



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 005.06

ОТ РАЗРАБОТКИ СТАНДАРТИЗОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ К ПОДГОТОВКЕ И ПРИМЕНЕНИЮ КОМПЛЕКСА ИНФОРМАЦИОННО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

Кандидат техн. наук **КАСЬЯНОВ С.В., ЯМАЛИЕВА Р.А.**
Набережночелнинский институт Казанского ФУ, КамАЗ
(tstark48@mail.ru)

Предложена схема технологии подготовки производства автокомпонентов, содержащая подготовку документов, необходимых для управления качеством по требованиям IATF 16949:16.

Ключевые слова: комплект документации, технологические маршруты, прослеживание информации.

Kasyanov S.V., Yamalieva R.A. FROM THE DEVELOPMENT OF STANDARDIZED TECHNOLOGICAL DOCUMENTATION TO THE PREPARATION AND APPLICATION OF A COMPLEX OF INFORMATION TECHNOLOGY SUPPORT FOR QUALITY MANAGEMENT

A scheme of technology for preparing the production of automotive components is proposed, which contains the preparation of documents necessary for quality management in accordance with the requirements of IATF 16949:16.

Keywords: set of documentation, technological routes, information tracking.

Создание комплекса информации представляет собой цельный процесс, встроенный в технологическую подготовку производства. Он использован, в частности, для обеспечения стабильно высокого качества лакокрасочного покрытия.

Отличительная особенность IATF 16949:2016 состоит в выполнении поставщиком требований к специальным характеристикам, которые важны заказчику, путём регулирования величины отклонений этих характеристик. Общую схему современного процесса технологической подготовки производства целесообразно

разно встроить в структуру APQP-проекта [1]. Должна быть предусмотрена выверка содержания технологических карт, а также подготовлены необходимые для достижения цели проекта дополнительные документы.

Исходными данными для технологического проектирования становятся детальное согласование требований заказчика и формирование реестра специальных характеристик. На рис. 1 приведён фрагмент реестра для двух слоёв покрытия — катафорезного грунтовочного и лакокрасочного. Форма реестра аналогична действующей на предприятии. Каждая специальная характеристика обозначается на чертеже, а затем — в технологических картах.

В данном примере, чтобы технологом облегчить задачу управления, предложено представить громоздкую маршрутно-операционную карту производственного цикла как поток отдельных технологических маршрутов (рис. 2). Тогда в комплексах документации на отдельный маршрут будет гораздо проще проследить ключевые контрольные характеристики отдельных операций на схеме потока технологических маршрутов.

С внедрением IATF16949 в состав документации на отдельный технологический маршрут надо включить новый для наших предприятий документ — карту потоков операций. Она содержит полный перечень операций, в том числе транспортных, складских, контрольных. В ней необходимо указать, в каких именно операциях формируются или поддерживаются специальные характеристики. Для каждой из указанных характеристик далее должен быть разработан индивидуальный план управления на рабочих местах. Предварительно для каждой из них должны быть указаны ключевые контрольные характеристики, в наибольшей степени влияющие на её величину.

Разработаны формы контрольных листов оценки приемлемости измерительных процессов и статистического управления качеством. Каждая характеристика качества автокомпонента формируется в соответствующем технологическом переходе при взаимодействии исходного ресурса — окрашиваемой поверхности и обрабатывающего инструмента (протирачная ветошь,

шпатель, распылительная головка и т.д.). Регулирование её величины осуществляется путём изменения какой-либо из наиболее значимых *ключевых контрольных характеристик* (ККХ) перехода. Специалисты должны определить эти значимые факторы отклонений. Для облегчения анализа и ранжирования, специалист должен составлять перечень этих характеристик (рис. 3). К ККХ относятся следующие.

Во-первых, значимые для соответствующих ключевых показателей качества технические характеристики и показатели точности модулей оборудования и оснастки. Они определяются путём планового периодического диагностирования. Их изменения во времени можно прогнозировать по известным эмпирическим зависимостям в течение циклов диагностирования.

Во-вторых, параметры наладки на выполнение технологического перехода. Их целесообразно регистрировать перед началом выполнения сменного задания.

Например, для СХ.2.2 "Прочность сцепления грунта с окрашиваемой поверхностью" параметром наладки можно считать соотношение грунта и активатора 2:1.

В-третьих, характеристики процесса взаимодействия в технологическом переходе. Например, для характеристики "Кратерообразование" ими являются температура воздуха в зоне нагрева и температура отверждения грунта. Для характеристики "Прочность сцепления грунта с окрашиваемой поверхностью" такими параметрами можно считать давление сжатого воздуха, вязкость грунтовочного раствора, длительность хранения готового раствора до его применения.

В-четвертых, характеристики внешней среды, например, запылённость атмосферы в окрасочной камере. Эта характеристика оказывает заметное влияние на СХ "Сорность". Предложена табличная форма представления перечня. Она является приложением к

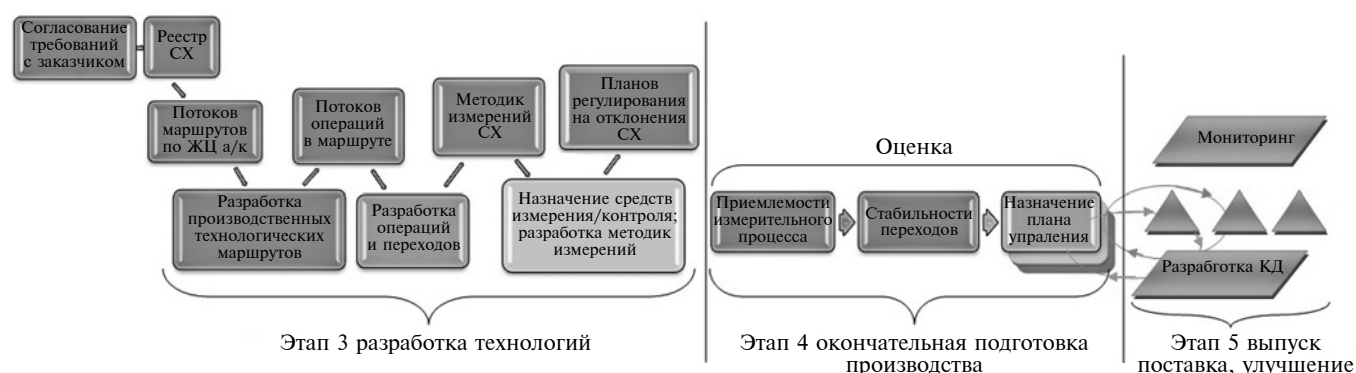


Рис. 1. Внедрение качества улучшения

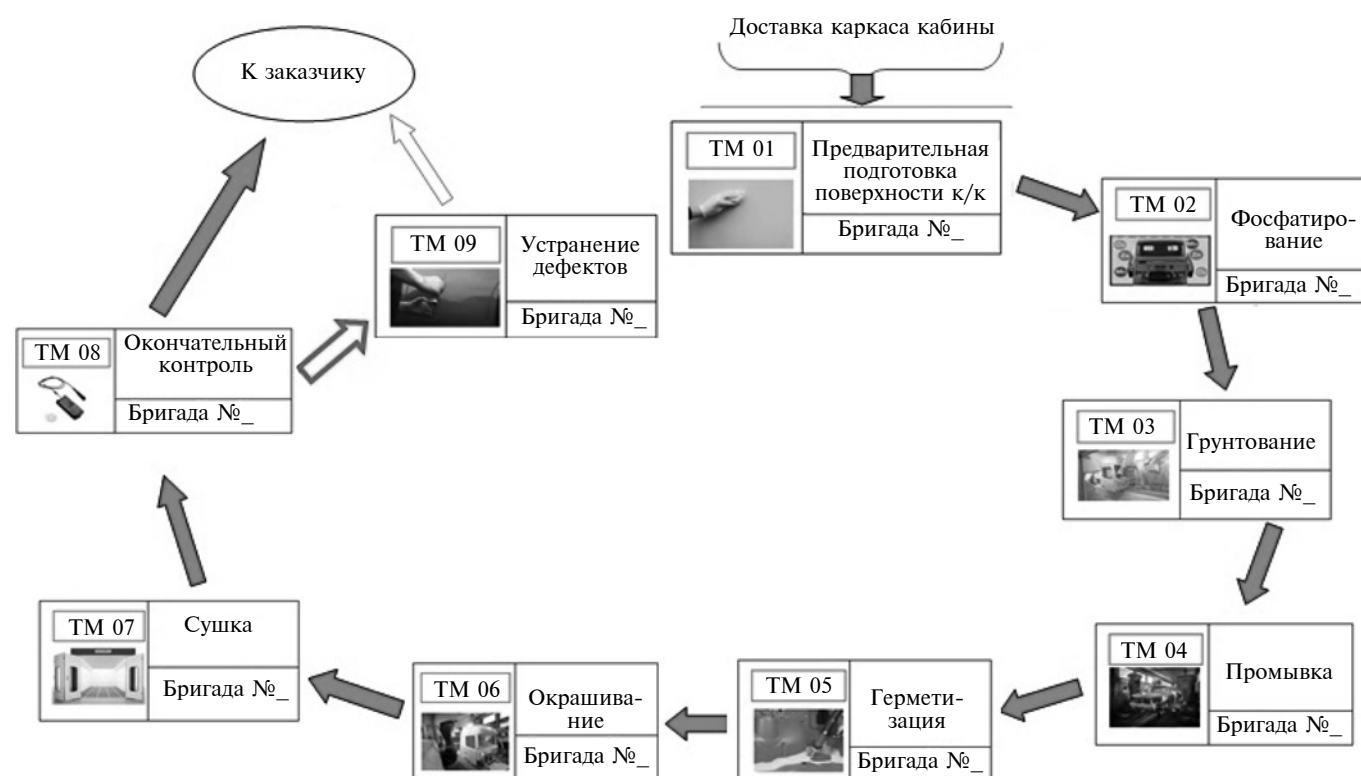


Рис. 2. Схема потока технологических маршрутов

Автокомпонент: <u>каркас кабины</u> № <u>XXXXXXX</u> окрашиваемой поверхностью Технологический маршрут _____				СХ: <u>прочность сцепления грунта с</u> Обозначение: <u>KX 2.2 Допуск: 0—1 балл</u>		
Операция: <u>040</u> Грунтовочная конвейерная (лицевая поверхность) <u>050</u> Грунтовочная (внутренняя поверхность)						
№ п/п	Характеристики оборудования, оснастки	Параметры наладки	Режимы процесса	Характеристики среды	Предельные значения	План реагирования на несоответствия
1	—	—	Давление сжатого воздуха; кг/см ²	—	min 3 max 4	Увеличить подачу воздуха Уменьшить подачу воздуха
2	—	Соотношение грунт : активатор 2 : 1; ст.	—	—	min 20 max 24	Добавить наполнитель Добавить разбавитель
3	—	Длительность хранения грунтовочного раствора; час	—	—	max 72	Заменить раствор
4	—	—	Температура в камере; °С	—	min 20 max 24	Регулируется автоматически
5	—	—	Влажность в камере; °С	—	min 48 max 55	Регулируется автоматически

Рис. 3. Перечень ключевых контрольных характеристик

Разраб.	ФИО	Подпись	Дата	Поставщик <u>XXXXX</u>							
Разраб.	ФИО	Подпись	Дата								
Разраб.	ФИО	Подпись	Дата								
Номер операции	Тип операции				Наименование	Специальные характеристики продукции		Ключевые контрольные характеристики процесса			
	Проз.	Перем.	Хран.	Контр.		№	Содержание	№	Содержание		
90	◇	○	□	△	Окрасочная роботизированная	1.1	Толщина эмали видимые лицевые поверхности 80—90 мкм видимые нелицевые поверхности 70—75 мкм ребра прштамповки на панели крыши, на панели задка 60—65 мкм поверхности видимые, редко облучаемые солнечной радиацией 50—58 мкм	1.1.1	Время нанесения 138 сек	1.1.2	Вязкость эмали 65—80 с
						1.2	Адгезия 0—1 балла	1.2.1	Влажность воздуха 48—55 %	1.2.2	Температура +20 —+24 °С
						1.3	Отсутствие сорности	1.3.1	Содержание пыли		
90				△	Контрольная						
105	◇				Сушильная I	1.1	Отсутствие шагрени	1.1.1	Температура поверхности +70 —+80 °С	1.1.2	Воздуха +70 —+90 °С
								1.1.3	Время 10—12 мин		
110	◇				Сушильная II	1.1	Адгезия	1.1.1	Температура отверждения поверхности +130 —+140 °С		воздуха в зонах нагрева +125 —+150 °С
											выдержки +130 —+150 °С
											Время 30—35 мин

Рис. 4. Фрагмент карты потока операций

операционной карте. Параметры каждой характеристики прописываются строго в своём столбце.

Наличие ККХ существенно облегчает составление плана управления на рабочем месте. На основе их перечня специалист для каждой специальной характеристики задаёт *План реагирования в серийном производстве*. Планы реагирования назначаются на выявляемые отклонения каждой специальной характеристики в тех операциях, где они формируются. Карты потока операций для представления заказчику содержат все специальные характеристики продукции и ключевые контрольные характеристики процесса.

В качестве примера (рис. 4) взята операция "Окрасочная роботизированная". Характеристика продукта — это толщина с допуском 80—90 мкм, параметр

процесса — время нанесения, вязкость эмали, давление воздуха.

Для улучшения качества специалист предварительно должен как можно более тщательно изучить содержание технологических переходов. Они содержат всю необходимую информацию, которая необходима для предупреждения возникновения дефектов ЛКП.

На основе обновлённой технологической документации составлен набор рабочих инструкций операторов и наладчиков, обеспечивающих выполнение её требований. Структура инструкций включает: действия работников по подготовке к работе (подготовки рабочих растворов, прогрев рабочих устройств, рациональная раскладка средств труда); действия по обеспечению качества в ходе операции согласно требова-

ниям; действия по завершению работы (например, промывка применяемых устройств и ёмкостей); действия по обеспечению возможности труда.

Таким образом, на примере технологической подготовки ЛКП обеспечено единство информации для управления в ходе разработки требований, а также прослеживание информации о качестве по жизненному циклу продукта. Внедрение IATF 16949 становится логическим развитием традиционного подхода к документированию техпроцессов.

Более 20 лет российские производители автокомпонентов разрабатывают и сертифицируют ряд систем менеджмента (качества, экологии, безопасности, бережливого производства) каждая из них между собой, ни с базовой технологической документацией. Но простое наличие дополнительных требований не может помочь решить основную задачу управления: что-бы улучшить качество создаваемого продукта, недо-

статочно только задать требования и разработать технологию. Нужен ещё и адекватный план управления, который должен быть реализован. Но главное — надо убедиться в том, что требования выполнены, т.е. верифицировать результат корректирующих действий.

На деле решить эту задачу можно только путём создания при подготовке производства нового продукта полного комплекса информационного сопровождения для результативного управления, включая разработку процессов мониторинга и управления. В данной публикации отмечены только основные моменты такого комплекса. Это может быть по силам нашим крупным корпорациям, которые в состоянии распространить свои системы менеджмента на поставщиков.

Литература

1. ГОСТ Р 51814.6—2005 Системы менеджмента качества в автомобилестроении. Менеджмент качества при планировании, разработке и подготовке производства автомобильных компонентов.



На заводе двигателей ПАО "КамАЗ" собрана первая тысяча рядных 6-цилиндровых двигателей мод. 910 ("Евро-5") для магистрального тягача КамАЗ-54901.

Проект под рабочим названием "Тибет" был открыт в 2014 г., а серийное производство двигателей данного семейства началось в середине 2019 г. В настоящее время завод производит рядные "шестёрки" мощностью 450 и 550 л.с. для магистральных, транспортных, полноприводных и тяжёлых автомобилей КамАЗ поколения К5. Двигатели комплектуются как механической, так и с автоматической коробками передач. Разрабатываются различные модификации двигателя в зависимости от запросов потребителя, рынков сбыта и требований нормативной документации.

Для реализации второго этапа проекта "Тибет" и увеличения объёмов производства рядных двигателей до 30 тысяч единиц в год предстоит удлинить линию сборки с имеющихся 64 до 90 м. Это позволит ввести большую автоматизацию процесса за счёт увеличения количества операционных станций и уменьшить такт сборки с 14 до 5 мин, а значит увеличить суточный выпуск двигателей с 12 до 40 шт. Сегодня разработано техническое задание по требуемому оборудованию, идёт тендер на закупку и поставку. В течение года оборудование должно быть приобретено и установлено на подготовленной площадке. Если сам конвейер поставят иностранные компании, то большинство основных компонентов и узлов будет произведено на КамАЗе или приобретено у отечественных поставщиков. В рамках дальнейшего повышения уровня локализации ведутся работы по освоению отечественных комплектующих.

Помимо увеличения объёмов производства, расширение кольца конвейера связано и с перспективой сборки разработанных 13-литровых двигателей и газодизелей. Сейчас созданные образцы этих силовых агрегатов проходят испытания в НТЦ КамАЗа.

После ввода в эксплуатацию обновлённой линии и проведения опытной сборки двигатели будут выведены в серию.

Параллельно с испытаниями уже существующих модификаций ведутся научные разработки по созданию семейства двигателей КамАЗ Р6 экологического класса "Евро-6". Сейчас проект находится на стадии сборки и исследовательских испытаний прототипов, готовы первые опытные образцы автомобилей с этими двигателями.

Промышленное производство новых модификаций двигателя запланировано на 2023—2024 гг.

На Ликинском автобусном заводе Группы "ГАЗ" стартовало серийное производство автобусов, работающих на сжиженном природном газе. Первые семь экологически чистых машин поставлены в Челябинск.

ЛиАЗ-5292 LNG (*liquefied natural gas* — сжиженный природный газ) — городская низкопольная модель, являющаяся первым автобусом большого класса на сжиженном природном газе, серийно выпускающимся в России. Автобус комплектуется отечественным газовым двигателем ЯМЗ-536. Топливо для него хранится в криобаке под давлением не выше 19 атмосфер. Объём криобака в 375 л обеспечивает запас хода машины на одной заправке свыше 300 км. Технологии, применяемые в автобусе, сохраняют постоянную температуру топлива —160 °С и гарантируют отсутствие чувствительности топлива к температуре окружающей среды. Бак расположен в заднем свесе машины, что обеспечивает быстрый и удобный доступ для технического обслуживания без необходимости демонтажа ёмкости.

Новая модификация автобуса рассчитана на перевозку 111 пассажиров и сохраняет все преимущества базовой модели: низкий уровень пола, просторную накопительную площадку, систему кнелинг (наклон кузова в сторону остановки для удобства посадки и высадки пассажиров). В автобусе установлена система климат-контроля, USB-зарядки, видеонаблюдение, ЭРА-ГЛОНАСС, электронные маршрутоуказатели, табло с бегущей строкой.

ЛиАЗ-5292 LNG оборудован механической аппаратурой для въезда в салон маломобильных пассажиров, специальными местами для инвалидной коляски, кнопками связи с водителем.

Новый дорожный грузовой автомобиль бескапотного семейства производства автомобильного завода "Урал" впервые отправился к потребителю: 2 апреля состоялась торжественная передача покупателю первого неполноприводного автомобиля "Урал-С35510", который будет трудиться в Екатеринбурге в сфере ЖКХ и дорожного строительства.

Дорожный бескапотный автомобиль — новейшая разработка АЗ "Урал". К выпуску машин дорожной гаммы колёсной формулы 6×4 полной массой до 27 т с традиционной капотной кабиной предприятие приступило в 2018 г. Однако с целью расширения семейства "дорожников" в соответствии с требованиями рынка и желаниями потенциальных клиентов был разработан автомобиль полной массой до 35 т с кабиной бескапотного типа. Сегодня опытно-промышленная партия собирается на главном конвейере.



ВАЗ отмечает полувековой юбилей участия марки "Лада" в мировом и отечественном автоспорте. 13 марта 1971 года первый генеральный директор Волжского автозавода Виктор Поляков подписал приказ об организации конструкторского бюро форсированных испытаний автомобилей "Лада". В этой формулировке была обозначена практическая ценность автоспорта —

не только повышение имиджа марки, но и аккумулирование инженерного опыта.

Свой первый успех советские пилоты, выступавшие за рулем ВАЗ-2101, отметили в том же 1971 году. Впервые стартовав на сложнейшем марафоне "Тур Европы" на автомобилях с минимальным набором доработок, команда автозавода завоевала золотой кубок среди коллективов, выступающих на трёх машинах. Более того, вазовский экипаж взял "серебро" в абсолютном личном зачёте. Лучшей рекламы для автомобилей "Лада", выходящих на зарубежный рынок, было бы не придумать.

На протяжении следующих лет были новые модели и новые успехи. Уверенные старты на этапах Чемпионата мира по ралли и Чемпионата Европы по автокроссу, призовые места на знаменитом "Дакаре" и других крупнейших ралли-марафонах, победы в Чемпионате Мира по кольцевым гонкам WTCC. Внутри Советского Союза

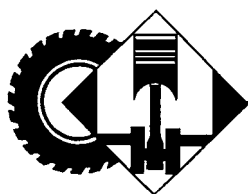
и Российской Федерации, пожалуй, не было ни единого соревнования, которое не выигрывали бы пилоты, выступающие за рулём автомобилей "Лада спорт".



В наше время продолжателем традиций заводского автоспорта является команда "Лада спорт Роснефть", представляющая бренд в трёх дисциплинах россий-

ского автоспорта — кольцевых гонках, ралли и картинге. Сильнейшие пилоты страны и надёжная техника позволяют команде неизменно быть в числе лидеров отечественных чемпионатов. Высшей точкой успеха стал сезон 2020 года, по итогам которого пилоты команды стали чемпионами во всех дисциплинах и классах российского автоспорта, в которых принимали участие.

Сегодня "Лада спорт" — не только гоночная команда, но и производство автомобилей для дорог общего пользования. С 2013 года в её цехах произведено более 20 тысяч автомобилей. Уникальность их заключается в том, что одни и те же специалисты являются и авторами гоночных побед заводской команды, и создателями автомобилей, продающихся по всей стране. А это значит, что любой покупатель может прикоснуться к частичке полувековой истории автоспортивных побед.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ДВИЖЕНИЯ ГИБРИДНОГО КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Д-р техн. наук **ТАРАСИК В.П.**, канд. техн. наук **ПУЗАНОВА О.В.**
Белорусско-Российский университет (+375.29.185-36-45)

Предложена методика определения энергетических параметров гибридного карьерного самосвала и оценки эффективности его работы в карьерных условиях. Приведены результаты моделирования процесса движения самосвала в двух карьерах, существенно различающихся параметрами дорожных условий — глубиной и крутизной уклонов. Представлены графики изменения вращающего момента электродвигателя, тягового усилия ведущих колёс, скорости и ускорения движения гружёного самосвала на различных участках маршрута при подъёме из карьера, а также графики нарастания затрачиваемой тяговыми электродвигателями энергии по пути перемещения. Исследован режим спуска снаряжённого самосвала в карьер, его потенциальной энергии и энергии электродинамического торможения самосвала, оценена возможность её накопления и последующего использования на подъёме из карьера.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, карьерный самосвал, дизельный двигатель, электрогенератор, тяговый электродвигатель, электромеханическая трансмиссия, электромотор-колесо, электродинамическое торможение, накопитель электрической энергии.

Tarasik V.P., Puzanova O.V. DETERMINATION OF ENERGY PARAMETERS AND MOTION CHARACTERISTICS OF HYBRID QUARRY DUMP TRUCK

Method of determination of energy parameters of hybrid quarry dump truck and estimation of efficiency of its work in quarry conditions is proposed. The results of simulation of the dump truck movement process in two quarries are given, which differ significantly in parameters of road conditions — quarry depth and road slope value. The graphs of change of motor torque, traction force of driving wheels, speed and acceleration of movement of loaded dump truck on various sections of the route during ascent from the quarry, as well as graphs of growth of energy spent by traction motors along the path of movement are presented. The mode of lowering the equipped dump truck into the quarry, its potential energy and the energy of electrodynamic braking of the dump truck was studied, the possibility of its accumulation and subsequent use on lifting from the quarry was evaluated.

Keywords: hybrid car, quarry dump truck, diesel engine, electric generator, traction motor, electromechanical transmission, electric motor-wheel, electrodynamic braking, electric energy storage.

Карьерные самосвалы, как известно, большую часть времени работают в сложных дорожных условиях. При вывозе груза из карьера, что является основным его предназначением, такой автомобиль постоянно преодолевает крутые затяжные подъёмы. При этом устойчивость движения и производительность самосвала в значительной мере зависят от выбора источника энергии и механизмов преобразования потока энергии при передаче её к движителям.

На большинстве существующих карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъёмности в качестве источника энергии используется дизель в блоке с электрическим генератором. Преобразование параметров потока электрической энергии генератора при передаче её к движителям осуществляется посредством электромотор-колёс. Последние представляют собой сочетание тяговых электродвигателей с механическими зубчатыми планетарными редукторами, расположенными непосредственно в ведущих колёсах, чем обеспечивается высокая компактность конструкции.

Дизель-электрический источник энергии характеризуется стабильным установившимся режимом работы дизеля с высокой топливной экономичностью. При этом дости-

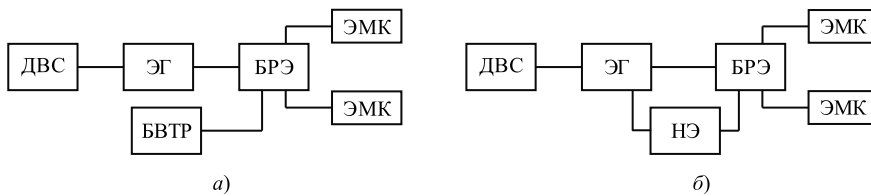


Рис. 1. Структурные схемы карьерного самосвала

гаются минимальная токсичность отработавших газов и высокий ресурс двигателя.

Электромеханическая трансмиссия позволяет осуществлять непрерывный подвод энергии к ведущим колёсам на тяговом режиме в процессе преодоления подъёмов при выезде из карьера и плавное электродинамическое торможение самосвала на спуске в карьер, что способствует стабилизации сцепления колёс с опорной поверхностью, обеспечивает устойчивое управляемое движение на виражах и сохранение работоспособности фрикционных тормозных механизмов, которые в данном случае используются в качестве запасных.

Структурная схема рассмотренной комбинации объектов источника энергии и преобразователей потока энергии представлена на рис. 1, а. Основные компоненты этой схемы: дизель (ДВС), электрогенератор (ЭГ), блок распределения и управления потоком электрической энергии (БРЭ), поступающей к электродвигатель-колёсам (ЭМК). Блок БРЭ также выполняет функции дифференциала, обеспечивая получение одинаковых вращающих моментов на левом и правом ведущих колёсах.

Важным положительным свойством рассматриваемой схемы является обеспечение электродинамического торможения автомобиля. На спуске самосвала в карьер его потенциальная энергия положения преобразуется в электрическую энергию торможения, генерируемую тяговыми электродвигателями и направляемую через БРЭ в блок вентилируемых терморезисторов (БВТР), обдуваемых направленным потоком атмосферного воздуха, создаваемого вентиляторной установкой во время торможения. Энергия торможения проходит по цепочке ЭМК—БРЭ—БВТР—воздушная среда. В результате энергия торможения не используется для выполнения полезной ра-

боты, а рассеивается в окружающей воздушной среде. Это, безусловно, недостаток данной схемы. Для обеспечения возможности использования энергии электродинамического торможения необходим накопитель энергии. Структурная схема самосвала с накопителем электроэнергии приведена на рис. 1, б.

Автомобили, в которых в качестве источника энергии используют сочетание ДВС и накопителя электрической энергии, сегодня принято называть *гибридными* или *автомобилями с комбинированным источником энергии* (КИЭ).

Цель данного исследования состоит в разработке методики опре-

деления энергетических параметров и характеристик движения гибридного карьерного самосвала, оценка эффективности его работы в карьерных условиях.

Рассмотрим вначале определение энергетических параметров автомобиля с источником энергии в составе ДВС—ЭГ, согласно структурной схеме на рис. 1, а. Максимальная расчётная мощность ДВС P_{ev} определяется из условия обеспечения движения автомобиля с заданной максимальной скоростью v_{max} на горизонтальном участке дороги с твёрдым покрытием (формула 1 в табл. 1), где m_a — полная масса автомобиля, кг; g — ускорение свободного падения: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; f_v — коэффициент сопротивления качению при v_{max} [1]; k_w — коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; A_l — лобовая площадь автомобиля, м^2 ; v_{max} — максимальная скорость, м/с; $k_{в.о}$ — коэффициент отбора энергии на привод вспомогательного оборудования ДВС и механиз-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$P_{ev} = \frac{m_a g f_v + k_w A_l v_{max}^2}{(1 - k_{в.о}) \eta_{эг} \eta_{эд} \eta_{ред}} v_{max}$	—
2	$P_{эдв} = \frac{P_{ev} (1 - k_{в.о}) \eta_{эг}}{N_{эд}}$	$P_{эдв}$ — мощность тягового электродвигателя, Вт; $N_{эд}$ — число электродвигателей
3	$M_{эд} = \begin{cases} M_{эд \max} & \text{при } 0 \leq n_{эд} \leq n_{эд \min}; \\ \frac{30 P_{эд.ном}}{\pi n_{эд}} & \text{при } n_{эд \min} < n_{эд} \leq n_{эд \max} \end{cases}$	$n_{эд}$ — частота вращения вала тягового электродвигателя, рад/с; $P_{эд}$ — мощность электродвигателя, Вт
4	$P_{эд} = M_{эд} \pi n_{эд} / 30$	
5	$u_{ред} = \frac{\pi n_{эд.ном} r_{к0}}{30 v_{max}}$	$r_{к0}$ — радиус качения колёс, м
6	$F_T = M_{эд} N_{эд} \eta_{эд} u_{ред} / r_{к0}$	—
7	$D = \frac{F_T - k_w A_l v^2}{m_a g}$	—
8	$a = (D - f_v) g / \delta_{п.м}$	$\delta_{п.м}$ — коэффициент приведённой массы
9	$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{F_T - m_a g \psi - k_w A_l v^2}{\delta_{п.м} m_a}; \\ \frac{ds}{dt} &= v; \\ \frac{dW_{эд}}{dt} &= \frac{M_{эд} N_{эд} u_{ред} v}{r_{к0}} \end{aligned} \right\}$	$\psi = f_a + h$

мов управления автомобилем; $\eta_{\text{эд}}$ — КПД генератора электрической энергии; $\eta_{\text{эд}}$ — КПД тягового электродвигателя; $\eta_{\text{ред}}$ — КПД редуктора ЭМК.

Мощность тягового электродвигателя находится по формуле 2, где $P_{\text{эд}v}$ — мощность тягового электродвигателя, Вт; $N_{\text{эд}}$ — число тяговых электродвигателей, устанавливаемых на проектируемый автомобиль, которое соответствует числу ведущих колёс.

В соответствии с полученным значением $P_{\text{эд}v}$ подбирается подходящий тяговый электродвигатель из каталога выпускаемых электротехнической промышленностью либо на основе анализа аналогов проектируемого самосвала и выписываются его основные параметры: номинальные значения мощности $P_{\text{эд.ном}}$ и частоты вращения $n_{\text{эд.ном}}$; максимальный допускаемый вращающий момент электродвигателя $M_{\text{эд.мах}}$ и соответствующая ему частота вращения $n_{\text{эд.мин}}$.

Характеристики вращающего момента $M_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$ и мощности $P_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$ тягового электродвигателя вычисляются на основе выражений 3 и 4.

Передачное число редуктора электромотор-колёс $u_{\text{ред}}$ найдём из условия движения самосвала со скоростью $v_{\text{мах}}$ при $n_{\text{эд.ном}}$ (формула 5).

Характеристики суммарной силы тяги $F_{\text{т}} = f(v)$, развиваемой на осях ведущих колёс, динамического фактора $D = f(v)$ и ускорения самосвала $a = f(v)$ определим по формулам 6–8, где $\delta_{\text{п.м}}$ — коэффициент приведённой массы, учитывающий влияние вращающихся масс — ведущих колёс, редукторов и тяговых электродвигателей электромотор-колёс — на величину кинетической энергии автомобиля [1].

Для моделирования движения самосвала в карьере используем систему дифференциальных уравнений 9, где ψ — коэффициент суммарного дорожного сопротивления: $\psi = f_a + h$; f_a — коэффициент сопротивления качению, вычисляемый с учётом зависимости его от скорости [1]; h — продольный уклон дороги; $W_{\text{эд}}$ — изменение во времени затраты энергии тяговыми электродвигателями в процессе движения самосвала в карьере на подъёме, Дж.

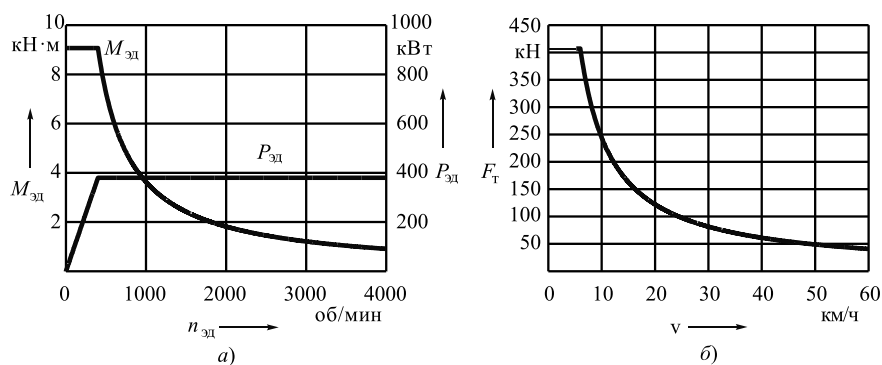


Рис. 2. Характеристики электродвигателя (а) и тяговая характеристика самосвала (б)

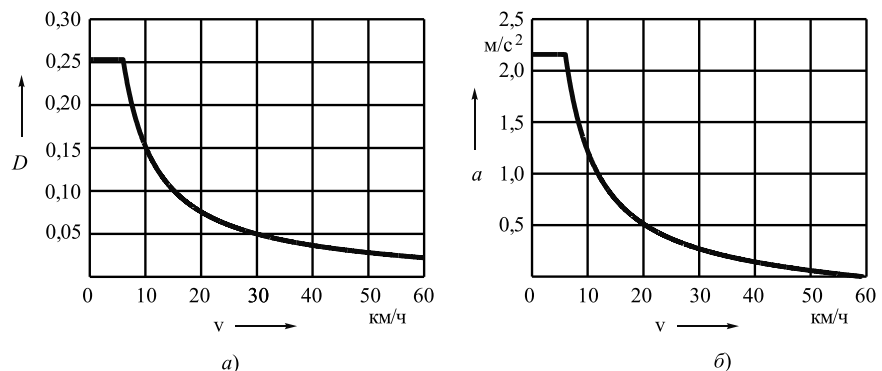


Рис. 3. Динамическая характеристика самосвала (а) и потенциальная характеристика ускорения (б)

При моделировании используется информация о параметрах характеристики маршрута движения самосвала в карьере — длины участков $L_{\text{уч}i}$ и уклоны h_i на каждом i -м участке.

Предлагаемую методику используем для определения энергетических параметров и моделирования движения самосвала в карьерных условиях. В частности, определим величину энергии электродинамического торможения на спуске и оценим эффективность использования её при движении на подъёме.

Примем при исследовании следующие параметры характеристик карьерного самосвала: грузоподъёмность $m_{\text{гр}} = 90$ т; полная масса $m_a = 164\,000$ кг; снаряжённая масса $m_0 = 74\,000$ кг; максимальная скорость $v_{\text{мах}} = 60$ км/ч; радиус качения колёс $r_{\text{к0}} = 1,231$ м; лобовая площадь $A_{\text{л}} = 26,4$ м²; коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0,7$ Н·с²/м⁴; коэффициент сопротивления качению при малой скорости $f_0 = 0,02$. Самосвал двухосный с задним ведущим мостом. Следовательно, будут использованы два электромотор-колёса $N_{\text{эд}} = 2$.

Необходимую мощность ДВС определим по формуле 1, принимая $k_{\text{во}} = 0,1$; $\eta_{\text{эГ}} = 0,95$; $\eta_{\text{эд}} = 0,96$; $\eta_{\text{ред}} = 0,95$. При заданном $v_{\text{мах}}$ $f_v = 0,0226$. В результате получаем $P_{\text{ев}} = 905,5$ кВт. Затем по формуле 2 находим $P_{\text{эд}v} = 387,1$ кВт.

Выбираем асинхронный тяговый электродвигатель переменного тока с параметрами: $P_{\text{эд.ном}} = 380$ кВт; $M_{\text{эд.ном}} = 907,2$ Н·м при частоте вращения $n_{\text{эд.ном}} = 4000$ об/мин; $M_{\text{эд.мах}} = 9071,8$ Н·м при $n_{\text{эд.мин}} = 400$ об/мин.

Принимая $P_{\text{эд}v} = P_{\text{эд.ном}}$, по формуле (2) скорректируем величину расчётной мощности дизеля $P_{\text{ев}} = 889$ кВт.

На рис. 2, а приведены характеристики тягового электродвигателя $P_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$, $M_{\text{эд}} = f(n_{\text{эд}})$, а на рис. 2, б — тяговая характеристика самосвала $F_{\text{т}} = f(v)$.

Динамическая характеристика самосвала $D = f(v)$ представлена на рис. 3, а, а на рис. 3, б — потенциальная характеристика ускорения $a = f(v)$. Характеристика $D = f(v)$ отвечает требованиям ГОСТ Р 52280—2004, согласно которому $D_{\text{мах}} \geq \psi_{\text{мах}} \geq 0,25$.

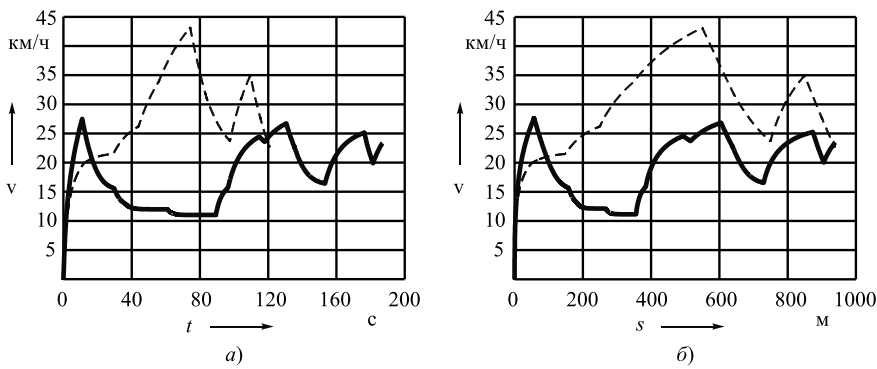


Рис. 4. Изменение скорости движения самосвала на подъёме во времени (а) и по перемещению (б)

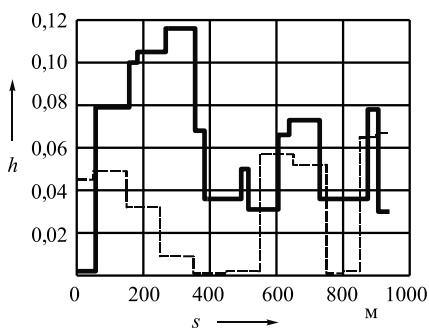


Рис. 5. Графики уклонов дороги в карьерах "Ерунаковский" и "Гранит"

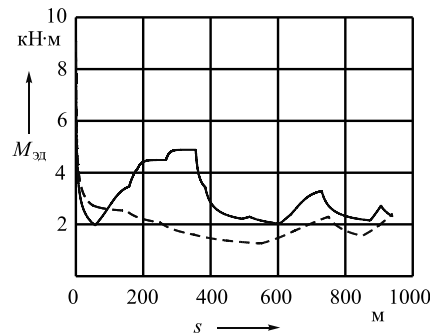


Рис. 6. Вращающие моменты тяговых электродвигателей при движении на подъёме

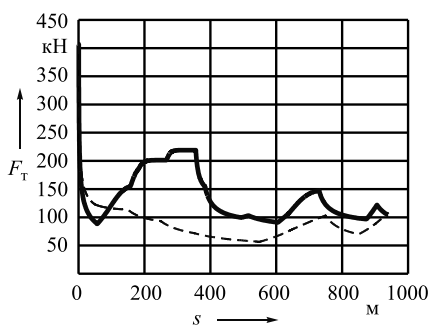


Рис. 7. Сила тяги ведущих колёс самосвала при движении на подъёме

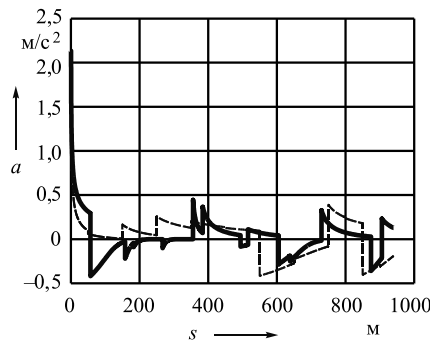


Рис. 8. Ускорение самосвала при движении на подъёме

Моделировали движение самосвала в двух карьерах, существенно различающихся между собой характеристиками дорожных условий. В табл. 2 приведены параметры характеристики маршрута движения в карьере "Ерунаковский" (г. Ново-

кузнецк Кемеровской обл. РФ), а в табл. 3 — в карьере "Гранит" (г.п. Микашевичи, Брестской обл. РБ).

На рис. 4, а представлены графики изменения скорости движения самосвала на подъёме во времени

$v = f(t)$, а на рис. 4, б — по перемещению $v = f(s)$, полученные в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений (9). Сплошными линиями здесь и на всех последующих графиках показаны характеристики, полученные при моделировании для карьера "Ерунаковский", а штриховыми — для карьера "Гранит". Длины маршрутов этих карьеров немного различаются, поэтому для однозначности сравниваемых результатов использовалась длина пути в обоих случаях $L_{\text{пут}} = 940$ м. Время проезда маршрута в первом варианте карьера составило 187 с, а во втором — 121 с. Как видно из полученных графиков, скорость движения самосвала существенно зависит от уклонов участков маршрута h_p , что отражается на затратах энергии двигателей при преодолении подъёмов.

Графики продольных уклонов участков маршрутов моделируемых карьеров приведены на рис. 5. Они дают наглядное представление об условиях работы самосвала в этих карьерах.

На рис. 6 представлены графики изменения вращающих моментов тяговых электродвигателей при движении на подъёме $M_{\text{эл}} = f(s)$, на рис. 7 — изменения суммарной силы тяги ведущих колёс $F_T = f(s)$, а на рис. 8 — ускорения самосвала $a = f(s)$ в зависимости от перемещения s на маршруте.

Графики, отображающие нарастание затраты энергии тяговых электродвигателей при движении самосвала на подъёме $W_{\text{эл}} = f(s)$, показаны на рис. 9. Из них видно, что при использовании самосвала в глубоком карьере с крутыми затяжными подъёмами (сплошная линия) затрата энергии на выезд его с грузом из карьера может быть существенно больше, чем в неглубоких карьерах со сравнительно небольшими уклонами (штриховая линия).

Таблица 2

Длина участка, м	57,1	100,9	24,5	84,9	88,6	28,1	110,2	21,6	89,5	33,2	91,4	144,2	31,7	44,1
Уклон, %	0,2	7,9	10,0	10,5	11,6	6,8	3,6	5,0	3,1	6,6	7,3	3,6	7,8	3,0

Таблица 3

Длина участка, м	50	100	100	100	100	100	100	100	50	50	50	50	50	50
Уклон, %	4,5	4,9	3,2	0,9	0,1	0,2	5,7	5,2	0,1	0,2	6,5	6,7	3,2	2,8

Так, в сравниваемых примерах соотношение затрат энергии на подъём из карьера при одинаковой длине маршрута составило 1,55.

Рассмотрим теперь движение самосвала на спуске в карьер. Это движение выполняется с примерно постоянной скоростью, обеспечивающей безопасные условия, устойчивость и управляемость. Для этого осуществляется управляемое электродинамическое торможение самосвала посредством перевода тяговых электродвигателей в генераторный режим. Вырабатываемая ими электроэнергия может быть использована в дальнейшем на режиме подъёма из карьера. Для этого самосвал должен быть оборудован накопителем энергии, как показано на рис. 1, б. При движении на спуске ДВС выключают, что даёт возможность снизить загрязнение воздушной среды карьера отработавшими газами и уменьшить расход топлива дизельного двигателя. Спуск снаряжённого самосвала в карьер обычно совершают с постоянной скоростью $v_{\text{спуск}} = 40$ км/ч.

Оценим величину генерируемой энергии электродинамического торможения и эффективность её использования при движении самосвала на подъёме из карьера. При этом необходимо определить полную потенциальную энергию $E_{\text{п}}$, обусловленную изменением высоты положения на всём протяжении спуска снаряжённого самосвала в карьер. На каждом участке маршрута движения величина снижения высоты положения самосвала H_i (м) вычисляется по формуле 10 (в табл. 4).

Изменение потенциальной энергии $E_{\text{п}i}$ снаряжённой массы самосвала m_0 на i -м участке маршрута находим по формуле 11; полную величину потенциальной энергии на спуске в карьер $E_{\text{п}}$ — по формуле 12.

Часть потенциальной энергии $E_{\text{п}i}$ на каждом участке спуска будет затрачена на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха. Её величину $W_{\text{сопр}i}$ вычислим по формуле 13.

При реальных значениях уклонов карьерных дорог можно принять $\cos\alpha_i = 1$. Тогда суммарная затрата энергии на преодоление сопротивления качению и сопротивления воздуха определяется формулой 14.

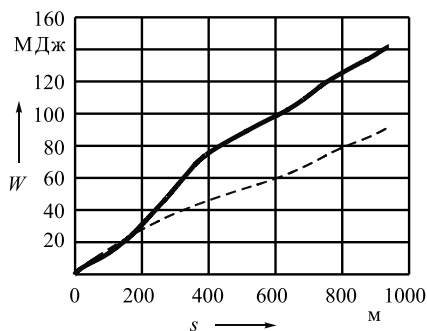


Рис. 9. Нарастание затраты энергии тяговых электродвигателей при движении самосвала на подъёме

Величину накопленной энергии на спуске $W_{\text{нак}}$, которая поступит в накопитель и может быть использована в дальнейшем при преодолении подъёма, найдём по формуле 15, где $\eta_{\text{эдт}}$ — КПД тягового электродвигателя на режиме генерирования энергии торможения и передачи её в накопитель (принят равным 0,95).

В результате моделирования получены следующие значения исследуемых параметров потоков энергии. Для карьера "Ерунаковский": $E_{\text{п}} = 41\ 604$ кДж; $W_{\text{сопр}} = 16\ 755$ кДж; $W_{\text{нак}} = 22\ 190$ кДж;

затрата энергии тяговыми электродвигателями на преодоление подъёма составила $W_{\text{эд}} = 141\ 800$ кДж. Для карьера "Гранит": $E_{\text{п}} = 23\ 375$ кДж; $W_{\text{сопр}} = 18\ 519$ кДж; $W_{\text{нак}} = 4336,7$ кДж; $W_{\text{эд}} = 91\ 600$ кДж.

Эффективность использования накопленной энергии спуска оценен посредством соответствующего коэффициента (формула 16). Для карьера "Ерунаковский" коэффициент эффективности накопления энергии спуска $k_{\text{эф}} = 0,156 = 15,6\%$, а для карьера "Гранит" $k_{\text{эф}} = 0,047 = 4,7\%$. Очевидно, что существенную величину энергии на спуске можно накопить только в глубоких карьерах с крутыми и протяжёнными уклонами дороги. В карьерах с максимальными уклонами, не превышающими 4...5%, эффективность накопления энергии на спуске весьма незначительна.

В [2] отмечено, что для самосвалов БелАЗ масса накопителя электроэнергии не превышает массы блока вентилируемых тормозных терморезисторов БВТР (см. рис. 1). Следовательно, при использовании накопителя энергии снаряжённая масса самосвала не изменится и ко-

Таблица 4

№	Формула	Примечания
10	$H_i = L_{\text{уч}i} \sin\alpha_i \approx L_{\text{уч}i} \text{tg}\alpha_i = L_{\text{уч}i} h_i$	$L_{\text{уч}i}$ — длина i -го участка маршрута движения в карьере, м; α_i — угол продольного уклона i -го участка, град; h_i — продольный уклон: $h_i = \text{tg}\alpha_i$
11	$E_{\text{п}i} = m_0 g H_i$	—
12	$E_{\text{п}} = m_0 g \sum_{i=1}^N H_i$	N — число участков маршрута с отличающимися продольными уклонами h_i
13	$W_{\text{сопр}i} = (m_0 g f_a^* \cos\alpha_i + k_w A_{\text{л}} (v_a^*)^2) L_{\text{уч}i}$	f_a^* — коэффициент сопротивления качению при скорости спуска самосвала v_a^* , м/с
14	$W_{\text{сопр}} = (m_0 g f_a^* + k_w A_{\text{л}} (v_a^*)^2) L_{\text{пут}}$	$L_{\text{пут}}$ — полная длина пути спуска в карьере, м
15	$W_{\text{нак}} = (E_{\text{п}} - W_{\text{сопр}}) \eta_{\text{эдт}} \eta_{\text{ред}}$	—
16	$k_{\text{эф}} = \frac{W_{\text{нак}}}{W_{\text{эд}}}$	—
17	$\Delta P_e = \frac{W_{\text{нак}} \eta_{\text{нэ}}}{(1 - k_{\text{в.о}}) \eta_{\text{эг}} t_{\text{п}}}$	—
18	$\Delta Q_{\text{ц}} = g_e \Delta P_e t_{\text{п}} / 3600$	g_e — удельный расход топлива двигателя
19	$P_{\text{эд}}^* = P_{\text{эд.ном}} (1 + k_{\text{эф}} \eta_{\text{нэ}})$	—

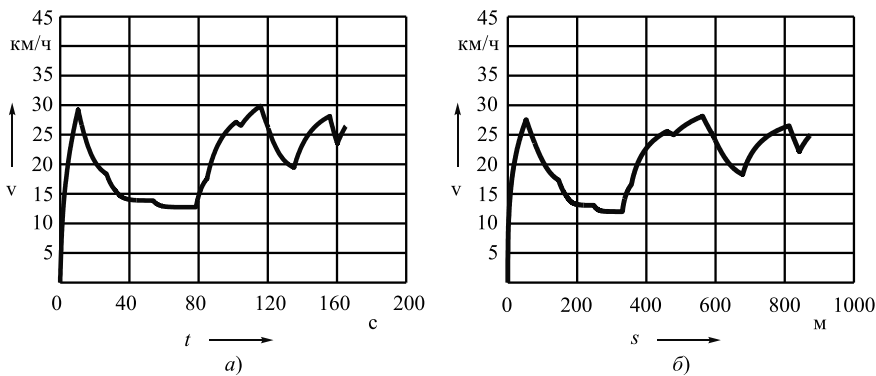


Рис. 10. Изменение скорости самосвала с гибридным источником энергии во времени (а) и по перемещению (б)

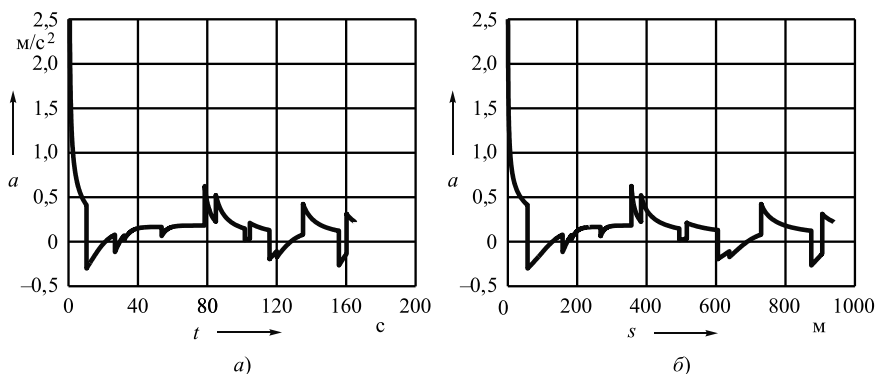


Рис. 11. Изменение ускорения самосвала с гибридным источником энергии

эффицент удельной грузоподъёмности его останется прежний.

На самосвалах с накопителями электроэнергии, предназначенных для глубоких карьеров, очевидно, можно использовать ДВС меньшей мощности, компенсируя её снижение использованием накапливаемой на спусках в карьер энергией электродинамического торможения. Оценим результат на примере карьера "Ерунаковский". Величину снижения мощности ДВС вычислим по формуле 17, где $\eta_{нэ}$ — КПД накопителя энергии при его разрядке с учётом потерь в конвертере в процессе потребления накопленной электроэнергии; $t_{п}$ — время преодоления подъёма при движении в карьере (в исследуемом примере $t_{п} = 187$ с).

Принимая $\eta_{нэ} = 0,92$, получаем $\Delta P_e = 127,7$ кВт, что составляет 14,36 % исходного значения мощности $P_{ев}$. В результате искомая сниженная мощность дизеля будет $P_e^* = 761,2$ кВт.

Применение двигателя меньшей мощности позволяет снизить расход топлива и объём выбросов отработавших газов. Величину снижения

расхода топлива за один цикл подъёма самосвала из карьера найдём из выражения 18.

Удельный расход топлива дизельных двигателей, применяемых на карьерных самосвалах, в среднем составляет $g_d = 208$ г/(кВт·ч). В результате получаем $\Delta Q_{ц} = 1,380$ кг. Экономия топлива за один час работы составит $\Delta Q_{ц} = 3600 \Delta Q_{ц} / t_{п} = 26,557$ кг.

Возможен иной вариант использования накопленной энергии электродинамического торможения самосвала на спуске в карьер. Суммируя энергию, поступающую от дизеля, с энергией накопителя, можно обеспечить увеличение скорости движения самосвала на подъёме из карьера и повышение его производительности. Мощность источника энергии, используемой тяговыми электродвигателями в этом случае, соответствует формуле 19. Для карьера "Ерунаковский" $P_{эд}^* = 434,5$ кВт.

Подставим в выражение 3 вместо $P_{эд,ном}$ значение $P_{эд}^*$ и определим с учётом этого функцию момента тягового электродвигателя $M_{эд} = f(n_{эд})$, а затем по формуле 6 — силу тяги са-

мосвала $F_T = f(n_{эд})$. Используя функции $M_{эд} = f(n_{эд})$ и $F_T = f(n_{эд})$ при интегрировании системы дифференциальных уравнений 9, получим графики процесса движения самосвала с гибридным источником энергии на подъёме при выезде из карьера.

На рис. 10 представлены графики изменения скорости самосвала во времени (а) и по перемещению (б), а на рис. 11, а и б — соответствующие им графики ускорения самосвала. Сравнивая эти графики с аналогичными им графиками самосвала без накопителя энергии, приведёнными соответственно на рис. 4 и 8, можно констатировать, что гибридный самосвал позволяет при прочих равных условиях обеспечить более высокую скорость движения, а следовательно, и производительность. Так, в приведённом примере время преодоления маршрута подъёма в карьере составило 165,1 с, что в 1,133 раза меньше, чем у противопоставляемого варианта, что свидетельствует о преимуществах гибридного источника энергии.

В [3] отмечается, что электропривод на грузовых автомобилях будет постепенно вытеснять гибридный привод. В частности, шведская фирма "Вольво Тракс" выпускает грузовые электромобили полной массой 16 и 27 т. Однако гибридная техника по-прежнему будет востребована в горнодобывающей отрасли, где необходима высокая энергоёмкость источников энергии и производительность машин, а также на дорожных и строительных машинах.

Таким образом, разработана методика определения энергетических параметров и характеристик движения гибридного карьерного самосвала. Предложены формулы определения необходимой мощности тяговых электродвигателей и двигателя внутреннего сгорания. Приведены математические модели движения самосвала на подъёме из карьера с грузом и на спуске в карьер с использованием электродинамического торможения для поддержания заданной постоянной скорости спуска. Рассмотрена модель оценки потенциальной энергии положения снаряжённого автомобиля, накопления электроэнергии в процессе

спуска в карьер и последующего её использования на подъёме из карьера. Показано, что накопление существенной величины энергии и её реальное эффективное использование на этапе подъёма возможно лишь при работе самосвала в глубоких карьерах с крутыми затяжными подъёмами при уклонах порядка 10...12 % и более. В карьерах с уклонами не выше 4...5 % величина накапливаемой энергии электроди-

намического торможения незначительна и эффективность её использования низкая. Накопленную потенциальную энергию в процессе спуска в карьер можно использовать либо для применения ДВС меньшей расчётной мощности, что позволяет уменьшить расход топлива и снизить загазованность карьера, либо для повышения скорости движения на подъёме и производительности самосвала.

Литература

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
2. Поддубко С.Н. Повышение энергетических параметров карьерных самосвалов. Методические основы выбора накопителя энергии / С.Н. Поддубко, П.Л. Мариев, Н.Н. Ишин, А.М. Гомон, А.С. Скороходов. — Актуальные вопросы машиноведения. — Минск, 2014, выпуск 3. — С. 74—76.
3. Калинин М.А. Перспективные тренды коммерческого транспорта / М.А. Калинин. — Грузовик, 2020, № 10. — С. 37—40.

УДК 331.4

К СНИЖЕНИЮ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОТРАНСПОРТА НА ВОЗДУШНОЕ ПРОСТРАНСТВО АВТОСТРАД

Канд. техн. наук **ШАБАНОВ А.В., КОНДРАТЬЕВ Д.В., ВАНИН В.К., ДУНИН А.Ю.**
НАМИ, МАДИ (ГТУ) (saaha-1955@mail.ru)

Рассматриваются проблема загрязнения атмосферного воздуха отработавшими газами дизельных автомобилей на магистралях и пути возможного снижения выбросов вредных веществ. Приведена оценка воздействия автотранспорта на воздушную среду при его мониторинге лабораториями и расчётным методом. Рассмотрены составляющие выбросов загрязняющих веществ и характеристики их вредного воздействия на организм человека. Предложены подходы по модернизации систем нейтрализации азотосодержащих вредных веществ, выделяемых автомобилями с дизельными ДВС.

Ключевые слова: автомобильный дизель, выбросы вредных веществ, оксиды азота, твёрдые частицы, предельно-допустимая концентрация.

Shabanov A.V., Kondrat'ev D.V., Vanin V.K., Dunin A.Yu. TO REDUCE THE ENVIRONMENTAL IMPACT OF ROAD TRANSPORT TO THE AIRSPACE OF HIGHWAYS

The problem of atmospheric air pollution by exhaust gases of diesel vehicles on highways and ways of possible reduction of harmful emissions are considered. The assessment of the impact of vehicles on the air during its monitoring by laboratories and the calculation method is given. The components of the emissions of pollutants and characteristics of their harmful effects on the human body. Approaches to modernization of systems for neutralization of nitrogen-containing harmful substances emitted by cars with diesel internal combustion engines are proposed.

Keywords: automobile diesel, emissions of harmful substances, nitrogen oxides, solid particles, maximum permissible concentration.

При движении по автострадам в воздух салона автомобилей поступают вредные вещества из отработавших газов автомобилей, движущихся в потоке. К ним относятся: твёрдые частицы (PM), монооксид углерода (CO), оксиды азота (NO_x), несгоревшие углеводороды (CH), оксиды серы (SO_2 , SO_3). При превышении их концентрации и достаточно длительном воздействии у водителя и пассажиров на первом этапе появляется дискомфорт, затем быстро наступает усталость, сонливость, начинает болеть голова. У водителя сни-

жается внимание и по этой причине повышается риск попадания в ДТП.

Установлено, что NO_x вызывают раздражение глаз, носа, горла, лёгких, приводят к обострению заболеваний дыхательных путей. PM считается наиболее опасным компонентом автомобильных отработавших газов, так как является носителем канцерогенных соединений. Результаты исследований показывают, что вредные вещества также провоцируют развитие атеросклероза и других патологий сердечно-сосудистой системы. Подвергается опасности и здоровье пешеходов — при длительных прогулках по улицам с большим потоком автомобилей.

Рассмотрим данную проблему, используя опубликованные данные организаций, занимающихся мониторингом и охраной окружающей среды в мегаполисах. Согласно представленным американскими учёными-медиками отчётов, наибольшую опасность для здоровья человека представляют вредные микрочастицы диаметром до 2,5 микрон, которые выделяют ДВС автомобилей. Попадая с воздухом в лёгкие, они вызывают в организме человека хронические воспалительные реакции, приводящие к изменению характеристик крови.

В опубликованном Советом по охране природных ресурсов (NDRC) и Союзом по охране чистого воздуха (CCA) отчёте содержатся сведения, что при езде в плотном транспортном потоке загрязнение воздуха от автомобилей может в несколько раз превышать гигиенические нормативы в том числе и в воздухе салона автомобиля [1]. В выдержке из того же отчёта говорится: "Содержание ряда вредных веществ в салоне автомобиля как минимум вдвое выше, чем на улице". В США изучают эту проблему в Центре экологических исследований и технологий Калифорнийского университета. В этой связи определяют пути улучшения качества воздуха в салоне автомобилей. В ноябре 2019 года американские специалисты провели тестирование 100 автомобилей. В дальнейшем ставится задача получить данные по загазованности для 2000 моделей автомобилей.

Также было выявлено, что в часы пик на центральных улицах мегаполисов содержание в воздухе вредных частиц увеличивается более чем на 30 мкг/м^3 и значительно превышает ПДК. При неблагоприят-

ных метеоусловиях, как отсутствию ветра и осадков — превышение норм по вредным веществам доходит до 8 раз [1].

Приведем последнюю сводку экологической ситуации по загазованности на 16.12.2020 г. воздуха в Москве. По информации "Мосэкомониторинга", сохраняется ощущение неприятных запахов гари разной степени интенсивности в разных районах города. Наибольший рост по данным экологического мониторинга отмечается в утренние часы по концентрациям загрязняющих веществ PM10 115 мкг/м³ (0,4 ПДК_{мр}). Концентрации PM2,5 достигают 76 мкг/м³ (0,7 ПДК_{мр}). По другим отдельным веществам ПДК также ниже допустимых значений. Максимальное содержание оксида углерода отмечается на уровне 0,9 ПДК_{мр} (р-н Бирюлёво), диоксида азота — 1,0 ПДК_{мр} (ул. Бутлерова). Фиксируется обычный рост концентраций вредных веществ до 1,3 раза только вблизи наиболее загруженных автотрасс. Предельно допустимые нормы вредных веществ в воздухе при "автомобильной пробке" могут быть превышены в 2—3 раза [2].

Службой отмечаются наиболее опасные места вблизи крупных автомагистралей при интенсивном движении автотранспорта. Особенно опасны понижения рельефа с низкой продуваемостью. Эти зоны представляют повышенный риск для здоровья жителей мегаполисов. В отчетах "Мосэкомониторинга" отмечается, что общая ситуация в районах Москвы по выбросам отдельных компонентов близка к предельно-допустимой. Результаты мониторинга свидетельствуют о том, что в период режима самоизоляции в апреле—мае 2020 г. концентрации загрязняющих веществ оказались ниже обычно наблюдаемых.

Концентрации основных загрязняющих веществ по итогам первого полугодия 2020 г. в Москве составили: оксида азота — 0,2 ПДК_{сс}, взвешенные частицы PM10 — 0,5 ПДК_{сс}, диоксид азота — 0,7 ПДК_{сс}. Но расчёт эффекта суммации воздействия вредных веществ на человека показывает недопустимое превышение общей концентрации воздействия даже для территории жилых районов Москвы.

Из расчётов, приведённых ниже, следует, что при ПДК в воздухе ниже предельной величины на 25 % суммарное воздействие вредных веществ даже от двух газов увеличивает общий вредный эффект по предельным концентрациям в 1,5 раза:

$$\frac{K1}{\text{ПДК}1} + \frac{K2}{\text{ПДК}2} = \frac{0,03}{0,04} + \frac{0,03}{0,04} = 1,5,$$

где K1, K2 — фактические концентрации вредных веществ NO_x и NH₃ — 0,03 мг/м³ в воздухе, ПДК1, ПДК2 — величины предельно допустимых концентраций — 0,04 мг/м³ для NO_x и NH₃.

Учитывая объём воздуха территорий районов и территорий автострад, можно косвенным методом рассчитать вредные выбросы на автострадах и определить их ПДК. Зоны автострад города имеют наибольшую загазованность. Вещества рассеиваются в черте города и создают неблагоприятную экологическую нагрузку уже и в жилых районах.

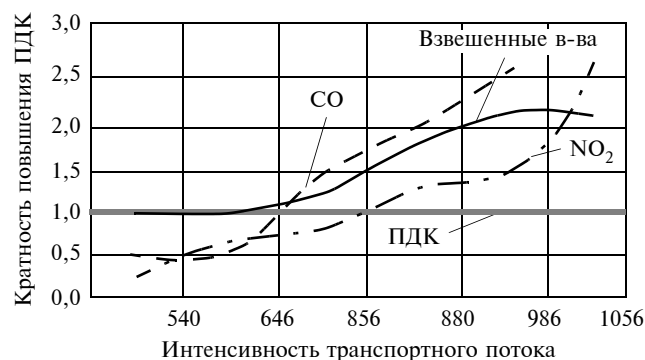


Рис. 1. ПДК ВВ в воздухе автострад от плотности потока транспортных средств [3]

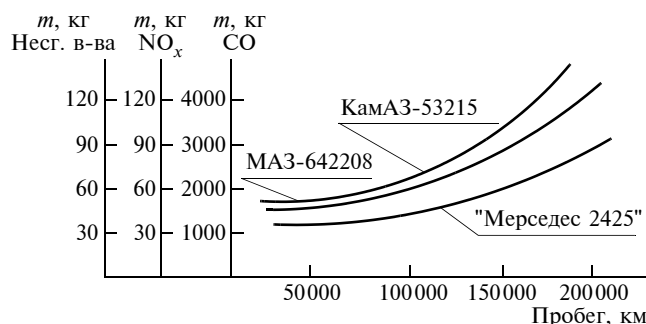


Рис. 2. Зависимость концентрации вредных веществ от времени эксплуатации АТС [3]

В центральных районах мегаполиса, как правило, всегда наблюдаются повышенные концентрации вредных веществ. Это вызывается как тем, что в таких районах наблюдается интенсивное движение автотранспорта, так и тем, что атмосферный воздух в центральных районах обычно на несколько градусов выше, чем в периферийных, что приводит дополнительно к засасыванию загрязнённого воздуха из ближней периферии.

Практические и научные исследования влияния автотранспорта на экологическую ситуацию района показали значительное увеличение ПДК вредных веществ с увеличением плотности потока транспортных средств. Анализ норм токсичности отработавших газов и результатов наблюдений за загрязнением окружающей среды показывает, что оксиды азота преобладают в общей структуре отработавших газов, и их процентное соотношение достигает значений 60...95 % [3]. На рис. 1 показана зависимость кратности ПДК ВВ в воздухе автострад от плотности потока транспортных средств [3].

Зависимости концентраций вредных веществ от величины пробега при эксплуатации автотранспорта приведены на рис. 2. Из него видно, что при увеличении пробега автомобиля КамАЗ-53215 с 100 тыс. км до 200 выбросы NO_x увеличиваются вдвое.

Расчёт экологического воздействия выбросов NO_x от автомобилей с дизелями на воздушное пространство автострад

Покажем расчётным методом применительно к магистралям опасность оксидов азота, выделяемых дизелями АТС, сделав расчёт коридора (рис. 3), в котором

будет содержаться максимально допустимая разовая 30-минутного воздействия концентрация ПДКм.р оксидов азота при движении грузового автомобиля по автотрассе. Расчёт выполним, исходя из выделяемой дизелем концентрации в 250 млн^{-1} на режиме с нагрузкой $50 \% M_{\text{кр max}}$.

Максимальные концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля уровня "Евро-5" рабочим объёмом 11,8 л, оборудованного системой очистки с впрыскиванием мочевины, составляли 285 млн^{-1} на режиме максимального крутящего момента $M_{\text{кр max}}$ и 220 млн^{-1} на режиме номинальной мощности $N_{\text{ном}}$.

Для NO_x максимально допустимая разовая концентрация ПДКм.р при воздействии до 30 мин составляет $0,085 \text{ мг/м}^3$. Для пересчёта концентраций вредных выбросов оксидов азота из млн^{-1} и $\%$ в мг/м^3 потребуется составление пропорции с участием следующих исходных величин:

а) концентрация NO_x в 250 млн^{-1} соответствует $0,025 \%$ (т.к. $1 \% = 10\,000 \text{ млн}^{-1}$);

б) плотность диоксида азота, в которую в конечном итоге переходит образующаяся при горении в цилиндрах монооксида азота, равна $1,91 \text{ кг/м}^3$ или в других единицах 1910 г/м^3 или соответственно $1\,910\,000 \text{ мг/м}^3$.

ПДКм.р = $0,085 \text{ мг/м}^3$ для NO_x переводится в другие — процентные единицы:

$$\begin{aligned} (0,085 \text{ мг/м}^3 / 1\,910\,000 \text{ мг/м}^3) \cdot 100 \% &= \\ = (0,000085 \text{ г/м}^3 / 1910 \text{ г/м}^3) \cdot 100 \% &= \\ = (4,45 \cdot 10^{-8}) \cdot 100 \% &. \end{aligned}$$

Составив пропорцию для величины выброса оксидов азота NO_x в эквиваленте NO_2 :

$$\begin{aligned} 0,025 \% - X \text{ мг/м}^3 \\ (4,45 \cdot 10^{-8}) \cdot 100 \% - 0,085 \text{ мг/м}^3 \text{ ПДКм.р,} \end{aligned}$$

определим $X = \frac{0,025 \cdot 0,085}{(6,34 \cdot 10^{-8}) \cdot 100} = 478 \text{ мг/м}^3$ или

$0,478 \text{ г}$ — величина выброса оксидов азота в расчётном коридоре движения.

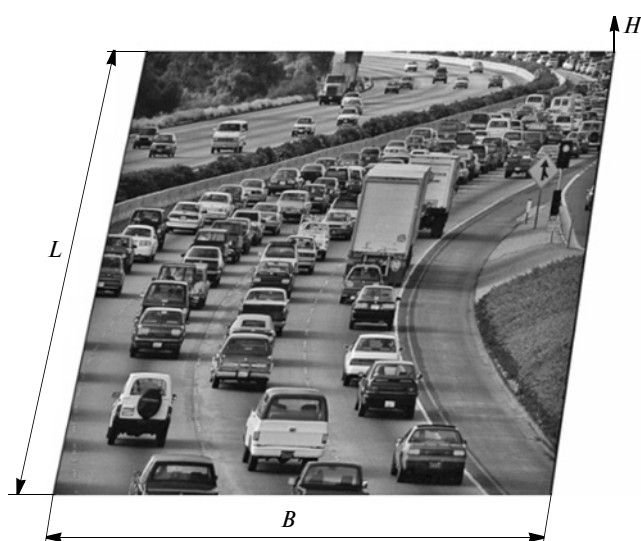


Рис. 3. Пространственный коридор воздействия BB при длине $L = 100 \text{ м}$, ширине $B = 20 \text{ м}$ и высоте коридора $H = 5 \text{ м}$



Рис. 4. Пространственный коридор с большим количеством грузовых автомобилей

Далее определим удельный выброс оксидов азота в расчётном коридоре движения грузового автомобиля. При расчётном удельном выбросе грузовым автомобилем в $478,0 \text{ мг/м}^3$ выброс разбавляется в коридоре движения объёмом $10\,000 \text{ м}^3$. Для $1,1 \text{ м}^3$ он на 10% выше: $526,00 \text{ мг/м}^3 / 10\,000 = 0,0526 \text{ мг/10\,000 м}^3$.

Экологическое санитарное требование оговаривает, что при допустимой разовой концентрации оксидов азота ПДКм.р = $0,085 \text{ мг/м}^3$ в 1 м^3 не должно быть больше $0,085 \text{ мг}$, а в коридоре $10\,000 \text{ м}^3$ соответственно $0,085 \times 10\,000 = 850 \text{ мг}$ оксидов азота.

Определим уровень разового 30-минутного воздействия оксидов азота для коридора $10\,000 \text{ м}^3$ от одного автомобиля: $0,0526 \text{ мг} / 0,085 \text{ мг} = 0,62$ раза.

При движении в коридоре двух автомобилей соответственно: $0,62 \times 2 = 1,24$ раза.

При нахождении двух грузовых автомобилей в расчётном коридоре все водители, находящиеся в этом коридоре движения, получают одну дозу вредного воздействия оксидами азота за 24 мин. Но если учитывать эффект суммарного воздействия нормируемых веществ, то время допустимого воздействия будет ещё меньше. Следует также сказать, что при зачастую практикуемом отключении на автомобилях системы селективной нейтрализации концентрации оксидов азота увеличатся вдвое. Допустимое время нахождения соответственно сократится и составит 12 мин. Ситуация еще более ухудшается (в 8 раз) при восьми грузовых автомобилях, находящихся на трассе (рис. 4).

Однако при нахождении такого количества автомобилей в расчётном коридоре ~ 8 мин водители получают двойную дозу вредного воздействия от оксидов азота. Следует иметь в виду, что на трассе могут находиться и автомобили с уровнем выбросов "Евро-4" и "Евро-3", что ещё более усугубит экологическую ситуацию.

Воздействие оксидов азота на состояние человека может, вызывая отравление, приводить к затуманиванию зрения, нарушению координации движений, сонливости, беспричинному беспокойству. Эти факторы отражаются на самочувствии водителей и могут приводить к потере контроля над автотранспортом и, соответственно, к дорожным происшествиям.

Возможные решения экологической проблемы на автострадах и загазованности воздуха в салоне автомобилей

Пока производители не начнут создавать грузовые транспортные средства с низкой токсичностью и эффективные нейтрализаторы вредных веществ, одним из способов защиты здоровья водителей и пассажиров в салоне автомобиля может считаться очистка воздуха специальными фильтрами. Их начали применять из-за высоких концентрации NO_x и твёрдых частиц, устанавливая в салоне автомобиля [4]. Воздушные фильтры изначально были разработаны для удаления относительно крупных частиц, таких как пыльца и пыль. Но они не очень хорошо отфильтровывают частицы намного меньшего размера, которые выделяют ДВС транспортных средств. В течение долгой поездки в потоке машин в кабине автомобиля могут накапливаться твёрдые частицы и вредные газы выше допустимого уровня концентраций. На первом этапе это может приводить к негативным последствиям — раздражениям слизистой оболочки носа человека и вызывать процесс так называемой алергизации. Негативно это воздействует и на глаза. Загрязнённый фильтр салона конденсирует влагу, что вызывает запотевание стёкол и приводит к снижению эффективности системы кондиционирования воздуха.

Считается, что наиболее эффективен угольный фильтр, способный фильтровать и удерживать твёрдые частицы и газы. Уголь имеет пористую губчатую структуру с большой площадью поверхности и хорошо адсорбирует частицы, т.е. связывает молекулы вредных веществ. Но следует отметить и его недостатки: такой фильтр постепенно забивается, так как в отличие от фильтра-адсорбера топливных испарений ДВС его поры невозможно очистить от мелких частиц продувкой, и пропускная способность угольного салонного фильтра со временем ухудшается.

Для выполнения установленных Правилами ООН норм в системах выпуска ДВС автомобилей устанавливаются различные системы нейтрализации отрабо-

тавших газов. Теоретически нейтрализатор должен служить бесконечно, так как при химической реакции активный слой драгоценных металлов не расходуется. Но на практике срок службы катализатора ограничен из-за отравления химическими элементами, которые содержатся в отработавших газах. Самой распространённой причиной старения нейтрализатора является его загрязнение продуктами горения поступающего в цилиндры ДВС масла, а также содержащейся в топливе серы. Опыт эксплуатации нейтрализаторов в США показывает, что при правильной эксплуатации нейтрализатора эффективная работа его обеспечивается на протяжении пробега 100 000—150 000 миль (160—240 тыс. км) [5]. Для защиты от стороннего вмешательства в работу системы бортовой диагностики в США принята система, при которой нельзя без последствий стереть код ошибки, чтобы пройти проверку на токсичность выбросов в эксплуатации. Если это сделать, то даже при выключенном индикаторе автомобиль при плановой последующей проверке не будет допущен к контрольному тестированию. Для эффективного функционирования систем нейтрализации вредных веществ в течение всего срока эксплуатации автомобиля необходимо установить систему замены нейтрализаторов, вышедших из строя при эксплуатации автомобиля.

На дизелях для снижения выбросов NO_x применяют различные методы. Самое эффективное направление — это селективное восстановление NO_x аминогруппами: методами SCR- NH_3 и SCR-HC [6—8] (рис. 5). В качестве восстановителей использован аммиак (NH_3) с системой дозирования мочевины $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ и углеводороды, в том числе дизельное топливо. Степень "конверсии NO_x " по системе очистки SCR- NH_3 может достигать 90 % при температурах ОГ 350—500 °С. В зоне средних нагрузок диапазон температур отработавших газов после турбокомпрессора меньше и составляет 290—480 °С, поэтому эффективность процесса нейтрализации в этих условиях падает, составляя от 30 до 80 % [9, 10]. Следует сказать и о практикуемом от-

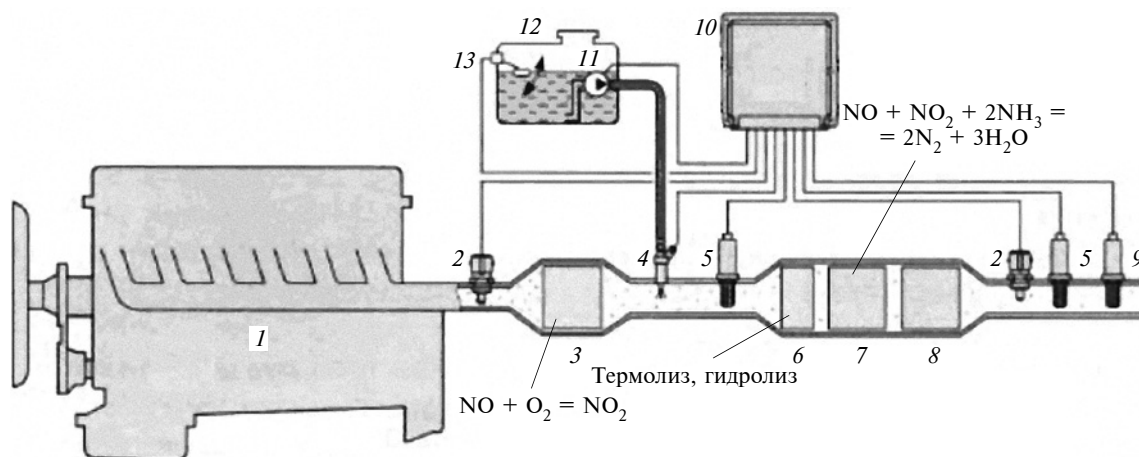


Рис. 5. Система очистки SCR- NH_3 газов:

1 — ДВС; 2 — датчик температуры; 3 — окислительный нейтрализатор; 4 — форсунка для впрыскивания восстановителя; 5 — датчик NO_x ; 6 — гидролизный нейтрализатор; 7 — нейтрализатор SCR; 8 — загрязняющий нейтрализатор; 9 — датчик NH_3 ; 10 — блок управления системой очистки; 11 — насос восстановителя; 12 — бак восстановителя; 13 — датчик уровня восстановителя

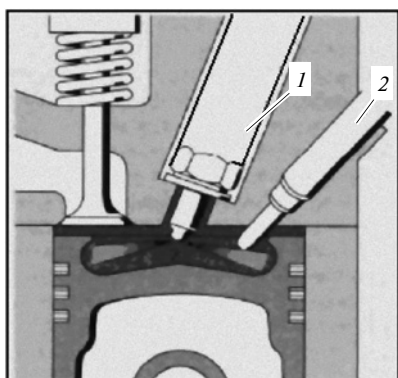


Рис. 6. Дизель с подачей мочевины отдельной форсункой на такте расширения:

1 — топливная форсунка; 2 — форсунка для впрыскивания мочевины

ключении системы селективной нейтрализации в эксплуатации на автомобилях: как показывают расчёты, в этом случае выбросы оксидов азота увеличатся вдвое.

Одним из существенных недостатков данной системы также является наличие нормируемого Правилами ООН № 49-06 очень токсичного вещества аммиака. При некорректной работе системы регулирования подачи мочевины и при потере эффективности системы нейтрализации в эксплуатации выброс аммиака увеличивается.

При понижении температуры отработавших газов до 200—300 °С на неполных нагрузках происходит процесс медленного разложения мочевины в реакторе. Для увеличения скорости протекания данного процесса увеличивают протяжённость зоны между форсункой подачи мочевины и нейтрализатором, изыскивают и другие методы интенсификации этого процесса.

Поднять температуру и улучшить условия для повышения эффективности процесса нейтрализации NO_x можно применением впрыска мочевины в цилиндры двигателя на такте выпуска [10, 11]. На рис. 6 показана схема, которая реализует данный метод.

Расчётные значения температур в цилиндрах ДВС показывают, что при впрыскивании мочевины условия для процесса термолитического и гидролитического её будут благоприятны. В условиях высокой температуры и давления можно получить хорошее распыливание и однородность аммиачной смеси, и тем самым обеспечить высокую эффективность и регулирование восстановительной реакции аммиаком.

Продукты сгорания топлива по внешней скоростной характеристике дизеля после турбокомпрессора имеют температуру порядка 800—600 °С. При дозировании через форсунку раствора мочевины, имеющего высокую теплоёмкость, и последующего процесса расширения отработавших газов значение температуры в цилиндре ДВС может достигать необходимого оптимального значения для восстановительной реакции.

Впрыскиванием мочевины в цилиндры двигателя можно получить и дополнительные преимущества: энергия пара от воды, содержащейся в мочедине, повысит производительность турбокомпрессора и его КПД. Также вода позволит снизить теплонапряжён-

ность деталей современного высокофорсированного двигателя с турбонаддувом.

Предложенная схема подачи мочевины в цилиндры дизельного ДВС отдельной форсункой имеет положительные и отрицательные моменты. Проблемой является установка в головку блока цилиндров такой форсунки в цилиндры дизелей малой размерности. Но она может быть решена применением двуканальной форсунки [12]. Такие схемы применяются в двухтопливных системах подачи.

Таким образом, анализ экологического воздействия выбросов вредных веществ с отработавшими газами автомобилей с дизелями показывает, что для мегаполисов, населённых пунктов, через которые проходят автотрассы, и для водителей транспортных средств существует проблема высокой загрязнённости среды азотосодержащими выбросами. Применяемые в настоящее время на дизелях системы нейтрализации оксидов подачей мочевины в отработавшие газы имеют ряд существенных недостатков. Устранить их можно модернизировав систему нейтрализации, применив впрыскивание мочевины в цилиндры дизеля. В частности — с помощью двуканальной форсунки впрыска топлива и мочевины.

Литература

1. Отчет Советом по охране природных ресурсов (NDRC) и Союза по охране чистого воздуха (CCA). www.mosecom.ru/rel.htm, "Мосэкомониторинг". twitter.com/ecomonitoring
2. "Мосэкомониторинг". www.mosecom.mos.ru, <https://vid1.ria.ru/ig/sip/mnpz/mnpz-ch2-desktop-ru>, <https://regnum.ru/news/society/532239.html>.
3. Тишкин С.А. Оценка влияния вредных выбросов грузового автотранспорта на экологическую обстановку в районе его действия. Специальность 05.20.01 — Технологии и средства механизации сельского хозяйства. Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. Москва, 2012.
4. Кутенёв В.Ф., Кисуленко Б.В., Шюте Ю.В. Экологическая безопасность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Экология. Машиностроение. Москва, 2009.
5. Шабанов А.В., Соломин В.А., Шабанов А.А., Килюшник В.М., Младенский А.В. К вопросу повышения эффективности работы каталитического нейтрализатора. Известия "МАМИ". — 2016. — № 4 (30). — С. 82—89.
6. Панчишный В.И., Воробьев И.Ю. К вопросу моделирования систем нейтрализации автомобильных двигателей. Труды НАМИ. — 2019. — № 4 (275). — С. 23—37.
7. Кульчевский А.Р. Исследование процессов образования и разработки методов снижения выбросов вредных веществ с ОГ дизелей внедорожных машин. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Владимир. — 2006. — С. 337.
8. Гетия И.Г., Шумилин В.К., Шабанов А.В., Шумилина Г.И. Глобальные проблемы экологии и автотранспорт (Часть 1). Учебное пособие. МГУПИ, Москва, 2015.
9. Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Соломин В.А., Ванин В.К. К вопросу снижения выбросов оксидов азота дизельными двигателями внутреннего сгорания. Труды НАМИ. — 2020. — № 1 (280). С. 47—55.
10. Шабанов А.В., Соломин В.А., Ванин В.К. Экологическое нормирование выбросов вредных веществ ДВС с отработавшими газами грузовых автомобилей // Труды НАМИ. — 2019. — № 2 (277). — С. 68—76.
11. Шабанов А.В., Соломин В.А., Шабанов А.А. Способ повышения эффективности системы нейтрализации оксидов азота дизельного ДВС и эффективности его работы. Известия МГТУ МАМИ. — 2018. — № 4 (38). — С. 77—84.
12. Способ совместной подачи растительных масел и дизельного топлива. Шатров М.Г., Мальчук В.И., Дуниин А.Ю., Езжев А.А. Материалы международной научно-технической конференции ААИ, посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ". Секция 2 "Поршневые и газотурбинные двигатели". 2010.

ПОДАЧА ВОДЫ В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ И ПОКАЗАТЕЛИ ТОКСИЧНОСТИ ЕГО ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Д-ра техн. наук **ДЕВЯНИН С.Н.**, **МАРКОВ В.А.**, канд. техн. наук **БИЖАЕВ А.В.**, **ДЕНИСОВ А.Д.**

РГАУ—МСХА им. К.А. Тимирязева, МГТУ имени Н.Э. Баумана,
Московский политехнический университет (МАМИ)
(devta@rambler.ru, vladimir.markov58@yandex.ru)

Рассмотрены возможности использования подачи воды в цилиндры для снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов дизелей. Проведён сравнительный анализ показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов при различных способах подачи воды в цилиндры дизеля. Показаны преимущества подачи воды во впускную систему дизеля. Подтверждена эффективность подачи воды в цилиндры дизеля для снижения токсичности отработавших газов.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, вода, водотопливная эмульсия, топливная экономичность, показатели токсичности отработавших газов.

Devyanin S.N., Markov V.A., Bizhaev A.V., Denisov A.D. WATER SUPPLY TO DIESEL ENGINE CYLINDERS AND INDICATORS OF ITS EXHAUST GASES TOXICITY

Opportunities of using water supply to the cylinders to reduce emissions of toxic components of diesel engines exhaust gases are considered. A comparative analysis of fuel efficiency and exhaust gases toxicity indicators for various ways of supplying water to diesel engine cylinders is carried out. Advantages of water supply to the diesel engine intake system are shown. The efficiency of water supply to the diesel engine cylinders to reduce the toxicity of exhaust gases is confirmed.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, water, water-fuel emulsion, fuel efficiency, exhaust gas toxicity indicators.

Двигатели внутреннего сгорания остаются основным типом мобильных тепловых двигателей благодаря своей автономности, экономичности и надёжности. Как основной источник энергии для транспортных средств ДВС является и основным потребителем топлив, при сгорании которых образуются вредные вещества, выбрасываемые в атмосферу. При этом среди ДВС несколько более выигрышно выглядят дизели, работающие на более дешёвом топливе, меньше его потребляющие и выбрасывающие, как правило, менее токсичные отработавшие газы по сравнению с двигателями бензиновыми. Поэтому доля продаж автомобилей с дизелями в Европе в 2000 г. составляла около 30 %, а в настоящее время превысила 50 % [1, 2]. Однако и эти двигатели не всегда удовлетворяют современным жёстким требованиям.

Решение задачи повышения экологических показателей дизелей приводит к необходимости внедрения в отечественное двигателестроение различных методов снижения токсичности отработавших газов.

Большая часть их заключается в воздействии на рабочий процесс дизеля с целью предотвращения образования в камере сгорания повышенных концентраций токсичных веществ [1—5]. Эффективным методом снижения выбросов наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов дизелей — оксидов азота и сажи (т.е. дымности) является подача воды в цилиндры [6—9]. По этому направлению исследований в России защищено ряд диссертационных работ [10—15]. Продолжаются исследования дизелей с подачей воды в цилиндры и ведущими мировыми двигателестроительными фирмами [16—21].

Характерной особенностью дизелей транспортного и сельскохозяйственного назначения является их многорежимность. При эксплуатации в условиях с быстро изменяемыми нагрузками они до 90 % времени работают на неустановившихся режимах [1, 2, 22]. Причём, доля режимов с полной нагрузкой обычно не превышает 10 %. Каждый эксплуатационный режим работы дизеля имеет свою специфику и отли-

чается по своим экономическим и экологическим параметрам. Об этом свидетельствуют, в частности, характеристики токсичности отработавших газов автотракторного дизеля типа Д-120 (2 Ч 10,5/12) производства Владимирского тракторного завода, представленные на рис. 1. Анализ этих характеристик показывает, что повышенная концентрация в отработавших газах оксидов азота (NO_x) отмечается на режимах внешней скоростной характеристики с полной подачей топлива и высокими температурами сгорания. В этом дизеле на режиме максимальной мощности концентрация в отработавших газах оксидов азота достигает $4,1 \text{ г/м}^3$. Режимам ВСХ соответствуют наименьшие значения коэффициента избытка воздуха α , поэтому на них наблюдается и повышенная дымность отработавших газов — K_x . Высокое содержание в них монооксида углерода (CO) обычно имеет место либо на режимах с полной подачей топлива, на которых из-за высокой температуры в камере сгорания происходит диссоциация диоксида углерода (CO_2) с образованием монооксида и кислорода, либо на режимах с небольшой подачей топлива, на которых повышенная эмиссия CO обусловлена невысоким качеством процессов впрыскивания, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. Концентрация в отработавших газах несгоревших углеводородов C_nH_x в значительной степени зависит от формы камеры сгорания. Наибольшее содержание C_nH_x в отработавших газах наблюдается на режимах, форсированных по нагрузке и частоте вращения. На этих режимах подача топлива и дальнобойность струй максимальна, часть его, попадая на относительно холодные стенки камеры сгорания, недогорает. На режимах же с невысокими частотой вращения и нагрузкой повышенный выброс C_nH_x вызван недогоранием топлива из-за плохого качества процессов смесеобразования и сгорания.

Эффективным методом снижения эмиссии оксидов азота является подача воды в камеру сгорания дизеля [1, 6, 7, 23]. Это обусловлено тем, что эмиссия оксидов азота сильно зависит от максимальных

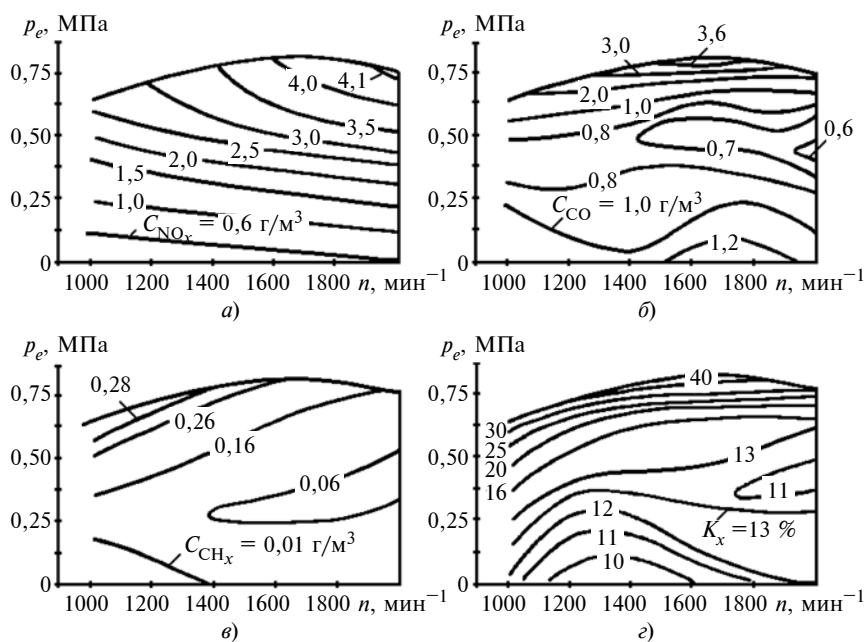


Рис. 1. Зависимость концентраций в отработавших газах оксидов азота C_{NOx} (а), монооксида углерода C_{CO} (б), углеводородов C_{CHx} (в), дымности (оптической плотности газов) K_x от частоты вращения n и нагрузки (p_e) дизеля Д-120 (2 Ч 10,5/12)

температур в камеру сгорания. При подаче воды, обладающей большой теплотой парообразования ($Q_{п} = 2260$ кДж/кг при $t = 100$ °С; у нефтяных ДТ — $Q_{п} = 220–300$ кДж/кг), в цилиндры дизеля и её последующем испарении значительно уменьшаются температуры сгорания топлива, что приводит к уменьшению эмиссии оксидов азота [6]. Следует также отметить, что вода даже в незначительных количествах действует как катализатор, ускоряющий многие химические реакции. В связи с этим определённый интерес представляют исследования дизелей, в которых реализованы различные способы подачи воды в цилиндры.

Способов подачи воды в цилиндры двигателя разработано несколько [6]. Возможна подача воды в цилиндры двигателя в жидкой фазе или в виде пара. Подача водяного пара в камеру сгорания может быть реализована в силовых установках, имеющих контур утилизации теплоты (теплоты отработавших газов, охлаждающей воды, смазывающего масла), отводимой от двигателя и используемой для подогрева воды и её испарения. Для быстроходных двигателей транспортных средств предпочтительным является подача воды в камеру сгорания в жидкой фазе. Наибольшее практическое

применение нашли следующие способы: применение в качестве топлива эмульгированных топлив — *водотопливных эмульсий* (ВТЭ), подача воды на всасывание (во впускной трубопровод), впрыскивание воды непосредственно в цилиндры дизеля. Последний способ подачи воды осложняется необходимостью оснащения дизеля дополнительной системой впрыскивания воды в цилиндры под высоким давлением.

Многочисленные исследования [6, 7, 24–30] подтвердили эффективность использования эмульгированных топлив в дизелях. Но применение ВТЭ в качестве моторных топлив имеет и ряд недостатков, к которым можно отнести необходимость использования оборудования для эмульгирования топлив, нестабильность ВТЭ, проблемы износа деталей цилиндропоршневой группы и системы топливоподдачи, а также фильтрации ВТЭ, необходимость перехода на дизельное топливо при пуске и остановке дизеля. Для организации работы двигателя на эмульсиях с большим содержанием воды необходима реализация мероприятий по повышению температурного уровня деталей камеры сгорания и рабочей смеси. Часть этих недостатков устраняется при подаче воды во впускной трубопровод двигателя.

При введении во впускной коллектор воды или водяного пара они играют роль не только инертного разбавителя рабочей смеси, но и принимают участие в реакции горения, приводя к увеличению эффективности использования теплоты, и снижению эмиссии токсичных компонентов отработавших газов.

Возможна подача воды во впускную систему, как в паровой фазе, так и в жидкой фазе. В первом случае водяной пар может быть предварительно получен в специальных теплообменных устройствах с использованием теплоты, отводимой от двигателя — теплоты отработавших газов, охлаждающей жидкости, моторного масла. Во втором случае вода подаётся либо через специальный карбюратор, установленный во впускной системе, либо впрыскивается форсункой во впускной трубопровод дизеля. Последнее мероприятие наиболее целесообразно в дизелях с высоким наддувом, в которых испаряющаяся во впускной системе вода охлаждает наддувочный воздух. В ряде случаев это позволяет избежать организации промежуточного охлаждения наддувочного воздуха при использовании двухступенчатой системы наддува и уменьшить затраты энергии на систему охлаждения воздуха.

Наибольший эффект при такой организации рабочего процесса отмечается по выбросам оксидов азота, что обусловлено снижением максимальных температур сгорания, приводящим к уменьшению содержания NO_x в отработавших газах дизеля. Но на нефорсированных режимах снижение температур сгорания, вызванное испарением подаваемой в камеру сгорания воды, может привести к неполному сгоранию топлива, что влечёт за собой увеличение эмиссии продуктов неполного сгорания и ухудшение топливной экономичности. Это подтверждается экспериментальными данными по дизелю Д-240 (4 Ч 11/12,5), приведёнными на рис. 2 [31]. Анализ зависимостей содержания токсичных компонентов в отработавших газах этого дизеля и его топливной экономичности от количества подаваемой во впускной трубопровод воды показывает, что наибольшее сниже-

ние содержания NO_x в отработавших газах происходит при максимальной частоте вращения. В частности, на режиме полной нагрузки при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ подача воды в количестве, равном цикловой подаче топлива, позволяет снизить содержание NO_x в отработавших газах с 0,11 до 0,05 %, т.е. на 0,06 %. На режиме с полной нагрузкой при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ такое снижение концентрации NO_x составило 0,04 %. При этом эффект от подачи воды снижается по мере уменьшения нагрузки. Увеличение отношения по-

дачи воды $G_{\text{H}_2\text{O}}$ к подаче топлива G_{T} от 0 до 1,5 сопровождается ростом концентрации монооксида углерода C_{CO} и бенз(а)пирена $C_{\text{БП}}$ в отработавших газах соответственно в 2,0 и 1,5 раза. Топливная экономичность начинает ухудшаться при $G_{\text{H}_2\text{O}}/G_{\text{T}} > 2,5$.

В работах [31, 32] исследован дизель Д-21А1 (2 Ч 10,5/12), работающий с подачей воды на впуске. Количество подаваемой воды $G_{\text{H}_2\text{O}}$ изменялось в диапазоне от 0 до 200 % от количества подаваемого топлива G_{T} . Результаты испытаний (рис. 3)

показывают, что наибольшее влияние подача воды оказывает на содержание в отработавших газах оксидов азота NO_x . Так, на режиме с $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ при увеличении подачи воды от 0 до 100 % и от 0 до 200 % концентрация NO_x снижается в 2 и 4 раза соответственно (рис. 3, а). Аналогичная закономерность отмечена и на режиме с $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. При этом наблюдается незначительный рост содержания в отработавших газах CO , CH_x и сажи.

Влияние подачи воды в цилиндры дизеля Д-21А1 на содержание

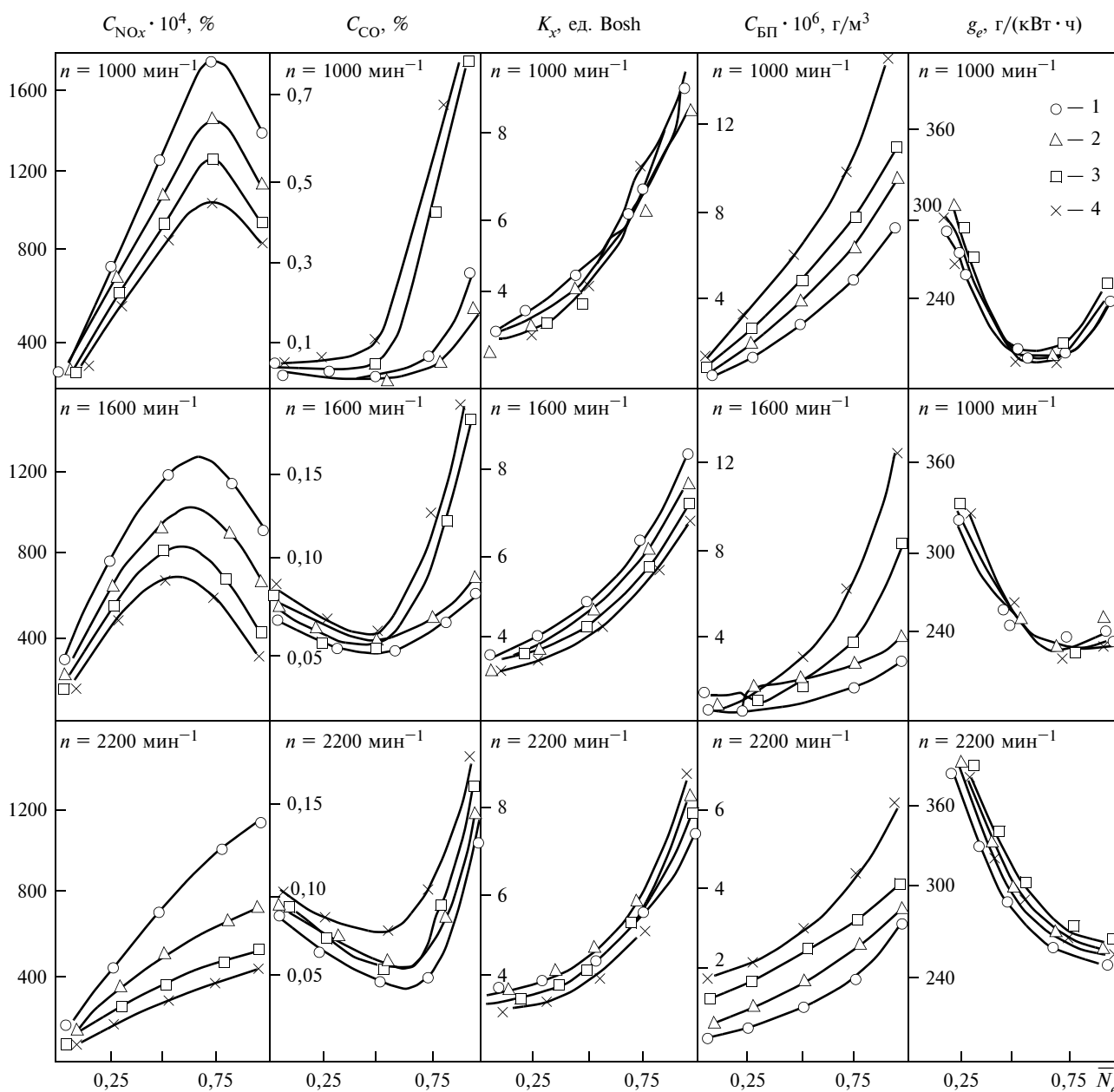


Рис. 2. Зависимость C_{NO_x} , C_{CO} , $C_{\text{БП}}$ (бенз(а)пирена), K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e дизеля Д-240 от количества воды, подаваемой во впускной трубопровод, на различных режимах:

1 – $G_{\text{H}_2\text{O}}/G_{\text{T}} = 0$; 2 – 0,5; 3 – 1,0; 4 – 1,5

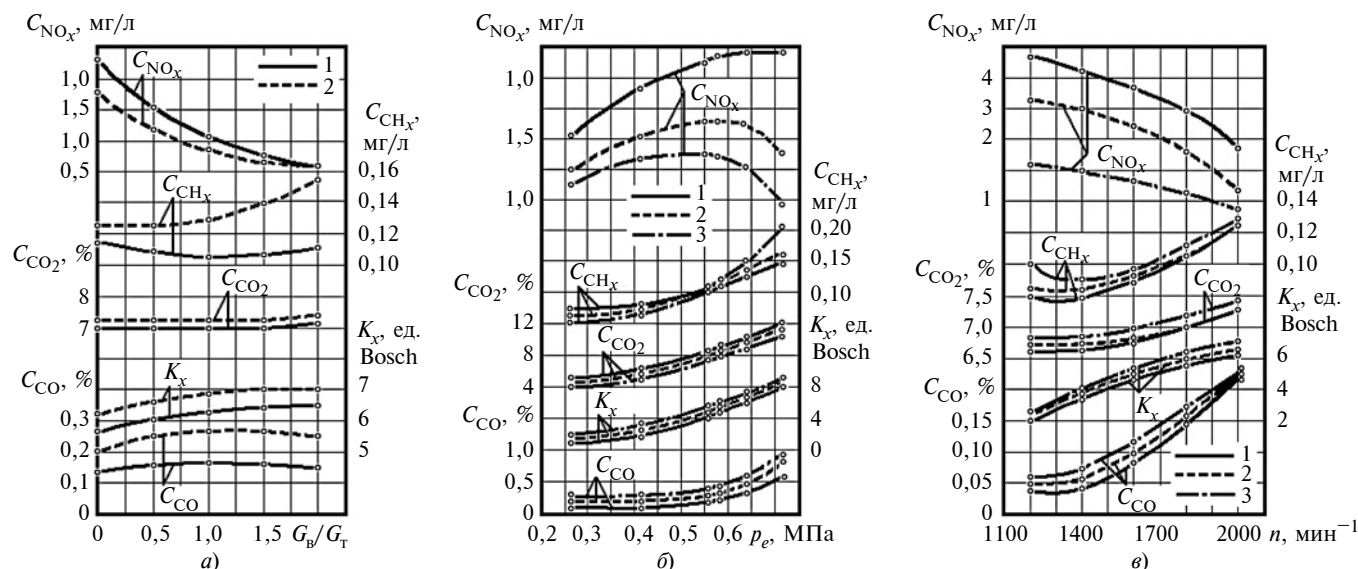


Рис. 3. Зависимость C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CO_2} , C_{CH_x} и K_x дизеля Д-21А1:

а — от соотношения подач воды и топлива G_w/G_t (1 — на режиме $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$; 2 — на режиме $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$); б — от среднего эффективного давления p_e ; в — от скоростного режима n (1 — дизельный процесс ($G_{H_2O}/G_t = 0$); 2 — $G_{H_2O}/G_t = 50 \%$; 3 — $G_{H_2O}/G_t = 100 \%$)

NO_x в отработавших газах сказывается во всем диапазоне нагрузок. При увеличении отношения G_{H_2O}/G_t выброс NO_x заметно снижается. Анализ данных рис. 3, б показывает, что основное количество NO_x образуется в камере сгорания дизеля в период быстрого сгорания. Образование NO_x на режимах с малыми нагрузками при интегральной максимальной температуре цикла менее $1300\text{--}1500 \text{ }^\circ\text{C}$ связано с наличием в области сгорания топлива локальных зон с повышенной температурой. Наличие локальных температур, выравнивающих по объёму камеры сгорания со скоростью звука в областях гетерогенного сгорания, и определяет уровень образования NO_x на режимах с малыми нагрузками. Дальнейшее повышение содержания NO_x в отработавших газах по мере возрастания нагрузки до её средних значений связано с увеличением локальных температур и, особенно, со временем их существования. При работе дизеля на режимах с максимальными нагрузками образование NO_x сокращается из-за возрастающего дефицита кислорода при снижении коэффициента избытка воздуха α . Подача воды в цилиндры дизеля сопровождается снижением максимальной температуры цикла на величину до $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Это вызывает снижение содержания NO_x в отработавших газах на всех нагру-

зочных режимах, но характер критических концентрации NO_x в целом остаётся таким же, как и при работе дизеля по дизельному циклу.

Зависимости концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизеля Д-21А1 от скоростного режима (рис. 3, в) свидетельствуют о том, что количество подаваемой на впуск воды снижает содержание NO_x во всём диапазоне частот вращения. Наибольший эффект наблюдается на режимах с $n = 1200\text{--}1400 \text{ мин}^{-1}$. При увеличении частоты вращения эффект от подачи воды уменьшается. Снижение температуры стенок камеры сгорания, температуры холодного пристеночного слоя при подаче воды приводит к дополнительному образованию монооксида углерода и углеводородов. Анализ показателей дизеля Д-21А1 при подаче воды на впуске показывает, что температура отработавших газов уменьшается на $20\text{--}40 \text{ }^\circ\text{C}$, но при этом снижаются коэффициент наполнения η_v и коэффициент избытка воздуха α . Мощностные показатели остаются на уровне, характерном для дизельного цикла. Следует отметить, что подача воды на впуск и подача её в цилиндры дизеля в виде ВТЭ позволяет заметно уменьшить выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами. Причём, подача воды на впуск является недорогим,

легко реализуемым без переделок топливной системы и одним из наиболее эффективных методов улучшения экологических показателей ДВС.

*Продолжение
в следующем номере "АП"*

Литература

1. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 376 с.
2. Грехов Л.В., Ивашенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
3. Ерохов В.И. Токсичность современных автомобилей: Методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу. М.: Изд-во "Форум", 2017. — 448 с.
4. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. — 256 с.
5. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / В.А. Звонов, Г.С. Корнилов, А.В. Козлов, Е.А. Симонова. М.: Изд-во "Прима-Пресс-М", 2005. — 312 с.
6. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / А.А. Александров, И.А. Архаров, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2012. — 791 с.
7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Харьков: Изд-во Харьковского политехнического института, 2003. — 244 с.
8. Горелик Г.Б. Водотопливная эмульсия — альтернативное топливо XXI века. Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского государственного университета, 2019. — 202 с.

9. Мироненко И.Г. Особенности эксплуатации судовых дизелей на водотопливной эмульсии. Новосибирск: Изд-во Наука, 2005. — 103 с.
10. Мироненко И.Г. Применение водотопливных эмульсий для увеличения срока эксплуатации судовых дизелей: Дисс. ... д.т.н.: 05.04.02. Барнаул: Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, 2007. — 270 с.
11. Бижав А.В. Повышение экологической безопасности тракторного дизеля добавкой воды в цилиндры: Дисс. ... к.т.н.: 05.04.01. М.: ФГБОУ ВО РГАУ—МСХА имени К.А. Тимирязева, 2016. — 183 с.
12. Агтия А.М.А. Улучшение экологических и экономических показателей дизеля за счёт изменения структуры водотопливной эмульсии: Дисс. ... к.т.н.: 05.04.02. Владимир: ФГОУ ВПО "Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых", 2012. — 133 с.
13. Ливанский А.Н. Повышение эффективности работы дизеля при использовании водотопливных эмульсий, полученных ультразвуковым методом. Дисс. ... к.т.н.: 05.04.02. М.: МАДИ, 2015. — 193 с.
14. Шумовский В.С. Улучшение показателей транспортного дизеля путём совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования. Дисс. ... к.т.н.: 05.04.02. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 165 с.
15. Хлюпин В.Б. Метод улучшения экологических показателей работы вихрекамерного дизеля впрыском воды во впускной трубопровод. Дисс. ... к.т.н.: 05.04.02. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 113 с.
16. Rainer P., Christof S. Effect of Stratified Water Injection on Exhaust Gases and Fuel Consumption of a Direct Injection Diesel Engine // MTZ. — 2004. — Jg. 65. — № 1. — P. 16—19.
17. Rainer P., Simon C. Einfluss der geschichteten Wassereinspritzung auf das Abgas- und Verbrauchsverhalten eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung // MTZ. — 2004. — Jg. 65. — № 1. — P. 49—55.
18. Klopfer M., Lang H.-P., Weiser T. Wasserabscheidekonzept für druckseitige Dieselmotoren // MTZ. — 2005. — Jg. 66. — № 6. — P. 460—464.
19. Iwashiro Y., Tsurushima T., Nishijima Y. et al. Fuel Consumption Improvement and Operation Range Expansion in HCCI by Direct Water Injection // SAE Technical Paper Series. — 2002. — № 2002-01-0105. — P. 1—9.
20. Huo M., Lin S., Liu H.F., Lee C.F. Study on the Spray and Combustion Characteristics of Water-Emulsified Diesel // Fuel. — 2014. — Vol. 123. — P. 218—229.
21. Zhaowen Wang Z., Xiong Chen X., Huang S. et al. Visualization Study for the Effects of Oxygen Concentration on Combustion Characteristics of Water-Emulsified Diesel // Fuel. — 2016. — Vol. 177. — P. 226—234.
22. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грецов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
23. Petroleum Motor Fuels: Ecological Aspects of Application: Монография / I. Arkharov, V. Markov, V. Bagrov, S. Devyanin, B. Ksenofontov, V. Neverova, A. Sereda, E. Sharin, S. Zykov, Bowen Sa. Edited by I.A. Arkharov, V.A. Markov. M.: Moscow: LLC "Galleya-Print", LLC "Oniko-M". 2019. — 534 p.
24. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Исследование работы дизеля КамАЗ-740 при использовании водотопливной эмульсии // Вестник РУДН. Серия "Инженерные исследования". — 2004. — № 2. — С. 16—19.
25. Марков В.А., Деянин С.Н., Шумовский В.А., Тарантин С.А. Работа дизелей на водотопливных эмульсиях // Транспорт на альтернативном топливе. — 2012. — № 3. — С. 67—71.
26. Снижение выбросов оксидов азота тракторных дизелей путём организации рабочего процесса на водотопливной смеси / А.В. Николаенко, В.С. Шкрабак, Т.Ю. Садова и др. // Двигателестроение. — 2000. — № 1. — С. 35—37.
27. Wang Z., Chen X., Huang S. et al. Visualization Study for the Effects of Oxygen Concentration on Combustion Characteristics of Water-Emulsified Diesel // Fuel. — 2016. — Vol. 177. — P. 226—234.
28. Syu J.-Y., Chang Y.-Y., Tseng C.-H. et al. Effects of Water-Emulsified Fuel on a Diesel Engine Generator's Thermal Efficiency and Exhaust // Journal of the Air and Waste Management Association. — 2014. — Vol. 64. — № 8. — P. 970—978.
29. Huo M., Lin S., Liu H., Lee C.-F. Study on the Spray and Combustion Characteristics of Water-Emulsified Diesel // Fuel. — 2014. — Vol. 123. — P. 218—229.
30. Nadeem M., Rangkuti C., Anuar K. et al. Diesel Engine Performance and Emission Evaluation Using Emulsified Fuels Stabilized by Conventional and Gemini Surfactants // Fuel. — 2006. — Vol. 85. — P. 2111—2119.
31. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. М.: Колос, 1994. — 224 с.
32. Опыт снижения токсичности отработавших газов дизелей за счёт подачи воды / А.К. Болотов, В.А. Лиханов, В.М. Попов и др. // Двигателестроение. — 1982. — № 7. — С. 48—50.
33. Бижав А.В., Деянин С.Н. Снижение токсичности отработавших газов дизеля путём подачи топлива с водой в камеру сгорания // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2019. — Том 18. — № 12. — С. 586—588.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»



СПРАВОЧНИК
ТЕХНОЛОГА

СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Сулова

2019 г. 800 с.

За последние 40 лет впервые издан совершенно новый Справочник технолога. В его написании приняли участие 69 докторов и кандидатов технических наук из 17 регионов Российской Федерации. В книге приведен справочный материал, необходимый технологу при разработке технологических процессов изготовления деталей и сборки узлов. Последовательность изложения справочного материала соответствует методологии технологической подготовки производства. Изложен справочный материал по производству заготовок, назначению припусков, базированию, технологическим способам обработки заготовок, обеспечению качества деталей и сборочных единиц, методике разработки технологических процессов, обработке заготовок, в том числе на станках с ЧПУ и обрабатывающих центрах, и сборке изделий машиностроения и авиадвигателестроения.

Приведена нормализованная технологическая документация для разработки технологических процессов. Впервые изложена методология технологической подготовки цифровых производств.

Для инженерно-технических работников промышленных предприятий, студентов, аспирантов и преподавателей технических вузов.

ПРИБРЕСТИ КНИГУ ПО ЦЕНЕ ИЗДАТЕЛЯ МОЖНО, ПРИСЛАВ ЗАЯВКУ
 по e-mail: realiz@mashin.ru
 Дополнительная информация по телефону (495) 785-60-69 и на сайте WWW.MASHIN.RU

НОВАЯ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВАЯ МАШИНА КЛАССА 8,0 Т ПО ПРОЕКТУ "ТАБУН" НА БАЗЕ КОМПОНЕНТОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Д-р техн. наук **ДЗОЦЕНИДЗЕ Т.Д.**
(dtengiz@yandex.ru)

Для решения проблемы машинной деградации почв предложен новый технический облик транспортно-тяговой машины класса 8,0 т на базе компонентов отечественного производства. Машина (трактор) соответствует агротехническим требованиям по воздействию на почву и пригодна для транспортных работ на дорогах общего пользования.

Ключевые слова: проект "ТАБУН", транспортно-тяговая машина, дизель-электрическая схема, резиноармированные гусеницы.

Dzotsenidze T.D. THE NEW TRANSPORT AND TRACTION MACHINE OF 8.0 T CLASS BASED ON DOMESTICALLY PRODUCED COMPONENTS (THE PROJECT "TABUN")

To solve the problem of machine soil degradation, a new technical design of a transport and traction machine of the 8.0 t class is proposed on the basis of domestically produced components. The machine (tractor) satisfies the agrotechnical requirements for the impact on the soil and is suitable for transport operations on public roads.

Keywords: project "TABUN", transport and traction machine, diesel-electric drive, rubber-reinforced tracks.

Эрозия почв — проблема, нарастающая с каждым годом и представляющая угрозу продовольственной безопасности. Подсчитано, что ежегодно в мире безвозвратно теряется до 7 млн га пахотных земель, что означает потерю базы жизни 21 млн человек [1]. Приводят к эрозии различные факторы, вызывающие деградацию почвы, но среди них можно выделить те, которые вызывают своеобразную "цепную реакцию". К таким факторам можно отнести *машинную деградацию почвы*, когда интенсификация сельского хозяйства требует применения энергонасыщенных машин большой эксплуатационной массы. В результате происходит переуплотнение структуры почвы, нарушается водный баланс в почве и снижается урожайность. Меры, принимаемые для преодоления последствий машинной деградации, часто усугубляют ситуацию и приводят к засолению земель [2] или их заболочиванию. Мелиорационные работы часто ведутся машинами большой мощности, что также не способствует сохранению почв из-за колееобразования.

Согласно оценочным показателям, "...ежегодно в России деградирует 1,5—2 млн га земель, что приводит к потерям до 3,9 млн т сельхозпродукции в зерновом эквиваленте" [3]. Производители техники понимают необходимость решения данной проблемы и предлагают разные подходы. Среди них можно отметить оснащение машин сельскохозяйственного назначения шинами сверхнизкого давления, шинами с изменяемым внутренним давлением, установку сдвоенных или строенных колёс, перевод ходовой части на гусеничный ход, в том числе в виде сменных гусеничных дви-

жителей с треугольным обводом резиноармированных гусениц. Каждое из упомянутых решений обеспечивает снижение давления на почву, но при этом имеет конструктивные недостатки, а также те или иные сложности в эксплуатации, удорожание техники отодвигает сроки окупаемости, и т.д. [4—6].

Целью настоящей работы является определить и предложить новый технический облик транспортно-тяговой машины класса 8,0 т на базе компонентов отечественного производства. Машина должна соответствовать агротехническим требованиям по воздействию на почву, также должна быть пригодна для транспортных работ на дорогах общего пользования.

Следует отметить, что переуплотнение почв происходит и во время использования на полях автомобильной техники. Однако связанные с этим явлением проблемы, пути их решения, а также необходимость создания и производства специализированной автомобильной техники сельскохозяйственного назначения достаточно подробно показаны в работах [7—9], и здесь останавливаться не будем. Рассмотрим проблемы, связанные с созданием, производством и эксплуатацией тракторов тягового класса 8,0 т сельскохозяйственного назначения.

Результаты проведённых ранее исследований показывают, что предпочтение следует отдать гусеничным машинам [10—15]. Однако имеются некоторые аспекты, требующие пояснения. За последние десятилетия разработка и производство колёсных тракторов росло, а гусеничных — уменьшалось. Этому способствует более эффективное использование колёсного трактора в виде транспортно-тяговой машины, особенно на транспортных работах, которые занимают до 70 % времени в эксплуатации. В этом случае легче обеспечить более высокую транспортную скорость и использование техники на дорогах общего пользования. Кроме того, масштабировать колёсную технику по уже освоенным технологиям разработчики считают менее затратным.

Углубление проблемы деградации почв и снижение урожайности, а также затруднения при использовании тракторов на сдвоенных или строенных колёсах даже при наличии в поле технологической колеи, вынуждают производителей переводить машины на гусеничную ходовую систему. Это делается двумя путями. Первый: на энергонасыщенном тракторе меняется ходовая система с переводом на бортовые резиноармированные гусеницы, надетые на ведущее колесо большего диаметра, направляющее колесо и опорные катки меньшего диаметра. Второй: на серийные колёсные тракторы с шарнирно-сочленённой рамой на ступицах штатных колёс устанавливаются сменные гусеничные движители с треугольным обводом резиноармированных гусениц. С точки зрения выполнения агротехнических требований по параметрам воздействия на почву гусеничные тракторы упомянутых схем воздействуют на почву в 2,7 раза меньше, чем колёсные машины, что может обеспечить рост урожайности на 2...3 %.

По показателю "эксплуатационная масса трактора" необходимо отметить, что один и тот же трактор на бортовых гусеницах легче, чем та же машина на четырёх



Рис. 1

сменных гусеницах с треугольным обводом. К тому же, стоимость комплекта сменных гусениц сопоставима со стоимостью самого трактора. Однако в последнем случае давление на почву меньше из-за большей площади контакта с опорной поверхностью. Наличие резиноармированных гусениц позволяет использовать машины на транспортных работах, в том числе на дорогах общего пользования на скорости до 40 км/ч. Эксплуатация показала, что тракторы на треугольных гусеницах не используются круглогодично, на них надо менять движители, и они на 24—30 % дороже варианта на колёсах. И хотя колёсные машины тягового класса 8,0 т могут иметь габаритную ширину от 3,8 м (на сдвоенных колёсах) до 5,6 м (на строенных колёсах), их разработка продолжается. Приведём пример колёсного трактора сельскохозяйственного назначения класса тяги 8,0 т МТЗ-4522 "Беларус" (рис. 1), некоторые технические параметры которого сгруппированы в табл. 1 [16—17].

Производитель отмечает, что "...трактор "Беларус" МТЗ-4522 является энергонасыщенным колёсным трактором общего назначения 8-го тягового класса, с колёсной формулой "4К4". Его основное предназначение — выполнять энергоёмкие сельскохозяйственные работы в тяговом и тягово-приводном режимах. По целому ряду технических параметров данная модель превосходит все тракторы, производимые сегодня на просторах бывшего Советского Союза. В том числе и самый мощный "Кировец" — флагманскую модель Петербургского тракторного завода К-744Р4, оснащаемую в премиальной комплектации двигателем "Мерседес-Бенц ОМ-160LA" номинальной мощностью 428 лошадиных сил". Заявленная стоимость машины составляет 200 тыс. евро (по курсу на декабрь 2020 года — примерно 18,5 млн руб.), что, как отмечается, в 2,5 раза меньше, чем стоимость тракторов сопоставимого класса иностранного производства. Анализ табл. 1 показывает, что широко применяются импортные комплектующие, что в условиях санкционного давления на экономику может оказаться ошибочным решением. Кроме того, рассматриваемый трактор не может предотвратить переуплотнение почв.

Следовательно, можно определить, что транспортно-тяговая машина должна иметь гусеничную ходовую часть бортового исполнения на резиноармирован-

ных гусеницах. Для определения технического облика машины важно обсудить потребность в такой технике. Считается, что тракторов сельскохозяйственного назначения тягового класса 8,0 т имеется в наличии 3302 единицы, а дефицит составляет 1573 единицы [18]. По данным Минсельхоза России потребность в тракторах этого класса составляет 4900 единиц, из них 800 — гусеничных. В работе [19] приведены сведения о производстве отечественных тракторов данного класса с точки зрения наличия и потребности: колёсные тракторы класса тяги 8,0 т — в наличии 400 единиц, потребность — 1000 единиц; гусеничные тракторы в производстве отсутствуют, а потребность составляет 2000 единиц. Анализ рынка за 2019 год позволяет заключить, что импортных тракторов данного класса было реализовано не более 100 единиц.

Получается, что для отечественных производителей сельскохозяйственных гусеничных тракторов класса тяги 8,0 т рыночная ниша существует, но при соблюдении некоторых требований по конструкции, эксплуатации и ценовых показателей. Кроме того, учитывая потребность в гусеничных транспортно-тяговых машинах для развития Арктической зоны (АЗ) РФ, определённый интерес представляет работа [20], в которой отмечается, что "...общая годовая потребность в вездеходных транспортных средствах для полного социально-экономического обеспечения грузо- и пасса-

Таблица 1

Наименование показателя	Значение
Габаритные размеры, мм	7100 × 3020 × 3630
Масса, кг:	
эксплуатационная	14 785
максимально допустимая	20 000
Размер шин (передних; задних)	600/70R34; 710/75R42
Ёмкость топливных баков, л	650
Дизель	"Катерпиллер" С 13, 6L, с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха (экологический класс Stage IIIA)
Максимальная мощность при 1900 мин ⁻¹ , кВт (л.с.)	342,7 (466)
Максимальный крутящий момент при 1200 мин ⁻¹ , Н·м	2048
Трансмиссия	Гидромеханическая с фрикционными муфтами, с переключением под нагрузкой Full PowerShift
Коробка передач	16/8
Число передач вперёд/назад	3,4...38/2,9...16
Скорость движения, км/ч, вперёд/назад	
Задний вал отбора мощности	Независимый двухскоростной, 1000/1450 мин ⁻¹
Передний вал отбора мощности	Независимый, 1000 мин ⁻¹
Гидросистема:	
грузоподъёмность на оси подвеса, кг, ПНУ/ЗНУ	5500/11 500
максимальное давление, МПа	21,5
производительность насоса, л/мин	200
ёмкость бака, л	175



Рис. 2

жиропотоков в АЗ РФ составляет 25 000 единиц". Здесь же обращается внимание на то, что "...потребности рынка удовлетворяются за счёт мелких производителей, ориентированных на использование узлов и агрегатов серийно выпускаемой техники". В цитируемой работе предложен план мероприятий, реализация которого потребует значительных ресурсов и много времени.

Очевидно, что отечественной агрегатной базы компонентов в обычном понимании, из которых можно было бы создать образцы упомянутого класса техники

с новой совокупностью потребительских качеств, на рынке нет. Производители серийной техники ведут локализацию тех или иных агрегатов, но узкий сектор рынка, а также кризисные явления в экономике, в том числе заметные колебания валютных курсов, тормозят этот процесс. Машины, которые имеются на рынке, отличаются дороговизной, в том числе в эксплуатации и имеют ограниченное применение, так как не востребованы во всех технологических процессах. Следовательно, в нашем случае речь может идти о технических решениях, которые могут быть реализованы с помощью серийно выпускаемых отечественных компонентов в виде электромеханической трансмиссии.

Такой подход давно успешно практикуется на тяжёлых колёсных и гусеничных машинах [21—22]. В работе [23] отмечается, что "...опираясь на анализ опубликованных работ по тяговому электроприводу, предложена концепция развития тягового электропривода сельскохозяйственного трактора на краткосрочную и длительную перспективу". В цитируемой работе, которая была опубликована в 2016 году, приводится сравнение основных типов электропривода: постоянного тока, полнопоточного асинхронного переменного тока с частотным регулированием и вентильного индукторного независимого возбуждения. В анализируемой работе выработаны рекомендации, которые стоит привести в сокращённом виде: "...на ближайшую перспективу (3...5 лет) для ...гусеничного трактора ре-

Таблица 2

Наименование показателя	Значение	
	ДЭТ-250	ДЭТ-400
Эксплуатационная масса, кг	32 300	36 100
Тяговый класс, т	25	25
Габаритные размеры, мм	6620 × 3180 × 3215	6750 × 3110 × 3900
Двигатель	Дизель В-31М2 V12 12С15/18	Дизель ЯМЗ-7511.10-34 V8, с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха
Максимальная мощность, кВт (л.с.) при мин ⁻¹	246 (335)/1400	294 (400)/1900
Максимальный крутящий момент, Н·м (при частоте мин ⁻¹)	1960 (1200)	1715 (1100...1300)
Трансмиссия	Электромеханическая. Тяговый генератор — ГПА-222, тяговый электродвигатель — ЭДП-196, электрические машины постоянного тока, коллекторного типа. Силовой генератор приводится через повышающий редуктор с передаточным отношением 0,707	Электромеханическая с электронным управлением. Вентильно-индукторные электромашины переменного тока с автоматическим изменением тяговых усилий и скоростей движения в зависимости от тягового сопротивления. Индукторный генератор ИГ-250, индукторный тяговый двигатель — ИД-240
Передачи: центральная	Зубчатая коническая пара со спиральным зубом и передаточным отношением 1,94 Двухступенчатые: первая ступень — зубчатая цилиндрическая пара, вторая — планетарный ряд Планетарный, с остановочными тормозами и тормозами поворота; управление механизмом поворота гидравлическое	Бортовая передача двухступенчатая, с парой цилиндрических шестерён и планетарным рядом Планетарный, с остановочными тормозами и тормозами поворота; управление механизмом поворота гидравлическое
конечная		
механизм поворота		
Ширина гусеницы, мм	690	690
Скорости движения (вперёд и назад), км/ч: на рабочем режиме на транспортном режиме	2,3...12,5 3,0...20,0	2,3...15,7



Рис. 3

комендуется асинхронный тяговый электропривод (ТЭП) моторно-бортовой схемы (с тяговым электродвигателем на каждый борт — прим. автора настоящей работы). ...На среднесрочную перспективу (5...10 лет) необходимо осуществить переход ...на агрегаты на альтернативных экологически чистых видах топлива, перейти на вентильный индукторный ТЭП, ... с минимальным механическим приводом и электроприводом силовых агрегатов, исключая гидропривод. ...На долгосрочную перспективу (10...20 лет и выше) ...перейти на электрохимические генераторы и резонансные методы электрообеспечения мобильной техники".

Очевидно, что на основе анализа рыночной конъюнктуры за время, прошедшее с момента публикации анализируемой работы, а также с учётом кризисных явлений в экономике и сжатия платежеспособного спроса оптимизм авторов трудно разделить. Однако








Рис. 4

можно сделать следующий вывод: гусеничный трактор класса тяги 8,0 т дизель-электрической схемы востребован, имеет неоспоримые преимущества и следует искать решения, позволяющие сформировать новый технический облик машины. При этом образец можно было бы реализовать за короткий промежуток времени (ходовой макетный образец и эскизная техническая документация за 10—11 месяцев), без существенных капиталовложений и за приемлемую цену, обеспечивающую относительно малый срок окупаемости.

В нашей стране имеется успешный опыт производства и эксплуатации тяжёлых промышленных тракторов (бульдозеров) ДЭТ-250, ДЭТ-320 и ДЭТ-400 (продукции ООО "Челябинский тракторный завод — Уралтрак") [24]. Промышленный трактор первого поколения ДЭТ-250 выпускался и успешно эксплуатировался с 1957 года. Образец последнего по времени положе-

Таблица 3

Наименование показателя	Значение
Эксплуатационная масса, кг	18 000, без балласта
Тяговый класс, т	8,0
Габаритные размеры, мм	6600 × 2550 × 3000
Двигатель	Дизель 2В-06-2 — четырёхтактный, оппозитный, 6-цилиндровый многотопливный жидкостного охлаждения с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Рабочий объём — 16,95 л (ООО "Челябинский тракторный завод — УРАЛТРАК")
Максимальная мощность, кВт (л.с.) при мин ⁻¹	335...375 (455...510)/2000
Максимальный крутящий момент, Н · м при мин ⁻¹	1677/1100...1300
Ходовая часть	Гусеничная, на резиноармированных гусеницах, бортовой схемы. Узлы и агрегаты от двухзвенного гусеничного транспортёра ДТ-10 (АО "Машиностроительная компания "Витязь", Республика Башкортостан, г. Ишимбай)
Трансмиссия	Электромеханическая, типа трактора ДЭТ-250, доработанная и модернизированная (ООО "Челябинский тракторный завод — Уралтрак")
Передачи: центральная конечная механизм поворота	Зубчатая коническая пара со спиральным зубом и передаточным отношением 1,94. Двухступенчатые: первая ступень — зубчатая цилиндрическая пара, вторая — планетарный ряд. Планетарный, с остановочными тормозами и тормозами поворота; управление механизмом поворота гидравлическое
Верхняя надстройка	Кабина и оперение — каркасно-панельной схемы, салон комфортабельный, оборудованный современными устройствами, установлены системы вибро- и шумоизоляции
Тип и ширина гусеницы, мм	960, резиноармированная лента со стальными поперечинами
Скорости движения (вперёд и назад), км/ч: на рабочем режиме на транспортном режиме	3,0...22 40

Трактор	Эксплуатационная масса, кг	Мощность, кВт (л.с.)	Трансмиссия	Транспортная скорость, км/ч	Габаритные размеры, мм	Грузоподъемность навесной системы, кг	Ориентировочная цена на начало 2021 г., млн руб.
	"Челленджер" MT855E 19 000, без балласта	365 (496)	16-скоростная, переключение без разрыва потока мощности	39,6	6754 × 2984 × 3657	12 000	От 24,5
	"Джон Дир" 9470RT 25 000	346 (470)	18-скоростная, переключение без разрыва потока мощности	40,0	6900 × 3000 × 3500	9000	От 26,1
	"Кейс ИН Квадтрак 470" 26 300	336 (457)	16-скоростная, переключение без разрыва потока мощности	36,0	7613 × 2997 × 3912	8900	От 26,0
	"Версатл Дельта Трак" 460DT 26 700	320 (435)	16-скоростная, переключение без разрыва потока мощности	35,0	7872 × 3823 × 4021	6800	22,7
	Проект ТАБУН 18 000, без балласта	335...375 (455...510)	Автоматическая, дизель-электрическая	40,0	6600 × 2550 × 3000	9000	От 13,4

Примечание: прогнозируемая потребность рынка в тягово-транспортных машинах класса тяги 8,0 т по проекту "ТАБУН" — от 200 единиц в год. В семействе машин предусмотрены амфибии, разные варианты верхней надстройки, дополнительное оборудование.

ния машин — ДЭТ-400 выпускается с 2007 г., а модификация ДЭТ-400М с агрегатами иностранного производства — с 2012 г. На сайте производителя указана цена модели ДЭТ-400Б1 в диапазоне 23,2...23,8 млн руб. в зависимости от комплектации. На рис. 2 показан общий вид промышленного дизель-электрического трактора ДЭТ-400, а в табл. 2 — приведены некоторые технические характеристики ДЭТ-250 и ДЭТ-400 [21, 24—25].

На основе проведенного анализа была сформулирована тема научно-исследовательских работ под условным названием "Проект ТАБУН", в рамках которых определена агрегатная база отечественного производства, проведены предварительные расчётные исследования, а также выработаны компоновочные решения, выполнены компьютерные эскизы. На рис. 3 и 4 показан вариант внешнего вида новой транспортно-тяговой машины класса тяги 8,0 т по проекту ТАБУН (визуализация — А.Б. Москвинова); описание техни-

ческого облика трактора приведено в табл. 3. В табл. 4 сведены данные нового изделия по сравнению с конкурентами на рынке.

Можно заключить, что новая транспортно-тяговая машина класса тяги 8,0 т может быть создана на базе компонентов отечественного производства на высоком техническом и технологическом уровне, а технические параметры машины удовлетворяют агротехническим требованиям по сохранности плодородного слоя почвы путём предотвращения переуплотнения, что, со своей стороны, может обеспечить экономию ресурсов в десятки миллиардов рублей в год.

Литература

1. Старостина Л. Экологические проблемы сельскохозяйственного использования земли [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroxxi.ru/zhurnal-agromir-xxi/stati-rastenievodstvo/yekologicheskie-problemy-selskohozaistvennogo-ispolzovaniya-zemli.html> (дата обращения: 02.02.2019).

2. Amirhossein Hassani, Adisa Azapagic, and Nima Shokri. Predicting Long-Term Dynamics of Soil Salinity and Sodicity on a Global Scale // Proceedings of the National Academy of Sciences, first published December 14, 2020; <https://doi.org/10.1073/pnas.2013771117> (дата обращения: 18.12.2020).
3. Багдасарян А. Деградация на миллиарды: в России истощены свыше 60 % сельхозугодий [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroinvestor.ru/technologies/22499-degradatsiya-na-milliardy-v-rossii-istoshchenu-svyshe-60-selkhozugodiy/> (дата обращения: 15.06.2018).
4. Сафиуллин М. Причина потери 30 % урожая лежит на поверхности [Электронный ресурс]. URL: <https://regnum.ru/news/2383848.html> (дата обращения: 26.02.2018).
5. Харитонов Д. Не давить. Как бороться с переуплотнением почвы [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroinvestor.ru/tech/article/31103-ne-davit/> (дата обращения: 04.03.2019).
6. Канделя М.В., Канделя Н.М., Земляк В.Л., Бумбар И.В. Переуплотнение почв — один из важнейших факторов её деградации // Дальневосточный аграрный вестник. — 2019. — № 3 (51). — С. 105—115. DOI: 10.24411/1999-6837-2019-13043.
7. Брегадзе М.Д. Разработка методики расчёта нагрузочных режимов полноприводных автомобилей для эксплуатации в условиях сельскохозяйственного производства: дисс. ... канд. техн. наук. — М.: НАМИ, 1989. — 158 с.
8. Прядкин В.И., Гончаренко С.В. Шины сверхнизкого давления для сельскохозяйственных мобильных энергосредств. Монография. Министерство образования и науки РФ, ФГБОУ ВО ВГЛТУ. — Воронеж, 2016. — 240 с.
9. Дзюденидзе Т.Д. Специализированный автомобильный транспорт сельскохозяйственного назначения: монография / Т.Д. Дзюденидзе, С.Н. Галкин, А.Г. Левшин, М.А. Козловская, В.Н. Сорокин, П.В. Середя. — М.: ООО "НИИКА", ЗАО "Металлургия", 2013. — 368 с.: ил.
10. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система — почва — урожай. — М.: Агропромиздат, 1985. — 304 с.
11. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колёсные транспортно-тяговые машины. — М.: Машиностроение, 1986. — 296 с.
12. Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. — М.: Машиностроение, 1993. — 288 с.
13. Шарипов В.М., Измайлов А.Ю., Дорохов А.С., Федоткин Р.С., Крючков В.А., Есеновский-Лашков М.Ю., Овчинников Е.В. К вопросу создания отечественного гусеничного трактора для современного сельскохозяйственного производства // Тракторы и сельхозмашины. — 2018. — № 2. — С. 17—25.
14. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Муратова С.К. Развитие концепции создания гусеничного сельскохозяйственного трактора // Леса России и хозяйство в них. — 2012. — № 1-2 (42-43). — С. 31—32.
15. Канделя М.В., Липкань А.В., Рябенко В.Н., Самуйло В.В. К обоснованию применения гусеничных машин в условиях Дальнего Востока // Дальневосточный аграрный вестник. — 2018. — № 2 (46). — С. 157—167. DOI: 10.24411/1999-6837-2018-12044.
16. URL: <https://www.belarus-tractor.com/catalog/new-items/belarus-4522/> (дата обращения: 20.11.2020).
17. URL: <https://tractorreview.ru/traktory/kolesnye-traktory/mtz/mtz-4522-tehnicheskie-harakteristiki.html> (дата обращения: 20.11.2020).
18. Митин С.Г. Важно обеспечить отечественный АПК необходимым количеством современной сельскохозяйственной техники [Электронный ресурс]. URL: <https://council.gov.ru/events/news/112544/> (дата обращения: 25.02.2020).
19. Годжаев З.А., Лавров А.В., Шевцов В.Г., Зубина В.А. О методике оценки уровня локализации производства сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. — 2020. — № 5. — С. 18—24.
20. Котиев Г.О., Дьяков А.С., Карташов А.Б., Сологуб С.А. О необходимости создания производства специальной колёсной и гусеничной техники для эксплуатации в условиях Арктической зоны РФ // Журнал ААИ. — 2018. — № 4 (111). — С. 27—29.
21. Исаков П.П., Иванченко П.Н., Егоров А.Д. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов: Теория и расчёт. — Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1981. — 302 с.
22. Автомобили: Машины большой единичной мощности: Учеб. Пособие / М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, А.В. Зотов и др.; Под ред. М.С. Высоцкого, А.И. Гришкевича. — Мн.: Выш. шк., 1988. — 160 с.
23. Амелеченко П.А., Подлубко С.Н., Жуковский И.Н., Гульков Г.И., Вачула А.В., Ключников А.В., Жуковский А.И. О концепции тягового электропривода сельскохозяйственного трактора // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 1 (34). — С. 14—21.
24. Исаков П.П., Кавьяров И.С., Большухин В.С. и др. Трактор ДЭТ-250 и его модификации / 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1975. — 424 с.
25. URL: <https://chtz-uraltrac.ru/> (дата обращения: 05.11.2020).
26. URL: <https://www.bolotohod.ru/> (дата обращения: 12.12.2020).

УДК 629.114.2

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УРОВНЕЙ ШУМА АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА ГАЗ-3110

ДОЛотов А.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Потапов П.В., Искалиев А.И., Годжаев З.А.

Волгоградский ГТУ, ФНАЦ "ВИМ"

(shehovtsov@vstu.ru; fic51@mail.ru)

Описаны выполненные авторами экспериментальные и аналитические исследования, предметом которых было установление закона распределения уровней шума в эксплуатации основных агрегатов легковых автомобилей на примере семейства ГАЗ-3110. Исследования выполнены для выборки автомобилей разных лет выпуска и на разных режимах работы двигателя.

Ключевые слова: шум легкового автомобиля, уровень шума основных агрегатов, шумность коробки передач, закон распределения уровней шума.

Dolotov A.A., Shehovtsov V.V., Liashenko M.V., Potapov P.V., Iskaliev A.I., Godzhaev Z.A. DISTRIBUTION OF MECHANISM NOISE LEVEL OF CARS GAZ-3110 SERIES

This article describes experimental and analytical researches performed by authors. The goal of these researches was defining of distribution law of working noise levels of main mechanisms of cars

on example of GAZ-3110. Selection of cars with various production times at various engine work regimes was the base for researches.

Keywords: car noise, main mechanisms noise level, gearbox noise, noise level distribution law.

Шум автомобилей, особенно в крупных городах, стал в последнее время одной из наиболее важных проблем в области охраны окружающей среды, улучшения условий труда и жизни населения [1]. Уровень шума определяется как числом источников, так и шумностью каждого из них. Уровень преобладающего в городах шума от транспорта составляет сегодня 70—90 дБА. В Москве, например, территории со сверхнормативными уровнями шума достигают 38 % общей площади городской застройки, где проживает около 4,4 миллионов человек, а в 30 крупных городах России в зонах акустического дискомфорта живет более 50 % населения [2, 3]. Один из основных путей снижения транспортного шума — уменьшение вклада в него каждого отдельного транспортного средства, поэтому требования к уровню внешнего шума выпускаемых машин постоянно ужесточаются [4].

Шум автомобиля при движении складывается из шума, создаваемого двигателем, его системами, в том числе системами впуска и выпуска, агрегатами транс-

Таблица 3

N	Интервалы		Частота M_i	Накопленная частота M_h
	$a(i)$	$b(i)$		
1	52,000	62,000	2	2
2	62,000	72,000	6	8
3	72,000	82,000	8	16
4	82,000	92,000	4	20
5	92,000	102,000	2	22

Таблица 4

N	Выборочные характеристики распределения						
	x_i	M_i	$M_i \cdot X_i$	$D \cdot X_i$	$D^2 \cdot X_i$	$D^3 \cdot X_i$	$D^4 \cdot X_i$
1	57,00	2	114	-38,18	728,93	-13915,9	265666,28
2	67,00	6	402	-54,55	495,87	-4507,89	40980,81
3	77,00	8	616	7,27	6,61	6,010518	5,46
4	87,00	4	348	43,64	476,03	5193,088	56651,87
5	97,00	2	194	41,82	874,38	18282,49	382270,34
Все-го		22	1674	0,00	2581,82	5057,85	745574,76

миссии (коробка передач, карданная и главную передачи, полуоси), панелями кузова (колебания от воздействия двигателя и дороги), шума шин, а также потока воздуха и вспомогательного оборудования [5–7].

Уровень шума каждого отдельного источника изменяется в значительных пределах и находится в сложной зависимости от ряда параметров, среди которых определяющее значение имеют режим работы двигателя, условия движения и возрастные параметры автомобилей. У автомобилей разных лет выпуска уровень шума тех же агрегатов существенно отличается. Для примера в табл. 1 представлены результаты измерения шума коробок передач автомобилей семейства ГАЗ-3110 в зависимости от частоты вращения двигателя для каждой машины. Как следует из рассмотрения этих данных, уровень шума коробки передач автомобилей даже одного года выпуска отличается существенным разбросом. Между тем для расчётного анализа шумности автомобилей необходима информация, какому распределению вероятности подчиняется разброс значений шумности каждого из агрегатов [8].

Таблица 1

Год выпуска	L, дБА при n, мин ⁻¹					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
2004	53	58	66	71	71	74
2006	50	53	60	62	68	69
2006	50	54	57	60	61	64
2005	51	55	60	66	69	78
2007	49	50	53	58	60	67
2005	50	56	77	82	84	92
2003	51	54	63	71	73	76
2004	47	49	53	56	56	66
2007	42	47	54	55	55	61
2002	66	70	74	83	84	92
2000	78	83	87	88	91	97
2004	56	59	65	73	76	81
2006	45	46	51	64	65	72
2005	39	42	50	54	54	57
2006	42	46	46	51	55	78
2004	40	43	41	52	53	63
2004	41	48	49	54	57	63
2002	45	69	77	77	78	80
2003	52	61	64	68	68	75
2000	59	73	77	79	85	87
2003	68	70	74	89	90	90
2004	75	79	88	89	90	96

Таблица 2

57	64	80	76	63	72	92	97
61	66	81	90	64	74	87	
63	69	92	78	75	78	96	

Сопоставим уровни шума КПП разных годов выпуска при 6000 об/мин. (табл. 2) и проверим гипотезу о соответствии их распределения нормальному закону. Для этого построим интервальный вариационный ряд распределения [9] (табл. 3):

Max: 57.

Min: 97.

$R = 97 - 57 = 40$.

$H = R / (1 + 3,32 \lg n) = 36 / (1 + 3,32 \lg 22) = 10$.

$A1 = x_{\min} - h/2 = 52$.

$B1 = A1 + h$; $B2 = A2 + h$.

Вычисляем выборочные характеристики по вариационному ряду: среднюю арифметическую (x_{cp}), центральные моменты (μ_k , $k = 1-4$), дисперсию (S^2), среднее квадратическое отклонение (S), коэффициенты асимметрии (A_e) и эксцесса (E_k), медиану (M_e), моду (M_0) и коэффициент вариации (V_s) [8, 10].

Выборочные характеристики распределения и результаты заносим в табл. 4.

$$\Delta i = (x_i - x_{\text{cp}}), \quad (1)$$

$$x_{\text{cp}} = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i}, \quad (2)$$

$x_{\text{cp}} = 76,09$.

Определяем выборочные центральные моменты k -го порядка [9] и заносим в табл. 5.

$$M_k = \frac{\sum (x_i - x)^k M_i}{\sum M_i}. \quad (3)$$

Выборочная дисперсия S^2 равна центральному моменту второго порядка: $S^2 = 117,36$.

Выборочное среднее квадратическое отклонение: $S = 10,833$.

Выборочные коэффициенты асимметрии A_c и эксцесса E_k определяем по формулам

$$A_s = M_3/S^3, \quad (4)$$

$$E_k = M_4/S^4 - 3, \quad (5)$$

$A_c = 0,180837673$; $E_k = -0,539277921$.

Медиана M_e — значение признака $x(e)$, приходящееся на середину ранжированного ряда наблюдений ($n = 2l - 1$) [8, 10]. При чётном числе наблюдений ($n = 2l$) медианой M_e является средняя арифметическая двух значений, расположенных в середине ранжированного ряда: $M_e = (x(e) + x(e + 1))/2$.

Если исходить из интервального ряда, то медиану следует вычислять по формуле

$$M_e = a_{m_e} + \frac{h\left(\frac{n}{2} - mh(m_e - 1)\right)}{m_{m_e}}, \quad (6)$$

где m_e означает номер медианного интервала, $(m_e - 1)$ — интервала, предшествующего медианному, $M_e = 75,750$.

Мода M_o для совокупности наблюдений равна тому значению признака, которому соответствует наибольшая частота. Для одномодального интервального ряда вычисление моды можно производить по формуле

$$M_o = a_{m_o} + h \frac{(m_{m_o} - m_{m_o-1})}{2m_{m_o} - m_{m_o-1} - m_{m_o+1}}, \quad (7)$$

где m_o означает номер модального интервала (интервала с наибольшей частотой), $m_o - 1$, $m_o + 1$ — номера, предшествующего модальному и следующего за ним интервалов, $M_o = 75,33333333$.

Так как X_{cp} , M_o , M_e почти не отличаются друг от друга, есть основания предполагать теоретическое распределение нормальным [9].

Коэффициент вариации:

$$V_s = \frac{S}{x} \cdot 100 \%, \quad (8)$$

$V_s = 14,24 \%$.

Подготовим данные для графического изображения вариационных рядов.

Таблица 5

Центральный момент 1	0,00
Центральный момент 2	117,36
Центральный момент 3	229,90
Центральный момент 4	33889,76

Таблица 6

Интервалы		X_i	W_i	W_i накопл.	W_i/h
$a(i)$	$b(i)$				
0	5	57,00	2,591	0,091	0,009
10	15	67,00	3,045	0,364	0,027
20	25	77,00	3,500	0,727	0,036
30	35	87,00	3,955	0,909	0,018
40	45	97,00	4,409	1,000	0,009

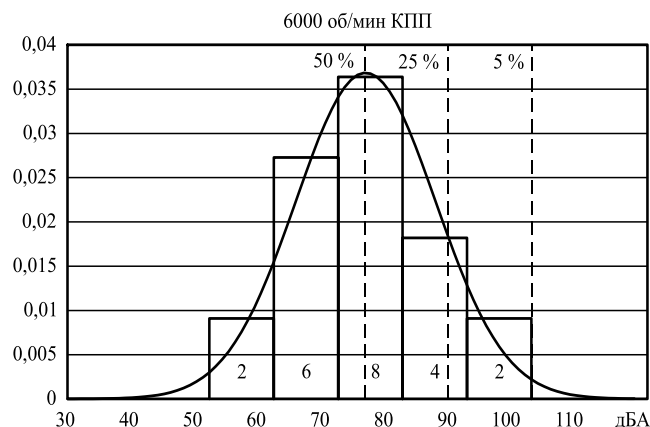


Рис. 1. Гистограмма распределения

Для визуального подбора теоретического распределения, а также выявления положения среднего значения (x_{cp}) и характера рассеивания (S^2 и S) вариационные ряды изображают графически.

Полигон и кумулята применяются для изображения как дискретных, так и интервальных рядов, гистограмма — для изображения только интервальных рядов. Для построения этих графиков запишем вариационные ряды распределения (интервальный и дискретный) относительных частот (частостей) $W_i = m_i/n$, накопленных относительных частот W_{hi} и найдем отношение W_i/h , заполнив табл. 6.

Для построения гистограммы относительных частот (частостей) на оси абсцисс откладываем частичные интервалы, на каждом из которых строим прямоугольник, площадь которого равна относительной частоте W_i данного i -го интервала. Тогда высота элементарного прямоугольника должна быть равна W_i/h . Следовательно, площадь под гистограммой равна сумме всех относительных частот, т.е. единице.

Из гистограммы можно получить полигон того же распределения, если середины верхних оснований прямоугольников соединить отрезками прямой. Гистограмма и полигон являются аппроксимациями кривой плотности (дифференциальной функции) теоретического распределения (генеральной совокупности). Поэтому по их виду можно судить о законе распределения [9, 11].

Для построения кумуляты дискретного ряда по оси абсцисс откладывают значения признака x_i , а по оси ординат — накопленные относительные частоты Wh_i . Для интервального ряда по оси абсцисс откладывают интервалы. С кумулятой сопоставляется график интегральной функции распределения $F(x)$.

В нашем случае коэффициенты асимметрии и эксцесса незначительно отличаются от нуля. Коэффициент асимметрии оказался положительным ($A_c = 0,1808$), что свидетельствует о небольшой правосторонней асимметрии данного распределения. Эксцесс оказался отрицательным ($E_k = -0,539$). Это говорит о том, что кривая, изображающая ряд распределения, по сравнению с нормальной имеет несколько более плоскую вершину. Гистограмма и полигон напоминают кривую нормального распределения (рис. 1 и 2). Все это даёт

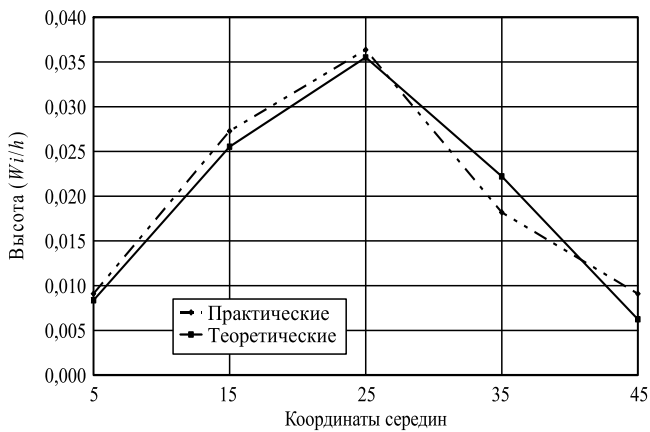


Рис. 2. Полигон распределения

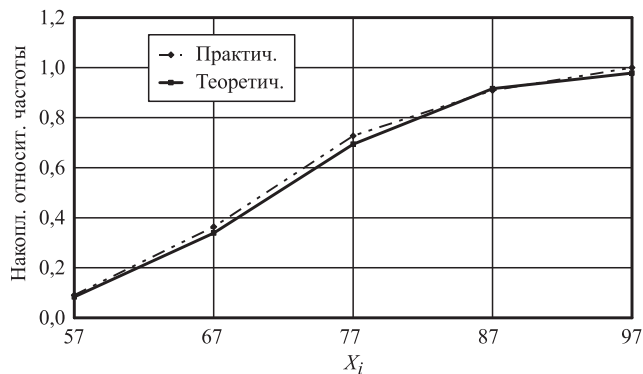


Рис. 3. Кумулята распределения

возможность выдвинуть гипотезу о том, что распределение излучения шума коробки передач автомобилей семейства ГАЗ-3110 подчиняется нормальному закону.

Выполним расчёт теоретической нормальной кривой распределения. Приведём один из способов расчёта теоретического нормального распределения по двум найденным выборочным характеристикам x и S эмпирического ряда.

При расчёте теоретических частот m^{Ti} за оценку математического ожидания (μ) и среднего квадратического отклонения G нормального закона распределения принимаем значения соответствующих выборочных характеристик x_{cp} и S , т.е. (μ) = X_{cp} = 76,09; $G = S = 10,833$.

Теоретические частоты находим по формуле:

$$M_i = np_i, \quad (8)$$

где n — объём; P_i — величина попадания значения нормально распределённой случайной величины в i -й интервал. Она определяется по формуле:

$$P_i = P(a_i < x \leq b_i) = \frac{1}{2} [\Phi(t2_i) - \Phi(t1_i)]. \quad (9)$$

Интегральная функция Лапласа находится по таблице 1 ([10], приложение 1):

$$T2_i = \frac{b_i - x_{cp}}{S}. \quad (10)$$

$$T1_i = \frac{a_i - x_{cp}}{S}. \quad (11)$$

Данные для вычисления вероятности заносим в табл. 7. Сравнение гистограммы и кривой нормального распределения наглядно показывает схожесть между теоретическим и эмпирическим распределением (рис. 3).

Выполним проверку гипотез о нормальном законе распределения.

Для проверки соответствия эмпирического ряда распределения частот нормальному закону используем критерий χ^2 , основанный на сравнении эмпирических частот m_i с теоретическими m^{mi} , которые можно ожидать при принятии определенной нулевой гипотезы.

Значение $\chi^2_{набл}$ — наблюдаемое значение критерия, полученное по результатам наблюдений, равно 1,2. K — число интервалов (после объединения); M_i — теоретические частоты. Все вспомогательные расчёты, необходимые для вычисления f^2 , сведём в табл. 8.

Если $\chi^2_{набл} \leq \chi^2_{кр}$, то выдвинутая гипотеза о законе распределения не отвергается (не противоречит опытным данным). Если $\chi^2_{набл} > \chi^2_{кр}$, то выдвинутая гипотеза о нормальном законе распределения отвергается с вероятностью ошибки α . Для нашего случая $\chi^2_{набл} = 1,22$, $\chi^2_{кр} = 5,99$. Так как $\chi^2_{набл} < \chi^2_{кр}$, то, согласно критерию Пирсона, гипотеза о нормальном законе не отвергается с вероятностью ошибки 0,05 [9, 11]. Таким образом, можно сделать вывод, что распределение излучения шума коробки передач автомобилей ГАЗ-3110 является нормальным, что подтверждают графики (см. рис. 1, 2, 3) и значения моды и медианы.

Таблица 7

Интервалы		M_i	$T1$	$T2$	$1/2\Phi(T1)$	$1/2\Phi(T2)$	P_i
$a(i)$	$b(i)$						
52	62	2	-2,224	-1,301	-0,4868	-0,4032	0,0418
62	72	6	-1,301	-0,378	-0,4032	-0,1480	0,1276
72	82	8	-0,378	0,545	-0,1480	0,2071	0,1776
82	92	4	0,545	1,469	0,2071	0,4292	0,1111
92	102	2	1,469	2,392	0,4292	0,4916	0,0312

Таблица 8

Интервалы		M_i (практ.)	M_i (теор.)	$(M_i - M_i(теор.))^2$	$(M_i - M_i(теор.))^2 / M_i(теор.)$
$a(i)$	$b(i)$				
52	62	2	2	—	—
62	72	6	6	—	—
72	82	8	8	—	—
82	92	4	5	1	0,2
92	102	2	1	1	1
					$\chi^2_{набл} = 1,20$

Авторами выполнены аналогичные исследования распределения шума коробок передач и на других частотах вращения двигателя, а также распределения шума других агрегатов автомобилей семейства ГАЗ-3110 [12–15]. Исследования также подтвердили гипотезу подчинения их распределения нормальному закону.

Литература

1. Проблемы шумности автомобилей в США и Европе (Motor vehicle noise regulations a Solution to traffic noise problem?) Cherne, K.D., Sound and Vibr., 1994, 28, (3) 22–26 (Английский).
2. Экология, здоровье и природопользование в России / Под ред. В.Ф. Постасова — М.: Финансы и статистика, 1995 — 528 с.
3. Оценка и уменьшение воздействия шума транспортных систем в городах. Kirushina, N., Transport Noise'94, Proc. 2nd Int. Symp. "Trans. Noise and Vibration", St. Peterburg, Oct. 4–6, 1994, 287 (Английский).
4. Победин А.В. Computational Probabilistic Evaluation Of Passenger Cars Noise Level [Электронный ресурс] / А.В. Победин, В.В. Шеховцов, А.А. Долотов // ProcediaEngineering. Vol. 206: International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2017) (Saint-Petersburg, Russian Federation, May 16–19, 2017) / ed by A.A. Radionov; Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, South Ural State University (national research university), Platov South-Russian State Polytechnic University and Far Eastern Federal University. — [Published by Elsevier Ltd.], 2017. — P. 1558–1563. — URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817353626>.
5. Иванов Н.И. Инженерная акустика, теория и практика борьбы с шумом. Учебник. М., "Университетская книга", 2016. — 424 с.
6. Победин А.В. Вероятностная оценка шума автомобилей семейства ГАЗ-3110 / А.В. Победин, О.Д. Косов, А.А. Долотов // Проектирование колёсных машин: матер. всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25–26 дек. 2009 г.) / ГОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". — М., 2010. — С. 177–178.
7. Годжаев З.А. Эксплуатационные показатели цельнометаллокордных шин грузовых автомобилей / Годжаев З.А., Гончаренко С.В., Карабцев В.С., Валеев Д.Х. // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 5. — С. 4–9.
8. Кучеров В.Г. Основы научных исследований: учеб. пособ. (гриф). Рек. Гос. ком. РФ по высшему образованию / В.Г. Кучеров; ВолгГТУ. — Волгоград, 1995. — 127 с.
9. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: учебник / Е.С. Вентцель. — 11-е изд., стер. — М.: — КНОРУС, 2010. — 664 с.
10. О возможности выделения шума КПП из общего спектра [Электронный ресурс] / К.О. Долгов, А.А. Долотов, О.Д. Косов, А.В. Победин, Н.С. Соколов-Добрев // Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров: матер. междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомоб. инж. (ААИ), посвящ. 145-летию МГТУ "МАМИ" / Моск. гос. техн. ун-т "МАМИ". — М., 2010. — Кн. 1 (Секция 1). — С. 92–94. URL: www.mami.ru/science/mami145/scientific/S_01.htm.
11. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. — М.: Мир, 1974. — 376 с.
12. Методика расчётной вероятностной оценки шума, излучаемого агрегатами легкового автомобиля / А.В. Победин, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, А.А. Долотов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. — 2017. — № 1 (31). — С. 40–46.
13. Расчётная оценка вероятного разброса шума тягово-транспортных средств / А.А. Долотов, А.В. Победин, О.Д. Косов, А.И. Искалиев // Известия Московского гос. техн. ун-та МАМИ. — 2016. — № 1. — С. 71–73.
14. Method of Evaluation of the Probabilistic Dispersion of Traction and Transport Vehicles Estimated Noisiness / А.А. Долотов, А.В. Победин, А.И. Искалиев, П.В. Потапов, В.А. Безверхов // Journal of KONES Powertrain and Transport. — 2015. — Vol. 22, No. 1. — С. 91–94.
15. Победин А.В. Расчётное определение разброса шума тягово-транспортных средств / А.В. Победин, А.А. Долотов, А.И. Искалиев // Известия Московского гос. техн. ун-та МАМИ. — 2015. — № 2 (том 1). — С. 119–122.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 621.01

ВОЗДЕЙСТВИЕ СОСТОЯНИЯ ДОРОГ КРИОЛИТОЗОНЫ НА КОЛЕБАНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **ВИНОКУРОВ Г.Г.**,
БУСЛАЕВА И.И.; д-р техн. наук **ЛЕВИН А.И.**
Якутский научный центр СО РАН

Для описания колебания подвески автомобильной техники при механическом взаимодействии с дорогой в условиях криолитозоны использована математическая модель на основе спектрального анализа динамической системы. Осуществлена математическая обработка экспериментальных данных профилей участков грунтово-гравийных и асфальтовых дорог Республики Саха (Якутия). Выявлены зависимости характеристик колебаний и повреждений подвески автомобильной техники от статистических данных профиля дороги и скорости автомобиля.

Ключевые слова: профиль дороги, автомобильная техника, колебания подвески, спектральная плотность, корреляционная функция, поврежденность.

Vinokurov G.G., Buslajeva I.I., Levin A.I. INFLUENCE OF THE CRYOLITOZONE ROADS STATE ON FLUCTUATIONS AND DAMAGE TO VEHICLES SUSPENSION SYSTEM

A mathematical model based on the spectral analysis of a dynamic system is used to describe the mechanical interaction of automobile vehicles suspension with the road in the permafrost zone conditions. Mathematical processing of the experimental data on sections profiles of soil-gravel and asphalt roads of the Republic of Sakha (Yakutia) was carried out. The dependences of the characteristics of fluctuations and damage to automobile vehicles suspension on the statistical data of the road profile and vehicle speed are established.

Keywords: road profile, automobile vehicles, suspension fluctuations, spectral density, correlation function, damage.

Автомобильный транспорт крайне важен для северных регионов страны, являясь основным видом круглогодичного сообщения. При этом автомобильные дороги криолитозоны РФ весьма специфичны: здесь регулярно происходят сезонные процессы оттаивания и замерзания с обвалом и пучением грунтов оснований

дорог на вечной мерзлоте; периодически образуются трещины и рытвины, формируются неровности, из-за которых происходит интенсивный износ дорожного полотна. Дороги северных регионов РФ также характеризуются очень большими расстояниями. К примеру, суммарная протяжённость автомобильных дорог Республики Саха (Якутия) составляет около 27,5 тыс. км, из которых более половины составляют временные сезонные дороги — т.н. автозимники со множеством естественных препятствий, сезонным бездорожьем и повреждениями дорожного полотна на вечной мерзлоте. Вместе с тем в последние десятилетия регионы эти интенсивно осваиваются, и соответственно наблюдается рост грузоперевозок с повышением скоростей движения и увеличением грузоподъёмности автомобильной техники. Поэтому задача обеспечения долговечности, работоспособности и надёжности автомобильной техники здесь весьма актуальна. А значит актуально и изучение воздействия состояния дорог криолитозоны на работоспособность и надёжность ходовых частей автомобильного транспорта, на качественные условия перевозки пассажиров и сохранность грузов.

Состояние автомобильных дорог определяется их профилями, которые образуются под влиянием многочисленных случайных факторов: типа дорожного покрытия, свойств грунтов оснований дорог, температуры окружающей среды, осадков, интенсивности движения автотранспорта и т.д. Как показывает многолетняя практика, погодно-климатическому воздействию наиболее подвержены грунтовые и плохо уплотнённые щебёночные и гравийные дороги, несущая способность которых резко снижается при увлажнении, что приводит к резкому изменению их профиля при прохождении автомобилей. В последнее время повышение грузоподъёмности грузовых автомобилей до 40 т и более увеличивает осевую нагрузку на дорогу;

это также приводит к её интенсивному износу и разрушению, существенно меняется профиль дороги. Такими сложными факторами обусловлены особые высокие требования к автомобильной технике Севера, её эксплуатации, обслуживанию и формированию парка запасных частей [1, 2].

Движение автотранспорта по некачественным дорогам на вечной мерзлоте сопровождается усиленными знакопеременными нагрузками на детали подвески, в частности на рессоры. Происходят интенсивные вынужденные колебания системы подвески; высокие уровни амплитуды и частоты колебаний значительно влияют на её работоспособность и надёжность.

Для исследования механического взаимодействия подвески автомобильной техники с профилем дороги особый интерес представляют работы, посвящённые математическому моделированию вынужденных колебаний [3—5]. В данной работе исследуются закономерности влияния статистических характеристик профиля различных автомобильных дорог криолитозоны на колебания подвески автомобильной техники и её повреждения. Для описания вынужденных колебаний подвески автомобиля в зависимости от случайного профиля дороги используется математическая модель, предложенная в работе [6]. Её авторы, используя упрощённую упругую модель подвески автомобиля, установили взаимосвязь между характеристиками случайного профиля дороги и вынужденными колебаниями подвески автомобиля.

Рассмотрим данный математический подход более подробно. Пусть c , k — коэффициенты жёсткости и диссипативных сил сопротивления подвески; $x = x(t)$ — функция координат профиля дороги; $y = y(t)$ — функция координат колебаний подвески. Следует отметить, что данные функции описывают случайные процессы, т.е. являются случайными функциями. Для математической модели колебаний подвески используется диф-

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$m \frac{d^2 y}{dt^2} + k \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) + c(y - x) = 0$	m — поддресорная масса автомобиля, приходящаяся на одну подвеску
2	$S_Y(\omega) = \Phi(i\omega) ^2 S_X(\omega)$	$\Phi(i\omega)$ — частотная характеристика (переходная функция) для уравнения (1)
3	$D_Y = \int_{-\infty}^{\infty} S_Y(\omega) d\omega$	—
4	$R_q = (\tau) = e^{-\alpha \tau }$	α , β — параметры корреляционной функции, τ — время
5	$R_q = (\tau) = e^{-\alpha \tau } \cos \beta \tau$	
6	$S_q^H(\omega) = \frac{2\alpha_1(\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 + 2(\alpha_1^2 - \beta_1^2)\omega^2 + (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2}$	$\alpha_1 = \alpha V$, $\beta_1 = \beta V$, V — скорость движения автомобиля
7	$\frac{D_y}{D_x} = \frac{1}{2\varepsilon} \cdot \frac{\xi_0^2(\alpha + 2\varepsilon) + 4\varepsilon^2\alpha}{\omega_0^2 + \alpha^2 + 2\varepsilon\alpha}$	$\varepsilon = k/2m$; $\xi_0^2 = c/m$
8	$a = \frac{\omega_0 L}{V} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{p_i}{100 N_i}$	ω_0 — основная частота воздействия дороги, $1/c$; L — пробег автомобиля, км; p_i — относительное число циклов колебаний в % (вероятность); N_i — предельное число циклов по кривой усталости; k — количество разрядов, участвующих в расчёте

ференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами [6], представленное в таблице формулой 1.

При решении этого уравнения со случайными функциями авторами работы [6] использован общеизвестный спектральный метод, используемый в радиотехнике для анализа выходного сигнала в зависимости от входного сигнала и параметров радиотехнического устройства. В качестве входного сигнала авторы работы [6] допускают случайный профиль автомобильной дороги x , выходным сигналом являются случайные стационарные колебания подвески y . Параметрами линейной динамической системы являются характеристики жёсткости c и диссипативных сил сопротивления k подвески в уравнении 1. При расчётах используется известная взаимосвязь соответствующих спектральных плотностей $S_Y(\omega)$ и $S_X(\omega)$ при преобразовании Фурье, которая задаётся формулой 2 [3–6]:

Для известной спектральной плотности входного сигнала — случайного профиля дороги и известных параметров уравнения 1 m , c , k интегрированием можно найти дисперсию выходного сигнала — колебаний подвески [3–6] (формула 3).

Как видно из выражений 2 и 3, для расчёта случайных колебаний подвески автомобиля необходимо установить спектральные характеристики случайного профиля дороги как входного сигнала. Профиль дороги — случайная функция вдоль пути; автомобильные дороги условно разбивают на ряд типов в зависимости от среднеквадратичной высоты неровностей. Математическая обработка результатов профилометрии данного типа дорог позволяет получить их статистические характеристики [7]. В данной работе проведена математическая обработка экспериментальных профилометрических данных различных участков грунтово-гравийных и асфальтовых дорог Республики Саха (Якутия). Используется следующая методика определения статистических характеристик профиля дороги.

Измерения макроскопического профиля участков автомобильных дорог проведены с помощью электронного тахеометра "Никон Ниво 5MW" и отражательного элемента; шаг нивелирования составляет 0,1 м. Данные профилометрирования обработаны программой *CREDO_DAT 4.1 Professional* и оформлены в базу данных отметок автомобильной дороги. Для определения статистических характеристик профиля автомобильной дороги по полученным базам данных сначала определяется макроскопический профиль дороги (рис. 1, а). Потом, для сглаживания выделяется тренд макроскопического профиля дороги для последующего удаления сверхдлинных неровностей (тренда); они не влияют на случайные стационарные колебания системы подвески. Центрирование макроскопического профиля удалением сверхдлинных неровностей приводит к его преобразованию в случайный профиль x (рис. 1, б). Далее, производится вычисление по известным формулам математической статистики характеристик случайного профиля автомобильной дороги — дисперсии D и среднеквадратического отклонения σ , корреляционной функции.

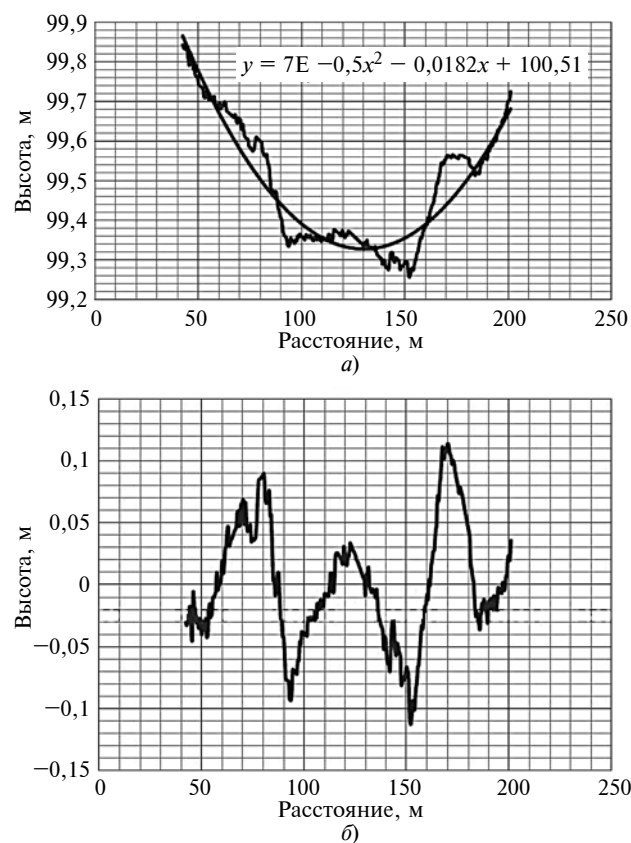


Рис. 1. Сглаживание профиля дороги для выделения случайных колебаний: а — макропрофиль; б — случайный профиль (дисперсия 0,00236 м², среднеквадратическая высота неровностей 0,048 м)

Для установления вынужденных колебаний системы подвески автомобильной техники нужно выявить вид корреляционной функции воздействия неровностей дороги [7, 8]. Анализом профилометрических данных установлено, что нормированные корреляционные функции воздействий неровностей асфальтовой и грунтово-гравийной дорог Якутии с достаточной точностью можно описывать функциями вида 4 и 5.

Установлено, что приведённые виды корреляционных функций 4 и 5 удовлетворительно согласуются с данными литературных источников [6–10]. Поэтому по приведённым зависимостям проводились расчёты статистических характеристик профилей дорог — корреляционных функций и спектральных плотностей воздействия. На рис. 2 представлена зависимость нормированной спектральной плотности воздействия дороги от скорости движения машины для участка грунтово-гравийной дороги "Виллюй" Республики Саха (Якутия). Расчёты проводились по формуле 6, соответствующей корреляционной функции 5 и приведённой в работе [6].

Следует отметить, что в формулы 4 и 5 входят значения параметров α и β при единичной скорости движения, зависящие только от типа дороги. Поэтому для учёта скорости автомобиля данные параметры умножаются на скорость движения $\alpha_1 = \alpha V$ и $\beta_1 = \beta V$. Как видно из графика на рис. 2, для исследуемого участка дороги основная частота воздействия с ростом скорости автомобиля повышается, а максимум спектраль-

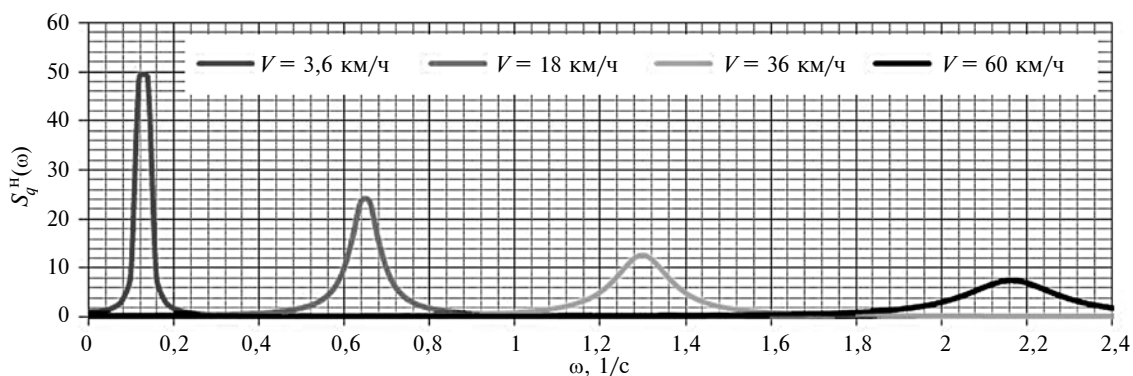


Рис. 2. Зависимость нормированной спектральной плотности воздействия дороги от скорости движения (расчёт по формуле 5, $\alpha = 0,008 \text{ с}^{-1}$ и $\beta = 0,13 \text{ с}^{-1}$)

ной плотности воздействия неровностей снижается (табл. 2). Поэтому для данного участка грунтово-гравийной дороги при повышении скорости автомобиля частота колебаний подвески увеличивается, а амплитуда колебаний уменьшается. В данной работе также экспериментально установлены статистические характеристики профиля различных дорог криолитозоны республики — параметры α , β и среднее квадратическое отклонение σ в зависимости от вида дороги (табл. 2).

В работе проведены расчёты амплитудных характеристик вынужденных случайных колебаний подвески автомобиля, которые наиболее опасны для повреждения элементов конструкции. Как сказано выше, нормированные корреляционные функции воздействий неровностей асфальтовой и грунтово-гравийной дорог можно описывать функциями вида 4 и 5. Это значительно упрощает расчёты, потому что для спектральной плотности данных функций существуют известные аналитические выражения [3–6]. Для автомобильной дороги с корреляционными функциями воздействий неровностей типа 4 отношение дисперсий

колебаний подвески автомобиля D_y и высот неровностей дороги D_x определяется аналитическим выражением 7 (см. табл. 1), где m — подрессоренная масса, приходящаяся на одну подвеску; c — коэффициент жёсткости рессоры; k — коэффициент сопротивления подвески.

Амплитуды случайных вынужденных колебаний подвески рассчитаны по данному выражению 7 с использованием технических данных подвески грузового автомобиля: $m = 5000 \text{ кг}$, $c = 250\,000 \text{ Н/м}$, $k = 20\,000 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$. В работе рассмотрены два вида дорог — грунтовая и булыжная 1, статистические характеристики данных типов дорог приведены в табл. 3.

Результаты расчёта случайных колебаний подвески автомобиля приведены на рис. 3. Как следует из графиков, для обоих типов автомобильных дорог наблюдается немонотонная зависимость отношения дисперсий; функция имеет максимум. Это означает, что при некотором сочетании параметра дороги и скорости автомобиля происходят колебания с большой амплитудой, что крайне отрицательно влияет на работоспособность системы подвески автомобиля. Как видно из графика рис. 3, а, для грунтовой дороги с повышением скорости движения и увеличением параметра α_1 отношение дисперсий колебаний существенно снижается (примерно до $\approx 0,4$). При движении автомобиля по булыжной дороге уменьшение отношений дисперсий колебаний примерно до $\approx 0,7$ происходит при высоких значениях параметра α_1 (свыше 0,5) и скоростях движения больше 16 м/с (рис. 3, б).

Авторами проведено комплексное исследование работоспособности системы подвески автомобильной техники с учётом природно-климатических условий эксплуатации на Севере. Для изучения работоспособности системы подвески в условиях дорог на вечной мерзлоте был выбран широко использующийся для грузоперевозок на Севере грузовой автомобиль КамАЗ. В созданной базе данных "КамАЗ" банка "Техника Севера" была систематизирована и проанализирована работоспособность 250 автомобилей данной марки Ленского автотранспортного предприятия Республики Саха (Якутия). Для анализа отобраны 50 машин, которые эксплуатировались и ремонтировались не менее 6 лет. За этот период наблюдений для выбранных автомобилей КамАЗ было зафиксировано 2108 отказов подвески.

Таблица 2

Скорость, км/час	Точки максимума нормированных спектральных плотностей	
	$\omega_0, 1/\text{с}$	$S_q^H(\omega_0), \text{с}$
3,6	0,12	48,908
18	0,64	23,553
36	1,31	12,512
60	2,16	7,495

Таблица 3

Вид дороги	Статистические характеристики профиля дорог		
	$\sigma, \text{см}$	$\alpha_1, 1/\text{м}$	$\beta_1, 1/\text{м}$
Цементобетонная	0,5–1,3	0,08–0,14	0,14–0,32
Асфальтовая	0,8–1,3	0,05–0,3	0,2–0,4
Булыжная 1	1,3–2,3	0,15–0,7	0,75–1,12
Булыжная 2	2,0–3,3	0,05–0,4	0,05–2,0
Грунтовая	3,5–9,2	0,09–1,6	0,24–2,1

При анализе работы техники влияние основных факторов целесообразно описывать распределением не абсолютного, а удельного количества отказов по этим переменным. Обычно для машин нормы расхода запасных частей рассчитываются на 100 машин [11]. Поэтому для вычисления удельного количества отказов на 100 автомобилей проведён учёт числа подконтрольных автомобилей в разные периоды эксплуатации техники, а также расчёт распределения количества дней в году со среднесуточной температурой воздуха, попадающей в каждый десятиградусный интервал климатических температур.

На рис. 4 приведены данные распределения удельного количества отказов подвески автомобиля КамАЗ. В отличие от других основных систем автомобиля, лимитирующих его работоспособность, подвеска чаще отказывает при положительных температурах воздуха, что наглядно видно на рисунке. На графике представлена плоскость, отражающая тренд распределения удельного числа отказов подвески по среднесуточной температуре воздуха и сроку эксплуатации. Значительный рост числа отказов подвески отмечается при положительной температуре с увеличением срока службы. Это связано с тем, что на работу автомобильной техники наряду с климатическими факторами существ-

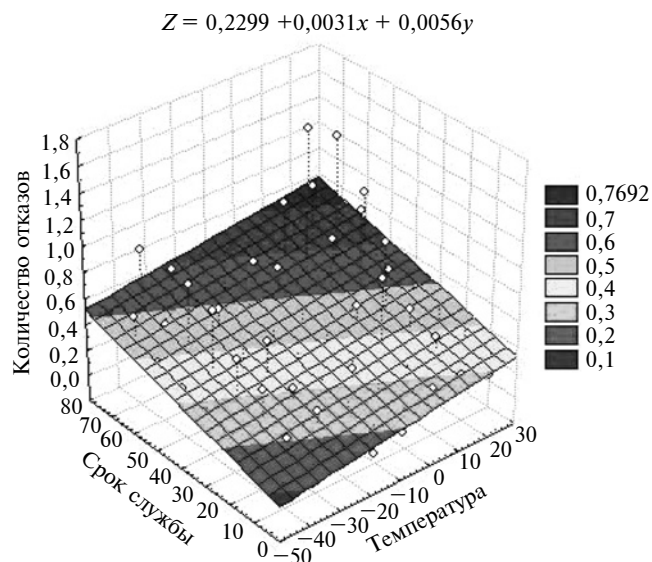


Рис. 4. Статистические данные распределения удельного количества отказов подвески автомобиля КамАЗ

венно влияют дорожные условия, которые в криолитозоне ухудшаются в теплое время года. Коэффициенты при аргументах уравнения плоскости показывают большую зависимость числа отказов подвески от срока эксплуатации, чем от температуры. Работоспособность подвески определяется, в первую очередь, работой рессор. Анализ графика показывает, что для автомобилей КамАЗ при эксплуатации до 30 месяцев низкие температуры практически не влияют на удельное количество отказов рессор, а при положительных среднесуточных температурах это количество растёт, что связано с ухудшением дорожных условий в тёплый период. Для автомобилей с большим сроком эксплуатации происходит существенный рост числа отказов при низких температурах, что связано с влиянием накопленной усталостной поврежденности на хрупкую прочность даже при удовлетворительном состоянии дорог в зимний период.

В работе для оценки поврежденности элементов подвески автомобиля за сезон использована методика, где параметр поврежденности рессоры вычисляется по формуле 8. По ней выполнена оценка поврежденности рессоры автомобиля КамАЗ за более длительный период эксплуатации машины. Для вычисления поврежденности рессоры необходимо определить распределение годового пробега автомобиля по сезонам. В результате анализа показателей использования автомобиля КамАЗ в автотранспортных предприятиях Якутии установлено, что средний пробег автомобиля составляет около 5000 км в месяц. В Центральной Якутии зимними месяцами считаются январь, февраль, ноябрь, декабрь; весенними — март, апрель, май; летними — июнь, июль, август; осенними — сентябрь и октябрь. Распределение годового пробега автомобиля КамАЗ по сезонам представлено в табл. 4. Зная сезонные пробеги автомобиля, можно вычислить поврежденность его рессоры при разных скоростях движения в разные сезоны года по вышеприведенной методике.

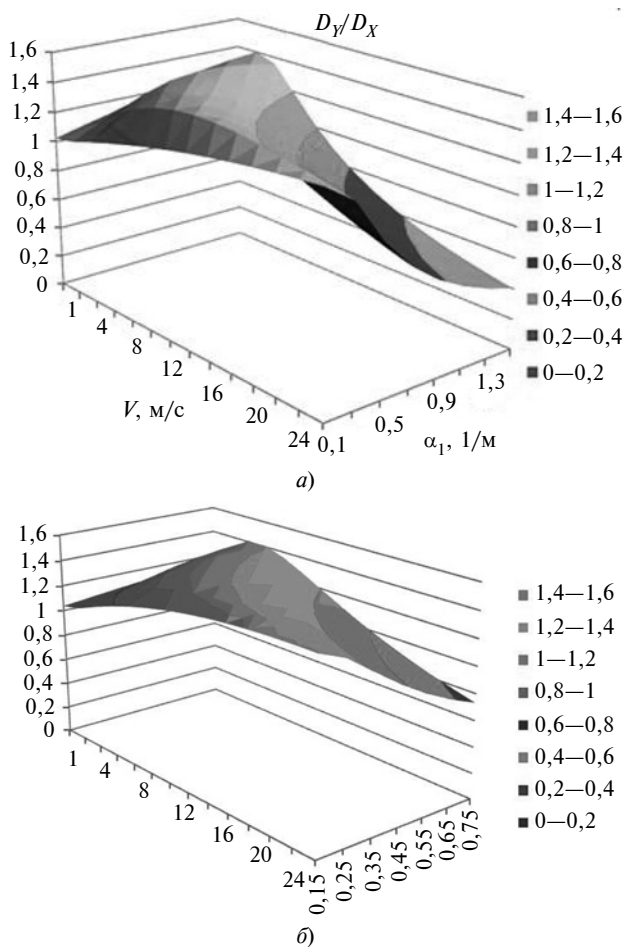


Рис. 3. Зависимость отношения дисперсий колебаний подвески от статистического параметра дороги α_1 и скорости движения автомобиля V : а — грунтовая дорога; б — булыжная дорога

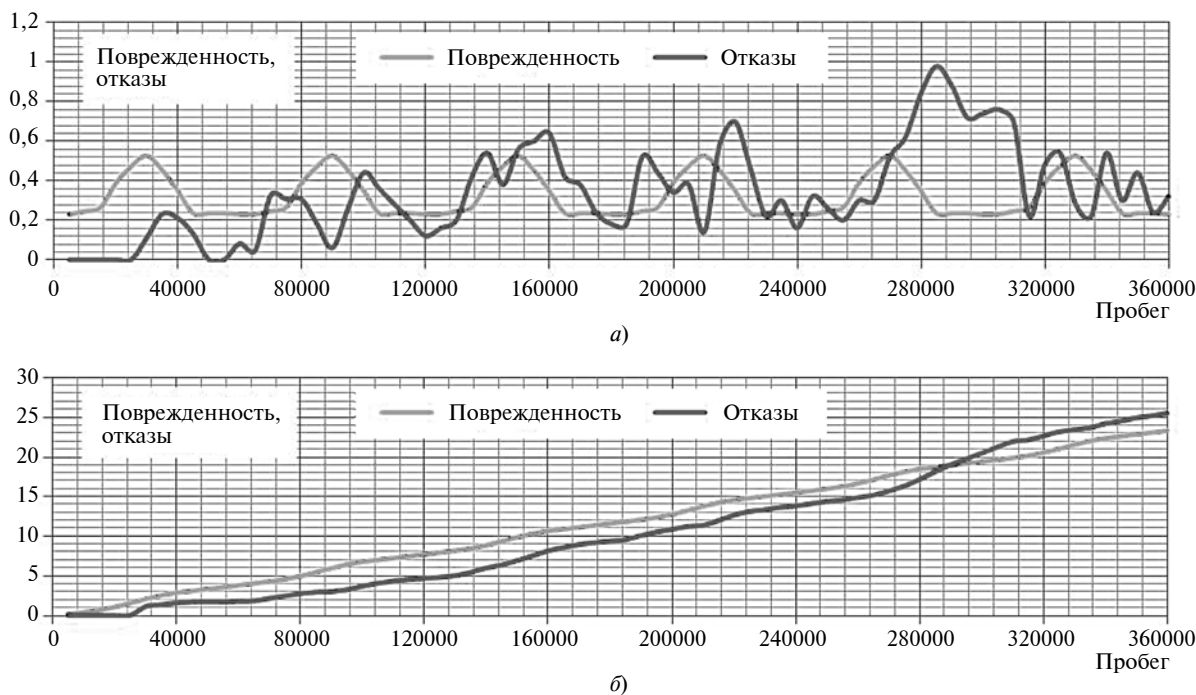


Рис. 5. Повреждённость и отказы рессор:

а — корреляция данных; б — накопленная повреждённость и количество отказов рессор

При расчёте полагаем, что накопленная повреждённость рессоры за четыре сезона может превышать 1, и она численно равна количеству замен рессор за указанный период.

Результаты расчётов приведены в табл. 5 и позволяют сделать следующие выводы. Повреждённость рессоры наиболее сильно накапливается летом и возрастает с увеличением скорости движения. При эксплуатации автомобиля КамАЗ в течение года в условиях Крайнего Севера при движении со скоростью 18 км/ч по нашим расчётам требуется замена трёх рессор, при скорости 36 км/ч — четырёх, а при скорости 60 км/ч — пяти.

Оценена корреляция повреждённости рессор автомобиля КамАЗ в месяц с учётом сезонных изменений профиля грунтовой дороги при скорости движения 36 км/ч и фактических отказов рессор за 72 месяца эксплуатации машин, что соответствует пробегу 360 000 км (рис. 5, а). Как видно из этого графика, на-

блюдается существенная корреляция. Более наглядно соответствие рассматриваемой модели реальным данным прослеживается на графиках накопленной повреждённости рессор за весь рассматриваемый пробег автомобилей КамАЗ и числа отказов рессор с нарастающим итогом (рис. 5, б).

Таким образом, данный подход показывает существенное воздействие состояния дорог криолитозоны Севера на колебания и повреждения подвески автомобильной техники.

Литература

1. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надёжности автомобилей. — Л.: Политехника, 1991. — 224 с.
2. Волик Б.Г. Термины работоспособности объектов техники [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://riskprom.ru/publ/29-1-0-42>, свободный (27.01.2017).
3. Пугачёв В.С. Теория случайных функций и её приложения к задачам автоматического управления. — М.: ГИТТЛ, 1957. — 659 с.
4. Рытов С.В. Введение в статистическую радиофизику. — М.: Наука, 1966. — 404 с.
5. Баскаков С.И. Радиотехнические цепи и сигналы. — М.: Высшая школа, 1998. — 462 с.
6. Бакиров Ж.Б., Бакиров М.Ж. Стационарные случайные колебания подвески автомобиля [Электронный ресурс]. — Режим доступа: 2012 // URL: http://www.rusnauka.com/13_EISN_2012/Tecnic/2_109215.doc.htm (21.11.2016).
7. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.
8. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
9. Гурский Н.Н., Кадер Карам А. Моделирование и оптимизация колебаний подвески автомобиля // Вестник Белорусского национального технического университета. — 2010. — № 1. С. 44—47.
10. Дубровский А.Ф., Абрамов М.И., Сакулин Ю.А. Выбор параметров подвески грузовых автомобилей "Урал" для повышения скорости движения по изношенным грунтовым дорогам // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. — № 10 (171). — С. 66—75.
11. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. — М.: Машиностроение, 1971. — 408 с.

Таблица 4

Сезоны	Зима	Весна	Лето	Осень
Пробег, км	20 000	15 000	15 000	10 000

Таблица 5

V, км/ч	Повреждённость рессоры автомобиля по сезонам				
	Зима	Весна	Лето	Осень	Общая
18	0,7	0,63	0,75	0,38	2,46
36	0,94	0,795	1,59	0,47	3,795
60	1,14	0,84	2,535	0,78	5,295

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА АВТОМОТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ЛИНИИ

Канд. техн. наук **МАМЕДОВ А.Ш.**

Московский университет МВД России имени В.Я. Кикотя,
Московский областной филиал
(bulvar1969@mail.ru)

Рассматриваются вопросы о безопасности скоростного режима при движении АМТС на линии.

Получена модель скорости движения автомобиля, описывающая режимы разгона, торможения, наката, а также на основе модели математического анализа получены аналитические зависимости для определения кинематических характеристик неравнопеременного движения в функции приращения (уменьшения) скорости важного параметра управления движением автотранспорта на линии по условиям безопасности движения.

Ключевые слова: математическое моделирование, скоростной режим, управление автотранспортом, топливная ёмкость, опасная зона, двигатель, максимальная мощность, энергоёмкость, весовая нагрузка, шина, подвеска, сопротивление движению, неровность дороги, передаточное число, разгон, торможение, грузоподъёмность.

Для интенсификации эксплуатации транспортного средства необходимо снижение энергоёмкости его движения в транспортных линиях, которая зависит от взаимодействия транспортного средства с другими участниками дорожного движения [1]. Это взаимодействие обуславливает переменные режимы движения, свойственные транспортным средствам на линии. В качестве кинематических характеристик этих режимов на каждом опасном участке можно принять: скорость равномерного движения V_0 до начала участка; снижение $-\Delta V$ (до опасной зоны) или приращение $+\Delta V$ скорости (после опасной зоны); среднее ускорение (замедление) $\pm a_{cp}$. Для оценки энергоёмкости переменного движения автомобиля необходимо выявить зависимости, функционально связывающие кинематические параметры ΔV и a_{cp} с динамикой автомобиля.

На основе решения дифференциальных уравнений движения обобщённого транспортного средства [2] получена модель скорости движения автомобиля, описывающая режимы разгона, торможения, наката в виде формулы 1 (таблица 1). Параметры α_1 и α_2 в ней зависят от следующих факторов: двигателя (тип, число, максимальная мощность, параметры скоростных характеристик); трансмиссии (тип, передаточные числа, КПД); ходовой части (число активных и пассивных осей, распределение весовых нагрузок, характеристики шин, подвески и т.д.); сцепного взаимодействия шин с дорогой (параметры кривой буксования колёс); сопротивления движению (качения, подъёма, воздуха, от неровностей дороги, на повороте и т. д.).

На основе модели 1 получены аналитические зависимости для определения кинематических характеристик неравнопеременного движения в функции приращения (уменьшения) скорости ΔV важного параметра управления движением транспортных линий

по условиям безопасности режима движения (формула 2). При определении энергетических характеристик принимали, что мощность $N(t)$ неравнопеременного движения состоит из двух составляющих, первая из которых учитывает изменение скорости $V(t)$, а вторая — изменение сил $P(t)$ в течение времени T (формула 3).

Энергоёмкость Π_3 и топливная ёмкость Π_Q управляемого движения транспортного средства в течение периода T оценивается по формулам 4. С учётом выражений 1–4 получены функциональные зависимости для определения показателей (формулы 5), где $K_{3,3}$ и $K_{3,Q}$ — показатели эквивалентного по энергоёмкости и топливной ёмкости пробега автомобиля в течение времени T , количественно оценивающие изменение энерго- или топливозатрат на единицу пути в заданных условиях по отношению к эталонным условиям движения [3].

В качестве эталонного выбрали случай равномерно-го движения с постоянной скоростью $V = 40$ км/ч при дорожном сопротивлении $\varphi = 0,03$ и коэффициенте использования грузоподъёмности $\gamma = 1$.

Физический смысл показателей состоит в том, что их величины характеризуют удельные затраты энергии Π_3 и удельный расход топлива Π_Q на единицу транспортной работы при неравнопеременном движении [4]. На основании величин Π_3 и Π_Q определяются показатели эффективности энергозатрат и топливозатрат соответственно (формулы 6). Значения \mathcal{E}_3 и \mathcal{E}_Q характеризуют удельную секундную производительность автомобиля на единицу расходуемой энергии и топлива.

На основании зависимостей 1–6 были проведены многовариантные расчёты показателей энерго- и топливной ёмкости управляемого движения транспортного средства ТП ($V_0 = 8$ м/с, $\Delta V = 1; 2; 4$ м/с). При расчётах приняты следующие исходные данные: масса

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$V(t) = \alpha_1/\alpha_2 + (V_0 + \alpha_1/\alpha_2)\exp\alpha_2 t$	—
2	$T = (\sqrt{(A_2 + \Delta V)/(A_2 - \Delta V)} - 1)/\alpha_2;$ $\alpha_{cp} = \Delta V/T$	T — период времени изменения скорости на величину ΔV ; $A_2 = V_0 + \alpha_1/\alpha_2$
3	$N(t) = P(t)V(t) + P(t)\int_0^T V(t)dt$	—
4	$\Pi_3 = \left(\int_0^T N(t)dt \right) / \gamma G_r \int_0^T V(t)dt;$ $\Pi_Q = \left(\int_0^T g(t)N(t)dt \right) / \gamma G_r S(T)$	$g(t)$ — удельный расход топлива; γ — коэффициент использования грузоподъёмности; $S(T)$ — путь, пройденный автомобилем за время T
5	$\Pi_3 = f_1(\alpha_1, \alpha_2, K_{3,3}, V_0, \Delta V, a_{cp});$ $\Pi_Q = f_2(\alpha_1, \alpha_2, V_0, K_{3,Q}, \Delta V, a_{cp}, g_N)$	—
6	$\mathcal{E}_3 = 1/\Pi_3 T;$ $\mathcal{E}_Q = 1/\Pi_Q T$	—

Таблица 2

Показатель	Удельная мощность, кВт/ч				
	11,0		18,4		
	1	2	1	2	4
Приращение скорости, ΔV , м/с	1	2	1	2	4
Время разгона T , с	8,2	20,8	2,1	4,4	10
Путь разгона S , м	70,7	192,3	17,5	39,5	103,3
Расход топлива на один разгон, 10^{-3} кг	23,6	58,4	10,6	22,2	48,8
Показатель эквивалентного пробега $K_{эQ}$	1,67	1,52	3,02	2,8	2,37
Показатель топливостойкости разгона, 10^{-3} кг/т·м	0,067	0,0608	0,121	0,112	0,0945
Эффективность топливозатрат, 10^3 тм/кг·с	1,82	0,79	4,012	2,06	1,054

транспортного средства 10 т, двигатель — дизель, $n_N = 2600 \text{ мин}^{-1}$, удельная мощность $N_y = 11...35 \text{ л.с./т}$; число модулей равно двум (активный и пассивный, коэффициенты распределения общей массы соответственно равны 0,7 и 0,3); трансмиссия механическая с коэффициентом распределения тяговых усилий $\varepsilon = 1$, а передаточные числа обеспечивают начало разгона со скорости 8 м/с. Дорожные условия [5] определяются

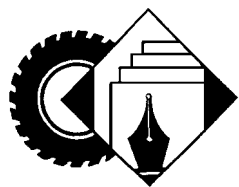
коэффициентом сцепления $\varphi = 0,75$ при буксовании 15 %, коэффициентом сопротивления дороги $\varphi = 0,03$, шероховатостью дороги 400 см/км. Разгон осуществляется без переключения передач при 80%-й подаче топлива [6]. Результаты расчёта приведены в табл. 2.

Анализ результатов исследования показал, что приведённые в таблице показатели зависят от следующих факторов: конструкции автотранспорта, организации движения, технологии вождения, организации доставки грузов на линии и т.д.

Таким образом, представленные в статье математические модели могут быть использованы при комплексном решении задач оптимизации эксплуатации АМТС средствами обеспечения безопасности дорожного движения.

Литература

1. Мамедов А.Ш., Тарасов А.Ю. Перспективы обеспечения безопасности дорожного движения. Журнал Евроазиатское Научное объединение. — 2020. — № 4-3 (62). — С. 206–209.
2. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. М.: Транспорт, 2008. — 272 с.
3. Кирсанов Е.А. Расчёт потребности и выбор технологического оборудования для АТП. М.: МАДИ, 2007. — 240 с.
4. Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 2008. — 247 с.
5. Карамеренко Г.В. Техническая эксплуатация автомобилей. М.: Автотрансиздат, 1962. — 500 с.
6. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте. Методические рекомендации. Приложение к распоряжению Минтранса России от 14 марта 2008 г. № АМ-23-р. М.: Издательство Конрус, 2010. 153 с.



ИНФОРМАЦИЯ

ОПТИМИЗАЦИЯ ОФОРМЛЕНИЯ ОБЩЕИЗВЕСТНЫХ ТОВАРНЫХ ЗНАКОВ

Канд. техн. наук **ЧАЙКОВ М.Ю.**

Уральский Федеральный университет
имени первого Президента РФ Б.Н. Ельцина

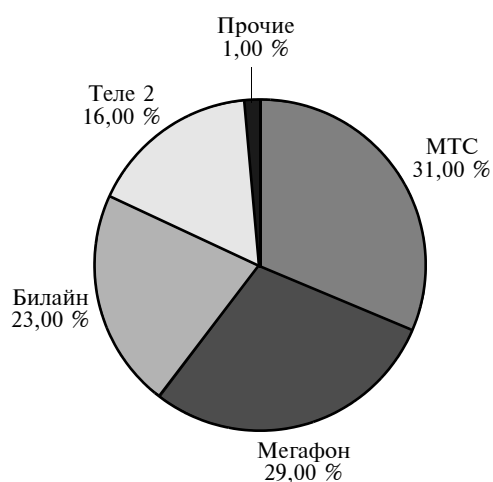
Развитие рыночных отношений в России обусловило возрастание роли средств индивидуализации и особенно товарных знаков, которые позволяют повысить узнаваемость товаров и, соответственно, их конкурентоспособность. С каждым годом актуальность товарных знаков растёт, о чем свидетельствуют непрерывный рост числа заявок на регистрацию, а также структура поданных в Роспатент заявок на регистрацию различных результатов интеллектуальной деятельности. Так, в последнее время число поданных заявок на товарные знаки превышает суммарное число заявок на остальные результаты интеллектуальной деятельности, поданные в Роспатент.

Особое место среди товарных знаков принадлежит *общеизвестным товарным знакам* (ОИТЗ). Согласно

статьи 1509 [1] правовая охрана таких знаков действует бессрочно и распространяется на товары, неоднородные с теми, в отношении которых они признаны общеизвестными.

Несмотря на все преимущества обладания ОИТЗ, число их в России сравнительно невелико, что обусловлено сложностью и затратностью подготовки соответствующих материалов. Для регистрации знака в качестве общеизвестного товарного знака заявителю требуется подготовить значительное количество документов, регламентированных пунктом 17 [2]: об интенсивном использовании товарного знака или обозначения, перечень населённых пунктов, где производилась реализация товаров, в отношении которых осуществлялось использование товарного знака или обозначения, объём реализации этих товаров, среднегодовое число потребителей и тому подобные сведения, а также о странах, в которых товарный знак или обозначение стали широко известны, о стоимости товарного знака, о затратах на рекламу и т.д.

Сведения о результатах опроса потребителей готовятся в соответствии с Рекомендациями [3]. Критерии



Доли рынка сотовых операторов в 2017 г.

оценки носят качественный характер и потому субъективны. Из-за этого по многим общеизвестным товарным знакам Решения Роспатента оспаривались в Суде по интеллектуальным правам и Президиуме Суда по интеллектуальным правам. Это свидетельствует о низком качестве законодательной базы по ОИТЗ в целом и непроизводительных травах времени специалистов.

Изучение Реестра ОИТЗ [4] показывает, что общеизвестные товарные знаки распространяются на разные группы товаров и услуг: спиртные напитки, продукты питания, банки, легковые автомобили, сотовые операторы, периодические печатные издания, прохладительные напитки, обувь, лекарства и др. Отметим, что в каждой из групп имеются товары примерно одного уровня известности. Но часть товаров имеет ОИТЗ, а другая часть — нет.

Например, на рынке сотовой связи имеются четыре крупных "игрока", которые в совокупности занимают 99 % рынка сотовой связи в России [5]. (Доли рынка сотовых операторов в 2017 году представлены на рисунке.) Детализированная информация о количестве абонентов, доле рынка, наличии или отсутствии общеизвестных товарных знаков представлена в табл. 1. Очевидно, что известность сотовых операторов: "Мегафон" и "Теле 2", у которых нет ОИТЗ, не меньше, чем известность сотовых операторов: МТС и "Билайн", у которых имеются ОИТЗ.

Подобная картина складывается и в секторе производителей легковых автомобилей.

Из табл. 2 видно, что ОИТЗ имеют сравнительно небольшое число производителей автомобилей. Волжский автомобильный завод имеет сразу три ОИТЗ, другие — по одному. Многие производители автомобилей, не имеющие пока своего ОИТЗ, превосходят по доле рынка в России компании "Порше", "Форд", УАЗ, "Нисан", у которых зарегистрированные ОИТЗ имеются [6]. Очевидно, что товарные знаки производителей автомобилей "Киа", "Хёндэ", "Рено", "Фольсваген", "Тойота", "Шкода", "Мерседес", БМВ, "Мицубиси", "Мазда", "Ауди" и др. вполне могли бы обладать статусом общеизвестных.

В связи с вышеизложенным, считаю целесообразным ввести в Административный регламент [2] дополнение, разрешающее в подобных случаях упрощённую процедуру подачи заявок на признание товарных знаков общеизвестными. Для чего принять правило: "Если в какой-то группе товаров (услуг) содержатся товары (услуги), имеющие общеизвестный товарный знак, то оформление товарного знака другого производителя на данном рынке в качестве общеизвестного допускается в упрощённом режиме в случае, если доля таких товаров на соответствующем рынке не меньше 40 % от доли производителя, имеющего общеизвестный товарный знак". (В случае принятия этого правила, и учитывая то, что "одним из существенных мотивов занятия законотворческим трудом является возможность быть упомянутым в качестве автора

Таблица 1

№	Название сотового оператора	Число абонентов (млн чел.)	Доля рынка %	Общеизвестный товарный знак	№ ОИТЗ
1	МТС	78,3	31		120
2	Мегафон	75,4	29	Отсутствует	—
3	Билайн	58,16	23		67
4	Теле 2	40,6	16	Отсутствует	—

Таблица 2

№	Компания	Число автомобилей, проданных в России в 2019 г. (тыс. штук)	Общеизвестный товарный знак	№ ОИТЗ
1	ОАО "ГАЗ" (Нижний Новгород)	63,9		32
2	ОАО "АвтоВАЗ" (Тольятти)	362,3		45
3				46
4				47
5	"Форд"	30,3		156
6	"Нисан"	64,9		171
7	УАЗ	38,9		180
8	"Порше"	6,0		196

поправки, дополнения к закону..." [7] считаю целесообразным назвать вышеупомянутое правило — правилом М.Ю. Чайкова.) При упрощённой процедуре не требовать от заявителя материалы, регламентированные пунктом 17 [2].

Тогда многие товарные знаки справедливо и без лишних бюрократических проволочек могли бы претендовать на статус общеизвестных. Например, в группе авиакомпаний — "Аэрофлот", "Уральские авиалинии", "Победа" и др. В секторе банковских услуг, кроме "Сбера", ВТБ, "Альфа-банка" — это "Газпромбанк", "Россельхозбанк", банк "Открытие" и др.

Таким образом, предлагаемая оптимизация оформления ОИТЗ позволит повысить объективность оценки заявляемых обозначений, сократит время на подготовку заявочной документации и уменьшит "...количество бизнес-процессов, которые совершенно не нужны для дела, так называемые паразитные бизнес-процессы" [8]. При этом будет обосновываться широкая известность знака за счёт внедрения упрощённой процедуры подготовки заявки на признание знаков общеизвестными для производителей, занимающих значительную долю на рынке соответствующих товаров.

Литература

1. Четвёртая часть Гражданского кодекса РФ / Консультант плюс.
2. Административный регламент предоставления Федеральной службой по интеллектуальной собственности государственной услуги по признанию товарного знака или используемого в качестве товарного знака обозначения общеизвестным в Российской Федерации товарным знаком, утверждённый приказом Минэкономразвития России № 602 от 27.08.2015 (в ред. от 07.06.2017) / Консультант плюс.
3. Приказ Роспатента № 74 от 01.06.2001 (редакция от 02.04.2004) "Об утверждении Рекомендаций по проведению опроса потребителей по вопросу общеизвестности товарного знака в Российской Федерации / Вестник Роспатента, № 3, 2001.
4. Реестр общеизвестных в Российской Федерации товарных знаков / www1.fips.ru
5. G портал о современных технологиях мобильной и беспроводной связи / <http://1234g.ru/operatoriy-sotovoj-svyazi/operatoriy-rossii/dolirynka-sotovuykh-operatorov-2017>
6. Авторынок России: итоги 2019 года — Авторевю / <https://autoreview.ru/news/avtorynok-rossii-itogi-2019-goda>
7. Чайков М.Ю., Чайкова А.М. Инновационный подход к совершенствованию законодательной базы с использованием авторского права / Инновации. — 2008. — № 11 (121). — С. 117—118.
8. Чайков М.Ю. Сокращение паразитных бизнес-процессов как значимый фактор повышения производительности труда и эффективности всей экономики в целом / Философия хозяйства. — 2020. — № 1. — С. 151—160.

НА 76-м ГОДУ УШЕЛ ИЗ ЖИЗНИ НИКОЛАЙ ИВАНОВИЧ БЕХ — ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ДИРЕКТОР КамАЗа В 1987—1997 гг.



Николай Иванович родился в д. Беги Житомирской области Украинской ССР в январе 1946 г. После окончания школы работал токарем локомотивного депо. Затем поступил в Киевский политехнический институт и окончил его по специальности "Автоматизация и комплексная механизация литейного производства". С 1969 по 1980 гг. трудился на Волжском автомобильном заводе в Тольятти.

В Набережные Челны Николай Бех приехал в 1980 г. в связи с назначением на должность директора литейного завода КамАЗа. За четыре года работы на этом посту ему удалось провести масштабные преобразования в литейном производстве и вывести "литейку" на лидирующие позиции. Проявив себя талантливым управленцем и организатором. В 1987 г. он стал гене-

ральным директором всего Камского автогиганта. Возглавляя КамАЗ в самые нелёгкие для предприятия времена, Бех фактически взял на себя роль антикризисного менеджера. Под его чутким руководством автогигант сумел адаптироваться к новым политическим и экономическим реалиям, выжить в непростые годы перестройки и восстановиться после мощного удара, нанесённого пожаром на заводе двигателей.

Николай Иванович был генератором идей и движущей силой компании, обладая неисчерпаемым запасом энергии. Среди его главных проектов — акционирование КамАЗа в 1990 г., благодаря которому удалось сохранить собственность предприятия при распаде СССР, заводы и огромную разветвлённую сервисную сеть по всей стране. Именно в тот период на предприятии велась разработка и внедрение автомобилей полноприводного семейства При поддержке Беха в 1988 г. была создана легендарная спортивная команда "КамАЗ-мастер".

Проведённые им преобразования заложили фундамент для дальнейшего развития акционерного общества "КамАЗ" и последовательного вывода предприятия из кризиса. По прошествии многих лет он оставался патриотом автозавода, не равнодушным к делам и проблемам предприятия. Его внезапный уход — невосполнимая потеря для отечественного автомобилестроения и бизнес-сообщества в целом.

Вклад Николая Беха в дело развития КамАЗа бесценен. Светлая память о нём навсегда останется в сердцах камазовцев.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Касьянов С.В., Ямалиева Р.А. — От разработки стандартизированной технологической документации к подготовке и применению комплекса информационно-технологического сопровождения для управления качеством 1

АСМ - факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тарасик В.П., Пузанова О.В. — Определение энергетических параметров и характеристик движения гибридного карьерного самосвала 5

Шабанов А.В., Кондратьев Д.В., Ванин В.К., Дунин А.Ю. — К снижению экологического воздействия автотранспорта на воздушное пространство автострад 11

Деянин С.Н., Марков В.А., Бижаев А.В., Денисов А.Д. — Подача воды в цилиндры дизеля и показатели токсичности его отработавших газов 16

Дзоценидзе Т.Д. — Новая транспортно-тяговая машина класса 8,0 т по проекту "Табун" на базе компонентов отечественного производства 21

Долотов А.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Потапов П.В., Искалиев А.И., Годжаев З.А. — Распределение уровней шума агрегатов автомобилей семейства ГАЗ-3110 26

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Винокуров Г.Г., Буслаева И.И., Левин А.И. — Воздействие состояния дорог криолитозоны на колебания и повреждения подвески автомобиля 30

Мамедов А.Ш. — Математическое моделирование скоростного режима автотранспортных средств на линии 36

ИНФОРМАЦИЯ

Чайков М.Ю. — Оптимизация оформления общеизвестных товарных знаков 37

Главный редактор **Н.А. ПУГИН**

Зам. главного редактора **Р.В. Козырев**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В.** — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гируцкий О.И. — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И. — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В. — канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А. — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"
Ксенович Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртчян Г.Г. — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И. — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А. — канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н. — ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б.** — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Бурьян В.А. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ
Лустенков М.Е. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)
Мариев П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Рынкевич С.А. — д-р техн. наук, БНТУ (Минск)
Степук О.Г. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ОАО "БелАЗ"
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, ректор БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*

Корректор *Сажина Л.И.*

Сдано в набор 09.03.2021. Подписано в печать 12.04.2021.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Авансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.