Грузовик

с приложением

12
2014

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук, гл. констр. ОАО "КАМАЗ"
В.М. Вовк, ген. дир. ОАО МЗКТ
В.А. Волчков, гл. ред. "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф., МСХА им. К.А. Тимирязева
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
А.М. Иванов, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
Н.И. Иващенко, д-р техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.В. Комаров, канд. техн. наук, зам. ген. директора ОАО НИИАТ
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
О.Н. Румянцева, ком. директор ООО "Издательство Машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
В.С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф. Уфимского ГАТУ
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4.
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4.
Тел. (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре.
Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу «Почта России» 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2014

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Тер-Мкртичьян Г. Г., Мазинг М. В.* Развитие топливной аппаратуры автомобильных дизелей на современном этапе

Городской пассажирский наземный транспорт

7 *Зиманов Л. Л., Поживилов Н. В.* Определение оптимального срока использования автобуса

Исследования. Расчет

10 *Копотилов В. И.* Сила сопротивления качению колеса и механизм ее образования

16 *Фурман В. В.* Метод расчета ограничительной характеристики топливоподачи транспортного дизель-генератора

19 *Заятров А. В., Козловский В. Н., Пьянов М. А.* Анализ воспринимаемого качества как инструмент комплексной оценки надежности электрооборудования легковых автомобилей

22 *Чайнов Н. Д., Сусликов В. В.* Уточнение методики расчета на циклическую прочность коленчатых валов среднеоборотных форсированных транспортных дизелей

Эксплуатация. Ремонт

29 *Пышненко М. С., Ременцов А. Н.* К вопросу диагностирования и технического обслуживания систем питания автомобилей

Практика

33 *Соколов Р. И., Устименко В. С.* Обзор тенденций развития основных тактико-технических характеристик отечественных и зарубежных многоцелевых автомобилей

40 *Сугатов Н. Н., Хазиев А. А.* Тестирование устройств экспресс-контроля качества моторного масла

Безопасность

43 *Крамаренко Б. А.* Некоторые правовые аспекты технической эксплуатации транспортных средств

48 *Abstracts of articles*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 621.434.038
Г. Г. Тер-Мкртичьян, д-р техн. наук, профессор, **М. В. Мазинг**, канд. техн. наук,
ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ"
E-mail: georg@nami.ru; mihmazing@mail.ru

РАЗВИТИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА СОВРЕМЕННОМ ЭТАПЕ

В статье рассмотрено современное состояние развития дизельной топливной аппаратуры нового поколения под влиянием жестких экологических норм и выполнен анализ разных вариантов аппаратуры для дизелей тяжелых коммерческих автомобилей. Показана предпочтительность аккумуляторных систем для этого класса дизелей.

Ключевые слова: *дизель, экологические стандарты, топливная аппаратура, аккумуляторная топливная система, форсунка с мультипликатором давления, насос-форсунка.*

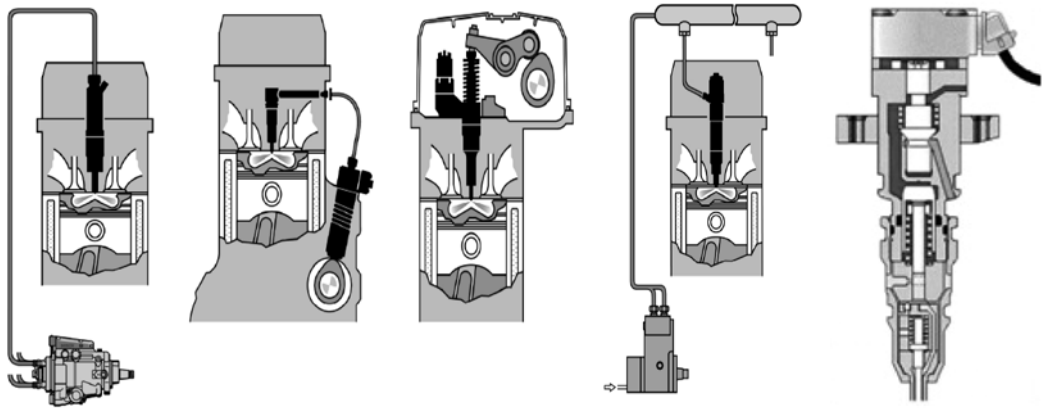
Традиционно на автотракторных, судовых, тепловозных, промышленных и других дизелях применялась топливная аппаратура разделенного типа, включающая ТНВД, топливопроводы высокого давления и форсунки, при этом на дизелях грузовых автомобилей — рядные многоплунжерные ТНВД, а на малолитражных быстроходных дизелях — насосы распределительного типа. Высокооборотные и среднеоборотные дизели оборудовались главным образом топливной аппаратурой разделенного типа с индивидуальными и многоплунжерными ТНВД.

Все возрастающие требования к уровню энергетических, экономических и особенно экологических показателей современных двигателей внутреннего сгорания вызвали необходимость радикального совершенствования топливной системы и ее главной составляющей — топливной аппаратуры. Важным этапом в развитии дизельной топливной аппаратуры явился переход от механических регуляторов частоты вращения к микропроцессорным системам управления. Кроме того, с 1980 г. максимальные давления впрыскивания топлива, обеспечиваемые серийно выпускаемыми и перспективными дизельными топливными системами, возросли в 2...3 раза и, достигнув в настоящее время 200...250 МПа, имеют тенденцию дальнейшего увеличения [1].

Расширенное применение в дизелях топливных систем нового поколения с микропроцессорным управлением и высоким уровнем давлений впрыскивания, наблюдающееся с начала 90-х годов, является революционным изменением в технологии современного дизелестроения. Такой тип аппаратуры на сегодняшний день является преобладающим для современных транспортных дизельных двигателей, и ее выпуск постоянно возрастает. Основу системы управления топливной аппаратуры нового поколения стало составлять программное обеспечение и, соответственно, алгоритм управления, который отрабатывается для конкретного двигателя.

К аппаратуре нового поколения относятся системы импульсного впрыскивания с механическим приводом насосных секций (насос-форсунки и индивидуальные топливные насосы) и аккумуляторные топливные системы — системы непрямого действия с гидроприводными насос-форсунками типа *HEUI* и системы прямого действия типа *Common Rail* (рис. 1).

Наиболее перспективными с точки зрения выполнения жестких требований по выбросам вредных веществ, уровню шума и топливной экономичности являются аккумуляторные системы топливоподачи обоих типов, которые активно вытесняют аппаратуру импульсного впрыскивания. Главным достоинством этих систем является разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания, дозирования и впрыскивания топлива, вследствие чего эти процессы не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга. Сочетание аккумуляторной системы с электрогидравлическими форсунками (или электрогидроприводными насос-



а) *б*) *в*) *г*) *д*)

Рис. 1. Топливная аппаратура современных дизелей:

а — традиционного типа; *б* — индивидуальный ТНВД с электромагнитным клапаном (ЭМК); *в* — насос-форсунка с механическим приводом и ЭМК; *г* — система типа *Common Rail*; *д* — система типа *HEUI*

форсунками) и электромагнитными клапанами позволяет регулировать давление впрыскивания на любом режиме работы двигателя и управлять самой характеристикой впрыскивания топлива и числом и фазами отдельных доз топлива за рабочий цикл, обеспечивая управляемый многофазный характер процесса впрыскивания топлива, что значительно расширяет возможности управления рабочим процессом двигателя.

Основным представителем аккумуляторной системы с электрогидроприводными насос-форсунками является разработанная в начале 90-х годов и серийно выпускаемая фирмой *Caterpilar* топливная система *HEUI* (*Hydraulic Electronic Unit Injection*), первые образцы которой обеспечивали давление впрыскивания 135 МПа, но уже в 1995 г. эта величина была повышена до 150 МПа. Принципиальные достоинства этих систем заключаются в наличии в контурах управления существенно меньшего давления, чем давление впрыскивания, в степени, равной отношению площадей сервопоршня и нагнетающего плунжера. Например, при давлениях впрыскивания 150...200 МПа, диаметре плунжера 8...10 мм и диаметре сервопоршня 25...30 мм давление масла (или топлива) в контурах управления будет составлять всего 15...20 МПа [2]. В России система типа *HEUI* обозначается как ЭГНФ (электрогидроприводная насос-форсунка).

Начало серийного производства аккумуляторных систем прямого действия типа *Common Rail* относится к 1997 г., когда фирма *Bosch* совместно с фирмой *Fiat* выпустили систему *UNIJET* для дизелей 1,9*JTD* и 2,4*JTD*, устанавливаемых на легковых автомобилях *Alfa Romeo*. Система *UNIJET* обеспечивала максимальную подачу топлива до 100 мм^3 в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя от 100 до 6000 мин$^{-1}$ при максимальном давлении впрыскивания 135 МПа и предварительном впрыскивании дозы топлива 0,5...1,5 мм^3 [3].

В настоящее время в результате постоянного совершенствования оба типа аккумуляторных топливных систем обеспечивают многофазный процесс топливоподачи при максимальных давлениях впрыскивания до 200...250 МПа, причем системы типа *Common Rail* обеспечивают большее число впрыскиваний за цикл.

Взрывной характер объемов производства аккумуляторных топливных систем, наблюдающийся с 90-х годов XX века, обусловлен достигнутыми к этому времени успехами в создании электромагнитных управляющих клапанов с высоким быстродействием и микропроцессорного управления. Разработкой аккумуляторных систем занимаются все ведущие мировые фирмы в данном секторе рынка, и совершенствование этих систем является наиболее динамично развивающимся направлением в двигателестроении.

Аккумуляторные системы серийно выпускаются немецкими фирмами *Robert Bosch* и *Continental Trading GmbH*, которой фирма *Siemens* передала производство систем *CRS (Common Rail Siemens*), японскими фирмами *ZEXEL* и *Nippon Denso*, фирмой *Delphi Diesel Sistems*, входящей в международный концерн *Delphi*, швейцарскими фирмами *DUAP* и *Liebherr*. Системы *Common Rail* фирмы *Bosch* устанавливаются на дизельные двигатели нового поко-

ления практически всех фирм и производителей (в основном европейских и азиатских фирм). Фирма *Delphi* является поставщиком систем *DCR* (*Delphi Common Rail*) для дизелей, выпускаемых фирмами *Renault/Nissan, PSA, Hyundai/Kia, Ford* и др. В России система типа *Common Rail* производства ОАО "ЯЗДА" и ЗАО "АЗПИ" устанавливается на автомобильных дизелях ЯМЗ-656 [4].

При практически одинаковом характере управления процессом топливоподачи и, как следствие, близкими параметрами топливоподачи аккумуляторные топливные системы производства разных фирм различаются по конструктивному исполнению основных элементов и принципам их работы. Такое различие свидетельствует о том, что эти топливные системы находятся в стадии развития и их оптимальная конструкция и принцип работы основных компонентов этих систем еще окончательно не установились. Кроме того, сами конструкции топливных систем одного разработчика постоянно совершенствуются, и принцип их работы иногда существенно меняется.

Ужесточение законодательных норм на выбросы вредных веществ с отработавшими газами стало основной предпосылкой к разработке фирмой *Bosch* в 2007 г. и модернизации в 2012 г. системы *Common Rail* четвертого поколения *CRSN* 4 для тяжелых коммерческих автомобилей. При этом рост давлений впрыскивания поставил перед разработчиками проблему повышенной механической и термической нагруженности компонентов топливной системы, особенно топливного насоса и топливного аккумулятора, отрицательно сказывающейся на стабильности работы системы и ее долговечности.

При решении этой проблемы использован принцип действия аккумуляторной системы непрямого действия типа *HEUI* с разделением процесса повышения давления на две стадии. В системе *Amplified Common Rail System* (*ACRS*) — аккумуляторной системе четвертого поколения — топливный насос создает пониженное давление (21...110 МПа), которое затем повышается до 210...250 МПа в форсунке *CRIN*4-25, конструкция которой претерпела существенное изменение [5].

Форсунка *CRIN*4 отличается от своих предшественников по принципу действия и дизайну. Форсунка с повышением давления была разработана на основе классической форсунки *CRIN*3 при сохранении ее габаритных размеров. В конструкции модернизированной форсунки был применен модульный принцип и составляющие ее элементы были подразделены на три модуля — модуль впрыска, модуль управления и усилитель давления (рис. 2).

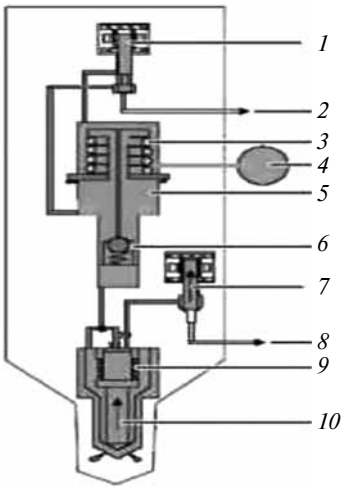


Рис. 2. Принципиальная схема форсунки CRSN4

Модуль впрыска включает управляющий электромагнитный клапан *7* и распылитель *9* с иглой *10*. Однозатворный управляющий клапан заменен двухзатворным гидравлически уравновешенным управляющим клапаном, размещенным в нижней части корпуса форсунки и гидравлически связанным с иглой распылителя. Перепуск топлива, затраченного на управление процессом впрыскивания, производится по каналу *8*.

Модуль управления, размещенный в верхней части корпуса форсунки, снабжен электромагнитным клапаном *1*, с помощью которого активируется усилитель давления *5* в зависимости от режима работы двигателя и независимо от активации управляющего клапана *7*. Модуль управления позволяет системе выбрать максимально эффективный способ повышения давления, обеспечивая получение требуемой формы характеристики впрыскивания основной порции топлива.

Модуль усиления давления (усилитель давления *5*) с обратным клапаном *6* и возвратной пружиной *3* размещен в освободившейся верхней части корпуса форсунки и используется для генерации высокого давления внутри форсунки благодаря разнице площадей гидравлического поршня (мультипликатора). Топливо из топливного аккумулятора под давлением, создаваемым насосом высокого давления, подводится по каналу *4* непосредственно к усилителю давления *5*. Перепуск излишка топлива из клапана *1* усилителя давления *5* производится по каналу *2*.

Степень повышения давления является отдельно изменяемым параметром, и форсунка *CRSN*4 может

функционировать как в режиме "повышения давления", так и без повышения.

В 2013 г. фирма *Delphi Automotive*, являющаяся главным конкурентом *Bosch* в секторе топливной аппаратуры для тяжелой коммерческой техники, начала производство аккумуляторных топливных систем нового поколения *F*2, которые благодаря крайне высокому давлению топлива способны обеспечить выполнение требований Евро 6 и других перспективных мировых стандартов без применения систем селективной каталитической нейтрализации.

Новые системы *Common Rail F*2 выполнены на двух платформах в трех вариантах исполнения, что позволяет производителям двигателей выбирать наиболее удачное решение при создании новых или модернизации существующих моделей двигателей с рабочим объемом от 9 до 16 л (рис. 3).

Первая платформа *RPCRS* (*Remote Pump Common Rail System*) модели *F* 2*R* имеет традиционную архитектуру и содержит форсунки, топливный аккумулятор и единый ТНВД (*Remote* — отдаленный).

Вторая платформа *DPCRS* (*Distributed Pump Common Rail System*) не имеет единого ТНВД, а использует отдельные насосные элементы (*Distributed* — распределенный) и может быть выполнена в двух вариантах — *F* 2*P* и *F* 2*E*. В варианте *F* 2*P* применены индивидуальные ТНВД с приводом от нижнего распределительного вала, размещенного в блоке цилиндров. В варианте *F* 2*E* для создания высокого давления топлива используются насосные элементы в насос-форсунках с приводом от распределительного вала, размещенного в головке блока цилиндров. Основные компоненты системы, включая топливный аккумулятор, размещены под клапанной крышкой двигателя.

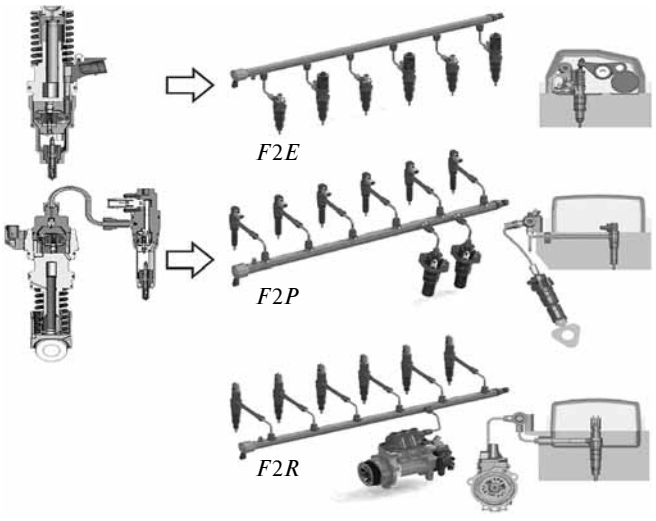


Рис. 3. Аккумуляторные системы *F*2 фирмы *Delphi Automotive*

Оба варианта платформы *DPCRS* предназначены для двигателей с рабочим объемом цилиндра 1,5...2,6 л и обеспечивают максимальные давления впрыскивания 250...300 МПа. Насосные секции обоих вариантов выполнены с диаметром плунжера 7 мм и ходом плунжера 18 мм и снабжены быстродействующими унифицированными дозирующими клапанами, встраиваемыми в каждый насосный элемент.

Количество насосных элементов в системе *DPCRS* меньше количества форсунок и может варьироваться в зависимости от архитектуры двигателя. Такое решение обеспечивает гибкость адаптации топливной системы к различным линейкам и семействам двигателей за счет добавления или изъятия насосных элементов. Кроме того, появляется возможность обеспечить необходимую производительность системы путем использования всех или только некоторых насосных элементов в соответствии с режимом работы двигателя [6].

Многообразие вариантов современной топливной аппаратуры нового поколения ставит перед разработчиками новых и модернизируемых дизелей сложную задачу выбора оптимального варианта, который сможет обеспечить выполнение жестких перспективных требований по энергетическим, экономическим и, прежде всего, по экологическим показателям. Поэтому для сравнительного анализа вариантов аппаратуры ее оценку целесообразно проводить по балльной системе по основным показателям, характеризующим технический уровень аппаратуры и ее потенциальные возможности [7].

Наиболее важными показателями, на наш взгляд, являются:

— возможность обеспечения высокого давления впрыскивания, затраты мощности на создание давления и управление величиной давления на всех режимах работы;

— управление моментом и формой характеристики впрыскивания;

— возможность обеспечения многофазного впрыскивания;

— технологичность компонентов топливной системы;

— удобство компоновки на двигателе.

В таблице приведено сопоставление четырех вариантов современной дизельной аппаратуры нового поколения с микропроцессорным управлением по 12 оценочным показателям, выбранным с учетом

Оценка технических возможностей современных топливных систем тяжелых автотранспортных дизелей

Показатель	UP (ИТН)	UI (НФ)	Common Rail	HEUI (ЭГНФ)
Возможность получения высокого давления впрыскивания	5	5	5	5
Обеспечение регулирования величины давления впрыскивания	3	3	5	5
Управление средним за цикл давлением на разных режимах работы	3	3	5	5
Управление моментом впрыскивания	5	5	5	4
Обеспечение минимальных управляемых цикловых подач	3	3	5	5
Многофазное впрыскивание	3	3	5	4
Управление формой характеристики впрыскивания	3	3	5	5
Управление крутизной заднего фронта основного впрыскивания	5	5	5	5
Технологичность ТНВД	5	–(5)	5	5
Технологичность форсунки	5	4	4	4
Затраты мощности на привод ТНВД	5	5	4	4
Удобство размещения на двигателе	4	3	5	5
Интегральная оценка	49	47	58	56

появления на автомобильном рынке новых систем. Значения показателей в баллах для варианта, предназначенного для дизелей тяжелых коммерческих автомобилей, установлены в пределах от 1 до 5. В зависимости от типа и назначения двигателя (автомобильный, судовой, тепловозный, промышленный), для которого подбирается топливная система, численные значения этих баллов могут быть другими.

Сопоставление рассматриваемых вариантов топливных систем нового поколения с микропроцессорным управлением показывает, что системы импульсного впрыскивания с индивидуальными ТНВД и насос-форсунками существенно уступают аккумуляторным топливным системам обоих типов по возможностям регулирования величин максимального и среднего давлений впрыскивания во всем диапазоне режимов работы, по обеспечению управляемого многофазного процесса топливоподачи и управлению формой характеристики впрыскивания, по удобству размещения компонентов системы на двигателе. Но в то же время системы импульсного впрыскивания обеспечивают получение требуемых максимальных давлений впрыскивания.

Аккумуляторные системы топливоподачи типа *Common Rail* и *HEUI* обладают существенными преимуществами перед системами импульсного впрыскивания, прежде всего по возможности управления величиной давления на всех режимах работы, по обеспечению многофазного процесса топливоподачи и удобству компоновки на двигателе.

С учетом полученной интегральной оценки для перспективных автомобильных дизелей тяжелых коммерческих автомобилей с рабочим объемом цилиндра 1,5...2 л/цикл аккумуляторную систему топливоподачи типа *Common Rail* новейшего поколения следует считать более предпочтительной по сравнению с системой типа *HEUI* с гидроприводными насос-форсунками и тем более по сравнению с системами с импульсного впрыскивания — с индивидуальными ТНВД или насос-форсунками с механическим приводом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тер-Мкртичьян Г. Г., Мазинг М. В.** Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей // Журнал "Двигателестроение". — 2014. — № 1. — С. 30—35.
2. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
3. **Rinolfi R.** The potentials of a new common rail diesel fuel injection system for the next generation of DI diesel engines./ R. Rinolfi, R. Imarisio, R.Burati // 16 International Wiener Motorsymposium. VDI-Verlag Reihe 12, N 239, 1998, p. 87—111.
4. **Мазинг М. В.** Топливная аппаратура для автомобильных дизелей экологического класса IV / М. В. Мазинг, В. В. Курманов // Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. № 252. — С. 32—41.
5. **Тер-Мкртичьян Г. Г.** Комбинированные аккумуляторные системы с мультипликаторами давления — новый этап развития топливной аппаратуры дизелей грузовых автомобилей / Г. Г. Тер-Мкртичьян, А. А. Демидов, Е. Е. Старков // Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. № 255. — С. 86—110.
6. **Delphi F2r, F2p, F2e** Ultra High Pressure Heavy Duty Diesel Common Rail System/2012. www.delphi.com.
7. **Мазинг М. В.** Сравнительная оценка конструкций электрогидравлических форсунок аккумуляторных систем дизелей с использованием критериев качества / М. В. Мазинг, Л. Н. Голубков, О. В. Олисевич, Д. А. Михальченко // "Двигатели для российских автомобилей". XI Международная автомобильная конференция. Сборник докладов. — М., ОАО "Автосельхозмашхолдинг", 2009, С. 70—76.

ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.341-027.45
Л. Л. Зиманов, канд. техн. наук, **Н. В. Поживилов**, студент, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СРОКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТОБУСА

В последнее время жители мегаполисов все чаще выбирают маршрутные автобусы особо малого класса для передвижения по городу. Это объяснимо, жители получают более высокий уровень комфорта, сокращается время в пути при той же стоимости проезда. Увеличение спроса в данной сфере за последние десятилетия привело к росту предложений услуг, а также требованиям к их качеству.

Ключевые слова: перевозка пассажиров, условия эксплуатации, управление парком, оптимальный срок службы, линейные автомобили, наработка автомобиля, фактические экономические затраты.

(Рисунки на 3-й и 4-й полосах обложки)

Перевозка пассажиров маршрутными автобусами особо малого класса — сфера деятельности относительно молодая, предприятия испытывают ряд трудностей в эксплуатации, управлении и поддержании работоспособности подвижного состава. И если часть материала, документов, разработанных для рейсовых городских автобусов, АТП могут применять для своего подвижного состава и условий эксплуатации, то некоторые вопросы требуют детальной переработки.

Одна из самых острых проблем — управление парком подвижного состава. В частности, определение оптимального срока службы автобуса, приобретаемого АТП. Дело в том, что на сегодняшний момент не существует методики определения оптимального срока службы подвижного состава для современных условий, т. к. ни одна методика не рассматривает популярное сегодня направление — приобретение автобуса в лизинг, а не в собственность. Также нет методик, учитывающих финансовые потери вследствие целодневных простоев и незапланированных сходов автобуса с линии, связанных с его техническим состоянием.

В этой статье предлагается описание методики определения оптимального срока службы автобуса особо малого класса, приобретаемого в лизинг, на предприятиях, занимающихся регулярными пассажирскими перевозками в условиях мегаполиса, с учетом особенностей, которые выдвигаются современными условиями эксплуатации.

Условия применения методики

Линейные автомобили осуществляют пассажирские перевозки на соответствующих маршрутах, имея суточный план (в рублях), фиксированную стоимость проезда одного пассажира, расписание следования по маршруту, которого должны придерживаться водители.

Подвижной состав на предприятии приобретается в лизинг. По условию лизинга после окончания действия договора автомобиль переходит в собственность лизингодателя. Срок лизинга (в месяцах) определятся на момент заключения договора между автотранспортным предприятием и лизингодате-

лем до начала эксплуатации автобуса на предприятии.

Основной задачей данной методики и является определение оптимального срока, на который необходимо взять в лизинг автобус.

Для определения оптимального срока службы подвижного состава необходимо выявить наработку автомобиля, при которой прибыль от данного автомобиля не будет удовлетворять потребностям предприятия или снизится до нуля.

Рассмотрим изменение экономических показателей за весь срок службы (рис. 1).

В интервале *n* прибыль перестает быть положительной или становится ниже критического значения, установленного руководством предприятия, и эксплуатация автомобиля становится убыточной или неэффективной для предприятия. Принимая решение о сроке службы автобуса, необходимо этим руководствоваться и не допускать эксплуатацию автобуса после этого интервала.

Пересечение характеристики прибыли с осью абсцисс (наработка автомобиля) на графике является граничным значением эксплуатации автобуса, а точка пересечения называется критичной точкой эксплуатации. Зная значение этой точки, при закупке нового подвижного состава в лизинг рекомендуется заключать договор лизинга на срок не более того, который включает в себя период с критичной точкой эксплуатации.

Структура распределения планового дохода

Для получения данных графика динамики экономических показателей необходимо произвести сбор фактических экономических затрат на автобусы парка и произвести их анализ.

Доходы с выручки линейных автобусов распределяются на ряд затрат и прибыль.

1. Топливо — одна из наиболее весомых затрат на эксплуатацию подвижного состава и составляет до 1/3 всех затрат АТП. Удельный расход топлива считается неизменным до выполнения двух условий: возраст не старше 5 лет и наработка не более 100 тыс. км пробега.

2. Лизинговые платежи — ежемесячные платежи за право пользования автобусом согласно договору с лизингодателем.

3. З/П персонала — ежемесячные выплаты заработной платы (оклад) всем работникам АТП согласно законам РФ. Заработная плата персонала является фиксированной (оклад) для всех видов должностей на АТП.

4. Невыполнение плана — затраты, возникающие вследствие невозможности выполнить план. Носят случайный характер, не зависят от технического состояния и наработки автомобиля:

- сход автобуса с линии, связанный с ухудшением самочувствия водителя;
- неблагоприятные погодные и дорожные условия;
- ДТП с участием автобуса;
- прокол шины колеса автобуса;
- неопытность водителя и т. д.

5. Арендные платежи — ежемесячные выплаты аренды за офисные помещения, зоны ремонта, стоянки, включая коммунальные услуги.

6. Прочее — затраты, не входящие в предыдущие пункты, не изменяющиеся с увеличением наработки автомобиля и составляющие не более 5 % от планового дохода. Сюда могут относиться следующие расходы:

- мойку автомобилей перед выездом на линию;
- закупку нового инструмента, оборудования для ремонта подвижного состава;
- премии сотрудникам предприятия;
- затраты на улучшение условий труда работников и т. д.

7. Потери линейного времени (сходы) — сокращение плана суточной выручки вследствие невозможности автобуса продолжать работу на линии из-за несоответствия технического состояния нормам.

8. Потери линейного времени (невыходы) — сокращение плана суточной выручки на сумму, соответствующую плану для автобусов, выход которых на линию невозможен.

9. Услуги сторонних организаций — затраты, возникающие вследствие невозможности или нецелесообразности ремонта автомобиля или отдельного агрегата автомобиля своими силами на собственной ПТБ.

10. Запасные части — затраты на запчасти, необходимые для проведения ТО и ТР автобусов.

11. Налог на прибыль — выплата денежных средств за прибыль, полученную в текущем месяце, в соответствии с законом РФ.

12. Чистая прибыль — часть денежных средств, оставшаяся в распоряжение АТП после затрат на все виды расходов и выплаты налогов государству.

Расчет показателей структуры распределения планового дохода и построение графика динамики экономических показателей предлагается производить для одного автобуса, характеризующего среднестатистический автобус на АТП. Для этого выделяется выборка автобусов и вычисляются средние характеристики каждого экономического показателя.

Такие показатели, как заработная плата персонала, арендные платежи, относящиеся ко всему предприятию, необходимо вычислить по следующим формулам для каждого интервала:

$$C_{\text{ЗП}} = \frac{C_{\text{зпАТП}}}{KT}; \quad (1)$$

$$C_{\text{аренд}} = \frac{C_{\text{арендАТП}}}{KT}, \quad (2)$$

где $C_{\text{ЗП}}$ и $C_{\text{аренд}}$ — показатели затрат на заработную плату персонала и аренду в пересчете на один автомобиль в парке за один интервал соответственно; $C_{\text{зпАТП}}$ и $C_{\text{арендАТП}}$ — показатели затраты всего АТП на заработную плату персонала и аренду за период соответственно; K — количество автобусов в парке; T — количество интервалов, входящих в период.

Методика опробована на реальном предприятии, осуществляющем регулярные пассажирские перевозки.

Предприятие имеет собственную ПТБ, арендует офисные помещения, помещение для ремонта подвижного состава и стоянку, приобретает автобусы в лизинг, с условием, что после окончания договора автомобиль переходит в собственность лизингодателя. Часть работ по поддержанию подвижного состава в исправном состоянии предприятие возлагает на сторонние организации за договорную оплату. Заработная плата работникам выплачивается ежемесячно. Все сотрудники в штате имеют должностной оклад. Руководство предприятия устанавливает дневной план на прибыль автобуса в зависимости от сложности маршрута и может снизить его по субъективным причинам или из-за схода автобуса с линии. АТП имеет собственный склад, на котором хранятся основные з/ч для обслуживания и ремонта подвижного состава.

Условия применения методики

1. Была проанализирована выборка из 10 автомобилей *Iveco Daily*, имеющих наработку более 300 тыс. км и срок службы более 3 лет.

2. Выбран интервал 25 тыс. км.

3. Данные о затратах на запасные части, топливо, услуги сторонних организаций, финансовых потерях от невыполнения плана, невыходов и сходов автобусов с линии являются фактическими.

4. Данные о лизинговых платежах, заработной плате персонала, арендных платежах и прочих затратах вычисляются удельно для одного автомобиля в парке.

На рис. 2 и 3 приведена структура распределения планового дохода среднестатистического автобуса на исследуемом АТП в первый период эксплуатации (0—25 тыс. км) и период, включающий в себя наработку 300—325 тыс. км.

Применение методики на предприятии показало, что даже после 3 лет эксплуатации автобусов, каждая единица подвижного состава по-прежнему приносит прибыль (рис. 4). Имеется запас наработки до приближения к критичной точке эксплуатации — убыточная эксплуатация.

Из графика можно сделать вывод, что критичная зона эксплуатации находится в интервале 350—375 тыс. км. Соответственно, не рекомендуется эксплуатировать автомобиль с наработкой свыше 350 тыс. км или, учитывая среднегодовой пробег автобусов, более 44 месяцев.

Автобусы предприятию по-прежнему приносят прибыль, но ее размер снизился более чем в 2 раза. Устраивает ли это руководство предприятия?

Ответ на этот вопрос должны дать руководители АТП.

УДК 531.45: 629.113.012.5

В. И. Копотилов, канд. техн. наук, проф.,
Тюменское высшее военно-инженерное командное училище (военный институт)
E-mail: vikopotilov@mail.ru

СИЛА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА И МЕХАНИЗМ ЕЕ ОБРАЗОВАНИЯ

Рассматривается механизм образования силы сопротивления качению как продольного векторного усилия. Доказывается, что вектор силы сопротивления качению прикладывается к оси вращения колеса, а ее значение определяется отношением суммарного момента сопротивления качению к динамическому радиусу колеса. Указывается, что продольная реакция опорной поверхности — это не сила сопротивления качению, а фактор, обеспечивающий условие для перекатывания колеса.

Ключевые слова: *качение колеса, сила сопротивления качению, ведомое колесо, продольная реакция дороги, приведенная сила инерции колеса.*

В настоящее время бытуют две основные концепции силы сопротивления качению. Одна из них заключается в том, что сила сопротивления качению — это продольная реакция опорной поверхности. Другая концепция состоит в том, что сила сопротивления качению колеса — это некая фиктивная (т. е. несуществующая) сила, которую приходится искусственно вводить, чтобы выразить сопротивление его качению. Однако ни та ни другая концепции не имеют под собой удовлетворительного теоретического обоснования [1, 2]. Поэтому приходится констатировать, что сопротивление качению колеса до сих пор не имеет адекватного и научно обоснованного векторного показателя P_f, выражающего собой силу сопротивления качению.

Чтобы выявить силу сопротивления качению колеса и обосновать направление вектора P_f, линию действия, точку приложения и величину модуля, на примере ведомого колеса рассмотрим наиболее общий случай его движения — ускоренное качение по твердому (жесткому) основанию с некоторым линейным (j_0) и угловым ускорением ($\varepsilon_к$) при наличии линейной V_0 и угловой скорости его вращения $\omega_к$ (рис. 1).

К оси такого колеса со стороны колесной машины прикладываются продольное толкающее усилие Q, а также часть силы тяжести ее корпуса, которая в сумме с силой тяжести самого колеса создает осевую нагрузку $G_к$, прижимающую колесо к опорной поверхности.

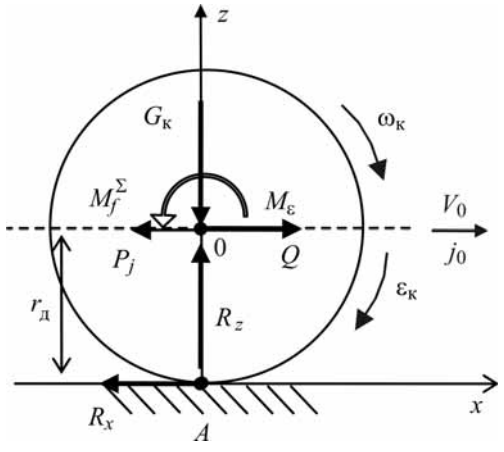


Рис. 1. Исходная схема сил и моментов, действующих на ведомое колесо:

$G_к$ — осевая нагрузка; Q — толкающее усилие; P_j — сила инерции; R_z и R_x — нормальная и продольная реакции; M_f^Σ — суммарный момент сопротивления качению; M_ε — момент инерции колеса; V_0 и j_0 — линейная скорость и ускорение; $\omega_к$ и $\varepsilon_к$ — угловая скорость и ускорение; $r_д$ — динамический радиус колеса

Со стороны дороги к колесу прикладывается нормальная R_z и продольная R_x составляющие реакции опорной поверхности, а также суммарный момент сопротивления качению M_f^{Σ}.

В случае неустановившегося движения колесо испытывает действие продольной силы инерции ($P_j = -m_к j_0$), отражающей его ускорение в поступательной части движения, и момента инерции ($M_\varepsilon = -J_к \varepsilon_к$) в его вращательной части. При этом сила P_j и момент инерции M_ε всегда направлены в сторону, противоположную ускорениям j_0 и $\varepsilon_к$, развиваемым колесом (рис. 1).

Как известно, колесо, снабженное пневматической шиной, не может рассматриваться как абсолютно твердое тело. В процессе качения колеса его шина подвергается радиальным и тангенциальным деформациям, в результате которых возникают силы внутреннего трения, которые совершают весьма значительную механическую работу. Работа этих сил приводит к так называемым гистерезисным потерям, которые сопровождаются выделением тепла и нагревом шины. В конечном счете все тепло, образовавшееся вследствие внутреннего трения, рассеивается в окружающем пространстве и безвозвратно теряется. Мощность сил внутреннего трения в шине ($N_ш$) отнимает большую часть подводимой к колесу мощности (N_0) и оказывает решающее влияние на его мощностной баланс.

При качении колеса даже по жесткой опорной поверхности (асфальтобетон, цементобетон), не говоря уже о движении по грунтовой поверхности, всегда возникают затраты мощности, подводимой к колесу, которые сопряжены с деформацией не шины, а самой опорной поверхности. Величина этой мощности N_∂ определяется моментом сопротивления M_∂, создаваемым опорной средой, и угловой скоростью вращения колеса ($N_\partial = M_\partial \omega_к$).

Определенный вклад в суммарную величину затрат на качение колеса вносит работа внешних сил трения, прикладываемых к его шине, точнее сил трения скольжения, возникающих при проскальзывании части элементов протектора, контактирующих с опорной поверхностью. У ведомого колеса мощность N_s, развиваемая указанными силами трения скольжения, возрастает по мере увеличения толкающего усилия Q, подводимого к колесу со стороны корпуса (рамы), и скорости движения, задаваемой корпусом колесной машины.

На формирование нормальных реакций опорной поверхности оказывают влияние и другие факторы, которые обычно рассматриваются отдельно. При движении по дорогам с твердым покрытием к числу таковых относятся силы сопротивления воздушной среды, а также жидкой и пластичной фазы (воды, грязи), выдавливаемой из зоны контакта протектора с опорной поверхностью; силы прилипания, обусловленные тонким слоем жидкости на дорожной поверхности. В процессе качения возникают и другие силовые воздействия на колесо, к числу которых, в частности, относят силы адгезии, которые возникают при отсутствии между шиной и дорогой инородной среды и препятствуют отрыву выступов протектора от опорной поверхности, а также силы трения в подшипниках ступицы колеса. Однако в обычных условиях эксплуатации автомобиля мощность этих прочих сил ($N_{пр} = M_{пр}\omega_к$) относительно невелика, и они мало сказываются на сопротивлении качению.

Таким образом, совокупная мощность всех выше перечисленных сил и определяет так называемую мощность сопротивления качению:

$$N_f^{\Sigma} = N_ш + N_\partial + N_s + N_{пр}. \qquad (1)$$

При равномерном качении ведомого колеса мощность N_f^{Σ} покрывается мощностью толкающего усилия Q, которая определяется произведением скорости V_0 движения оси колеса (колесной машины) на величину указанного усилия, т. е. $N_к = QV_0$.

Если колесо перемещается с ускорением, то часть подводимой к колесу мощности затрачивается и на приращение его кинетической энергии, которая складывается из кинетической энергии поступательного ($N_j = m_к j_0 V_0 = P_j V_0$) и вращательного ($N_\varepsilon = J_к \varepsilon_к \omega_к = M_\varepsilon \omega_к$) движений.

Если учесть действие всех выше указанных сил сопротивления, то баланс мощности ведомого колеса в самом общем случае можно записать в виде следующего уравнения:

$$N_к = N_f^{\Sigma} + N_j + N_\varepsilon. \qquad (2)$$

Ускоренное движение колеса характеризуется и уравнением моментов, составленным относительно собственной оси *O* вращения (рис. 1). Если использовать принцип Даламбера, позволяющий движущее колесо рассматривать как тело, условно находящееся в состоянии покоя (равновесия), то при ускоренном качении ведомого колеса сумма моментов сопротивления M_f^{Σ} дополняется моментом сопротивления сил инерции вращательного движения (M_ε):

$$M_f^{\Sigma} + M_\varepsilon = R_x r_\partial. \quad (3)$$

Уравнение (3) дополним уравнениями проекций всех сил на продольную (*x*) и поперечную (*z*) оси:

$$Q - R_x - P_j = 0, \quad (4)$$

$$R_z - G_к = 0. \quad (5)$$

Как следует из схемы сил (см. рис. 1) и приведенных выше уравнений (3)—(5), в ней нет в явном виде силы P_f сопротивления качению. Однако это вовсе не означает, что ее нет вообще. Можно лишь констатировать, что ее нет лишь в той исходной схеме сил, которую мы рассмотрели.

Как известно, в теоретической механике состояние любого тела, в том числе и колеса, можно описывать различными системами сил, лишь бы эти системы были эквивалентны (равноценны) [3]. Эквивалентность означает, что одна система сил путем соответствующих преобразований всегда может быть сведена к другой, которая оказывает на рассматриваемое тело точно такое же воздействие. Причем обе системы сил совершенно равноправны. Следовательно, желая получить силу P_f сопротивления качению в явном виде, исходную систему сил следует преобразовать и привести к другой эквивалентной (равноценной) системе сил, в которой эта сила присутствует в явном виде.

Как следует из схемы сил, представленной на рис. 1, перекатыванию колеса под действием толкающей силы *Q* препятствует не только сила инерции P_j, но и суммарный момент сопротивления качению M_f^{Σ} и момент сопротивления M_ε, образуемый вращательными (тангенциальными) силами инерции.

Каждый их двух указанных моментов M_f^{Σ} и M_ε можно представить в виде системы двух продольных сил, одна из которых прикладывается к оси *O* колеса, а другая — к наружной поверхности шины в зоне ее контакта с дорогой (в точке *A*) на расстоянии r_∂. Значение этих сил можно найти, поделив момент каждой пары на указанное плечо (r_∂):

$$P_f = M_f^{\Sigma}/r_\partial, \quad (6)$$

$$P_\varepsilon = M_\varepsilon/r_\partial = J_к\varepsilon_к/r_\partial, \quad (7)$$

где $P_f = M_f^{\Sigma}/r_\partial$ — продольная сила, обусловленная взаимодействием колеса с опорной поверхностью; $P_\varepsilon = M_\varepsilon/r_\partial$ — продольная приведенная сила инерции вращательного движения колеса.

Таким образом, в зоне контакта шине в точке *A* прикладываются две продольные силы, численные значения которых выражают формулы (6) и (7). Они направлены в сторону перемещения оси *O* вращения колеса (по направлению вектора скорости V_0) и образуют окружную силу F_A (рис. 2), равную

$$F_A = M_f^{\Sigma}/r_\partial + J_к\varepsilon_к/r_\partial. \quad (8)$$

Учитывая уравнения (3) и (4), значение этой силы можно выразить и таким образом:

$$F_A = Q - P_j. \quad (9)$$

В случае равномерного качения ($P_j = 0$) окружная сила равна толкающей, т. е. $F_A = Q$.

Действуя на плече r_∂, сила F_A стремится вращать колесо вокруг оси *O* в сторону, противоположную фактическому вращению, задаваемую направлением вектора толкающего усилия *Q*. Однако вследствие прижатия колеса к дороге силой $G_к$ она создает лишь равную по величине трения силу *T*, прикладываемую к опорной поверхности, предельное значение которой определяется коэффициентом трения сцепления шины с дорогой (φ_x) и величиной силы $G_к$, прижимающей колесо к дороге: $T_{max} = \varphi_x G_к = \varphi_x R_z$.

Так как верхний слой дорожной одежды, находящийся в зоне контакта, испытывает воздействие силы трения *T*, которая стремится сдвинуть его в на-

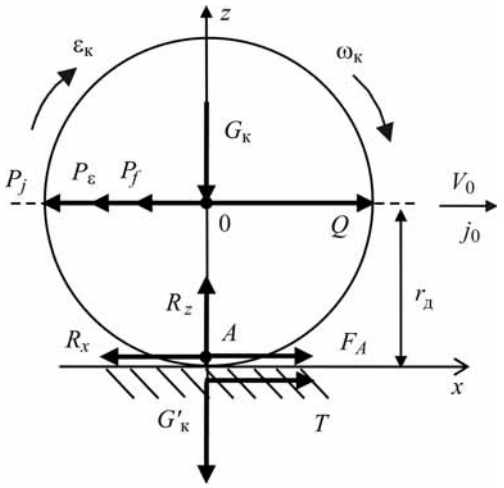


Рис. 2. Промежуточная схема сил, действующих на ведомое колесо и дорогу:

$G_к$ — осевая нагрузка; $G'_к$ — сила давления колеса; Q — толкающее усилие; P_j и P_ε — силы инерции; P_f — сила сопротивления качению; R_z и R_x — нормальная и продольная реакции; F_A — окружная сила колеса; T — сила трения; V_0 и j_0 — линейная скорость и ускорение; $\omega_к$ и $\varepsilon_к$ — угловая скорость и ускорение; r_∂ — динамический радиус колеса

правлении действия силы F_A (см. рис. 2), то это вызывает ответную реакцию дороги, т. е. образование точно такой же по модулю силы трения R_x, но приложенной к наружной поверхности контактирующей части шины и направленной в противоположную сторону. Эту силу принято называть продольной реакцией опорной поверхности. Продольная реакция R_x дороги, воздействуя на нижнюю часть колеса, уравновешивает силу F_A ($R_x + F_A = 0$) и тем самым препятствует скольжению шины по опорной поверхности. В результате у колеса образуется неподвижная точка A (точнее, зона) опоры, что, собственно, и приводит к перекатыванию колеса по опорной поверхности. Предельная величина силы противодействия $R_x^{\max}$ определяется, естественно, предельным значением силы T воздействия, т. е. $R_x^{\max} = T_{\max} = \varphi_x G_к = \varphi_x R_z$.

Вторые силы пар сопротивления качению и инерции прикладываются к оси вращения колеса (см. рис. 2), в результате чего его центр O оказывается точкой приложения четырех продольных сил, из которых при разгоне только одна сила Q направлена в сторону движения, а три другие — P_f, P_ε и P_j — против, т. е. являются силами сопротивления движению (см. рис. 2).

Учитывая, что обе силы инерции P_j и P_ε направлены в одну сторону и имеют одну физическую природу, их целесообразно привести к одной приведенной силе сопротивления инерции, приложенной к оси вращения колеса и равной:

$$P_j^\Sigma = m_к j_к + J_к \varepsilon_к / r_д = \\ = m_к j_к (1 + J_к / m_к r_к r_д) = m_к j_к \delta_к, \qquad (10)$$

где $\delta_к = 1 + J_к / m_к r_к r_\partial$ — коэффициент учета вращающихся масс колеса.

Введя приведенную силу инерции (10), можно считать, что при качении ведомого колеса по горизонтальной дороге прикладываются не три, а только две продольные силы сопротивления, одна из которых — сила суммарного сопротивления качению, а другая — суммарная (приведенная) сила инерции, т. е.:

$$Q = P_f + P_j^\Sigma . \qquad (11)$$

Таким образом, выясняется, что поворот колеса вокруг неподвижного центра A, т. е. его перекатывание по опорной поверхности, определяют три продольные силы Q, P_j^Σ и P_f, приложенные к его оси O вращения (рис. 3). При этом поворот колеса инициирует только толкающая сила, вектор которой Q создает корпус (рама) колесной машины, а сила P_f, всегда направленная против хода машины, оказывает сопротивление этому движению. Получив неподвижную точку A опоры и создавая момент на плече r_∂, толкающее усилие Q в каждый элементарный промежуток времени dt получает возможность совершать элементарный поворот колеса вокруг этого неподвижного центра A. При таком повороте ось O вращения колеса перемещается вдоль полотна дороги на величину $dS_0 = V_0 dt$. При этом любое конечное перемещение оси колеса вдоль опорной поверхности представляет собой серию элементарных поворотов, совокупность которых и дает линейное перемещение оси O со скоростью V_o. При толкающем

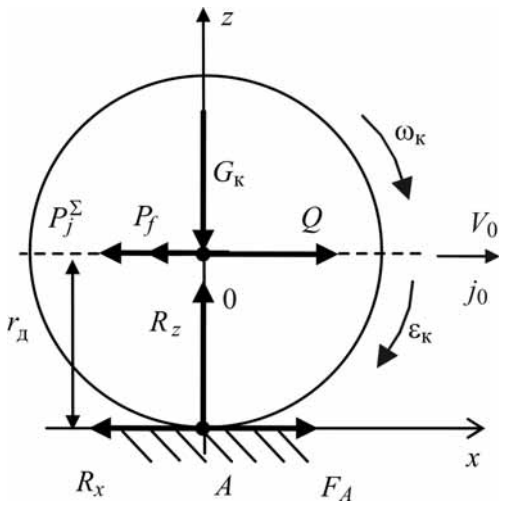


Рис. 3. Эквивалентная схема сил, действующих на ведомое колесо:

$G_к$ — осевая нагрузка; Q — толкающее усилие; P_j^Σ — суммарная приведенная сила инерции; R_z и R_x — нормальная и продольная реакции; F_A — окружная сила колеса; P_f — сила сопротивления качению; V_0 и j_0 — линейная скорость и ускорение; $\omega_к$ и $\varepsilon_к$ — угловая скорость и ускорение; r_∂ — динамический радиус колеса

усилии $Q = P_f$ колесо катится равномерно ($P_j^\Sigma = 0$), при значении $Q > P_f$ — ускоренно ($P_j^\Sigma < 0$), а при $Q < P_f$ переходит в режим замедления ($P_j^\Sigma > 0$).

Как видим, сила сопротивления P_f, независимо от режима движения колеса, представляет собой постоянно действующую продольную силу, вектор которой всегда приложен к его оси вращения и направлен против движения колесной машины, поэтому продольную силу P_f с полным основанием можно назвать *силой сопротивления качению*. При этом значение указанной силы, согласно (6), следует определять в виде отношения суммарного момента сопротивления качению M_f^Σ к *динамическому* радиусу r_∂.

Так как суммарный момент сопротивления качению $M_f^\Sigma = R_z a$, то значение силы сопротивления качению можно свести к простой формуле:

$$P_f = M_f^\Sigma / r_\partial = R_z (a / r_\partial) = R_z f, \qquad (12)$$

где $f = a/r_\partial$ — коэффициент сопротивления качению; a — коэффициент трения качения.

Мощность силы сопротивления качению (N_f), в полном согласии с этим понятием в теоретической механике, численно равна скалярному произведению вектора силы P_f и вектора скорости V_0 точки ее приложения, т. е.

$$N_f = P_f V_0. \qquad (13)$$

При плоскопараллельном движении автомобильных колес угол между векторами P_f и V_0 равен 180°, поэтому алгебраическая величина мощности сопротивления качению $N_f = -P_f V_0$. Знак минус указывает на то, что N_f — это мощность силы P_f, которая создает сопротивление движению.

Из сказанного выше следует, что роль продольной реакции R_x состоит вовсе не в том, чтобы препятствовать качению колеса, а в том, чтобы обеспечить *неподвижность* опорной части шины на дорожной поверхности, т. е. создать для колеса неподвижную точку (зону) опоры A, поворот вокруг которой под действием момента $M_0 = Qr_\partial$ и обеспечивает продольное смещение оси колеса.

Если бы в зоне контакта не было сил трения, обеспечивающих неподвижность контактирующей части шины, то качение колеса было бы просто невозможно, так как оно, не поворачиваясь, беспрепятственно скользило бы по опорной поверхности, в результате чего имело бы место только поступательное движение колеса.

Таким образом, путем преобразования исходной системы сил получена новая эквивалентная система сил (см. рис. 3), в которой при ускоренном движении ведомого колеса продольное толкающее усилие Q уравновешивает две силы сопротивления, одна из которых (P_f) есть сила сопротивления качению, а другая (P_j^Σ) — приведенная сила инерции. Векторы сил сопротивления качению P_f и инерции P_j^Σ приложены к оси O колеса, лежат на одной линии с вектором толкающего усилия Q и направлены по отношению к последнему вектору в противоположную сторону. В пятне контакта продольная реакция R_x опорной поверхности уравновешивает окружную

силу F_A, обусловленную приложением к колесу толкающего усилия Q, и тем самым обеспечивает неподвижную точку A опоры, вокруг которой и происходит поворот колеса.

Так как при равномерном движения колеса $Q = P_f$, то это позволяет трактовать силу сопротивления качению P_f как продольную силу, приложенную к оси колеса, направленную в сторону, противоположную направлению движения его оси, и численно равную толкающему усилию, необходимому для равномерного качения колеса.

Как видим, сила сопротивления качению P_f вполне обычная сила, а не какое-то условное (фиктивное) усилие. Тот факт, что она "появилась" в результате преобразований исходной системы сил, вовсе не означает, что эта сила какая-то особая и реально не существующая сила. Сила сопротивления качению P_f в принципе ничем не отличается от таких же сил, как, например, силы $G_к$, Q, R_z или R_x. Подчеркнем, что силу P_f нельзя путать с продольной реакцией дороги R_x, которую нередко принимают за силу сопротивления качению. У ведомых колес силы P_f и R_x хотя и направлены в одну и ту же сторону, но приложены к разным точкам, лежат на параллельных прямых и выполняют разные функции.

В заключение отметим, что вектор P_f силы сопротивления качению не зависит от того, каким образом автомобильное колесо приводится в движение, т. е. вследствие продольной толкающей силы Q или же приложения к нему крутящего момента $M_к$. Поэтому и сопротивление ведущего колеса, как и ведомого, характеризуется аналогичным вектором силы.

Подводя итог, можно сделать следующие основные выводы.

1. Сила сопротивления качению — это продольное усилие, вектор которого P_f прикладывается к оси колеса и направлен в сторону, противоположную ее движению. По своему происхождению указанная сила — это одна из пары сил сопротивления качению, образующейся при взаимодействии колеса с опорной поверхностью.

2. Численное значение вектора силы сопротивления качению определяется отношением суммарного момента сопротивления качению к динамическому радиусу колеса. При практических расчетах модуль силы сопротивления качению можно определять произведением коэффициента сопротивления качению модуля вектора нормальной реакции опорной поверхности.

3. Продольная реакция R_x, возникающая в пятне контакта колеса с дорогой, не препятствует качению колеса, а обеспечивает неподвижность его опорной части, благодаря чему в каждое мгновение колесо имеет неподвижную точку опоры, череда микроповоротов вокруг которых и обеспечивает смещение оси O колеса, переходящее в ее продольное движение.

4. Трактовки силы сопротивления качению как некой условной (фиктивной) силы сопротивления или продольной реакции опорной поверхности ошибочны.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Копотилов В. И.** Сила сопротивления качению колеса как продольная реакция опорной поверхности // Грузовик, 2014, № 4. — С. 23—29.
2. **Копотилов В. И.** Анализ некоторых представлений о силе сопротивления качению колеса // Нефть и газ Западной Сибири: Материалы Международной научно-технической конференции. Т. 4. Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса. — Тюмень, 2013. — С. 21—26.
3. **Никитин Н. Н.** Курс теоретической механики. Учебник для втузов. — М.: Высшая школа, 2003. — 719 с.

УДК 621.436
В. В. Фурман, канд. техн. наук, ведущий конструктор проектно-производственного предприятия "Дизельавтоматика", г. Саратов
E-mail: markov@power.bmstu.ru

МЕТОД РАСЧЕТА ОГРАНИЧИТЕЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Рассмотрены особенности определения ограничительных характеристик подачи топлива для дизельных двигателей транспортного назначения. Представлена методика расчета ограничительной характеристики топливоподачи тепловозного дизель-генератора.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, тепловозный дизель-генератор, дизельное топливо, система топливоподачи, система управления, переходный процесс.*

Непременным условием достижения современных показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизельных двигателей транспортного назначения является формирование оптимизированных характеристик топливоподачи [1]. Одной из важнейших характеристик топливоподачи для автомобильных и тракторных дизелей является внешняя скоростная характеристика. Эта характеристика ограничивает максимально возможную подачу топлива в широком диапазоне скоростных режимов и оказывает значительное влияние на показатели топливной экономичности и токсичности (ОГ) [2, 3, 4]. Причем форма этой характеристики в значительной степени предопределяет эти показатели не только на установившихся режимах, но и в переходных процессах.

Актуальна проблема ограничения максимальных подач топлива и для тепловозных двигателей. Расчет ограничительной характеристики тепловозного дизель-генератора сводится к определению требуемой цикловой подачи дизельного топлива на каждой позиции контроллера в переходном процессе при переводе позиции контроллера с низшей на высшую с обеспечением требуемого качества переходного процесса. Полученные ограничительные характеристики должны формироваться системой топливоподачи дизельного двигателя, имеющей систему управления топливоподачей.

Обычно принимается, что при определении подачи топлива в переходном процессе основным ограничительным параметром является дымность ОГ [5]. В этом случае экспериментальным путем производится подбор требуемых значений коэффициента избытка воздуха α по визуальному наблюдению дымности ОГ дизеля или по ее экспериментально полученным значениям. Указанные значения коэффициента избытка воздуха обеспечиваются, в первую очередь, путем управления процессом топливоподачи. В данной статье предложены дополнительные обоснования по определению ограничений цикловой подачи дизельного топлива в переходном процессе.

Предлагаемая методика заключается в следующем. Суммарный коэффициент избытка воздуха α_Σ в зависимости от цикловой подачи дизельного топлива $q_ц$, кг/цикл, определяется по формуле:

$$\alpha_\Sigma = \frac{G_{vi}\pi\tau}{\omega\lambda_0 q_ц Z}, \qquad (1)$$

где G_{vi} — расход воздуха через дизель, кг/с; Z — число цилиндров; λ_0 — стехиометрическое соотношение; τ — тактность дизеля; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость вращения вала дизеля, рад/с; n — частота вращения дизеля, мин$^{-1}$.

Так как в самом начале переходного процесса параметры G_{vi} и ω постоянны (G_{vi} = const и ω = const), производная коэффициента избытка воздуха по цикловой подаче топлива определяется путем дифференцирования выражения (1):

$$\frac{\partial\alpha_\Sigma}{\partial q_ц} = -\frac{G_{vi}\pi\tau}{\omega\lambda_0 q_ц^2 Z}. \qquad (2)$$

Зависимость дифференциала коэффициента избытка воздуха от дифференциала цикловой подачи топлива может быть определена в виде:

$$d\alpha_{\Sigma} = \frac{\partial \alpha_{\Sigma}}{\partial q_{\text{ц}}} dq_{\text{ц}}. \quad (3)$$

Индикаторная мощность дизельного двигателя вычисляется по формуле:

$$N_i = \frac{H_U Z \omega q_{\text{ц}} \eta_i}{\pi \tau}, \quad (4)$$

где H_U — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; η_i — индикаторный КПД дизеля.

В начале переходного процесса $\omega = \text{const}$ и индикаторная мощность зависит только от индикаторного КПД и цикловой подачи топлива. Следовательно, дифференциал мощности зависит от дифференциала произведения индикаторного КПД и цикловой подачи топлива. Дифференциал этого произведения равен:

$$d(q_{\text{ц}} \eta_i) = dq_{\text{ц}} \eta_i + q_{\text{ц}} d\eta_{i.} \quad (5)$$

Тогда в переходном процессе дифференциал мощности можно определить в виде:

$$dN_i = \frac{H_U Z \omega}{\pi \tau} (dq_{\text{ц}} \eta_i + d\eta_i q_{\text{ц}}). \quad (6)$$

Ввиду того что индикаторный КПД зависит от коэффициента избытка воздуха, зависимость дифференциала индикаторного КПД от дифференциала коэффициента избытка воздуха будет иметь вид:

$$d\eta_i = \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}} d\alpha_{\Sigma}, \quad (7)$$

где $\frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}}$ — частная производная индикаторного КПД по коэффициенту избытка воздуха. Подставляя (3) в (7), получим дифференциал мощности дизеля в виде:

$$dN_i = \frac{H_U Z \omega}{\pi \tau} \left(dq_{\text{ц}} \eta_i + q_{\text{ц}} \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}} d\alpha_{\Sigma} \right). \quad (8)$$

Подставляя (7) в (8), получим дифференциал мощности в виде:

$$dN_i = \frac{H_U Z \omega}{\pi \tau} \left(dq_{\text{ц}} \eta_i + q_{\text{ц}} \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}} \frac{\partial \alpha_{\Sigma}}{\partial q_{\text{ц}}} dq_{\text{ц}} \right). \quad (9)$$

Окончательно подставляя (2) в (9), получим дифференциал мощности:

$$dN_i = \frac{H_U Z \omega}{\pi \tau} dq_{\text{ц}} \left(\eta_i - \frac{G_{vi} \tau}{\lambda_0 q_{\text{ц}} \omega Z} \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}} \right). \quad (10)$$

На основании полученной формулы (10) можно сделать вывод о том, что при определенных величинах цикловой подачи топлива, индикаторного КПД и коэффициента избытка воздуха индикаторная мощность N_i достигнет максимума. Тогда $dN_i = 0$ и индикаторный КПД, соответствующий максимальной для данного режима мощности, может быть рассчитан по формуле:

$$\eta_i = \frac{G_{vi} \tau}{\lambda_0 q_{\text{ц}} \omega Z} \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}}. \quad (11)$$

После подстановки (1) в (11) индикаторный КПД на режиме максимальной мощности окончательно будет определяться в виде:

$$\eta_i = \alpha_{\Sigma} \frac{\partial \eta_i}{\partial \alpha_{\Sigma}}. \quad (12)$$

Зависимость индикаторного КПД η_i от коэффициента избытка воздуха α_{Σ} и частоты вращения коленчатого вала дизеля n определяется экспериментально на каждой позиции контроллера. В соответствии с данными работы [5] на рис. 1 в качестве примера изображена зависимость индикаторного КПД η_i от коэффициента избытка воздуха α_{Σ} и частоты вращения дизеля n.

Для определения коэффициента избытка воздуха и индикаторного КПД проводятся испытания дизеля на каждой позиции контроллера при различных нагрузках с замером часового расхода топлива и с записью индикаторных диаграмм давления газов в

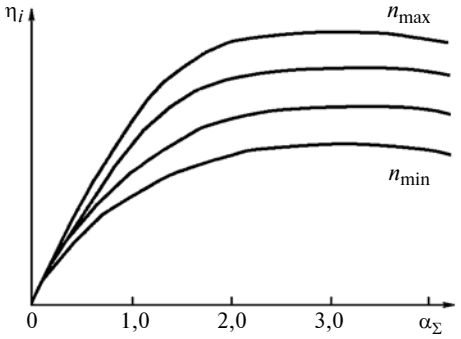


Рис. 1. Зависимости индикаторного КПД от коэффициента избытка воздуха и частоты вращения коленчатого вала дизеля

цилиндре. При этом цикловая подача топлива $q_ц$, кг/цикл, определяется из соотношения:

$$q_ц = \frac{G_т \pi \tau}{3600 \omega Z}, \quad (13)$$

где $G_т$ — замеренный часовой расход топлива, кг/ч.

При обработке индикаторных диаграмм определяется среднее индикаторное давление и индикаторная мощность N_i, Вт:

$$N_i = \frac{p_i V_h \omega Z}{\pi \tau}, \quad (14)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; V_h — рабочий объем цилиндра, м^3. С использованием формул (4) и (14) индикаторный КПД определяется в виде:

$$\eta_i = \frac{p_i V_h}{H_U q_ц}. \quad (15)$$

Для каждой частоты вращения на режимах соответствующих позиций контроллера по результатам проведенных расчетов и полученных экспериментальных данных устанавливается зависимости индикаторной мощности, индикаторного КПД и коэффициента избытка воздуха от цикловой подачи топлива, графическое изображение которых представлено на рис. 2.

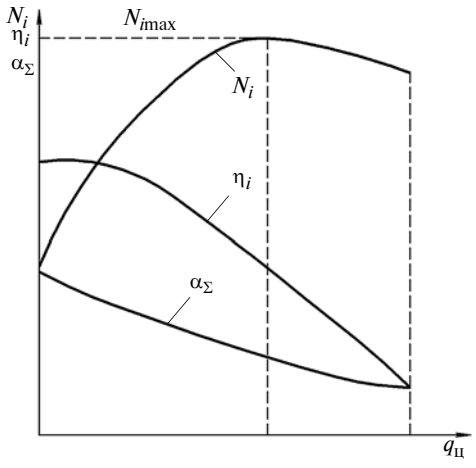


Рис. 2. Зависимость индикаторной мощности, индикаторного КПД и коэффициента избытка воздуха от цикловой подачи топлива

На основании проведенных расчетов, а также данных рис. 2 можно сделать вывод о том, что индикаторная мощность достигает максимума при соответствующей цикловой подаче топлива и дальнейшее увеличение подачи топлива не имеет смысла. В этом случае при росте цикловой подачи топлива из-за низких значений коэффициента избытка не обеспечивается полное сгорание топлива и, следовательно, не происходит увеличение индикаторной мощности и крутящего момента на валу двигателя. Поэтому система топливоподачи с соответствующей системой управления топливоподачей должны формировать требуемые ограничительные характеристики топливоподачи.

Выводы

Представленная методика расчета позволяет определить:

— зависимость индикаторной мощности от коэффициента избытка воздуха, индикаторного КПД и цикловой подачи топлива;

— величины цикловой подачи топлива, коэффициента избытка воздуха и индикаторного КПД, при которых индикаторная мощность достигает максимума. Дальнейшее увеличение цикловой подачи топлива приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха, перерасходу топлива и повышению теплонапряженности деталей двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Марков В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А.** Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. — 160 с.
2. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
3. **Марков В. А., Шленов М. И., Полухин Е. Е.** Влияние формы внешней скоростной характеристики на токсичность отработавших газов дизеля при переходных процессах // Грузовик &. — 2007. — № 9. — С. 20—21. — № 10. — С. 36—38.
4. **ГОСТ 18509—88.** Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. — М.: Изд-во Стандартов, 1988. — 14 с.
5. **Коссов Е. Е., Сухопаров С. И.** Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов. М.: Изд-во "Интекст", 1999. 184 с.

УДК 629.113.004
А. В. Заятров, ТГУ, г. Тольятти,
В. Н. Козловский, д-р техн. наук, **М. А. Пьянов**, канд. техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

АНАЛИЗ ВОСПРИНИМАЕМОГО КАЧЕСТВА КАК ИНСТРУМЕНТ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В работе проводится анализ индексов воспринимаемого качества электрооборудования легковых автомобилей отечественного и зарубежного производства с целью формирования достоверных сведений о показателях надежности.

Ключевые слова: *качество, надежность, удовлетворенность, электрооборудование, автомобиль.*

(Рисунки на 2-й полосе обложки)

На конкурентоспособность продукции отечественного автомобилестроения влияет множество факторов. С течением времени актуальность данной проблемы не только не ослабевает, а, наоборот, неуклонно увеличивается. При этом одним из важных факторов, вносящих значительный вклад в формирование данного показателя, является качество продукции и ее надежность. Несмотря на широкое внедрение процессов автоматизированного проектирования автомобилей и отдельных его компонентов, моделирования и анализа качества функционирования отдельных этапов по проектированию, производству, сборке и т. п., предсказать динамику возникновения отказов того или иного узла достаточно сложно. И только использование данных, поступающих из эксплуатации, дает возможность прояснить картину того, как ведет себя то или иное устройство.

Тем не менее анализ данных, характеризующих одни только показатели надежности, является недостаточным. Необходимо использовать широкий спектр инструментов, обеспечивающих комплексное исследование данной проблематики. Одним из таких методов является анализ показателей воспринимаемого качества на основе базы данных удовлетворенности.

Воспринимаемое качество рассматривается как замеренное потребительское отношение к произведенной продукции, выраженное в количественном показателе, учитывающее число жалоб, отказов, претензий к конкретному устройству с привязкой к определенному интервалу пробега.

Данная характеристика, помимо формирования имиджа предприятия-изготовителя, лояльности потребителей, содержит ценнейшую информацию о качестве и надежности автомобиля. Кроме того, данный показатель позволяет выделить проблемы, в первую очередь волнующие потребителя, тем самым формируя первоочередные цели по улучшению изделия. При должном подходе к формированию индексов воспринимаемого качества возможно не только получение комплексной оценки качества и надежности, но и сравнение полученных показателей с аналогичными характеристиками зарубежной продукции, что также немаловажно при выборе путей дальнейшего развития.

Поскольку база данных по удовлетворенности формируется на основе анкет, то оценке получен-

ных данных о качестве и надежности предшествует этап предварительной обработки. Эта стадия необходима для возможности использования анализа по показателям надежности и удовлетворенности не только по отдельности, но и совместно.

В связи с тем что респонденты в подавляющем большинстве не являются специалистами в области производства или обслуживания автомобильного транспорта, при преобразовании полученных данных в количественный эквивалент возникает задача грамотной интерпретации полученной информации. Для этого в выражение для расчета показателей воспринимаемого качества внесен дополнительный коэффициент — коэффициент компетентности. Данный коэффициент учитывает квалификацию аналитика, занимающегося изучением базы данных по удовлетворенности, ее интерпретацией на инженерный язык и проверкой адекватности жалоб и претензий потребителя.

$$E‰_i = \frac{K_K O_j}{N} 1000, \qquad (1)$$

где O_j — количество накопленных отказов и претензий для j-го устройства автомобиля за i-й месяц эксплуатации; N — общее количество автомобилей, исследуемых за данный период; $K_К$ — коэффициент компетентности.

Поскольку в рамках данной работы использовались анкетные данные с высоким критерием результативности, означающие, что от потребителя получены все ответы по вопросной базе в исчерпывающем объеме по волнующим его проблемам, значение коэффициента принято равным единице.

В качестве исходных данных использовалась информация, характеризующая удовлетворенность эксплуатацией среди двух марок автомобилей после одного года использования. Первой послужило одно из наиболее популярных семейств российского производства, вторая марка — аналогичные зарубежные автомобили близкой ценовой категории. Полученные данные охватывают период эксплуатации с 2012 по 2013 г.

На основе анализа анкетных данных, сформированных в базу удовлетворенности, определена ключевая система автомобиля — система электрооборудования, в значительной степени формирующая показатели воспринимаемого качества, а следовательно, и надежности. После этого осуществлено распределение устройств данной системы по функциональным группам. В результате получены следующие группы устройств: устройства, содержащие в своем составе электромеханические преобразователи (ЭМП), электронные устройства (ЭУ), исполнительные устройства (ИУ) (лампы, звуковой сигнал, аккумуляторные батареи и т. д.), датчики (Д), контакты (К), реле (Р), провода (Пр) и переключатели (П).

На рис. 1 представлены диаграммы распределения показателей воспринимаемого качества, рассчитанных с использованием выражения (1) по основным функциональным группам электрооборудования за 12 месяцев эксплуатации.

Анализ полученных результатов продемонстрировал, что количество отказов и претензий по каждой из функциональных групп устройств зарубежного производства значительно ниже по сравнению с аналогичными показателями у отечественных автомобилей. Данные соотношения справедливы для всех выделенных в составе электрооборудования подсистем. Кроме того, группа исполнительных устройств стабильно удерживает лидирующую позицию для обеих анализируемых марок автомобилей. Стоит отметить и значительную разницу между полученными показателями для группы электромеханических преобразователей. Распределение по количеству претензий и отказов для зарубежных автомобилей, за исключением лидирующей позиции, имеет сбалансированный характер и изменяется незначительно при переходе от одной группы к другой. Однако для отечественной продукции электромеханические преобразователи имеют низкий уровень удовлетворенности, уступая лишь исполнительным устройствам. С учетом вышесказанного можно сделать вывод, что затраты на поддержание работоспособного состояния автомобилей зарубежного производства в течение первого года эксплуатации окажутся ниже по отношению к отечественной марке, что может свидетельствовать о более высоком уровне аутентичности зарубежных комплектующих.

Поскольку группы электрооборудования, удерживающие первую и вторую позиции рейтинга, имеют до 75 % всех отказов и претензий для каждой из рассматриваемых марок автомобилей, остановимся более подробно на данных подсистемах, выявив наименее надежные устройства.

На рис. 2 и 3 представлены диаграммы распределения показателей воспринимаемого качества по группе исполнительных устройств с выделением пяти наиболее значимых, достигающих 85 % проблем среди всех устройств группы для зарубежного и отечественного производителей соответственно.

В обоих случаях диаграммы демонстрируют ярковыраженного лидера — лампы, кроме того, в обоих случаях в рейтинг также попали такие устройства, как свечи зажигания и аккумуляторные батареи. Достоинством анализа базы данных по удовлетворенности является как раз учет отказов среди выделенных устройств, поскольку традиционные методики исследования замену ламп, свечей зажигания не регистрируют в гарантийной базе данных и выход их из строя не учитывается, что ведет к искаженной оценке надежности.

На рис. 4 и 5 показаны диаграммы распределения показателей воспринимаемого качества для пяти устройств с электромеханическими преобразователями, достигающих 80—85 % проблем среди всех устройств группы для отечественного и зарубежного производителей соответственно.

В данной группе устройств также прослеживаются идентичные изделия среди обоих марок автомобилей, причем две первые позиции в рейтинге перекрывают 50-процентную величину всех отказов и претензий. Кроме того, полученные результаты в большей степени согласуются с данными, полученными на основе гарантийной базы [1].

Таким образом, значительным достижением данного направления исследования является возможность получения реальной ситуации, характеризующей работоспособность отдельных позиций среди устройств электрооборудования. Недостатки используемой в настоящее время методологии оценивания надежности и принятия своевременных мероприятий по их устранению могут быть ликвидированы благодаря дальнейшему развитию направления по учету показателей воспринимаемого качества. Важно отметить, что использование комплексного подхода к оценке качества и надежности необходимо развивать, используя большее количество источников информации и методик анализа. Подобное направление в решении задачи обеспечения надежности системы электрооборудования позволит получать устойчивые оценки текущих ресурсов как отдельных элементов, так и всего автомобиля в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Заятров А. В.** Спектральное моделирование надежности системы электрооборудования автомобилей [Текст] / А. В. Заятров, В. Н. Козловский // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 4. — С. 44—47.
2. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 274 с.
3. **Козловский В. Н.** Проблема стратегического планирования улучшения качества и надежности системы электрооборудования автомобилей / В. Н. Козловский, А. В. Заятров // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 1.
4. **Козловский В. Н.** Аналитические исследования качества автомобилей в эксплуатации: монография / В. Н. Козловский, В. И. Строганов. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2013.
5. **Строганов В. И.** Инновационные методы исследования качества и надежности электромобилей и автомобилей с гибридной силовой установкой: монография / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — М. "МАДИ", 2012.

УДК 621.43
Н. Д. Чайнов, д-р техн. наук, профессор, **В. В. Сусликов**, аспирант,
МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: v.suslikov@gmail.com

УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА НА ЦИКЛИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Современные требования к двигателям внутреннего сгорания заставляют разработчиков искать более точные методы расчета деталей на прочность и долговечность. Избыточный запас прочности узлов двигателя ведет к увеличению рыночной стоимости и массогабаритных показателей всей установки. Большой объем экспериментов на этапе разработки увеличивает затраты на процесс создания нового двигателя.

Ключевые слова: *коленчатый вал, упрочнение, обкатка, остаточные напряжения.*

На помощь конструкторам приходят современные системы расчетов, реализующие численный эксперимент. Повсеместное внедрение компьютерных технологий упрощает выполнение многих операций и сокращает время на разработку. Открываются большие возможности в области совершенствования и оптимизации существующих методик расчетов деталей.

Для решения широкого спектра задач большое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в специализированных программных комплексах (ANSYS, NASTRAN и т. д.).

Обеспечение циклической прочности коленчатого вала (КВ) является актуальной проблемой при разработке нового двигателя (рис. 1). Современные КВ среднеоборотных форсированных транспортных дизелей испытывают значительные нагрузки во время работы двигателя.

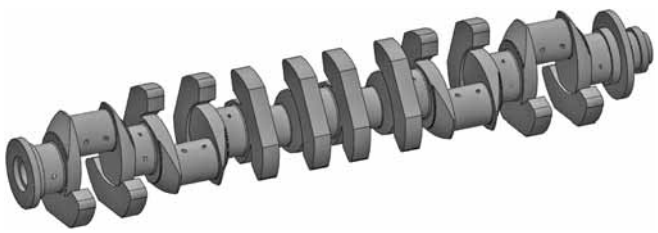


Рис. 1. Коленчатый вал современного среднеоборотного форсированного транспортного дизеля (модель)

Разрушение КВ начинается в местах концентрации напряжений и носит усталостный характер. Такими зонами являются края маслоподводящих отверстий, а в большинстве случаев — галтели (места перехода шеек вала в щеку) (рис. 2).

В статье [6] были описаны методы, применяемые при изготовлении КВ для повышения циклической прочности. Наиболее эффективным является процесс обкатки галтелей вала роликами (рис. 3), при котором снижается шероховатость поверхностей, происходит наклеп и возникает поле благоприятных остаточных сжимающих напряжений. Послед-

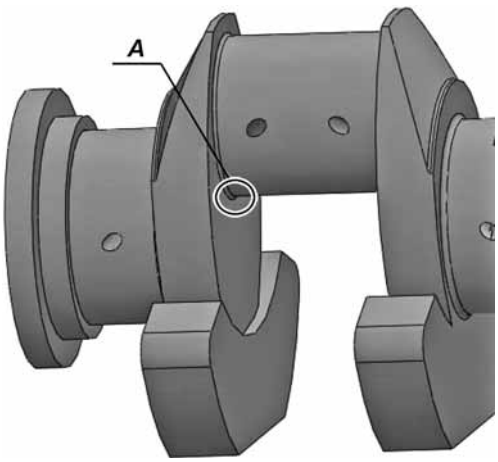


Рис. 2. Наиболее вероятная зона *A* начала усталостного разрушения

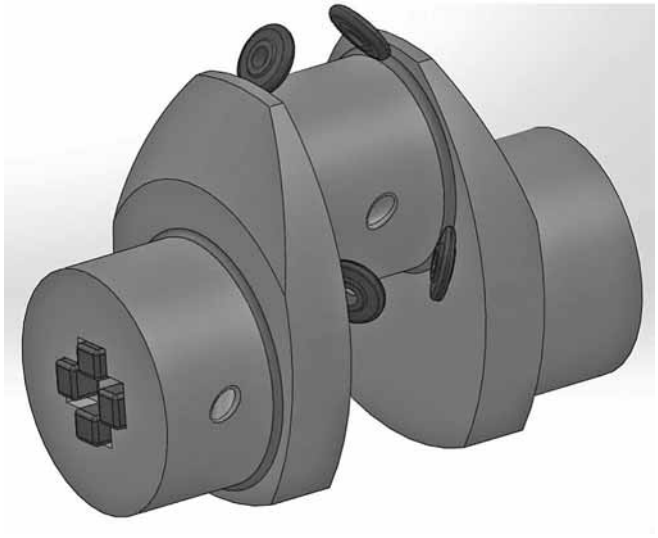


Рис. 3. Схема процесса обкатки галтелей вала роликами

нее обстоятельство играет определяющую роль для повышения циклической прочности КВ.

Коэффициент запаса циклической прочности при изгибе обычно определяют по формуле Серенсена-Кинасошвили [2]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\lambda_Д \dfrac{K_\sigma}{\beta_{УПР}\varepsilon_П\varepsilon_М}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}, \qquad (1)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала; $\lambda_д$ — коэффициент динамического усиления; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\beta_{УПР}$ — коэффициент упрочнения; $\varepsilon_П$, $\varepsilon_М$ — поверхностный и масштабный факторы; σ_a, σ_m — амплитуда и среднее значение цикла нагружения; ψ_σ — коэффициент влияния асимметрии цикла нагружения.

Учет обкатки галтелей при этом осуществляется через коэффициент $\beta_{УПР}$, который определяется экспериментально. Принят определенный диапазон изменения данного параметра, но конкретных рекомендаций по выбору значения $\beta_{УПР}$ не имеется. Это связано прежде всего со сложностью определения данного параметра и необходимостью проведения большого числа экспериментов в каждом конкретном случае. Данное обстоятельство затрудняет оптимизацию конструкции КВ и приводит к назначению завышенных значений коэффициента запаса циклической прочности.

Ниже предлагается методика расчета коленчатого вала на циклическую прочность с теоретическим определением коэффициентов упрочнения $\beta_{УПР}$ с помощью современного программного комплекса DEFORM-3D [7].

На первом этапе проводится динамический расчет КВ. Результатами данного расчета являются диаграммы силовых факторов, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

При этом используется программный комплекс KVAL [1].

Для среднеоборотных форсированных транспортных дизелей характерна V-образная схема с рядом сидящими шатунами. Такое конструктивное решение позволяет получить хорошую уравновешенность двигателя и обеспечить достаточную прочность шатунов (в отличие от схемы с прицепным шатуном). При этом при динамическом расчете необходимо учитывать суммарную силу от двух шатунов.

Из анализа диаграммы суммарной радиальной силы, задающей цикл нагружения (рис. 4), определяются экстремальные значения усилий и соответствующие им углы поворота коленчатого вала.

Из рис. 4 видно, что максимальное значение за цикл достигается при угле поворота КВ на 50°, а минимальное — на 190°.

На втором этапе для каждого из положений КВ, определенных в результате динамического расчета, определяется напряженно-деформированное состояние КВ в трехмерной постановке с использованием программного комплекса ANSYS. Для этого строится трехмерная геометрическая модель колена вала с сопряженными шатунами (рис. 5). Расчет

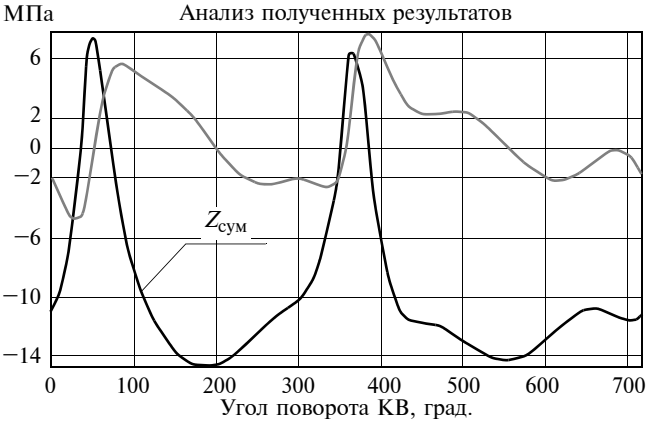


Рис. 4. Суммарная радиальная сила от двух цилиндров, отнесенная к площади поршня

проводится для одного колена вала. Усилие от действия газовой силы передается на КВ через шатуны.

Строится конечно-элементная модель расчета (рис. 6). В дальнейшем описание методики будет проводиться на примере расчета для угла поворота КВ на 50°, но все соответствующие выкладки справедливы и для расчета с углом поворота КВ на 190°.

Задача решается в перемещениях {δ}. Неизвестными являются компоненты перемещений (u, v, w) n узлов конечно-элементной модели. Полный алгоритм расчета описан в работе [4].

Неизвестные компоненты вектора перемещения {δ} находятся решением системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

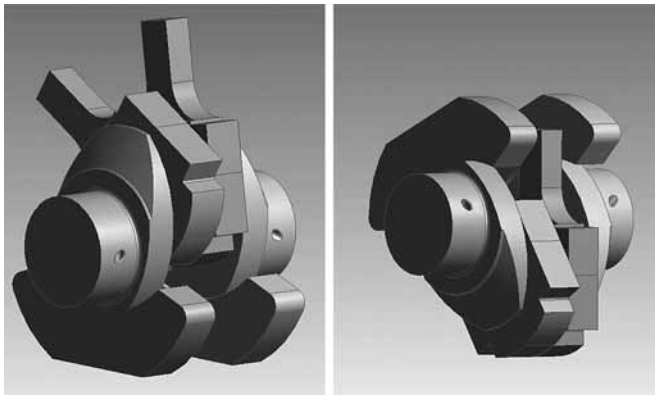
$$[K]\{\delta\} = \{\bar{G}\}, \qquad (2)$$

где $[K]$ — глобальная матрица жесткости, $\{\bar{G}\}$ — глобальный вектор нагрузки.

Зная составляющие вектора {δ}, вычисляются деформации и напряжения в элементах конструкции (рис. 7).

После определения напряжений, на третьем этапе, для двух выбранных углов поворота КВ определяются параметры цикла для каждого элемента конечно-элементной модели.

Амплитуду и среднее значение напряжений за цикл для трехмерного случая напряженно-дефор-



а) *б*)

Рис. 5. Трехмерная геометрическая модель расчета:
а — для угла поворота КВ — 50°; *б* — для угла поворота КВ — 190°

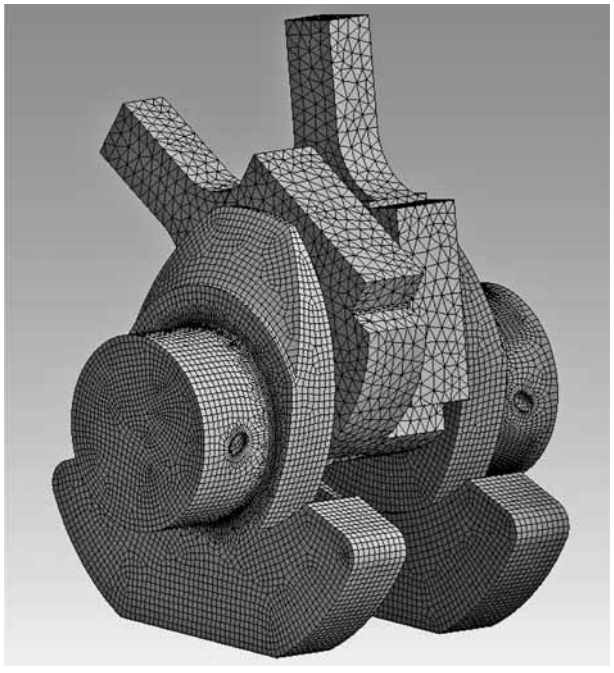


Рис. 6. Конечно-элементная модель расчета

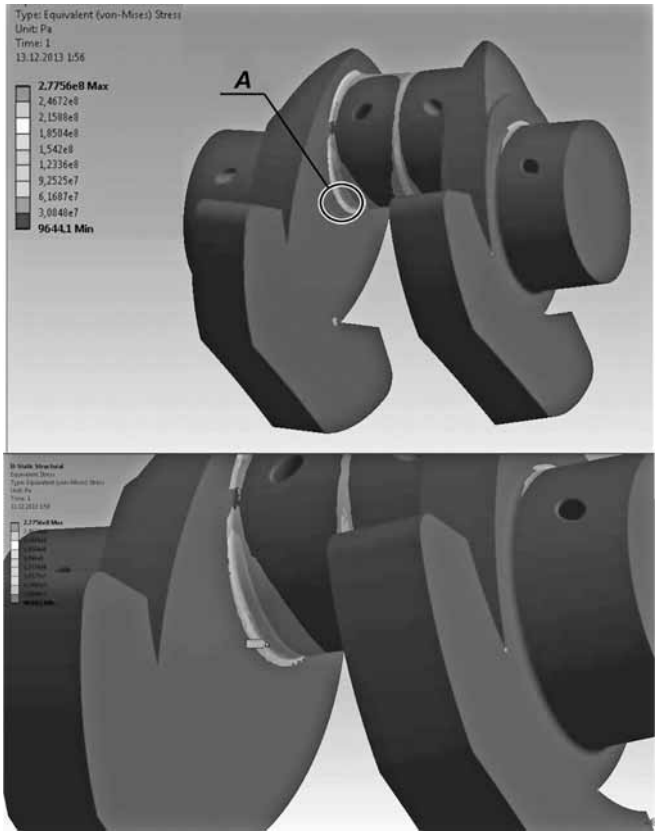


Рис. 7. Эквивалентные напряжения (зона *А* — наиболее вероятная зона начала усталостного разрушения)

мированного состояния (НДС) определяют по выражению:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_a^{ij} &= \frac{\sigma_{\max}^{ij} - \sigma_{\min}^{ij}}{2} \\ \sigma_m &= \sigma_1\end{aligned}\right\}, \qquad (3)$$

где σ_1 — первое главное напряжение.

Как показывают испытания образцов с концентраторами напряжений и без них, разрушение наступает при $\sigma_{-1K} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma}$, при этом $K_\sigma < \alpha_\sigma$, где α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Таким образом, значения амплитуд напряжений определяют методом конечных элементов, что при расчете учитывается коэффициентом чувствительности q [2].

Запас прочности значения эффективной амплитуды напряжений $\sigma_{a_{ЭФ}}$ определяют по формуле:

$$\sigma_{a_{ЭФ}} = A_\sigma \sigma_{a\text{КЭ}}, \qquad (3.1)$$

где A_σ — поправочный коэффициент меньше 1.

$$A_\sigma = \frac{1 - q_\sigma}{a_\sigma} + q_\sigma,$$

где q_σ — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; a_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Для галтели вала теоретический коэффициент концентрации напряжений зависит от перекрытия шеек, ширины щеки, диаметра облегчающего отверстия, его эксцентричного положения, а также от расположения отверстия в смежной щеке. Этот коэффициент определяется по формуле:

$$a_\sigma = (a_\sigma)_{\Delta=0}(\beta_\sigma)_h(\beta_\sigma)_{BH}(\beta_\sigma)_e(\beta_\sigma)_\Delta(\beta_\sigma)_L. \qquad (3.2)$$

Рекомендации по выбору коэффициентов в формуле (3.2), а также методика расчета эффективной амплитуды представлены в работе [4].

Четвертым и самым трудоемким этапом расчета является определение коэффициентов упрочнения $\beta_{УПР}$. Требуется смоделировать технологический процесс обкатки галтелей вала роликами с целью определения НДС КВ после пластического деформирования.

Расчет проводится в специализированном программном комплексе DEFORM-3D. Для получения адекватных результатов необходимо рассматривать трехмерную модель расчета коленчатого вала. В данном случае при расчете остаточных напряжений особое внимание следует уделить области галтели и прилежащих участков (рис. 8), что позволяет увеличить количество элементов в области галтели, повысить точность расчета и позволит сократить время вычислений. На рис. 9 представлена конечно-

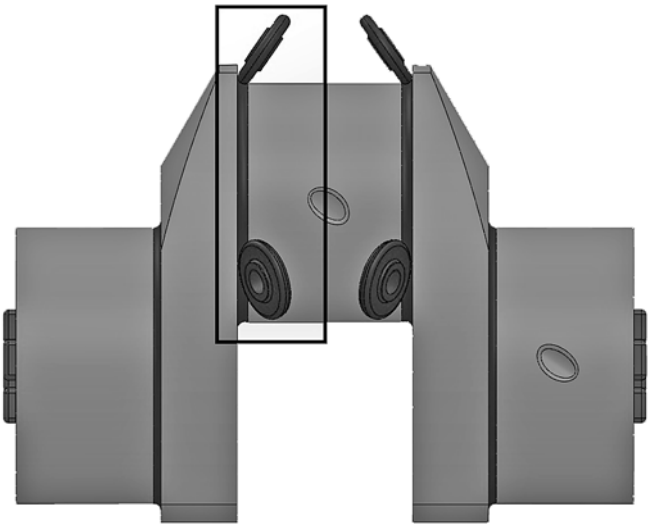


Рис. 8. К выбору геометрической модели расчета процесса обкатки галтелей

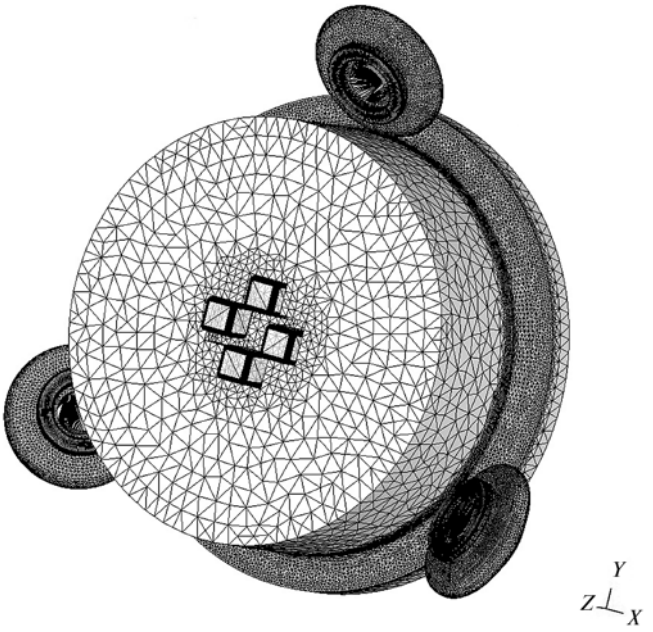


Рис. 9. Конечно-элементная модель расчета процесса обкатки галтелей

элементная модель упрочняемой зоны галтели со стороны коренной шейки коленчатого вала.

Пластические деформации в упрочняющемся материале возникают, когда компоненты напряжений удовлетворяют условию пластичности:

$$F(\sigma_{ij}, \chi) = 0, \quad (4)$$

где χ — параметр упрочнения.

Условие пластичности принимается в виде зависимости Максвелла-Хуберта-Мизеса, устанавливающей связь между интенсивностью напряжений в точке и пределом текучести σ_T,

$$\sigma_i = \sigma_T(\varepsilon_0, \dot{\varepsilon}_i, T), \quad (5)$$

являющимся функцией накопленных пластических деформаций:

$$\varepsilon_0 = \int \dot{\varepsilon}_i \, dt, \quad (6)$$

интенсивности скорости деформаций $\dot{\varepsilon}_i$ в данный момент и температуры T.

Связь приращений пластических деформаций с условием пластичности устанавливает ассоциированный закон течения:

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (7)$$

где λ — неопределенный коэффициент пропорциональности.

Зависимость (7) можно трактовать как требование ортогональности вектора приращений пластических деформаций поверхности пластичности в n-мерном пространстве напряжений.

Изменение деформации при бесконечно малом приращении напряжения может быть представлено в виде суммы упругой и пластической составляющих:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p. \quad (8)$$

Связь между скоростями точки и компонентами тензора скоростей деформаций задается в виде соотношений Коши для малых деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right), \quad (9)$$

где v_i — компоненты вектора скорости смещения точки по осям координат ∂x_i ($i, j = 1, 2, 3$).

Также должно быть выполнено условие несжимаемости:

$$\dot{\varepsilon}_V = 0. \quad (10)$$

Функционал баланса мощности внутренних и внешних сил включает в себя скорость рассеяния энергии деформации и мощность, развиваемую действующими на заготовку внешними силами f_i на скоростях смещений v_i:

$$\Phi \equiv \int_V \sigma_i \dot{\varepsilon}_i dV - \int_S f_i v_i dS \equiv \int_V \sigma_i \xi_{ij} dV - \int_S f_i v_i dS. \quad (11)$$

Подробное описание методики расчета НДС КВ после процесса обкатки галтелей вала роликами дано в работе [5].

Стоит отметить, что данный расчет является нестационарным и требует учета временной координаты, что существенно увеличивает время вычислений, а учет пластичности и разгрузки материала затрудняет сходимость расчета.

В результате вычислений определяется НДС КВ (рис. 10).

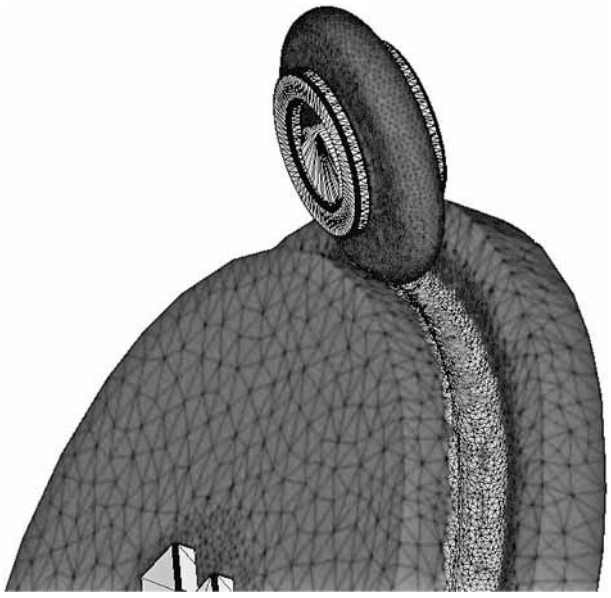


Рис. 10. Эквивалентные напряжения в процессе обкатки галтелей роликами

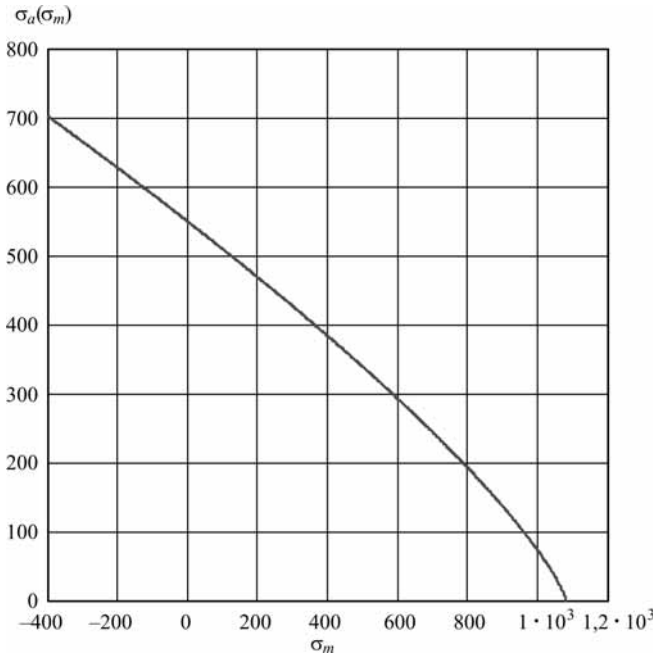


Рис. 11. К определению коэффициентов упрочнения $\beta_{УПР}$

Для отдельных точек модели по диаграмме предельных амплитуд (рис. 11), построенной по методу М. Н. Степнова [3], определяется коэффициент упрочнения $\beta_{УПР}$ как отношение максимальной амплитуды при среднем напряжении, равном напряжениям сжатия после процесса обкатки, к пределу выносливости:

$$\beta_{УПР} = \frac{\sigma_a^{(\sigma_m = \sigma_{ОСТ})}}{\sigma_{-1}}. \qquad (12)$$

На заключительном пятом этапе определяются коэффициенты запаса по формуле (1). Для трехмерного случая в качестве амплитуды напряжений в точке принимается интенсивность амплитуд, вычисленная по составляющим вектора напряжений:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\begin{matrix}(\sigma_{ax} - \sigma_{ay})^2 + (\sigma_{ay} - \sigma_{az})^2 + (\sigma_{az} - \sigma_{ax})^2 + \\ + \left[6(\tau_{axy})^2 + (\tau_{ayz})^2 + (\tau_{axz})^2\right].\end{matrix}} \qquad (13)$$

На примере двигателя 12ЧН26,5/31 был проведен расчет коэффициентов запаса циклической прочности в программе KVAL и по предложенной методике.

Определена наиболее опасная точка, для которой рассчитаны параметры цикла нагружения (размерность напряжений — МПа).

Максимальные значения напряжений за цикл:

$$\sigma_{x\max} = 235;\ \tau_{xy\max} = 48;$$

$$\sigma_{y\max} = 89;\ \tau_{yz\max} = 48;$$

$$\sigma_{z\max} = 17;\ \tau_{xz\max} = 97.$$

Минимальные значения напряжений за цикл:

$$\sigma_{x\min} = -92;\ \tau_{xy\min} = -41;$$

$$\sigma_{y\min} = -144;\ \tau_{yz\min} = -75;$$

$$\sigma_{z\min} = -256;\ \tau_{xz\min} = -53.$$

Амплитуда напряжений за цикл:

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x\max} - \sigma_{x\min}}{2} = 163{,}5;$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y\max} - \sigma_{y\min}}{2} = 116{,}5;$$

$$\sigma_{az} = \frac{\sigma_{z\max} - \sigma_{z\min}}{2} = 136{,}5;$$

$$\tau_{axy} = \frac{\tau_{xy\max} - \tau_{xy\min}}{2} = 44{,}5;$$

$$\tau_{ayz} = \frac{\tau_{yz\max} - \tau_{yz\min}}{2} = 61{,}5;$$

$$\tau_{axz} = \frac{\tau_{xz\max} - \tau_{xz\min}}{2} = 75.$$

Интенсивность амплитуд:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\begin{matrix}(\sigma_{ax} - \sigma_{ay})^2 + (\sigma_{ay} - \sigma_{az})^2 + (\sigma_{az} - \sigma_{ax})^2 + \\ + \left[6(\tau_{axy})^2 + (\tau_{ayz})^2 + (\tau_{axz})^2\right].\end{matrix}}$$

Среднее значение напряжений за цикл:

$$\sigma_{m\max} = 302;\ \sigma_{m\min} = 8;$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\max} - \sigma_{m\min}}{2} = 155.$$

Расчет остаточных напряжений позволил определить параметр упрочнения $\beta_{УПР} = 1{,}2$ для материала вала 38ХН3МА. Определены коэффициенты запаса по формуле (1). Было установлено, что погрешность расчета составляет 8 % и является удовлетворительной.

Такой подход к определению коэффициентов запаса по циклической прочности КВ позволяет уменьшить погрешность расчета, связанную с погрешностью выбора осредненного коэффициента упрочнения $\beta_{УПР}$, что в конечном счете оказывает положительное влияние на массогабаритные показатели всего двигателя.

Применение изложенной методики позволяет оптимизировать параметры технологического упрочнения коленчатого вала, в частности, выбора усилия обкатки, размеров галтелей и роликов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Краснокутский А. Н., Мягков Л. Л., Чайнов Н. Д.** Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей, М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013, 102 с.
2. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М.: Машиностроение. 1975. 488 с.
3. **Степнов М. Н.** Расчетно-экспериментальный метод построения диаграмм предельных амплитуд для конструкционных деформируемых алюминиевых сплавов с учетом концентрации напряжений. "Вестник машиностроения", 1998, № 9, с. 11—17.
4. **Чайнов Н. Д., Иващенко Н. А., Краснокутский А. Н., Мягков Л. Л.** Конструирование двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.
5. **Чайнов Н. Д., Сусликов В. В.** Математическое моделирование технологического процесса обкатки галтели коленчатого вала, Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012, № 7, спецвыпуск.
6. **Чайнов Н. Д., Сусликов В. В.** Упрочнение коленчатого вала методами поверхностного пластического деформирования, Грузовик, 2014, № 3.
7. **DEFORM Simulation Software,** http://www.deform.com/

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2015 год

Подписавшись в издательстве, вы:

1) получаете без задержек журнал с первого номера.

2) экономите на стоимости почтовой доставки.

3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-52-98.

Факс: 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.331.1

М. С. Пышненко, аспирант, **А. Н. Ременцов**, канд. техн. наук, д-р пед. наук, проф., МАДИ
E-mail: rementsov@madi.ru; pyshnenko_ms@mail.ru

К ВОПРОСУ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СИСТЕМ ПИТАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

В данной статье рассматривается влияние автомобильного транспорта на загрязнение окружающей среды, причины образования отложений в топливных форсунках, методы их очистки и перспективы развития.

Ключевые слова: *выбросы загрязняющих веществ, топливная система, топливная форсунка, отложения, ультразвуковая очистка.*

Постановка задачи: в условиях дальнейшего роста автомобильного парка России рассматривается проблема совершенствования системы технического обслуживания автомобилей с целью повышения культуры эксплуатации, увеличения межремонтных сроков службы, для чего исследуются имеющиеся методы диагностирования, технического обслуживания и ремонта систем питания автомобилей, анализируются возможности их совершенствования.

Автомобильный парк России к 1 января 2014 г. перешагнул отметку в 50 млн, увеличившись за год на 4,6 % [5]. Наибольшая положительная динамика роста (+6,4 %) у парка легковых автомобилей, который составил 41 млн 224,5 тыс. ед., увеличившись за 2013 г. на 2 млн 477 тыс. ед., и в большей степени за счет иномарок, динамика роста которых за год составила 12,1 %, или 2 млн 163,1 тыс. ед. [5]. Парк легковых автомобилей иностранных марок в России к 1 января 2014 г. составил 20 млн 40 тыс. ед. [5].

Согласно данным аналитического агентства "АВТОСТАТ", в настоящее время обеспеченность легковыми автомобилями в среднем по России достигла отметки 274 ед. на 1000 жителей, тем самым за год прирост составил 6,6 % [7]. Парк грузовых автомобилей, в том числе массой до 5 т, достиг 6 млн 20,2 тыс. ед. (рост на 5,4 %) [5]. А парк автобусов (включая микроавтобусы) показал отрицательную динамику (–4,1 %), составив 886,9 тыс. ед. [5].

Рост парка автомобилей предполагает увеличение объемов работ по поддержанию в исправном состоянии. Одной из систем автомобиля наиболее подверженных изменению технического состояния, является система питания, на которую приходится около 30 % неисправностей по двигателю и до 15 % по автомобилю.

Известно, что вклад автомобильного транспорта в суммарное загрязнение атмосферного воздуха составляет более 90 % [10], поэтому важную роль по улучшению экологической ситуации играют мероприятия по поддержанию в исправном состоянии систем питания автомобилей посредством их своевременной и полноценной диагностики и технического обслуживания.

Проблема поддержания необходимого уровня технического состояния системы питания бензиновых и дизельных двигателей вызвана наличием в ней топливных форсунок, электронного бензонасоса или топливного насоса высокого давления (ТНВД), регулятора давления топлива и других элементов, для которых необходимо топливо с высокой степенью чистоты.

Диагностика элементов топливной системы производится как непосредственно на работающем двигателе с визуальным осмотром всех соединений и прослушиванием работы сборочных единиц, так и на специализированных стендах.

Системы питания включают значительное число деталей с отверстиями и каналами, достигающими сотых долей мм и имеющими сложную форму. Знание особенностей, условий и режимов работы элементов системы питания позволяет понять, какие из этих элементов наиболее подвержены отрицательному внешнему воздействию.

Основная доля всех неисправностей и отказов системы питания приходится на топливные форсунки, причинами выхода из строя которых является наличие абразивного материала в топливе, попадание воды, сульфатов, воздействие высоких температур [2].

Но первоочередной причиной нарушения работы топливных форсунок является стремительное оседание тяжелых фракций топлива, выраженное лаковыми отложениями, в калибровочном канале форсунки в результате испарения легких фракций топлива в ее рабочей зоне. Пропускная способность данного канала может снижаться на 25 % при накопленных отложениях на его стенках толщиной в 5 мкм [11], что приводит к снижению качества образования горючей смеси, нарушению герметичности запорного клапана форсунки и как результат — к ее отказу.

Форсунки, применяемые в ДВС, можно разделить на две группы: топливные форсунки бензиновых и дизельных двигателей. Варианты восстановления работоспособности первой группы форсунок не требуют своего широкого рассмотрения, поскольку наиболее целесообразным в данном случае является приобретение новой форсунки взамен неисправной ввиду невысокой ее стоимости. Для форсунок дизелей ситуация иная, так как их восстановление обходится в разы дешевле, чем установка новых. Поскольку доля дизельных автомобилей как в России, так и за рубежом с каждым годом растет (рис. 1, 2) то меры по совершенствованию ТО и ТР дизельных топливных форсунок становятся все более актуальными.

Основным способом восстановления требуемой работоспособности форсунок является их промывка. Эта операция подразумевает удаление из системы накопившихся отложений. Основные методы промывки форсунок включают промывку специальными присадками к топливу; промывку без демонтажа форсунок с помощью специальной установки; промывку на ультразвуковом стенде со снятием форсунок с двигателя (рис. 3).

Промывка с помощью присадки к топливу отличается простотой и заключается в периодическом

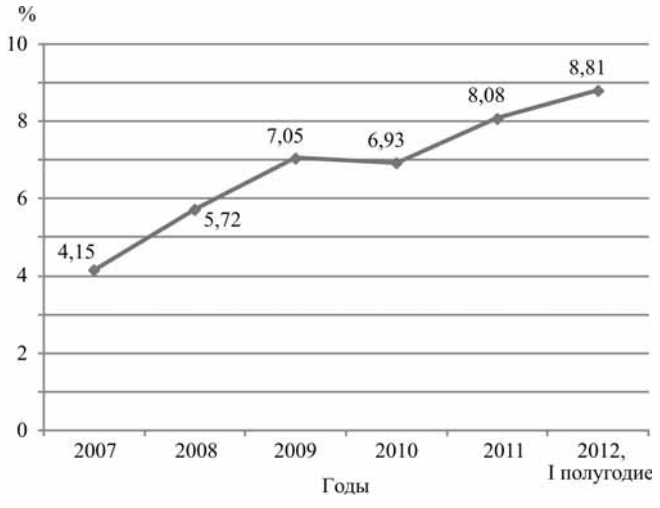


Рис. 1. Динамика роста доли легковых и легких коммерческих автомобилей с дизельными ДВС в автомобильном парке России за 2007—2012 гг. в % отношении [4]

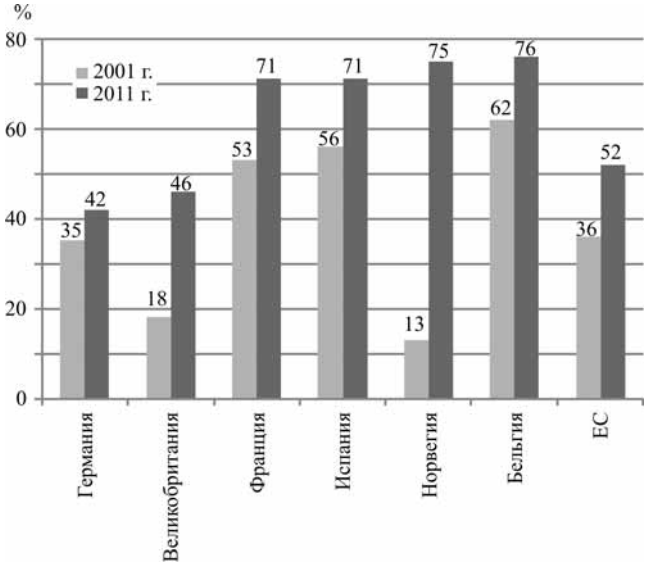


Рис. 2. Доля автомобилей с дизельными ДВС в странах Европы на 2001 и 2012 гг., % [12, 8]

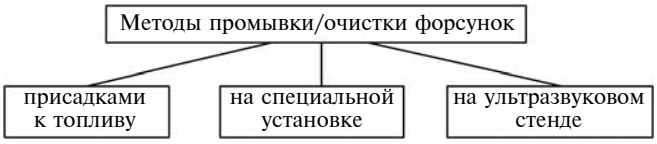


Рис. 3. Методы промывки и очистки форсунок

(каждые 2—3 тыс. км) добавлении в топливо специальных препаратов. Это позволяет промыть не только форсунки, но и топливную систему в целом. Данный способ эффективен при регулярном устранении незначительных загрязнений и играет предупредительную роль. Однако данный способ не обеспечивает доброкачественного удаления с форсунок сильных отложений. Также использование этих специальных препаратов может привести к повышению токсичности отработавших газов. В то же время отложения и загрязнения, удаленные с поверхностей элементов топливной системы, могут создать еще большие загрязнения в форсунках.

Промывка форсунок на специальной установке заключается в работе двигателя на специальном промывающем топливе (сольвенте). Подобную промывку целесообразно проводить через 25 тыс. км. Следует отметить, что данный способ промывки форсунок довольно длительный. При этом существенный недостаток данного способа связан еще и с тем, что сольвент не проходит через регулятор давления, не очищается его запорный клапан и неэффективно промывается топливная рампа [3]. Также отсутствует возможность оценки результатов промывки посредством диагностики, так как на данных установках она не предусмотрена. Следует отметить, что стоимость промывки при таком способе увеличивается вследствие работ, связанных с заменой масла [3], которая необходима ввиду вероятности попадания промывочной жидкости в масляную систему, также при данном способе очистки отрицательному воздействию подвергаются свечи зажигания.

Промывка форсунок на ультразвуковом стенде производится снятием их с двигателя для удаления затвердевших отложений, которые нельзя устранить с помощью указанных выше способов. Принцип работы таких стендов основан на разрушении отложений в форсунке, погруженной в специальный моющий раствор, с помощью ультразвука. Стенд позволяет определить качество распыления и производительность форсунки. Ультразвуковые установки позволяют выполнить диагностику и обслуживание форсунок как дизельных двигателей, так и бензиновых. Чистка форсунок целесообразна для получения положительного результата при пробеге около 40 тыс. км. Использование ультразвука в несколько раз увеличивает действенность растворителей (моющих растворов), приводя к уменьшению времени и увеличению качества очистки.

Проведенный нами анализ достоинств и недостатков ультразвуковой очистки показал, что эффективность промывки на ультразвуковой установке существенно выше имеющихся на данное время способов очистки. В то же время другие элементы топливной системы не очищаются. Другой недостаток — данные установки производительны только при соразмерности диаметра канала форсунки с длиной ультразвуковой волны, вырабатываемой стендом. Если длина волны превышает диаметр канала, происходит дифракция волн, то есть огибание волнами препятствия, и в этом случае чистка не происходит. Ультразвук может вызвать повреждение изоляции витков катушки электромагнита форсунки с электромагнитным управлением, что приведет к межвитковому замыканию и, как следствие, выходу форсунки из строя [1].

Бесспорными преимуществами ультразвуковой очистки являются:

— повышенная скорость очистки как в водной среде, так и в растворителе;

— меньшая требуемая производственная площадь и меньшие затраты труда;

— возможность применения для очистки токсичных веществ, так как с ними нет контакта работающих специалистов;

— высокий уровень безопасности;

— отсутствие загрязнения окружающей среды;

— высокие качественные результаты с точки зрения устранения веществ и очистки.

С учетом выявленных достоинств и недостатков ультразвуковой очистки, можно констатировать, что данный метод наиболее целесообразен для обслуживания топливных форсунок.

В то же время при ультразвуковой чистке форсунок остальные элементы системы питания очистке не подвергаются и при наличии в них отложений форсунки в скором времени вновь выйдут из строя. Для этого рекомендуется предварительно производить промывку системы питания либо с помощью присадки к топливу, либо на специальной установке.

Выводы

Повышение качества процесса технического обслуживания и ремонта систем питания автомобилей возможно при комплексном воздействии как на отдельный элемент, в частности форсунку системы питания, так и всю систему в целом. Эффект от ультразвукового метода очистки, подобно тому, как сам этот метод увеличивает воздействие моющих растворов на очищаемую поверхность, станет возрастать в разы при его совмещении с технологиями, основанными на новейших достижениях в науке и технике.

Данная статья будет полезна исследователям вопросов ультразвуковой очистки элементов систем питания автомобилей, а также работникам технической службы автотранспортных предприятий и специалистам по ремонту топливной аппаратуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гавринев П.** Промывка форсунок: лекарство или панацея? // Детальный подход. — 2009. — январь.
2. **Дизельные двигатели** — устройство, обслуживание, ремонт, поиск и устранение неисправностей. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию дизельных двигателей легковых и грузовых автомобилей. — М.: Петит, 2002. — 384 с.
3. **Ерохов В. И.** Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика). Учебник для вузов. — М: Горячая линия — Телеком, 2011. — 552 с.: ил.
4. **Какие автомобили предпочитают в России** // Интернет сервис IBUSINESS.RU. URL: http://ibusiness.ru/blogs/23099 (дата обращения: 27.08.2014)
5. **Количество автомототранспортных средств и прицепов к ним,** зарегистрированных в установленном порядке ГИБДД МВД России. Сведения за 2013 г. // Госавтоинспекция МВД России. URL: http://www.gibdd.ru/upload/iblock/af6/af62a5451bb9d62263c45862ebd490c0.pdf (дата обращения: 26.08.2014)
6. **Радж Балдев, Раджендран В., Паланичами П.** Применение ультразвука. — Москва: Техносфера, 2006. — 576 с.
7. **Рейтинг регионов по обеспеченности автомобилями** на 1000 жителей — на начало 2014 года // Аналитическое агентство "АВТОСТАТ". URL: http://www.autostat.ru/news/view/16220/ (дата обращения: 27.08.2014)
8. **Россияне стали чаще покупать дизельные автомобили** // Автомобильный портал Drom.ru. URL: http://news.drom.ru/22530.html (дата обращения 10.09.2014)
9. **Сокол Н. А., Попов С. И.** Конструкция и расчет автомобиля. Учебное пособие, — Ростов-на-Дону: Феникс, 2006.
10. **Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения:** материалы 5-й Международной научно-практической конференции 29 февраля—1 марта 2012 г., г. Ростов-на-Дону. В рамках 15-й международной агропромышленной выставки "Интерагромаш-2012", Ростов н/Д, 2012. — 540 с.
11. **Топливные форсунки,** уход, восстановление работоспособности // Автожурнал. URL: http://autoshas.ru/toplivnye-forsunki-ukhod-vosstanovlenie-rabotosposobnosti.html (дата обращения 27.08.2014).
12. **Японцы и немцы отступают** // Электронное периодическое издание Slon.ru. URL: http://slon.ru/economics/partner_pwc_rasskazal_o_budushchem_mirovogo_avtoproma-824512.xhtml (дата обращения: 29.08.2014).

ПРАКТИКА

УДК 629.113.073
Р. И. Соколов, канд. техн. наук, e-mail: amn12no@mail.ru,
В. С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ "ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ"
E-mail:Orlov-AV@mail.ru

ОБЗОР ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ОСНОВНЫХ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ МНОГОЦЕЛЕВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящей статье изложены различные методические подходы к выбору удельной мощности и ее влияния на формирование основных тактико-технических характеристик отечественных и зарубежных многоцелевых автомобилей.

Ключевые слова: *удельная мощность, максимальная скорость, полная масса, тактико-техническая характеристика.*

Многоцелевой характер использования армейских автомобилей обусловливает многообразие режимов их работы и использования, в частности, приспособленность под погрузку и транспортировку различных воинских грузов, размещение и монтаж разнообразных видов вооружения и военной техники для решения специальных задач, использование в качестве тягача для буксировки прицепных систем, а также приспособленность для работы в составе автопоезда, в том числе активного.

Отсутствие достаточно полных данных по условиям эксплуатации многоцелевых автомобилей не может не повлиять на формирование требования по удельной мощности и практической его реализации на автомобилях.

Однако, как показывает предварительный анализ имеющихся в печати материалов, к настоящему времени все еще не выработан общепринятый универсальный метода расчета $N_{уд}$.

Так, сопоставление результатов приемочных и периодических испытаний полноприводных автомобилей с различной удельной мощностью, выполненных на базе НИИЦ АТ, показывает, что в общем случае $N_{уд}$ оказывает неоднородное влияние на скорость движения. Вместе с тем, общую закономерность в отдельных случаях этого влияния установить все-таки удается. В частности, увеличение $N_{уд}$ приводит к повышению скорости движения автомобилей на всех дорогах, но величина и интенсивность ее возрастания проявляются неодинаково: в большей степени на дорогах с твердым покрытием, в меньшей степени — на грунтовых дорогах. Достаточно широкий диапазон средних скоростей вполне закономерен, так как полученные значения по скоростям движения автомобилей отражают влияние не только величины $N_{уд}$, но также их условия эксплуатации и применения, что позволяет рассматривать степень влияния $N_{уд}$ на формирование средней скорости движения во взаимосвязи с характеристиками дорог и интенсивностью движения на них.

Так, в работе [1] выбор удельной мощности основывается на средней скорости только транспортного потока и пропускной способности автомобильных дорог. При этом устанавливается минимальное значение $N_{уд}$ для автомобилей с бензиновым двигателем 5,15 кВт/т, а с дизелем — 5,88 кВт/т.

В ряде зарубежных стран в зависимости от географических и экономических условий в дорожные правила введены требования также по этому параметру — минимальной удельной мощности: 8,15 кВт/т в США (директивно для тактических автомобилей малой грузоподъемности 15—22 кВт/т, а для автомобилей средней и большой грузоподъемности 11—15 кВт/т [2]); 7,35 кВт/т в Швейцарии; 5,68 кВт/т в ФРГ, Австрии и Норвегии.

Помимо указанной тенденции, при выборе удельной мощности исходят также из заданной максимальной скорости движения [3], средней скоро-

сти движения [4], динамических показателей или в совокупности ряда параметров: времени или средней скорости преодоления автомобилем затяжного дорожного подъема заданной крутизны и протяженности, параметров интенсивности разгона на заданном отрезке пути [5] или до заданной скорости, а иногда в зависимости от имеющегося в производстве двигателя.

Некоторые специалисты предлагают вообще без всяких обоснований повысить автомобилям удельную мощность [6], которая в зависимости от типа, назначения, специализации и класса их грузоподъемности должна составить 11,75—15,7 кВт/т для одиночного автомобиля и 5,88—7,35 кВт/т для автопоездов.

По данным результатов исследований и испытаний многоцелевых автомобилей в НИИЦ АТ, установлено преобладающее влияние качества системы подрессоривания (при частичном использовании мощности двигателя) на скоростной режим автомобилей на неровных и грунтовых дорогах различного состояния. Поэтому выбор удельной мощности

Таблица 1

Обобщенные параметры ТТХ зарубежных армейских автомобилей

Поколение	Грузоподъемность, т	A^*	Максимальная скорость автомобиля, км/ч		Удельная мощность автомобиля, кВт/т	
			Диапазон изменения V_{max}	$\bar{V}_{max}$	Диапазон изменения $N_{уд}$	$\bar{N}_{уд}$
I	0,25—0,75	7	88—105	93,57	17,2—29,1	23,2
	1,0—1,5	5	80—150	101,8	13,7—25,6	19,2
	2,0—2,5	2	90—95	92,5	12,7—13,8	13,2
	3,0—3,5	3	80—90	84,0	9,0—13,7	11,8
	4,0—5,0	10	65—87	75,0	7,4—13,1	9,3
	6,0—7,5	4	74—83	76,7	7,85—10,2	8,9
	8,0—10,0	4	65—72	68,7	6,1—9,2	7,87
II	0,25—0,75	6	100—125	110	25,6—42,4	32,2
	1,0—1,5	2	80—90	85	14,3—34,6	24,4
	2,0—2,5	7	72,90	83,4	11,8—22,8	14,4
	4,0—5,0	6	74—90	82,5	10,2—12,4	11,3
	6,0—7,5	5	48—109	83,6	8,1—12,4	10
	8,0—10,0	7	53—100	80,0	6,6—14,0	9,3
III	0,25—0,75	10	100—130	110,5	13,7—25,6	19,2
	1,0—1,5	6	110—150	123,0	22,0—36,5	28,3
	2,0—2,5	5	80—96	87,0	9,0—13,7	11,8
	4,0—5,0	5	80—105	91,0	12,5—24,0	15,5
	6,0—7,5	5	80—92	86,2	9,1—13,0	11,2
	8,0—10,0	2	88—90	89,0	10,1—18,2	14,1
IV	1,0—1,5	13	90—147	116,9	23,2—36,1	29,13
	2,0—2,5	7	89—120	102	11,6—26,87	18,79
	4,0—5,0	9	88—100	91	9,6—16,78	13,58
	6,0—7,5	5	85—105	95	9,66—16,4	12,42
	11,0—13,0	1	90	90	11,76	11,76
V	1,0—1,5	15	105—140	121,8	13,3—39,3	27,0
	2,0—2,5	16	90—130	109,25	13,4—23,3	18,23
	4,0—5,0	10	88—120	102,7	7,8—24,2	17,2
	6,0—7,5	7	88—120	98	12,8—16,4	13,89
	8,0—10,0	5	88—106	92	6,98—15,4	12,3
	11,0—13,0	3	88—100	92	9,1—13,0	11,68

A^* — Количество анализируемых автомобилей.
$\bar{V}_{max}$ и $\bar{N}_{уд}$ — средние значения V_{max} и $N_{уд}$.

должен быть увязан с достигнутым уровнем совершенства систем подрессоривания.

Исходя из многообразия подходов и взглядов по формированию $N_{уд}$, первоначально был проведен сравнительный анализ тенденций развития отечественных и зарубежных многоцелевых автомобилей с оценкой их основных ТТХ по удельной мощности, полной массе и максимальной скорости.

Из числа зарубежных стран при анализе использовались основные ТТХ автомобилей США, ФРГ, Англии, Франции и Италии.

Для этого все автомобили условно были разделены на пять поколений:

I поколение — автомобили ГАЗ-67Б, ГАЗ-63, ЗИЛ-151, КрАЗ-214Б (до 1970 г.);

II поколение — ГАЗ-69, ЗИЛ-157, Урал-375Д, КрАЗ-255Б (1971—1980 гг.);

III поколение — УАЗ-469, ГАЗ-66, ЗИЛ-131, Урал-4320, КАМАЗ-4310, КрАЗ-260 (1981—1990 гг.);

IV поколение — базовые автомобили, принятые на снабжение с 1991 по 2000 г., среди которых УАЗ-3303, ГАЗ-66-40, ЗИЛ-433410, Урал-4320-31, КАМАЗ-4326 (10 образцов);

V поколение — базовые автомобили, принятые на снабжение с 2001 по 2012 г., среди которых УАЗ-3741, УАЗ-2966, ГАЗ-3308, ГАЗ-3937, КАМАЗ-4350, КАМАЗ-5350, КАМАЗ-6350, КАМАЗ-6560 (22 образца).

Зарубежные многоцелевые автомобили выбрали по поколениям в обобщенном виде в зависимости от грузоподъемности (табл. 1) [7, 8].

На рис. 1 и 2 показана зависимость соответственно удельной мощности и максимальной скорости от полной массы отечественных автомобилей по поколениям, а на рис. 3 — максимальной скорости от удельной мощности.

Анализ тенденций изменения основных ТТХ отечественных автомобилей (см. рис. 1 и 2) показывает, что с уменьшением полной массы автомобиля удельная мощность возрастает, одновременно она также возрастает и при переходе от одного поколения к другому. Такую же закономерность имеет зависимость максимальной скорости автомобиля от полной массы.

По результатам обширных испытаний и исследований, проведенных НИИЦ АТ, установлено, с одной стороны, неполное использование мощности двигателя $m(Ne) = 0{,}25—0{,}6$ от Ne_{max} и лишь в отдельных случаях — до $0{,}8\ Ne_{max}$ [5], а, с другой стороны, как указано — постоянное возрастание удельной мощности при переходе из поколения в поколение.

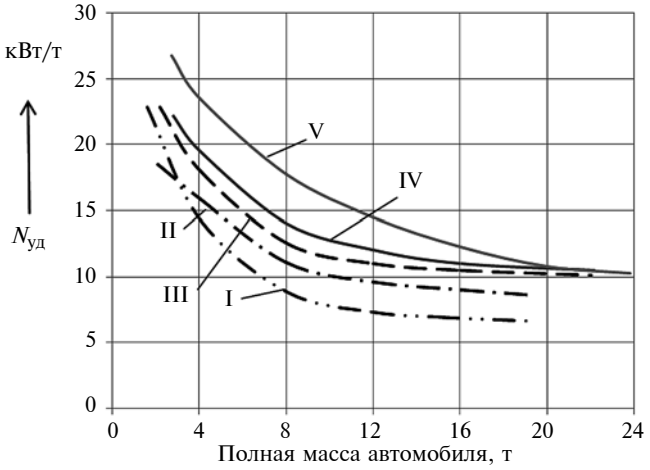


Рис. 1. Зависимость удельной мощности от полной массы отечественных автомобилей:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

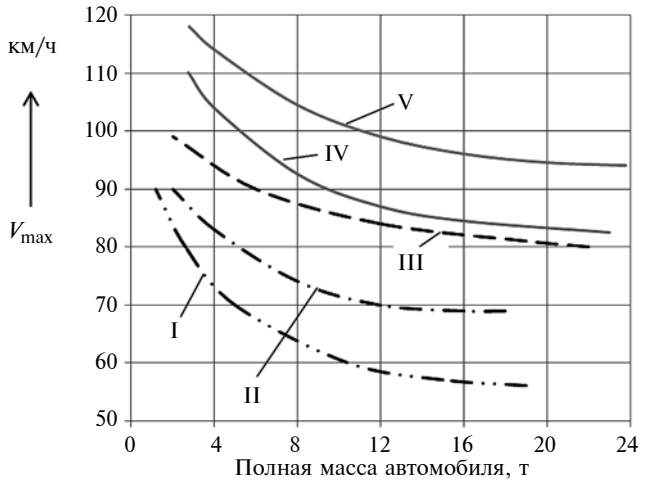


Рис. 2. Зависимость максимальной скорости от полной массы отечественных автомобилей:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

Исходя из противоречивости тенденции изменения удельной мощности многоцелевых автомобилей и степени их реализации, следует, что повышение удельной мощности принимается без достаточно веских для этого обоснований, главным образом, из стремления увеличить среднюю скорость.

Как отмечается в работе [9], конструктивные мероприятия в этом направлении обычно связаны и с отрицательными последствиями, в частности, с увеличением габаритов, массы и стоимости двигателя и

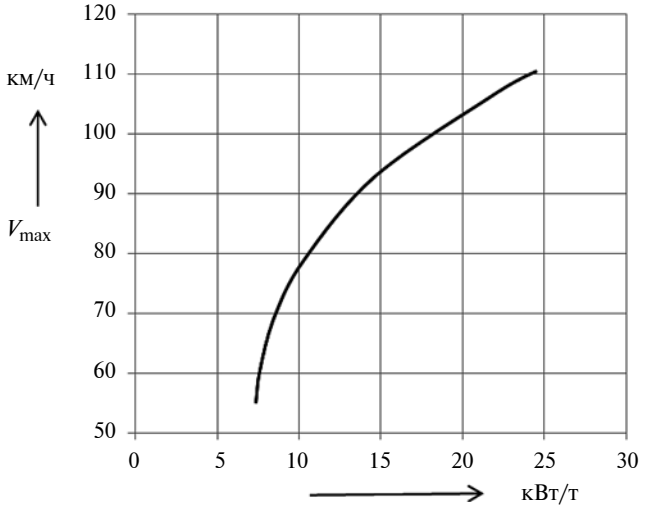


Рис. 3. Зависимость максимальной скорости отечественных автомобилей от удельной мощности (общий для пяти поколений)

агрегатов трансмиссии, повышением эксплуатационных расходов, что требует технико-экономической оценки изменения удельной мощности.

Необходимо также отметить, что увеличение удельной мощности не всегда приводит к ожидаемому повышению средних скоростей.

Это обусловлено, прежде всего, тем, насколько удельная мощность соответствует уровню конструктивного совершенства других агрегатов автомобиля, в частности первичной системы подрессоривания, кабины и сиденья водителя, рамы и других агрегатов [10].

Это наглядно иллюстрируется данными табл. 2.

Например, увеличение удельной мощности на автомобиле УАЗ-469 на 28 % (относительно ГАЗ-69) вызвало возрастание его средней скорости на грунтовых дорогах различного состояния всего лишь на 3 % [11].

Важно указать еще на одну характерную тенденцию, присущую всем вновь создаваемым автомобилям. Она заключается в том, что увеличение удельной мощности неизменно сопровождается повышением максимальной скорости (см. рис. 3).

При этом увеличение максимальной скорости автомобиля действительно может быть реализовано на ровных дорогах с твердым покрытием, на которых средние скорости движения, несомненно, возрастают. Однако многоцелевые автомобили используются, главным образом, на неровных и грунтовых дорогах (80 %). Поэтому в коробке передач неизбежно расширение диапазона между передачами при неизменном их количестве. Вследствие этого повышение V_{max} может вызвать не увеличение, а, наоборот, снижение средних скоростей движения на неровных и грунтовых дорогах по причине уменьшения возможности варьирования низшими передачами.

Таким образом, увеличение удельной мощности автомобилей затрагивает ряд вопросов, среди которых технико-экономические и конструктивные, а также методы выбора максимальной скорости и др.

Анализ тенденций развития зарубежных многоцелевых автомобилей по их удельной мощности и основным ТТХ показывает, что они подчиняются приблизительно тем же закономерностям, что и отечественные автомобили. Однако автомобили США и Германии имеют некоторые особенности.

В связи с этим иллюстрационный материал по характеру изменения основных ТТХ по поколениям представлен как в обобщенном виде для зарубежных стран, так и для США и Германии раздельно.

На рис. 4 и 5 показана зависимость соответственно удельной мощности и максимальной скорости от полной массы зарубежных автомобилей по поколениям.

Таблица 2

Сопоставлене автомобилей по удельной мощности и средней скорости движения на грунтовых дорогах различного состояния

Модель автомобиля	$N_{уд}$ ($V_{ср}$), кВт (км/ч)	Модель автомобиля	$N_{уд}$ ($V_{ср}$), кВт (км/ч)	Возрастание $N_{уд}$, % ($V_{ср}$, %)
ГАЗ-69	17,6 (46—53)	УАЗ-469	22,5 (49—53)	28 (3)
УАЗ-469	22,5 (49—53)	УАЗ-29661	26,56 (71)	18 (39)
ГАЗ-63	9,6 (36,6)	ГАЗ-66	14,2 (50—57)	47 (47)
ЗИЛ-151	6,3 (39,8)	ЗИЛ-131	10,6 (46,5—63)	59 (38)
Урал-375	10,0 (46,4)	Урал-4320	11,5 (47,5—57,6)	15 (13)
Краз-214	6,8 (38,5)	Краз-260	10,0 (53,3—55,4)	47 (40)
КАМАЗ-4350	14,8 (60)	КАМАЗ-43501	16,52 (68)	11,6 (13,33)

При анализе трех поколений машин (как и у отечественных автомобилей) прослеживается тенденция повышения значений основных характеристик ТТХ.

Так, если автомобили США (опытные и принятые на вооружение) отличают повышенные значения этих параметров: 17,5—25 кВт/т и 90—115 км/ч для диапазона масс 6—18 т, то многоцелевые автомобили Германии в основном отражают среднестатистические значения удельной мощности и максимальной скорости указанных зарубежных стран (рис. 6, 7 и 8, 9).

На рис. 10 показана обобщенная зависимость максимальной скорости от полной массы для пяти

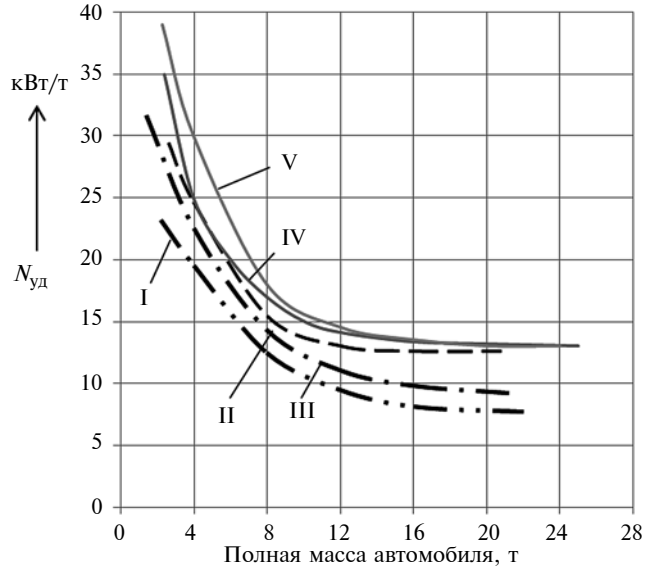


Рис. 4. Зависимость удельной мощности от полной массы зарубежных автомобилей (США, Германии, Англии, Франции, Италии):

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

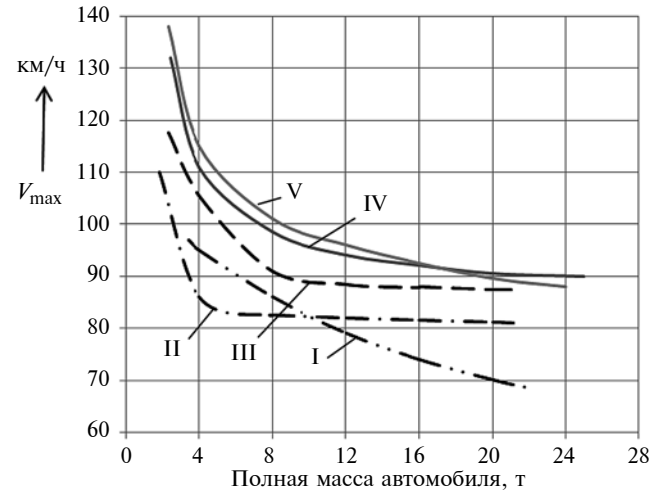


Рис. 5. Зависимость максимальной скорости от полной массы зарубежных автомобилей (США, Германии, Англии, Франции, Италии):

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

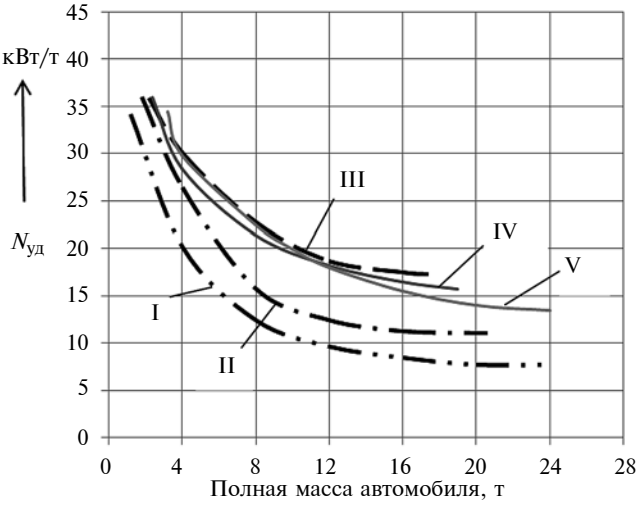


Рис. 6. Зависимость удельной мощности от полной массы автомобилей США по поколениям:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

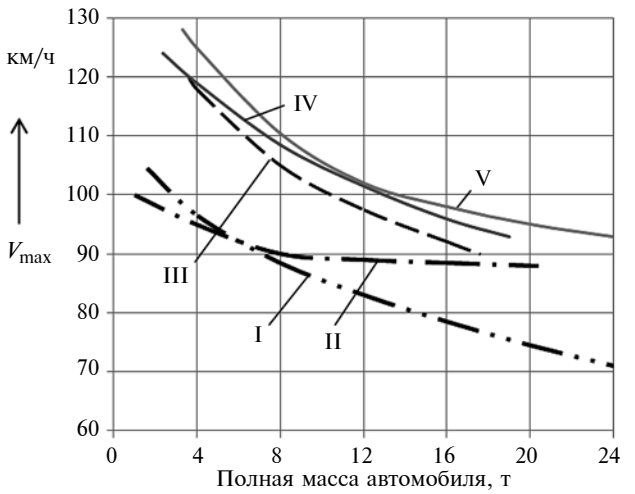


Рис. 7. Зависимость максимальной скорости от полной массы автомобилей США по поколениям:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

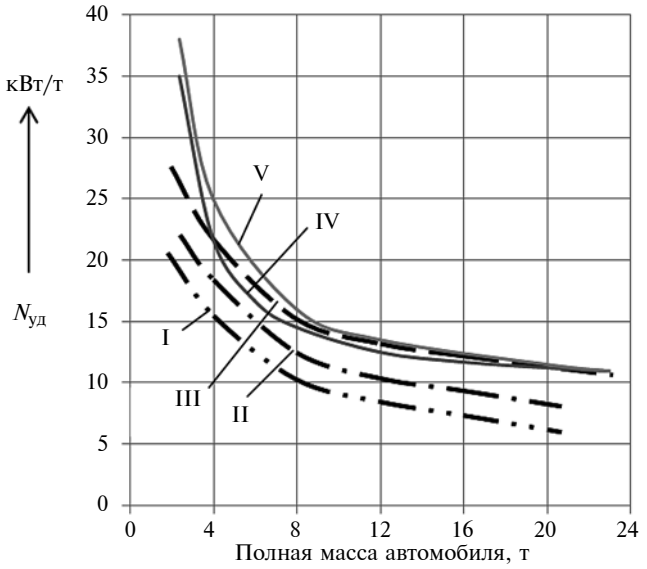


Рис. 8. Зависимость удельной мощности от полной массы автомобилей Германии по поколениям:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

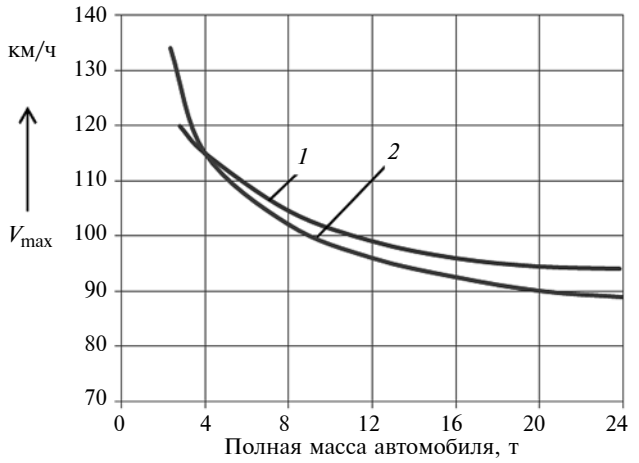


Рис. 10. Зависимость (для пятого поколения) максимальной скорости автомобилей от их полной массы:

1 — отечественные; 2 — зарубежные (обобщенный для США, Германии, Англии, Франции, Италии)

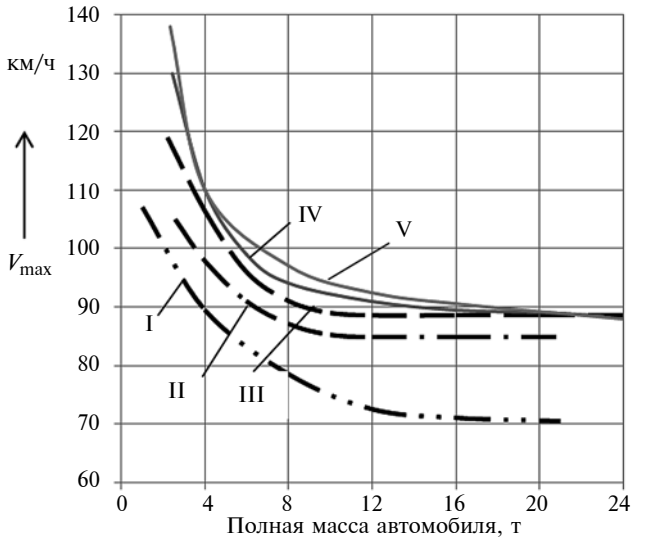


Рис. 9. Зависимость максимальной скорости от полной массы автомобилей Германии по поколениям:

I — первое поколение; II — второе поколение; III — третье поколение; IV — четвертое поколение; V — пятое поколение

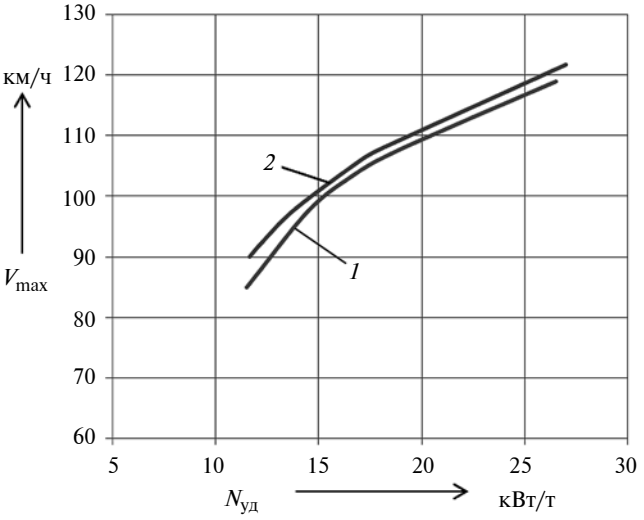


Рис. 11. Зависимость (для пятого поколения) максимальной скорости автомобилей от удельной мощности:

1 — отечественные; 2 — зарубежные (обобщенный для США, Германии, Англии, Франции, Италии)

поколений отечественных и зарубежных автомобилей (США, Германии, Англии, Франции, Италии).

Из рис. 10 следует, что если максимальная скорость зарубежных автомобилей полной массой менее 4 т превышает этот показатель для отечественных автомобилей на 11,6 % (14 км/ч), то при полной массе автомобиля 4 т эти скорости выравниваются. Далее максимальная скорость отечественных автомобилей (с увеличением полной массы автомобилей) превышает скорость зарубежных автомобилей. Указанное превышение в диапазоне 4—24 т достигает значения 6,7 % (6 км/ч).

На рис. 11 показана обобщенная зависимость максимальной скорости от удельной мощности пяти по-

колений отечественных и зарубежных автомобилей (США, Германии, Англии, Франции, Италии).

Рассмотрение рис. 11 показывает, что зависимость максимальной скорости от $N_{уд}$ для отечественных автомобилей (кривая *1*) имеет такой же характер, как и у зарубежных автомобилей (кривая *2*) при незначительном снижении у отечественных.

Таким образом, отечественные автомобили по основным ТТХ (удельной мощности и максимальной скорости) имеют приблизительно тот же уровень и те же закономерности развития основных параметров, что и современные зарубежные автомобили.

Обзор результатов пробеговых испытаний, выполненных на базе НИИЦ АТ в период с 2000 по 2012 гг., показывает, что достигнутые средние скорости армейских многоцелевых автомобилей в диапазоне $N_{уд}$ 10—27 кВт/т, например, по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния увеличиваются незначительно (рис. 12) при изменении коэффициента суммарного сопротивления движению на этой дороге по ОСТ 37.001.520—96 [12] от 0,07 до 0,08.

В частности, для автомобиля V поколения УАЗ-29661 ($N_{уд}$ — 27,2 кВт/т) возрастание удельной мощности относительно автомобиля III поколения УАЗ-3151 ($N_{уд}$ — 22,5 кВт/т) на 21 % вызвало увеличение его средней скорости движения по грунтовым дорогам всего лишь на 4,7 %. Это обусловлено сложной зависимостью, формируемой под воздействием многих факторов и главным образом вибронагруженностью рабочего места водителя автомобиля.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать следующие выводы:

— преобладающее влияние на скоростной режим автомобилей на неровных и грунтовых дорогах различного состояния оказывает качество системы подрессоривания (при частичном использовании мощности двигателя), поэтому выбор удельной мощности должен быть увязан с уровнем совершенства систем подрессоривания;

— расширение диапазона между передачами в коробке передач при неизменном их количестве, при повышении V_{max} неизбежно ведет не к увеличению, а, наоборот, к снижению средних скоростей движения на неровных и грунтовых дорогах, а также в горной местности, по причине уменьшения возможности варьирования низшими передачами;

— дальнейшее повышение $N_{уд}$ в диапазоне полных масс многоцелевых автомобилей 6—18 т нецелесообразно, так как не приводит к ожидаемому заметному увеличению средних скоростей при движении по грунтовым дорогам различного состояния;

— при выборе рациональных значений $N_{уд}$ следует учитывать заданные значения максимальной скорости многоцелевого автомобиля.

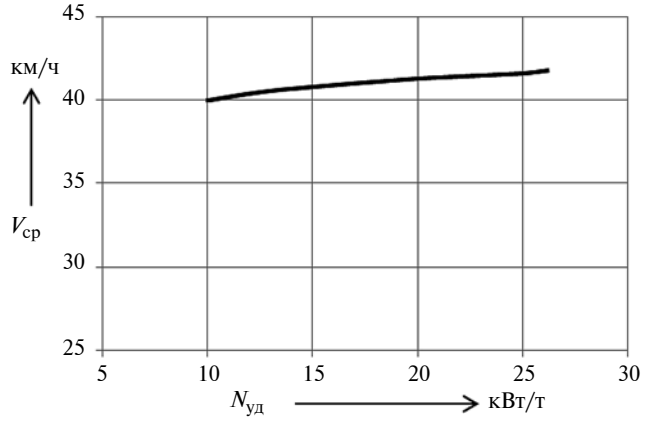


Рис. 12. Зависимость средней скорости от удельной мощности при движении отечественных автомобилей по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лурье Н. П.** К вопросу выбора мощностных параметров автомобилей и автопоездов // Автомобильная промышленность. — 1978. — № 1.
2. **Сидоров Б., Яситников В.** Характеристика парка современной военной автомобильной техники зарубежных стран // Зарубежное военное обозрение. —2003. — № 1.
3. **Литвин А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств // М.: Машиностроение — 1989, 240 стр.
4. **Шуклин С. А.** Об оценке энерговооруженности и тягово-скоростных качеств грузового автомобиля // Автомобильная промышленность. — 1977. — № 7.
5. **Устименко В. С.** Количественная сторона отбора постоянной мощности при движении автомобиля // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 10.
6. **Коротоношко Н. И.** Пути развития конструкции полноприводных автомобилей высокой проходимости // Автомобильная промышленность. — 1968. — № 11.
7. **Jane's Military Vehicles and Logistics** — London, 2008—2009.
8. **Шестаков В. А., Колтуков А. А.** Современные автомобили армий иностранных государств // 21 НИИИ Минобороны России — Бронницы, 2010, 318 стр.
9. **Шуклин С. А.** Проблема повышения эффективности полноприводных грузовых автомобилей и пути ее решения: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук // М.: 1980. — 508 с.
10. **Высоцкий М. С., Беленький Ю. Ю., Гилелес Л. Х.** и др. Грузовые автомобили // М.: Машиностроение — 1979, 384 с.
11. **Устименко В. С., Соколов Р. И.** К вопросу исследования влияния отбора мощности на тягово-динамические характеристики многоцелевых автомобилей // Научно-технический сборник — №4 / 21 НИИИ АТ Минобороны России — Бронницы, 1990.
12. **ОСТ 37.001.520—96.** Категории испытательных дорог. Параметры и методы их определения. — М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 1997.

УДК 629.3.018.2

Н. Н. Сугатов, аспирант, **А. А. Хазиев**, канд.техн. наук, доцент, МАДИ
E-mail: madi-chim@mail.ru

ТЕСТИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА МТОРНОГО МАСЛА

В статье рассмотрена возможность использования приборов экспресс-контроля для оценки качества моторного масла.

Ключевые слова: *моторное масло, диэлектрическая проницаемость, оценка качества моторного масла, lubricheck.*

Традиционно замена моторного масла в двигателях автомобилей проводится с определенной периодичностью, установленной автопроизводителем и находится в интервале 10...150 тыс. км в зависимости от марки и модели автомобиля. Данный подход к смене моторного масла не учитывает:

- техническое состояние силового агрегата автомобиля;
- индивидуальный стиль вождения водителя транспортного средства;
- условия эксплуатации автомобиля;
- технологические особенности производства моторного масла (тип основы масла, состав пакета присадок) и др.

По этой причине моторное масло, в ряде случаев, не обеспечивает требуемый ресурс, и двигатель выходит из строя. Предотвратить отказ силового агрегата и выявить снижение эксплуатационных характеристик моторного масла можно путем его периодического контроля.

Для выявления остаточного ресурса моторного масла в последнее время находят применение приборы экспресс-контроля, принцип действия которых основан на определении диэлектрических показателей, а именно диэлектрической проницаемости и проводимости моторного масла. Диэлектрическая проницаемость используется как интегральный показатель качества смазочного материала [1]. Она зависит от таких свойств моторного масла как кислотное число, наличие продуктов износа, коксуемость, наличие сульфатной золы, наличие охлаждающей жидкости и т.п.

Диэлектрическая проницаемость увеличивается по мере того, как растет доля антиоксидантов в масле, с увеличением концентрации охлаждающей жидкости, золы и механических примесей.

Специалистами испытательной лаборатории МАДИ-ХИМ была проведена работа по тестированию двух приборов экспресс-анализа моторного масла.

Принцип определения диэлектрических показателей первого прибора основан на резонансном методе по схеме колебательного контура от низкого напряжения (рис. 1).

Для анализа требуется около 1 г моторного масла. Это может быть несколько капель масла с маслоизмерительного щупа.

Практическое применение прибора основано на сравнении показаний прибора для пробы масла по двум диагностическим показателям:

1. "нуль" — показание прибора для свежего масла;

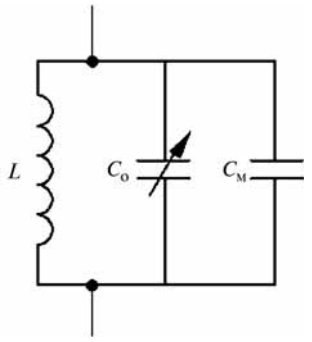


Рис. 1. Принципиальная схема колебательного контура прибора № 1

Индикация прибора Lubricheck

Цвет светодиода	Зеленый (хорошо)	Оранжевый (удовлетворительно)	Красный (замена)
Номера светодиодов	С 1 по 7	С 8 по 9	10
Состояние масла	Исследуемое масло хорошего качества	Исследуемое масло удовлетворительного качества	Исследуемое масло: — плохого качества горит красный светодиод. — проблемы с двигателем мерцает красный светодиод

2. "максимум" — показание прибора для допустимой концентрации загрязнителя, определенной для состояния масла, не потерявшего свою работоспособность.

Показание прибора для допустимой браковочной концентрации загрязняющего компонента можно рассчитать или определить экспериментально.

Превышение браковочного показателя свидетельствует о повышенном износе деталей, неработоспособной системе очистки масла или воздуха и др. Пригодным к эксплуатации считается работающее масло при показаниях прибора, величина которых ниже браковочного, полученного для загрязненного работающего масла.

Второй прибор lubricheck (рис. 2) позиционируется как цифровой «blood tester» (тестер крови) для автомобиля.

Lubricheck использует запатентованную технологию, в соответствии с которой определяются емкостные и резистивные свойства масла. Срабатывание моторного масла вследствие контактных напряжений, высокой температуры, высокого давления, попадания влаги и топлива, окисления и поглощения загрязняющих веществ и продуктов износа, приводит к изменению емкостных и резистивных свойств масла. Сочетание этих двух показателей позволяет оценивать качество моторного масла [2].

Результаты анализа масла отображаются на приборе в виде комбинации загорающихся полосок-светодиодов разного цвета: зеленого, оранжевого и красного цвета (таблица). Различная окраска индикаторов позволяет оценить состояние масла, степень потери его ресурса, а также признаки неисправности двигателя.

Для тестирования приборов экспресс-контроля использовались моторные масла двух различных производителей на интервале пробега автомобилей от 0 до 45 тыс. км. Испытания проводились на грузовых автомобилях экологического класса 4. Пробег автомобилей на начало испытаний составил 40 тыс. км. Объем системы смазки двигателя автомобилей — 45 л. Оба образца моторного масла по уровню эксплуатационных свойств удовлетворяют техническим требованиям для данного типа двигателей. Категория условий эксплуатации автомобилей — III.

Рис. 3 и 4 иллюстрируют изменения показаний приборов на образцах масла *1* и *2* в зависимости от пробега автомобилей. Результаты тестирования ма-

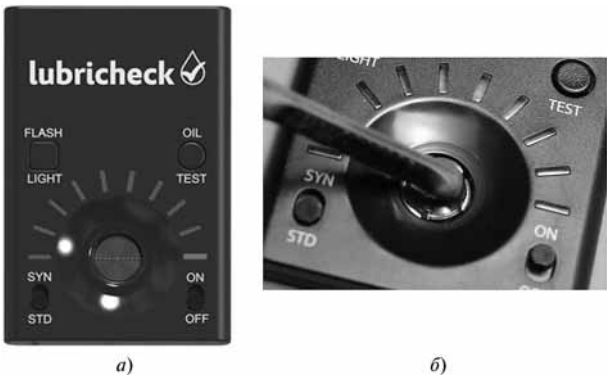


Рис. 2. Экспресс-тестер моторного масла lubricheck:

а — вид панели прибора; *б* — область сенсора во время введения пробы

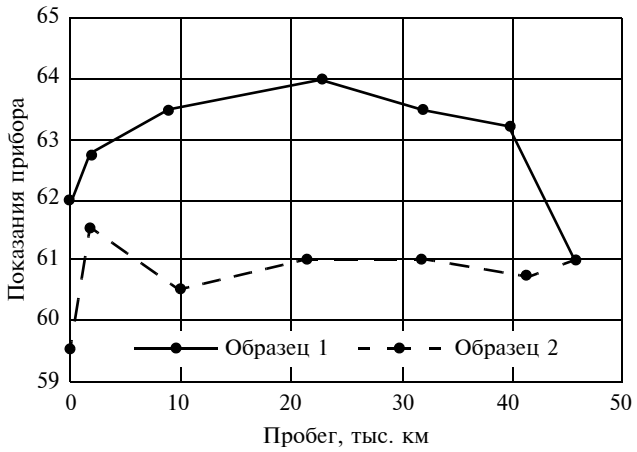


Рис. 3. Изменения показаний первого прибора на образцах масла *1* и *2* в зависимости от пробега автомобилей

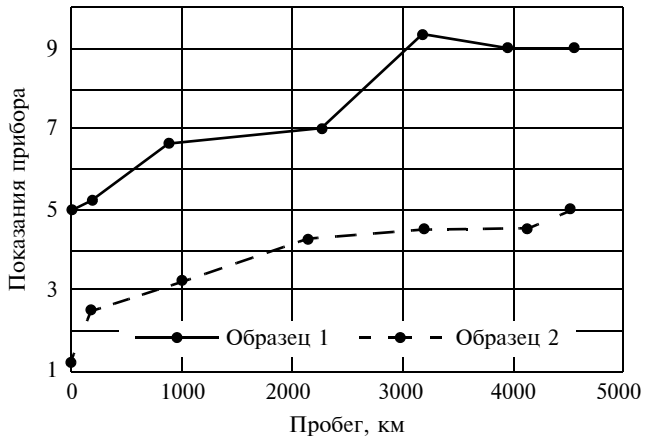


Рис. 4. Изменения показаний прибора Lubricheck на образцах масла *1* и *2* в зависимости от пробега автомобилей

сел на приборе № 1 (см. рис. 1) не позволяют выделить четкой динамики изменения его показателей в зависимости от пробега автомобилей. Вывод о фактическом состоянии моторного масла поэтому сделать достаточно сложно. Необходимо проводить дальнейшие исследования для выявления зависимости показателей качества масла от динамики изменения показаний прибора.

Показания прибора Lubricheck увеличиваются с увеличением пробега автомобилей. Изменения показаний происходит не линейно, поэтому можно согласиться с выводами, представленными в работе [3], что существует несколько стадий деградации моторного масла. На последних трех пробах масла *1* экспресс-тестер Lubricheck показал высокие значения от 9 до 10, что свидетельствует о достижении маслом предельного состояния.

Стоит отметить, что разница в показаниях Lubricheck для исследуемых образцов масла *1* и *2* на разных стадиях пробега остается практически неизменной и укладывается в погрешности прибора. Постоянную разницу в показаниях можно объяснить различным физико-химическим составом и схожей скоростью потери ресурса масел.

Каждая проба масла подвергалась также и лабораторному анализу, при этом определялись следующие показатели:

— кинематическая вязкость;

— щелочное число;

— температура вспышки в открытом тигле;

— содержание железа;

— содержание элементов присадок в исследуемых маслах.

Значения показателей представленных масел не выходят за пределы допустимых значений, предписанных им классом. Масла после пробега 45 тыс. км остаются работоспособными и имеют остаточный ресурс.

Выводы

Показания прибора № 1 (см. рис. 1) недостаточно информативны и не в полной мере отражают процессы, происходящие в моторном масле. Показания этого прибора невозможно использовать для оценки качества масла.

Прибор экспресс-анализа Lubricheck показал стабильное увеличение показаний относительно пробега. Но использовать данный прибор в качестве индикатора критериального выбора «Годно» или «Негодно» не следует. Lubricheck можно использовать для исследования динамики изменения свойств масла или как информационный маркер. В случае отображения прибором ухудшения тестируемого масла проводить его лабораторные исследования.

Из недостатков прибора Lubricheck можно выделить следующее:

— недостаточная сходимость результатов испытаний (разброс значений ±1 деление на одной пробе масла);

— низкое разрешение индикатора.

Библиографический список

1. **Сугатов Н. Н., Хазиев А. А.** Выбор оптимального метода оценки качества работающего моторного масла по диэлектрическим показателям // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. — Пермский национальный исследовательский политехнический университет (Пермь), 2013. — С. 343—354.
2. **Erickson C., Miller C., Minnaganti S.** Physics and Chemistry. // Электронный ресурс // Режим доступа http://www.lubricheck.com/home/technology. — Проверено 22.04.2014.
3. **Basu A., Berndorfer A., Buelna C.** “Smart sensing” of Oil Degradation and Oil Level. Measurements in Gasoline Engines. // Электронный ресурс // Режим доступа http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.201.1690&rep=rep1&type=pdf. — Проверено 22.04.2014.

УДК 629.3.083.4
Б. А. Крамаренко, доцент, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

НЕКОТОРЫЕ ПРАВОВЫЕ АСПЕКТЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Настоящая действительность заставляет осуществлять совершенствование правового поля решаемых задач регулирования правоприменительных вопросов при эксплуатации транспортных средств (ТС) в области обеспечения безопасности дорожного движения.

Ключевые слова: *технический осмотр, обеспечение безопасности дорожного движения, демографический ущерб, техническое состояние, ущерб от ДТП, федеральная целевая программа.*

Любой новый закон — это реакция на изменение состояния жизни.

Разносторонность и сложность общественных отношений, складывающихся в области обеспечения безопасности дорожного движения, обусловливает наличие множества нормативных правовых актов различной юридической силы, регламентирующих деятельность в данной области.

На сегодняшний день вся совокупность таких актов представляет собой определенную систему.

В условиях постоянного роста количества ТС и увеличения интенсивности транспортных потоков обеспечение безопасности дорожного движения — задача сложная и комплексная, имеющая огромное социально-экономическое и демографическое значение.

Проблема обеспечения безопасности дорожного движения беспокоила нашу страну и страны мира с высоким уровнем автомобилизации и экономического развития на всем протяжении XX века и приобрела особую остроту и значимость в начале XXI века. По оценкам Всемирной Организации Здравоохранения, в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) ежегодно во всем мире погибают около 1,5 млн и получают ранения более 50 млн человек, а по данным Всемирного Банка, размер прямых экономических потерь от ДТП во всем мире превышает 500 млрд долларов в год.

В материалах 64-й сессии Генеральной Ассамблеи ООН указано, что мировое сообщество переживает "глобальный кризис в области обеспечения безопасности дорожного движения", а период с 2010 по 2020 г. провозглашен "Десятилетием действий по обеспечению безопасности дорожного движения". Следует заметить, что за последние 10 лет Генеральной Ассамблеей принят ряд резолюций по данной проблеме.

Демографический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Российской Федерации за 2004—2011 гг. составил суммарно 571 407 чел. Суммарный размер социально-экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Российской Федерации за 2004—2011 гг. оценивается в 8188,3 млрд рублей, что соразмерно с расходами по бюджету Российской Федерации в 2012 г. на финансирование социальной политики (8064,3 млрд рублей). Однако в 2011 г. социально-экономический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий на территории Российской Федерации снизился до уровня в 862,7 млрд рублей, тем не менее его годовой размер все равно существенен.

На V Международном конгрессе "Безопасность на дорогах ради безопасности жизни", проходившем осенью 2014 г. в Санкт-Петербурге, в своем приветствии Председатель Правительства РФ Дмитрий Медведев сказал: "Эта проблема актуальна и для нашей страны, где ДТП ежегодно уносят жизни тысяч людей, поэтому правительство поддержи-

вает инициативы организаторов конгресса, направленные на улучшение дорожной ситуации и снижение уровня травматизма. Сегодня важно объединить усилия государства, общества и самих участников дорожного движения, особенно молодых водителей и пешеходов, по укреплению транспортной безопасности. Необходимо уделять самое серьезное внимание профилактике дорожно-транспортных происшествий, внедрению интеллектуальных транспортных систем".

Вопросы повышения безопасности дорожного движения как приоритет в обеспечении личной безопасности граждан рассматриваются в распоряжении Правительства Российской Федерации от 17.11.2008 № 1663-р "Об утверждении основных направлений деятельности Правительства Российской Федерации на период до 2012 года и перечня проектов по их реализации".

Стратегическим направлением демографической политики, в соответствии с Концепцией демографической политики Российской Федерации на период до 2025 г., обозначено снижение смертности населения, прежде всего высокой смертности мужчин в трудоспособном возрасте от внешних причин, в том числе в результате дорожно-транспортных происшествий.

Инструментом достижения целей демографической политики Российской Федерации, согласно Плану мероприятий по реализации в 2011—2015 гг. Концепции демографической политики Российской Федерации на период до 2025 г., должна стать, в том числе, новая федеральная целевая программа по обеспечению безопасности дорожного движения на 2013—2020 гг., которая предусматривает снижение смертности от ДТП в полтора раза по сравнению с 2010 г.

В Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. обозначены цели повышения уровня безопасности транспортной системы, сокращения темпов роста количества ДТП, снижение тяжести их последствий, числа пострадавших и погибших в них. Однако задачи Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. предлагают стратегические направления в решении проблем безопасности всей транспортной системы России. Федеральная целевая программа по обеспечению безопасности дорожного движения на 2013—2020 гг. является одной из подзадач Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г., т. е. повышения безопасности дорожного движения.

К основным целевым направлениям социально-экономического развития России до 2020 г. относится среднегодовой прирост валового внутреннего продукта на 6,3 %. Однако за последние четыре года по причине ущерба от ДТП и их последствий валовой внутренний продукт "недополучает" в среднем 1,9—2,3 %, или более трети резерва достижения целевого макроэкономического индикатора социально-экономического развития страны, что соотносится с валовым региональным продуктом таких субъектов Российской Федерации, как Краснодарский край или Республика Татарстан.

Следовательно, задачи сохранения жизни и здоровья участников дорожного движения (благодаря повышению дисциплины на дорогах, качеству дорожной инфраструктуры, организации дорожного движения, повышению качества и оперативности медицинской помощи пострадавшим, снижению количества ДТП и пострадавших вследствие эксплуатации технически неисправных транспортных средств и т. д.) и, как следствие, сокращения демографического и социально-экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий и их последствий согласуются с приоритетными задачами социально-экономического развития Российской Федерации в долгосрочной и среднесрочной перспективе.

Однако движение на дорогах России остается небезопасным по сравнению со странами с высоким уровнем автомобилизации и экономического развития: на 100 тысяч жителей в ДТП в России гибнет почти в 5 раз больше человек, чем в Нидерландах, и в 2 раза больше, чем в Чехии, уровень автомобилизации в которой почти в 2 раза выше российского.

На основе ретроспективного анализа изменения в 1996—2010 гг. значения показателя числа лиц, погибших в результате ДТП, структурного анализа данного показателя по факторам, вызывающим дорожно-транспортные происшествия, и прогноза динамики аварийности на период до 2020 г. можно определить следующие направления Федеральной Целевой Программы, способные улучшить ситуацию с дорожно-транспортной аварийностью в России:

1) развитие системы предупреждения опасного поведения участников дорожного движения;

2) обеспечение безопасного участия детей в дорожном движении;

3) развитие системы оказания помощи пострадавшим в ДТП;

4) совершенствование нормативно-правового, организационного и методического обеспечения деятельности в сфере безопасности дорожного движения;

5) развитие системы организации движения ТС и пешеходов и повышение безопасности дорожных условий;

6) повышение уровня технического состояния эксплуатирующихся ТС, их активной и пассивной безопасности.

Деятельность по данному направлению предусматривает стимулирование внедрения и использования новых технологий для минимизации человеческой ошибки при управлении транспортным средством, обеспечение мер поддержания транспортных средств в технически исправном состоянии, внедрение современных средств в технически исправном состоянии, внедрение современных средств активной и пассивной безопасности транспортных средств.

Основными мероприятиями по данному направлению являются:

1) разработка требований к конструктивной, активной и пассивной безопасности ТС;

2) совершенствование системы подготовки и непрерывного повышения квалификации специалистов, ответственных за обеспечение безопасного функционирования ТС;

3) разработка и внедрение интеллектуальных транспортных систем на ТС;

4) оснащение уполномоченных специалистов техническими средствами контроля за соблюдением владельцами ТС установленных требований по параметрам перевозок или использованию цифровых тахографов;

5) реализация мер поддержания ТС в технически исправном состоянии, ужесточение контроля за техническим состоянием ТС и их безопасностью.

Основными требованиями обеспечения безопасности дорожного движения на территории Российской Федерации как составной части национальных задач являются: охрана жизни, здоровья и имущества граждан, защита их прав и законных интересов, обеспечение личной безопасности, решение демографических, социальных и экономических проблем, а также защита интересов общества и государства путем предупреждения ДТП, снижения тяжести их последствий.

Исследования, выполненные в странах с высоким уровнем автомобилизации и социально-экономического развития, показывают высокую значимость неудовлетворительного технического состояния автомобиля, которое становится причиной ДТП. Согласно экспертным оценкам, доля таких аварий в США составляет 15...20 %, в Германии 10...20 %, во Франции 20 %, в Дании 11...12 %, в Венгрии 18...20 % всех ДТП.

Хотя еще в 2010 г. по отношению к предыдущим годам на территории Российской Федерации отмечалось снижение трех основных показателей аварийности, а в 2011 г. уже небольшой подъем (зарегистрировано соответственно 199 431 и 199 868 ДТП, в которых погибли 26 567 и 27 953, получили ранения 250 635 и 251 848 чел. соответственно), в 2013 г. произошло 204 068 ДТП, погибло 27 025 и ранено 258 437 чел. Но все же этот уровень остается высоким.

Наряду с этим немаловажным является такой факт, как снижение трех основных показателей аварийности, связанных с техническими неисправностями ТС. Вот статистика: количество ДТП в 2011 г. — 1031, погибших — 232 чел., раненных 1416 чел., в 2012 г. цифры таковы: 1028, 282, 1465 и в 2013 г. — 1541, 356, 2228 соответственно.

Результаты выборочных обследований на дорогах технического состояния ТС свидетельствуют, что в транспортном потоке более 30 % из них не соответствуют установленным требованиям по критериям безопасности. Это противоречит статистике ДТП.

Тенденция повышения трех основных показателей аварийности вследствие эксплуатации технически неисправных ТС прослеживалась в 2012, 2013 гг. и продолжает прослеживаться в 2014 г.

Обеспечение безопасности дорожного движения в современных условиях требует соблюдения всех предъявляемых требований к техническому состоянию ТС — как к участникам дорожного движения, так и к исполнительным и надзорным органам. Соблюдение всех норм — указов, приказов, постановлений, положений, а также установленных международными договорами, позволяет обеспечить техническое состояние ТС при помощи проведения технического осмотра, по результатам которого и определяется техническое состояние ТС.

Сегодня технический осмотр ТС в том "классическом виде", в каком был известен ранее (проверка технического состояния ТС, их элементов, предметов дополнительного оборудования на предмет их соответствия обязательным требованиям безопасности, с возможностью допуска ТС к участию в дорожном движении) теперь не существует.

Одним из способов обеспечения безопасности дорожного движения является применение мер административно-принудительного характера к нарушителям правил дорожного движения. Ежегодно к административной ответственности за нарушения в области дорожного движения привлекается фактически треть населения страны, из этого числа более 85 % —водители.

Кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях (КоАП РФ) от 30 декабря 2001 г. № 195-ФЗ содержит общие положения, принципы законодательства об административных правонарушениях, перечень видов административных наказаний и правила их применения, порядок производства по делам об административных правонарушениях, включая применение мер обеспечения производства по ним, порядок исполнения постановлений о назначении административных наказаний и другие вопросы, связанные с административной ответственностью, в том числе относящиеся к технической эксплуатации ТС, например, ст. 8.22, 8.23, 11.23, 12.1, 12.5, 12.31, 12.37.

Статья 266 УК РФ предусматривает уголовное наказание за недоброкачественный ремонт ТС, а равно выпуск в эксплуатацию технически неисправных ТС лицом, ответственным за техническое состояние ТС, если эти деяния повлекли по неосторожности причинение тяжкого вреда здоровью человека или смерть.

Большое количество ТС находится в ненадлежащем состоянии. Существенная часть ДТП происходит вследствие технических неисправностей. Удивительно, но эта часть ДТП, представляющая для нас интерес, является наименее изученной. И не принимать во внимание всю опасность этого коварного обстоятельства непростительно.

Коварство заключается в скрытости и слепой неочевидности ситуации, так как водитель или не знает или не может знать о внезапно возникшей в процессе движения опасной ситуации по причине технической неисправности ТС и, естественно, не готов к принятию экстренных мер по ее недопущению.

Это и есть следствие ненадлежащим образом проведенного контроля качества технического состояния ТС, которое должно быть проконтролировано при обязательном техническом осмотре.

Статистика — наука точная, но в данном случае она не в состоянии отобразить всю полноту ситуации вследствие невозможности объективно вынести суждение по возникшему вопросу, так как информация — отчеты Госавтоинспкции — составляются с мест ДТП, но органолептически объективно определить причину технической неисправности без каких-либо исследований не всегда представляется возможным.

Допустим, водитель после ДТП объясняет, что он пытался "тормозить". Однако видно, что на дороге разлита тормозная жидкость, педаль тормоза свободно перемещается и т. п. Такое ДТП, естественно, попадет в статистические данные. А если ТС сильно разрушено и нет возможности провести экспертизу? А если после ДТП водитель получил телесные повреждения или погиб и не в состоянии объяснить причину аварии? Эти факты неисправности ТС, возможно, будут установлены лишь в процессе предварительного расследования (суда) после дачи автотехническим экспертом своего заключения. В статистику же ДТП по причине технических неисправностей ТС эти данные уже не попадут.

При рассмотрении уголовных, гражданских или административных дел, если сам водитель ТС инициирует исследование, возможно проведение судебной автотехнической экспертизы. Этим инициатором может стать и страховая компания.

Судебная автотехническая экспертиза на основании фактических данных о техническом состоянии ТС решает следующие задачи:

1) установление технического состояния ТС, его отдельных узлов, механизмов, систем, агрегатов;

2) установление причин и времени возникновения неисправности, возможности своевременного выявления ее лицами, ответственными за техническое состояние ТС, влияния этих неисправностей на возникновение и развитие ДТП;

3) определение причинно-следственных связей между неисправностью и ДТП, а также обстоятельств, способствовавших возникновению неисправностей;

4) установление наличия технической возможности у водителя предотвратить ДТП (наезд на пешехода или неподвижное препятствие, столкнове-

ние, опрокидывание и т. д.) при определенном техническом состоянии ТС, его отдельных узлов, механизмов, систем или агрегатов в момент происшествия;

5) установление обстоятельств, связанных с техническим состоянием ТС, которые способствовали или могли способствовать возникновению ДТП.

Скоординированного обмена информацией о ДТП по причине технической неисправности между службами, занимающимися решением соответствующих вопросов, не существует.

При неблагоприятных условиях совокупность технических неисправностей может стать причиной ДТП и при рассмотренных выше обстоятельствах попадет в статистические данные. И, как правило, с формулировками: "по вине водителя", "несоблюдение скоростного режима", "не справился с управлением", "невнимательность", "несоответствие дорожным и погодным условиям" и т. д.

Представленные ситуации не позволяют реально и достоверно оценить количественную и качественную информацию о наличии технических неисправностей в результате ДТП.

Одним из профилактических мероприятий по предотвращению ДТП по причине технических неисправностей может служить разработка обоснованного перечня параметров технического состояния ТС, контролируемых при техническом осмотре.

Совершенствование правового поля при технической эксплуатации в области дорожного движения имеет важное значение в успешном решении вопросов повышения эффективности правоприменительной практики, оказывающей значительное влияние на состояние аварийности в сфере обеспечения безопасности дорожного движения.

Катки "РАСКАТ" будут обслуживать аэропорты

Вибрационные прицепные катки с гладкими вальцами производства рыбинского завода "РАСКАТ" будут обслуживать аэропорты Чукотского автономного округа. Продукция крупнейшего в России производителя дорожно-уплотнительной техники была приобретена Федеральным казенным предприятием "Аэропорты Чукотки", входящим в состав Министерства транспорта РФ.

Территории аэропортов имеют различные покрытия: асфальт, грунт, гравий с песком, композитные материалы и т. д. При этом эксплуатация дорожных покрытий происходит в сложных погодных условиях, где важно использование только надежной и проверенной временем техники, способной работать при перепадах важности и температур. Этим требованиям, по выбору заказчика, соответствует техника "РАСКАТ".

Вибрационный прицепной каток ДУ-94 предназначен для послойного уплотнения предварительно спланированных грунтов и нижних слоев оснований из различных дорожно-строительных материалов. Каток эффективен при больших объемах работ на автомобильных дорогах общего пользования I, II, III категорий, при строительстве и ремонте городских улиц, обустройстве территорий объектов промышленного назначения и гражданского строительства.

Каток имеет эксплуатационную массу 8,2 т при ширине вальца 2 м. Оптимальная ширина и хорошая масса позволяют ему выполнять дорожные работы с минимальных количеством проходов (от 3), что позволяет экономить рабочее время и денежные средства организации. Гладкий валец изготовлен из качественной стали и одинаково хорошо справляется с уплотнением различного вида покрытий, что делает каток незаменимым для проведения широкого спектра работ.

Высокая степень уплотнения обеспечивается автономным приводом вибратора, который расширяет спектр применяемых тягачей. При необходимости каток дополнительно оснащается двухсекционным кулачковым бандажом. По мнению профессионалов, ДУ-94 — одна из лучших моделей в ассортименте российских предприятий, проверенная временем, надежная в эксплуатации и простая в ремонте, способная работать в сложных погодных условиях.

Пресс-служба ТК "Ивановская марка"

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Ter-Mkrtichian G. G., Mazing M. V.* The development problems of modern diesel fuel injection equipment
There was estimated the development problems of modern diesel fuel injection equipment under extremely hard emission legislation. The various fuel systems for diesel heavy-duty trucks are analyzed. It was drawn a conclusion about the perspective of common rail systems for this diesels.
Keywords: diesel, ecological standards, fuel injection equipment, Common Rail system, hydraulically amplified injector, electronic unit injector

7 *Zimanov L. L., Pozhivilov N. V.* Define the Optimal Timing Use the Bus
In recent years, residents of megacities are increasingly choosing shuttles very small class for getting around the city. This is understandable, residents receive a higher level of comfort, gets shorter than before the journey at the same fare. Increase in demand in this area over the past decade has led to an increase in service offerings, as well as the requirements for their quality.
Keywords: transportation of passengers, operating conditions, management park, optimal lifetime linear cars, car working hours, the actual economic costs.

10 *Kopotilov V. I.* Rolling resistance force of the driven wheel and mechanism of its formation.
The mechanism of formation of rolling resistance force as the longitudinal vector effort is considered. It is proved that rolling resistance force is applied to the axis of rotation of the wheel, and its value is determined by the ratio of the total moment rolling resistance to the dynamic radius of the wheel. It is specified, that the longitudinal response of the support surface is not the resistance force to rolling, but the factor that provides the condition for rolling wheels.
Keywords: rolling wheels, resistance force to rolling, follower wheel, longitudinal response of the road, resultant force of inertia wheel.

16 *Furman V. V.* Methods of Calculating Fuel Supply Limitation Characteristics for Transport Generator Sets
Features of determining fuel supply limitation characteristics for transport diesel engines are considered. A method of calculating fuel supply limitation characteristics for locomotive generator set is presented.
Keywords: diesel engine, locomotive generator set, diesel fuel, fuel supply system, control system, transient process.

19 *Zayatrov A. V., Kozlovskiy V. N., Pijanov M. A.* Analysis of perceived quality as a tool integrated assessment of reliability of electrical cars
The paper analyzes the indexes perceived quality electrical cars of domestic and foreign production in order to create reliable information on indicators of reliability.
Keywords: quality, reliability, satisfaction, electrical equipment, car.

22 *Chaynov N. D., Suslikov V. V.* Refinement techniques based on cyclic strength crankshafts forced transport diesel engines
Modern requirements to internal combustion engines force developers to look for more exact methods of calculation of details on durability and durability. Excess margin of safety of knots of the engine conducts to increase in market cost and mass-dimensional indicators of all installation. Large volume of experiments at a development stage increases costs of process of creation of the new engine.
Keywords: crankshaft, rolling, hardening, residual stresses.

29 *Pyshnenko M. S., Rementsov A. N.* To a question of diagnosing and maintenance of power supply systems of cars
This article reviews automotive transport contribution to atmosphere pollution, causes of the deposits formation in fuel injectors, injectors cleaning methods and prospects of development.
Keywords: emissions, fuel system, fuel injector, deposits, ultrasonic cleaning.

33 *Sokolov R. I., Ustimenko V. S.* Trend development review of main native and foreign multipurpose vehicles performances.
The article provides different methodic approaches of specific power option and its influence on the main native and foreign multipurpose vehicles performances.
Keywords: specific power, maximum speed, gross vehicle, performances.

40 *Sugatov N. N., Haziev A. A.* Testing of devices of express quality control of engine oil.
In the article the possibility of the use express testers for assessing the quality of motor oil.
Keywords: motor oil, dielectric permeability, evaluation of the quality of motor oil, lubricheck.

43 *Kramarenko B. A.* Some legal aspects of design operation of vehicles.
This reality makes the improvement of the legal framework to carry out tasks pravoprimenitelnyh regulatory issues in the use of vehicles (TC) in the field of road safety.
Keywords: technical inspection, road safety, demographic damage, technical condition, the damage from an accident, a federal target program.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *З. В. Наумова*
Сдано в набор 14.10.2014. Подписано в печать 18.11.2014. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**