорости (30 %), управление автомобилем в состоянии опьянения (20 %), выезд на полосу встречного движения (13%) [8].

В России последствия дорожно-транспортных происшествий характеризуются для пассажира высокой тяжестью (в среднем на 100 пострадавших в дорожно-транспортных происшествиях пассажиров приходится 9 погибших). По данным ГИБДД, в 2016 г. пассажиры транспортных средств составляли более трети (34 %) всех пострадавших в дорожно-транспортных происшествиях. В последние годы сложилась тенденция увеличения количества дорожно-транспортных происшествий с участием детей - пассажиров (38 % погибших в дорожно-транспортных происшествиях детей – пассажиры транспортных средств) [5].

По мнению специалистов, примерно половина тяжелых последствий дорожно-транспортных происшествий наступает из-за того, что водитель и пассажиры не используют ремни безопасности [10]. При этом, по некоторым оценкам, использование ремней безопасности является лучшим из существующих методов защиты при лобовом столкновении, особенно если автомобиль оборудован подушками безопасности [1]. Суммарный эффект применения ремней и подушек безопасности позволяет на 65 % снизить риск получения серьезных ранений [4].

Таким образом, наряду с упомянутым отсутствием стереотипов транспортной культуры одной из главных причин высокого уровня дорожно-транспортных происшествий среди пассажиров является необорудованность большей части транспортных средств в России современными средствами защиты водителей и пассажиров, способными снизить тяжесть последствий при дорожно-транспортных происшествиях [9].

Самым распространенным видом дорожно-транспортных происшествий в России является наезд на пешехода (30 % по итогам 2016 г.) [3]. Пешеходы являются наиболее многочисленной и самой уязвимой группой участников дорожного движения. Тяжесть последствий дорожно-транспортных происшествий из-за нарушений правил дорожного движения пешеходами в 1,5 раза выше, чем в дорожно-транспортных происшествиях

по вине водителей (на 100 пострадавших в дорожно-транспортных происшествиях пешеходов в среднем приходится 16 погибших).

Анализ структуры дорожно-транспортных происшествий в России по видам и категориям показывает, что наиболее распространённым видом дорожно-транспортных происшествий является – столкновения транспортных средств (83,6 тыс.). На втором и третьем месте наезд на пешехода и опрокидывания (56,8 тыс. и 22,4 тыс. соответственно). Анализ дорожно-транспортных происшествий по категории «погибшие» и «раненные» показывает, что в России наиболее опасный такой вид дорожно-транспортных происшествий, как столкновение – 11,6 тыс. человек убитых, 125,9 тыс. раненных. На втором месте наезд на пешехода – это 7,2 тыс. летальных исходов и 52,7 тыс. получивших ранения. На третьем месте опрокидывание – это 3,7 тыс. погибших и 28,7 тыс. раненных. Наибольшая тяжесть последствий отмечается при наезде на пешехода [5].

Начиная с 2001 г. социально–экономический ущерб от ДТП ежегодно составляет от 4 до 5% ВВП страны. Об этом сообщается в отчете ГИБДД о состоянии аварийности на дорогах России. Основная часть социально–экономического ущерба (около 70%, или 635,8 млрд. рублей) связана с потерями от дорожно-транспортного травматизма. Из них на гибель людей приходится 455,6 млрд. рублей, на ранения людей — 180,3 млрд. Ущерб от повреждения транспортных средств составил 237,2 млрд. рублей, или 26,1%. Остальные потери отнесены к «прочему» ущербу (повреждения дорог и сооружений, порча грузов, задержки транспортных средств в зоне возникновения дорожно-транспортных происшествий, административные затраты, экологический ущерб).

На долю потерь от наездов на пешеходов, столкновений и опрокидываний транспортных средств приходится около 84% от общего размера социально-экономического ущерба. Наибольший ущерб по итогам 2016 г. был нанесен в результате столкновений и наездов на пешеходов.

Подводя итог, мы можем сказать о том, что существующая улично-дорожная сеть не отвечает новым дорожным условиям движения для пешеходов. Так как число погибших пешеходов в результате дорожно-транспортных происшествий достаточно велико, необходимо принимать меры по снижению конфликтности транспортных и пешеходных потоков на дорогах. При организации дорожного движения следует уделять внимание организации пешеходного движения, повышая безопасность на улицах самой распространенной и наиболее поражаемой категории участников дорожного движения - пешеходов.

Сложность организации пешеходного движения заключается в том, что поведение пешеходов труднее поддается регламентации, чем поведение водителей, а в расчетах режимов регулирования трудно учесть психофизиологические факторы, присущие отдельным группам пешеходов.

Для повышения безопасности движения пешеходов необходимо осуществить глубокий анализ:

– исследование причин и обстоятельств дорожно-транспортных происшествий с наездами на пешеходов;

– обобщение передового опыта регионов и отдельных городов;

– разработку и реализацию специального проекта «Безопасность пешеходов» в подпрограмме «Безопасность дорожного движения» Федеральной целевой программы «Модернизация транспортной системы России» на период 2013-2020 годов (с учетом результатов проведенных исследований) [7].

Мероприятия, направленные на предупреждение дорожно-транспортных происшествий с участием пешеходов, должны предусматривать:

– строительство необходимого количества надземных и подземных пешеходных переходов;

– проектирование, оборудование и содержание пешеходных переходов в одном уровне (обеспечение их освещенности; создание островков безопасности, установку дорожных знаков и нанесение разметки; рациональное расположение перехода, улучшения видимости; обеспечение безопасного состояния дорожного покрытия в местах ожидания);

– установку пешеходных ограждений;

– организацию жилых и пешеходных зон;

– ограничение скорости транспортных средств в жилых зонах, местах скопления пешеходов и контроль за соблюдением водителями этих ограничений (введение зонального ограничения скорости движения транспортных средств, применение искусственных неровностей для принудительного ограничения скорости движения транспортных средств и др.);

– увеличение видимости пешеходов для водителей (использование светоотражающих элементов при пошиве одежды, особенно детской);

– усиление контроля за соблюдением правил дорожного движения водителями и пешеходами;

– проведение массовых информационно-пропагандистских кампаний по повышению безопасности пешеходов с учетом психофизиологических особенностей различных возрастных групп пешеходов (детей, молодежи, взрослых пешеходов), включая организацию телепередач, выпуск целевой литературы и другой печатной продукции по обучению и пропаганде безопасного поведения населения на дорогах.

В рамках этого направления необходимо также реализовать мероприятия по предупреждению опасного поведения водителей в отношении пешеходов (по формированию общественного мнения о необходимости неукоснительного соблюдения правила «уступи дорогу» в отношении пешеходов, введению соответствующих методов обучения «осторожному вождению» в сочетании с усилением мер ответственности за нарушения правил проезда пешеходных переходов).

Обеспечение безопасности пешеходов базируется на достижении наиболее полного соответствия дорожной инфраструктуры, средств организации движения потребностям и возможностям пешехода, в целях защиты его от опасности, предупреждения его неожиданного появления на проезжей части, формировании у населения безопасных стандартов поведения на дороге, проведении комплекса контрольно-надзорных мероприятий по соблюдению участниками дорожного движения установленных правил.

В связи с этим встает вопрос о создании такой дорожной инфраструктуры, которая могла бы надежно защитить пешеходов от наездов транспортных средств (достаточное количество подземных, надземных и регулируемых пешеходных переходов, островков безопасности, тротуаров, поднятых над уровнем проезжей части дороги, дорожных ограждений и т. д.).

Многолетнее статистическое наблюдение показателей аварийности на автомобильном транспорте в зарубежных странах показывает, что несмотря на рост уровня автомобилизации активная деятельность государства, направленная на предотвращение и снижение тяжести последствий дорожно-транспортных происшествий, позволяет добиваться существенного снижения числа погибших в дорожно-транспортных происшествиях.

Тот факт, что в России за последние годы мало удается снизить численность погибших в дорожно-транспортных происшествий, которая остается практически на одном и том же высоком уровне, свидетельствует о том, что деятельность по предупреждению гибели людей и снижению тяжести последствий дорожно-транспортных происшествий в нашей стране явно недостаточна для того, чтобы преодолеть негативное влияние увеличения численности транспортных средств и приблизиться к уровню безопасности движения в экономически развитых странах.

Значительные масштабы и размеры ущерба от аварийности, а также стабильно удерживающийся высокий уровень числа погибших в дорожно-транспортных происшествиях, дают основания для оценки дорожно-транспортной аварийности в России как одной из важнейших социально-экономических проблем, которая требует неотложного решения на государственном уровне.

Список использованной литературы

1. Дьячкова О.М. Анализ аварийности на автомобильном транспорте в городе Хабаровске / О.М. Дьячкова, А.С. Рыжова // Организация и безопасность дорожного движения: Материалы IX все-российской научно-практической конференции (с международным участием) 16 марта 2016 г. – Тюмень: ТюмнГНГУ, 2016. - С. 122-128.

2. Дьячкова О.М., Рыжова А. С. Анализ способов организации дорожного движения вблизи средних образовательных учреждений и их влияние на детский дорожно-транспортный травматизм в г. Хабаровске / О.М. Дьячкова, А.С. Рыжова //Проблемы функционирования систем транспорта: материалы

международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных (с международным участием), 20-22 декабря 2016 г. В 2 т. Т. 2. / Отв. редактор А. В. Медведев. – Тюмень: ТИУ, 2016. – 382 с. - С. 155-162.

3. Дьячкова О.М. Технические средства и информационные технологии в управлении транспортными технологическими процессами : учеб. Пособие / О.М. Дьячкова, А.С. Рыжова, П.П. Володькин. - Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. Гос. ун-та, 2016. - 215 с.

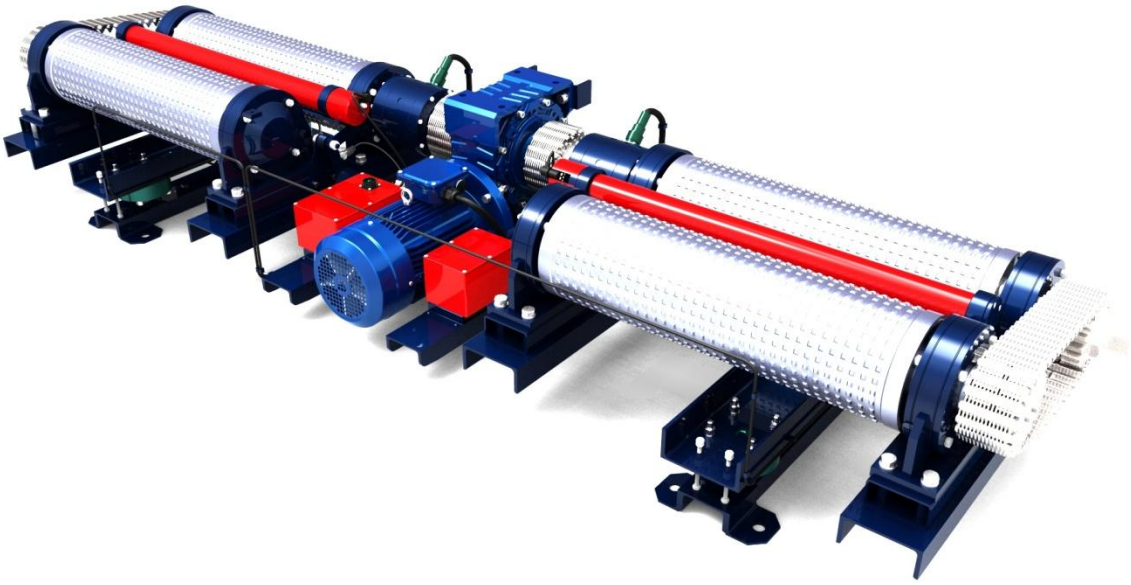
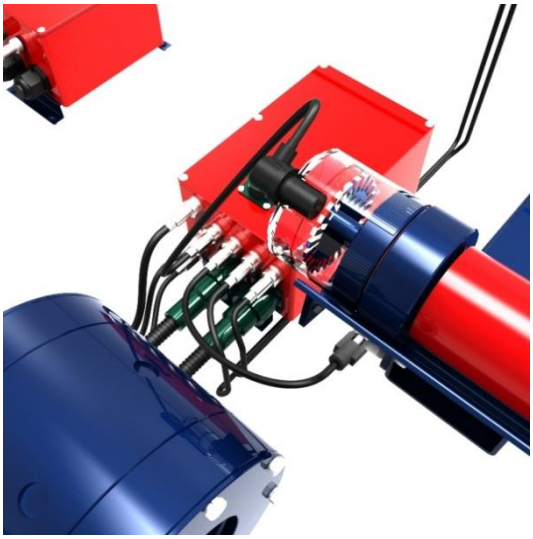
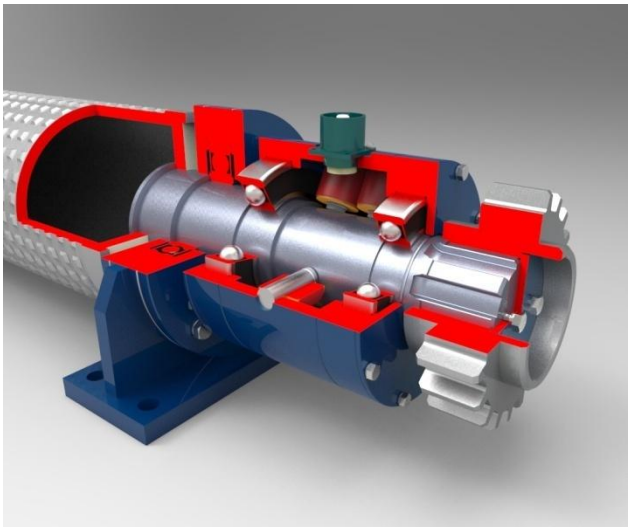
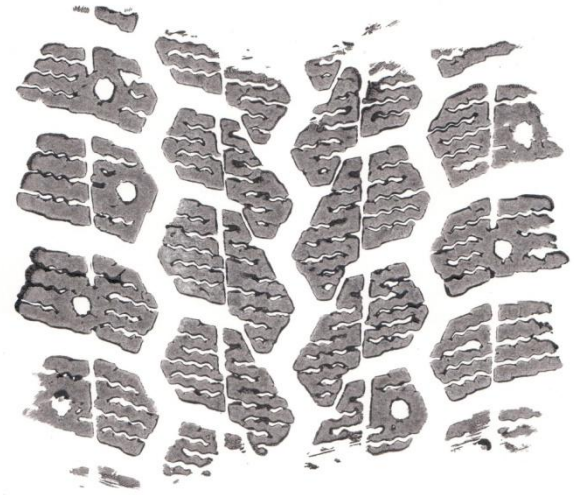
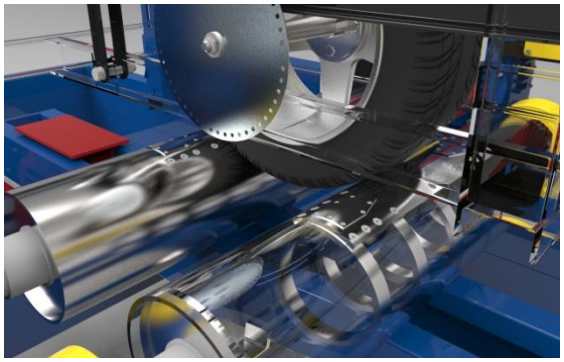
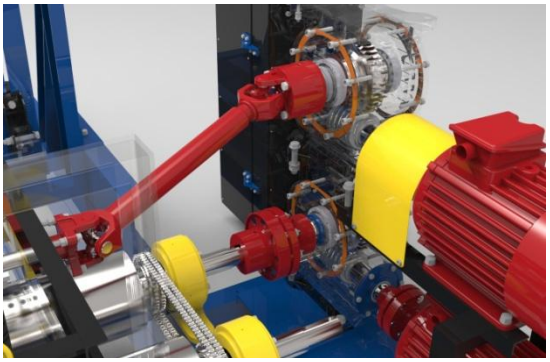
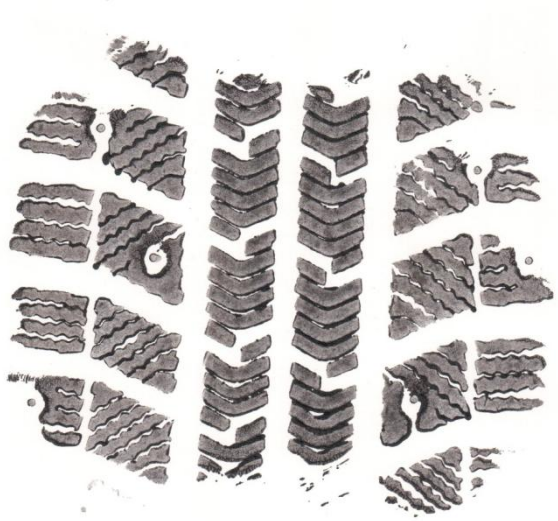
4. *Клинковштейн Г. И*. Организация дорожного движения : учеб. для вузов / Г. И. Клинковштейн, М.Б Афанасьев. - М.: Транспорт, 2001. - 247с.

5. Обзор аварийности за 2016 год. [Электронный ресурс] / Управление ГИБДД УМВД России. – Электрон. Дан. – Режим доступа : http://www.gibdd.ru/stat/2016/ (дата обращения 03.01.2017).

6. Gorev, A.E. & Oleshchenko, E.M., 2006. Road traffic organization and safety of traffic. Moscow: Academy, 258 p

7. Постановление Правительства Российской Федерации от 3 октября 2013 года N 864 «О федеральной целевой программе "Повышение безопасности дорожного движения в 2013-2020 годах"

8. ФЦП «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах» [Электронный ресурс] /Федеральная целевая программа. – Электрон. Дан. – Режим доступа : http://www.fcp-pbdd.ru (дата обращения 13.02.2017).

9. Проект повышения безопасности дорожного движения [Электронный ресурс] /Министерство образования Российской Фдерации. – Электрон. Дан. – Режим доступа : http://upr-ulch.ippk.ru/files/child/kompleks_proekt2013-2020.pdf (дата обращения 17.02.2017).

10. Володькин П.П., Голотик Д.В. Проблемы организации перевозок школьников в Российской Федерации. Автомобильный транспорт Дальнего Востока. 2014. № 1. С. 69-76.