Грузовик с приложением

9
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет:
Д.Х. Валеев
В.М. Вовк
В.А. Волчков
С.М. Гайдар
Л.В. Грехов
С.М. Захарик
В.А. Зорин
А.М. Иванов
Н.А. Иващенко
П.П. Капуста
В.В. Корсаков
Л.Г. Красневский
А.С. Кузнецов
В. А. Марков
А.П. Марченко
Г.Н. Рейзина
А.Н. Ременцов
О.Н. Румянцева
Е.Л. Рыбин
А.Ф. Синельников
В.С. Устименко
Х.А. Фасхиев
Н.Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков), В.Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

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», 2013

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 *Поздеев А. В., Дьяков А. С., Новиков В. В., Рябов И. М.* Саморегулируемые двухкамерные пневматические рессоры с коммутацией полостей

6 *Гайдар С. М., Заяц Ю. А., Голубев Д. С.* Управление структурой топливного факела в дизелях

Практика

9 *Шалимов В. Э., Дворцов А. И.* Способ диагностирования цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания индицированием внутрицилиндрового давления

13 *Хазиев А. А., Лаушкин А. В.* Повышение эффективности средств бортовой диагностики автомобилей при оценке качества моторных масел

16 *Кокодеева Н. Е., Кочетков А. В., Малышев Е. В.* Воздействие многоосных автомобилей на степень разрушения дорожных конструкций

Исследования. Расчет

21 *Акчурин Х. И.* Влияние коэффициента избытка воздуха на использование теплоты, параметры и показатели цикла бензиновых двигателей

Безопасность

25 *Козловский А. И., Порватов И. Н., Подольский М. С.* Отслеживание состояния водителя с помощью данных о поперечном ускорении автомобиля

Экология

31 *Басаргин В. Д., Якубович И. А., Шафеев Д. Р.* Новые технологии для уменьшения экологической опасности автомобилей при эксплуатации в условиях города

36 *Марков В. А., Девянин С. Н., Маркова В. В.* Методика оценки экологической безопасности силовых установок с автотракторными двигателями

48 *Abstracts of articles*

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

УДК 629.113

А. В. Поздеев, А. С. Дьяков, В. В. Новиков, И. М. Рябов
E-mail: avp24897@mail.ru

САМОРЕГУЛИРУЕМЫЕ ДВУХКАМЕРНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РЕССОРЫ С КОММУТАЦИЕЙ ПОЛОСТЕЙ

Представлено описание двух конструкций двухкамерных пневморессор с коммутацией полостей в зависимости от амплитуды и направления колебаний.

Ключевые слова: *двухкамерная пневморессора, коммутирующее устройство, упругодемпфирующая характеристика, виброзащитные свойства.*

(Рисунки на 2-й полосе обложки)

Одним из перспективных направлений повышения виброзащитных свойств пневматических подвесок является применение двухкамерных пневморессор (ДПР) с коммутацией их полостей [1—4]. Данные рессоры обеспечивают эффективную защиту от колебаний в широком диапазоне частот без применения традиционных гидравлических амортизаторов и могут быть реализованы путем незначительной модернизации серийной пневматической рессоры, изготавливаемой в г. Волжском ЗАО "Автопромсервис" для автобусов семейства "Волжанин" и "КАВЗ".

Ниже представлены описания двух вариантов пневморессор, разработанных в ВолгГТУ на кафедре "Автоматические установки" конструкций ДПР, в которых коммутирующее устройство обеспечивает мгновенное разобщение рабочей и дополнительной полостей в момент смены направления деформации ДПР и их мгновенное сообщение после небольшого прохождения статического положения (рис. 1) [5, 6].

В первом варианте (рис. 2) ДПР содержит резинокордную оболочку *1* с крышкой *2*, на которой жестко закреплена дополнительная емкость *3*. Резинокордная оболочка *1*, крышка *2* и верхний торец полого поршня *4*, являющегося опорой резинокордной оболочки *1*, образуют рабочую полость *5*, которая периодически сообщается с полостью *6* дополнительной емкости *3* через клапанное устройство, выполненное в виде коммутирующего узла, саморегулируемого по амплитуде относительных перемещений подрессоренной массы и по заданной амплитуде выравнивания давлений [6].

Корпус *7* коммутирующего узла жестко закреплен снизу крышки *2* и размещен по оси подвески в полости *6* дополнительной емкости *3*. В корпусе *7* установлен цилиндр *8*, образующий с корпусом *7* кольцевую полость *9*, соединенную с полостью 6 и с полостью *5* через перепускные клапаны, состоящие из радиальных отверстий *10* и *11*, выполненных в нижней части корпуса *7*, и закрывающих их эластичных элементов *12* и *13*, закрепленных на наружной поверхности корпуса *7*.

В средней части цилиндра *8* установлен коммутирующий поршень *14*, соединенный с верхним торцом полого поршня *4* посредством упругого штока *15*. Кольцевая полость *9* соединена с полостью цилиндра *8* через радиальные каналы *16* и *17*, выполненные в средней части цилиндра *8* на расстоянии *L*, меньшем высоты поршня *14*, что обеспечивает сообщение полостей *5* и *6* практически в момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства. Поршень *14* образует с цилиндром *8* надпоршневую полость *18*, сообщенную с полостью *6* дополнительной емкости *3*, и подпоршневую полость *19*, сообщенную с рабочей полостью *5*.

На верхнем торце полого поршня *4* закреплен резиновый буфер хода сжатия *20*, под которым внутри полого поршня *4* установлено ребро жесткости в ви-

де цилиндра *21*. В крышке *2* и дополнительной емкости *3* установлен штуцер *22* для соединения рабочей полости *5* с регулятором положения кузова транспортного средства.

Предлагаемая двухполостная пневматическая рессора работает следующим образом.

При отсутствии колебаний подвески поршень *14*, соединенный с верхним торцом полого поршня *4* упругим штоком *15*, находится в средней части цилиндра *8*, перекрывая его радиальные каналы *16* и *17*. Среднее положение коммутирующего поршня *14* обеспечивается соединением рабочей полости *5* с регулятором положения кузова транспортного средства посредством штуцера *22*.

При деформациях подвески в небольшой зоне статического хода, меньшего, чем разность расстояний между высотой поршня *14* и радиальными каналами *16* и *17*, полости *5* и *6* не сообщаются, поскольку поршень *14* перекрывает радиальные каналы *16* и *17*.

В этом случае воздушного демпфирования колебаний не происходит, что необходимо для обеспечения высокой плавности хода при движении транспортного средства по мелким неровностям, например, по асфальту с трещинами.

При ходах подвески, равных Δ (см. рис. 1), в момент, опережающий момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства, поршень *14* открывает радиальные каналы *16* и *17*, вследствие чего происходит выравнивание давлений в полостях *5* и *6*.

При больших ходах подвеска работает следующим образом.

На ходе сжатия подвески крышка *2*, снизу которой закреплен корпус *7* коммутирующего узла, вместе с дополнительной емкостью *3* перемещаются вниз, полый поршень *4* с поршнем *14* движутся вверх, а нижняя часть резинокордной оболочки *1* перекатывается по наружной поверхности полого поршня *4*, на верхнем торце которого закреплен нижний конец упругого штока *15*. При этом давление в рабочей полости *5* увеличивается, вследствие чего эластичный элемент *13* прижимается к наружной поверхности корпуса *7* и закрывает перепускные отверстия *11*, а воздух из рабочей полости *5* практически без сопротивления перетекает в полость *6* дополнительной емкости 3 через подпоршневую полость *19*, радиальные каналы *17*, кольцевую полость *9* и перепускные отверстия *10*, отжимая от наружной стенки корпуса *7* эластичный элемент *12*. В результате происходит практически одновременное повышение давлений в полостях *5* и *6*. При последующем ходе растяжения крышка *2* с дополнительной емкостью *3* движется вверх, а полый поршень *4* с поршнем *14* — вниз. При этом давление в рабочей полости *5* уменьшается, вследствие чего эластичный элемент *12* прижимается к наружной стенке корпуса *7* и закрывает перепускные отверстия *10*, разобщая полости *5* и *6* в момент амплитуды деформации подвески. В результате происходит резкое падение давления в рабочей полости *5*. После прохождения коммутирующим поршнем *14* среднего положения в момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства открываются радиальные каналы *16*, и воздух из полости *6* дополнительной емкости *3* практически без сопротивления перетекает в рабочую полость *5* через надпоршневую полость *18*, радиальные каналы *16*, кольцевую полость *9* и перепускные отверстия *11*, отжимая эластичный элемент *13* от наружной поверхности корпуса *7*. В результате происходит практически мгновенное выравнивание давлений в полостях *5* и *6*. При дальнейшем растяжении подвески воздух из полости *6* дополнительной емкости *3* практически свободно перетекает в рабочую полость *5* через надпоршневую полость *18*, радиальные каналы *16*, кольцевую полость *9* и перепускные отверстия *11*, отжимая от наружной стенки корпуса *7* эластичный элемент *13*. В результате происходит практически одновременное понижение давлений в полостях *5* и *6*. При последующем ходе сжатия крышка *2* с дополнительной емкостью *3* движется вниз, а полый поршень *4* с поршнем *14* — вверх. При этом давление в рабочей полости *5* увеличивается, вследствие чего эластичный элемент *13* прижимается к наружной стенке корпуса *7* и закрывает перепускные отверстия *11*, разобщая полости *5* и *6* в момент смены направления деформации подвески. В результате происходит резкое увеличение давления в рабочей полости *5*. После прохождения коммутирующим поршнем *14* среднего положения в момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства открываются радиальные каналы *17* и воздух из рабочей полости *5* практически без сопротивления перетекает в полость *6* дополнительной емкости *3* через подпоршневую полость *19*, радиальные каналы *17*, кольцевую полость *9* и перепускные отверстия *10*, отжимая эластичный элемент *12* от наружной поверхности корпуса *7*. В результате происходит практически мгновенное выравнивание давлений в полостях *5* и *6*.

В конце хода сжатия резиновый буфер *20*, взаимодействуя с крышкой *2*, деформируется, что предотвращает жесткий удар (пробой). При этом основная нагрузка приходится на ребро жесткости *21*, что предотвращает прогиб верхнего торца полого поршня *4*.

Размещение дополнительной емкости на крышке позволяет без изменения клиренса транспортного средства увеличить ее внутренний объем по сравнению с рабочим объемом резинокордной оболочки, что обеспечивает повышение эффективности коммутации полостей. Следствием этого является улучшение плавности хода транспортного средства.

Во втором варианте (рис. 3) ДПР содержит пневмобаллон *1* в виде резинокордной оболочки рукавного типа, полый поршень *2* с буфером *3* максимального хода сжатия и крышку *4*. Дополнительно ДПР снабжена ресивером *5*. Пневмобаллон *1*, верхняя часть полого поршня *2* и крышка *4* образуют полость *6*, которая периодически сообщается с полостью *7* ресивера *5* через коммутирующий узел, выполненный в виде клапанного устройства, саморегулируемого по амплитуде относительных колебаний и по заданной амплитуде выравнивания давлений [5].

Корпус *8* коммутирующего узла жестко закреплен на крышке *4* совместно с осевым патрубком *9*. В корпусе *8* герметично установлена направляющая трубка *10*, образующая с корпусом *8* кольцевую полость *11*, соединенную с полостью *6* пневмобаллона *1* через основной обратный клапан и с полостью *7* ресивера *5* через дополнительный обратный клапан посредством шланга *12* и осевого патрубка *9*, внутри которого установлены с кольцевым зазором *13* дополнительный обратный клапан, верхние части корпуса *8* и направляющей трубки *10*.

В средней части направляющей трубки *10* установлен коммутирующий плунжер *14*, верхний конец которого имеет форму конуса. В днище *15* полого поршня *2* по его оси установлена резьбовая заглушка *16*, которая соединена с коммутирующим плунжером *14* посредством спицы *17*.

Кольцевая полость *11* соединена с полостью направляющей трубки *10* через радиальные отверстия *18* и *19*, равнорасположенные по окружности направляющей трубки *10* и выполненные в ее средней части на расстоянии, меньшем высоты коммутирующего плунжера *14*, который образует с направляющей трубкой *10* подплунжерную полость *20*, сообщенную с полостью *6* пневмобаллона *1*, и надплунжерную полость *21*, сообщенную через шланг *12* и осевой патрубок *9* с полостью *7* ресивера *5*.

Основной и дополнительный обратные клапаны выполнены в виде подпружиненных кольцевых затворов *22* и *23*, перекрывающих осевые отверстия *24* и *25*, равнорасположенные по окружности корпуса *8*.

Предлагаемая двухполостная пневматическая рессора работает следующим образом.

При отсутствии колебаний подвески плунжер *14*, соединенный спицей 17 с резьбовой заглушкой *16*, находится в средней части направляющей трубки *10*, перекрывая ее радиальные отверстия *18* и *19*. Среднее положение плунжера *14* обеспечивается соединением полости *6* пневмобаллона *1* с регулятором положения кузова транспортного средства.

При деформациях подвески в небольшой зоне статического хода, меньшего, чем разность расстояний между высотой плунжера *14* и радиальными отверстиями *18* и *19*, полость 6 и полость *7* не сообщаются, так как плунжер *14* перекрывает радиальные отверстия *18* и *19*. В этом режиме происходит изменение давления газа только в полости *6*. В этом случае воздушного демпфирования колебаний не происходит, что необходимо для обеспечения высокой плавности хода при движении транспортного средства по мелким неровностям, например, по асфальту с короткими трещинами.

При ходах подвески, равных Δ (см. рис. 1), в момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства, коммутирующий плунжер *14* открывает радиальные отверстия *18* и *19*, вследствие чего происходит выравнивание давлений в полости *6* и полости *7*. При больших ходах подвеска работает следующим образом.

На ходе сжатия подвески крышка *4*, корпус *8*, направляющая трубка *10*, осевой патрубок *9* вместе со шлангом *12* и ресивером 5 перемещаются вниз, полый поршень *2* с резьбовой заглушкой *16*, спицей *17* и коммутирующим плунжером *14* движутся вверх, а нижняя часть пневмобаллона *1* перекатывается по наружной поверхности полого поршня *2*. При этом давление в полости 6 увеличивается, вследствие чего подпружиненный кольцевой затвор *22* прижимается к наружной торцевой поверхности корпуса 8 и закрывает осевые отверстия *24*, а воздух из полости *6* практически без сопротивления перетекает в полость *7* через подплунжерную полость *20*, радиальные отверстия *18*, кольцевую полость *11*, осевые отверстия *25* (отжимая от наружной стенки корпуса *8* подпружиненный кольцевой затвор *23*), кольцевой зазор *13*, шланг *12*. В результате происходит практически одновременное повышение давлений в полостях *6* и *7*. При последующем ходе растяжения крышка *4*, кор-

пус *8*, направляющая трубка *10*, осевой патрубок *9* вместе со шлангом *12* и ресивером 5 движутся вверх, а полый поршень *2* с резьбовой заглушкой *16*, спицей *17* и плунжером *14* — вниз. При этом давление в полости *6* уменьшается, вследствие чего подпружиненный кольцевой затвор *23* прижимается к наружной стенке корпуса *8* и закрывает осевые отверстия *25*, разобщая полости *6* и *7* в момент смены направления деформации подвески. В результате происходит резкое падение давления в полости *6*. После прохождения коммутирующим плунжером *14* среднего положения в момент, опережающий момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства, открываются радиальные отверстия *19* и воздух из полости *7* практически без сопротивления перетекает в полость *6* через шланг *12*, надплунжерную полость *21*, радиальные отверстия *19*, кольцевую полость *11* и осевые отверстия *24*, отжимая подпружиненный кольцевой затвор *22* от наружной торцевой поверхности корпуса *8*. В результате происходит практически мгновенное выравнивание давлений в полостях *6* и *7*.

При дальнейшем растяжении подвески воздух из полости *7* практически свободно перетекает в полость *6* через шланг *12*, надплунжерную полость *21*, радиальные отверстия *19*, кольцевую полость *11* и осевые отверстия *24*, отжимая от наружной стенки корпуса *8* подпружиненный кольцевой затвор *22*. В результате происходит практически одновременное понижение давлений в полостях *6* и *7*. При последующем ходе сжатия крышка *4*, корпус *8*, направляющая трубка *10*, осевой патрубок *9* вместе со шлангом *12* и ресивером *5* движутся вниз, а полый поршень *2* с резьбовой заглушкой *16*, спицей *17* и плунжером *14* — вверх. При этом давление в полости *6* увеличивается, вследствие чего подпружиненный кольцевой затвор *22* прижимается к наружной стенке корпуса *8* и закрывает осевые отверстия *24*, разобщая полости *6* и *7* в момент смены направления деформации подвески. В результате происходит резкое увеличение давления в полости *6*. После прохождения коммутирующим плунжером *14* среднего положения в момент смены направления движения подрессоренной массы транспортного средства открываются радиальные отверстия *18* и воздух из полости *6* практически без сопротивления перетекает в полость *7* через подплунжерную полость *20*, радиальные отверстия *18*, кольцевую полость *11*, осевые отверстия *25* (отжимая подпружиненный кольцевой затвор *23* от наружной торцевой поверхности корпуса *8*), кольцевой зазор *13* и шланг *12*. В результате происходит практически мгновенное выравнивание давлений в полостях *6* и *7*.

В конце максимального хода сжатия буфер *3*, взаимодействуя с крышкой *4*, деформируется, что предотвращает жесткий удар.

Благодаря тому, что осевой патрубок закреплен совместно с коммутирующим узлом на крышке пневмобаллона, а дополнительный обратный клапан, верхние части корпуса и направляющей трубки установлены с кольцевым зазором внутри осевого патрубка, появляется возможность замены коммутирующего узла или его отдельных элементов — корпуса, направляющей трубки, основного и дополнительного обратных клапанов — без демонтажа резинокордной оболочки, что повышает ремонтопригодность подвески.

Вследствие того, что коммутирующий плунжер образует с направляющей трубкой подплунжерную полость, сообщенную с полостью пневмобаллона, и надплунжерную полость, сообщенную с полостью ресивера, и соединен посредством спицы с резьбовой заглушкой, установленной по оси в днище полого поршня, появляется возможность замены коммутирующего плунжера и спицы без демонтажа резинокордной оболочки. Благодаря тому, что верхний конец плунжера имеет форму конуса, облегчается установка плунжера в направляющей трубке, что также повышает ремонтопригодность подвески.

Предлагаемые ДПР имеют оптимальную упругодемпфирующую характеристику (см. рис. 1), обеспечивающую эффективное гашение колебаний во всем диапазоне частот при минимальных внутренних диссипативных потерях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Исследования** двухкамерной пневматической рессоры с коммутацией полостей / А. В. Поздеев, А. С. Дьяков, В. В. Новиков, И. М. Рябов // Грузовик. — 2013. — № 1. — С. 35—38.
2. **Новиков В. В.** Определение оптимальных алгоритмов регулирования активно-управляемых пневмоподвесок / В. В. Новиков, А. В. Поздеев // Грузовик &. — 2010. — № 5. — С. 6—10.
3. **Новиков, В. В.** Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером / В. В. Новиков, А. С. Дьяков, В. А. Федоров // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 10. — С. 21—22.
4. **Пат. 2340468 РФ,** МПК B 60 G 11/26, F 16 F 5/00. Пневматическая подвеска / В. В. Новиков, Б. Н. Фитилев, А. С. Дьяков; ВолгГТУ. — 2008.
5. **П. м. 109697 РФ,** МПК B 60 G 11/00. Подвеска колеса автомобиля / И. М. Рябов, А. В. Поздеев, В. В. Новиков, А. С. Дьяков, К. В. Чернышов; ГОУ ВПО ВолгГТУ. — 2011.
6. **П. м. 109698 РФ,** МПК B 60 G 11/27, F 16 F 9/04. Пневматическая подвеска / В. В. Новиков, А. В. Поздеев, А. С. Дьяков, В. И. Карлов, Е. А. Черкашина; ГОУ ВПО ВолгГТУ. — 2011.

УДК 629. 113

С. М. Гайдар, д-р техн. наук, Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машино-тракторного парка (ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии),
Ю. А. Заяц, канд. техн. наук, **Д. С. Голубев**, канд. техн. наук, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт) имени генерала армии В. Ф. Маргелова
E-mai: sajtm@yandex.ru

УПРАВЛЕНИЕ СТРУКТУРОЙ ТОПЛИВНОГО ФАКЕЛА В ДИЗЕЛЯХ

Описывается применение невозвратного клапана, установленного перед форсункой дизеля и позволяющего формировать оптимальную структуру топливного факела в зависимости от режима работы дизеля при подаче через указанный клапан различных видов топлива.

Ключевые слова: *дизель, невозвратный клапан, структура факела, режимы работы дизеля.*

Двигатели транспортных машин эксплуатируются в условиях, требующих изменения в широких пределах скоростного и нагрузочного режимов. Для оценки эффективности функционирования ДВС при его работе на различных режимах и при различных значениях регулировочных параметров служат характеристики.

Под режимами работы понимаются рабочие состояния двигателей, характеризующиеся определенной совокупностью их основных показателей обычно в качестве основных факторов, определяющих вид рабочего режима, используется частота вращения коленчатого вала, нагрузка и тепловое состояние.

На рис. 1 схематично показано поле нагрузочных и скоростных режимов работы автомобильного двигателя.

Выше оси абсцисс расположена область активных режимов работы двигателя (А). На этих режимах работа двигателя положительна. Сверху область ограничена кривой *1* максимального крутящего момента по внешней скоростной характеристике; справа — регуляторной ветвью или ветвью снижения крутящего момента при частоте вращения выше номинальной (кривая *2*); слева — минимальной устойчивой частотой вращения вала при данной нагрузке (кривая *3*).

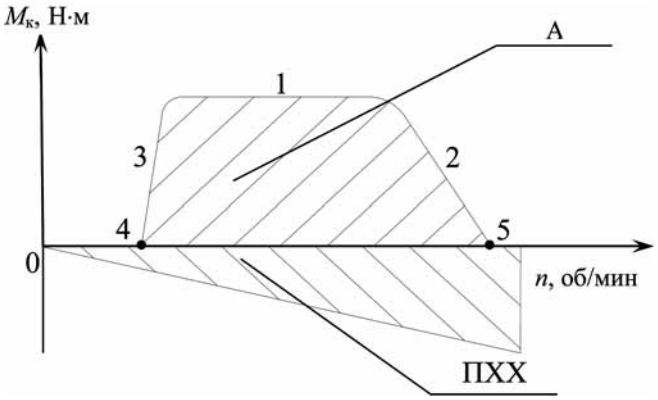

Рис. 1. Поле скоростных и нагрузочных характеристик двигателя

Точки, лежащие на оси абсцисс, соответствуют режиму холостого хода, начиная от минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу (точка *4*) и заканчивая максимальной частотой вращения при работе с регулятором (точка *5*).

Ниже линии абсцисс расположены пассивные режимы работы двигателя. В этой зоне, ограниченной снизу кривой момента, необходимого для проворачивания неработающего двигателя, двигатель работает в режиме выбега или на принудительном холостом ходу (ПХХ), т. е. при торможении автомобиля двигателем.

Наиболее интересными для рассмотрения являются следующие режимы работы двигателя:

— режимы пуска;

— режим холостого хода;

— режим разгона;

— режим максимальной частоты вращения коленчатого вала.

Рассматривая данные режимы работы дизеля с позиции формирования структуры топливного факела, необходимо отметить, что огромную роль в процессе смесеобразования и сгорания играют физико-химические показатели различных топлив

и масел, характеризующие их эксплуатационные и экологические свойства, а именно [1]:

— фракционный состав топлива;

— испаряемость топлива;

— дисперсный состав механических примесей топлива;

— температура самовоспламенения топлива;

— атомарное строение полярных частей и их расположение в молекулах топлива.

Так, например, показатель "фракционный состав топлива" необходим для оптимизации сгорания топлива путем регулировки процесса его подачи в цилиндры дизеля. Этот показатель характеризует эффективность сгорания топлива после его воспламенения, что позволяет заранее прогнозировать протекание этого процесса.

Показатель "испаряемость топлива" характеризует как способность пуска в условиях низких температур, так и уровень экологической опасности для окружающей среды продуктов испарения товарных марок топлив в процессе их хранения (в топливных баках техники, стоящей на хранении, отстойных и расходных цистернах и др.).

Показатель "температура самовоспламенения топлива" характеризует способность и условия воспламенения в цилиндрах дизеля при сжатии воздушного заряда и, таким образом, позволяет оптимизировать процесс сгорания в части более полного (без потерь горючей части) сгорания топлива при обеспечении минимизации образования вредных для окружающей среды окислов азота (NO_x).

"Атомарное строение полярных частей и их расположение в молекулах топлива" является показателем, характеризующим совместимость или несовместимость топлив при их смешении.

При смешении несовместимых топлив происходит образование структурных (агрегативных) систем — укрупнение загущений, которые нарушают работу фильтров, прецизионных деталей топливных насосов и форсунок, что приводит к отказам в работе энергетической установки, т. е. возникает аварийная ситуация. Образование структурных систем происходит в результате взаимодействия полярных частей молекул смешиваемых топлив при условии, когда в смешиваемых топливах "открытыми" являются разноименные полюса полярных частей молекул.

Если "открытыми" в смешиваемых топливах являются одноименные полюса, то образование структурных систем не происходит. В зависимости от химического состава полярной части молекулы "открытым" может быть минусовой или плюсовой полюс.

Тот полюс полярной части молекулы, который обращен в сторону нейтральной части молекулы является "закрытым", а тот, который обращен в противоположную сторону от нейтральной части молекулы – "открытым".

Показатель атомарного строения полярных частей и их расположения в молекулах топлива является особенно важным для обеспечения безопасной ресурсосберегающей и экологически чистой эксплуатации энергетических установок, используемых как в стационарных системах, так и на транспорте.

Чтобы обеспечить смешивание несовместимых топлив без образования структурных систем, необходимо в один из компонентов смеси ввести до начала смешивания присадку, закрывающую "открытый" полюс. Это достигается полярным взаимодействием присадки с топливом на молекулярном уровне.

Предотвращение смешивания несовместимых топлив возможно при подаче нескольких рабочих сред через невозвратный клапан (как жидких, так и газообразных). С этой целью разработана система подачи топлива [2], особенностью которой является возможность подачи одновременно нескольких видов топлива по нескольким подпитывающим магистралям (рис. 2).

Клапан монтируется между форсункой и трубопроводом высокого давления, а воздействие волны разряжения осуществляется на эластичный элемент *11*. При работе дизельное топливо подается из топливного бака, по трубопроводам через топливный насос высокого давления, нагнетательный и невозвратный клапаны через форсунку в дизель.

После отсечки подачи в трубопроводе высокого давления формируется волна разрежения, которая подходит к невозвратному клапану и отжимает эластичный элемент *11* от внутренней поверхности корпуса невозвратного клапана. Образованная полость под действием разрежения заполняется рабочим телом и далее следует за волной разрежения до свободного конца эластичного элемента, попадая в проточку *8* корпуса невозвратного клапана. Через отверстие *6* в корпусе и распылителе форсунки *7* альтернативное топливо заполняет дифференциальное пространство форсунки двигателя, формируя структуру топливного факела. При подходе к запирающему конусу невозвратного клапана волны давления, запирающий конус перекрывает проточку в корпусе невозвратного клапана, а форсунка, заряженная топливом в соответствующем порядке, впрыскивает его в цилиндр двигателя. Управление включением и отключением подпитывающего трубопровода позволяет сформировать требуемую для данного режима структуру цикловой подачи [3].

В качестве альтернативных топлив возможна подача диметилового эфира, метанола, метилового эфира рапсового масла и др.

Диметиловый эфир (ДМЭ) обладает самым меньшим временем существования в качестве кап-

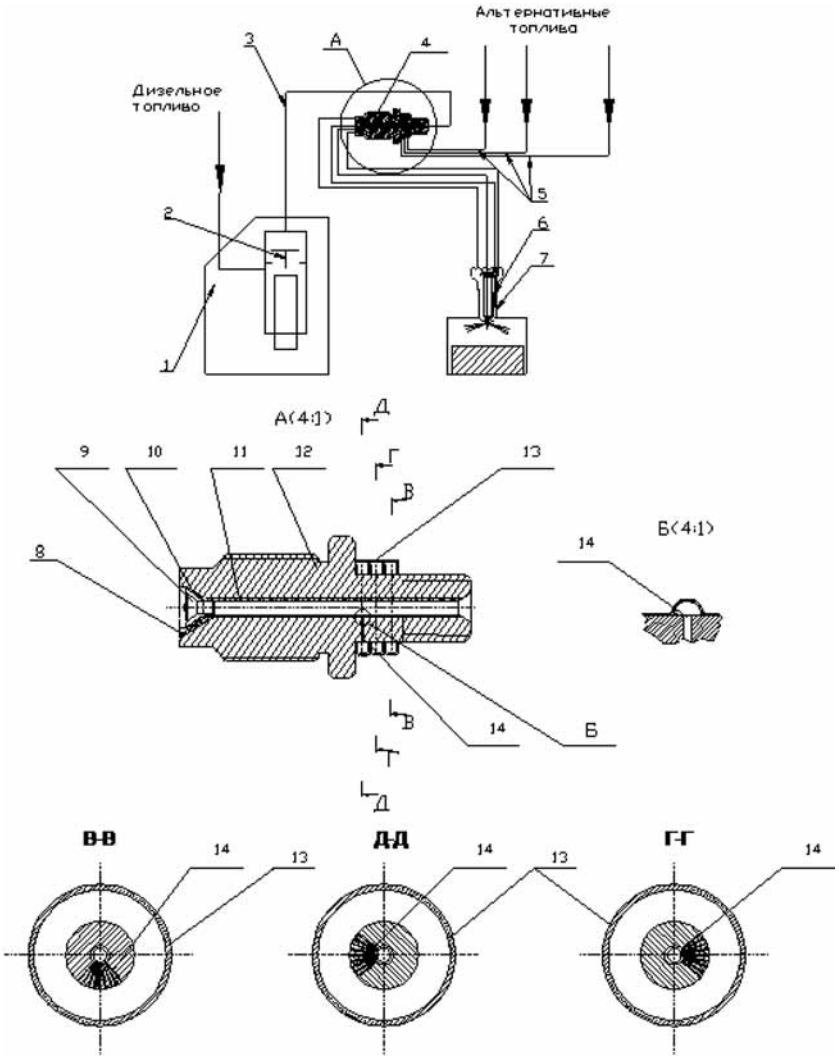

Рис. 2. Схема системы подачи альтернативного топлива в цилиндр дизеля:

1 — топливный насос высокого давления; *2* — нагнетательный клапан; *3* — трубопровод высокого давления; *4* — невозвратный клапан; *5* — подпитывающие магистрали; *6* — отверстия в форсунке для подвода альтернативного топлива; *7* — форсунка; *8* — проточки для выхода топлива; *9* — запорный клапан; *10* — уплотняющая коническая поверхность; *11* — эластичный материал; *12* — корпус с центральным отверстием; *13* — переходник; *14* — ряды радиальных капиллярных отверстий

ли и испаряется практически сразу, попадая в камеру сгорания. Это обусловливается его малой скрытой теплотой испарения, а также малой плотностью.

Метанол, обладая плотностью не намного большей, чем диметиловый эфир, имеет существенно большее время существования в качестве капли. Это происходит благодаря тому, что скрытая теплота парообразования метанола самая большая из рассмотренных топлив.

Время существования и скорости капель метилового эфира рапсового масла и дизельного топлива схожи ввиду того, что плотность и скрытая теплота испарения метилового эфира рапсового масла не намного больше, чем у дизельного топлива.

Форсунка, оснащенная вышеописанным невозвратным клапаном, позволяет насыщать топливо воздухом или другими газами непосредственно в линии высокого давления перед подачей в цилиндр дизеля, что открывает новые возможности по управлению процессами топливоподачи, впрыскивания и сгорания топлива.

Анализ функциональных свойств и характеристик невозвратного клапана [2, 4] позволяет предполагать, что применение представленной конструкции невозвратного клапана с подачей в цилиндры нескольких видов топлива дает возможность формировать требуемую структуру топливного факела в зависимости от режима работы дизеля. Особую актуальность данное направление исследований приобретает при эксплуатации дизелей в условиях низких температур. В этом случае обеспечение высоких пусковых качеств достигается подачей через невозвратный клапан топлива с низкой температурой воспламенения и высокой испаряемостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Экспертная** оценка проблемы безопасной, энергосберегающей и экологически чистой эксплуатации транспорта Российской Федерации [Текст] / Л. В. Тузов, В. Ф. Большаков, Ю. А. Микутенок, Л. А. Дерюгина // III-я Международная научно-практическая конференция "Новые топлива и присадки". — Санкт-Петербург, 2004 г. — С. 84.
2. **Пат. № 2321763** Российская Федерация, МПК F 02 M 43/00. Система подачи топлива в дизель [Текст] / Заяц Ю. А.; Полиненко С. В. заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. ин-т. — № 2006120037/06; заявл. 07.06.2006; опубл. 10.04.2006, Бюл. № 10. — 5 с.: ил.
3. **Заяц Ю. А.** Формирование структуры топливного факела [Текст] / Ю. А. Заяц // Известия ТуЛГУ, серия Автомобильный транспорт, вып. 10: материалы 1-й международной научно-технической конференции "Эксплуатация и методы исследования систем и средств автомобильного транспорта. — Тула: изд-во ТуЛГУ 2006. Стр. 104—106.
4. **Заяц Ю. А.** Экспериментальные исследования характеристик дизелей при подаче воздуха в форсунку [Текст] / Ю. А. Заяц, В. А. Бойков / Изв. ТулГУ. Серия "Автомобильный транспорт". Вып. 5. — Тула: Изд-во ТулГУ, 2001.

УДК 623.437.4 (076.5)

В. Э. Шалимов, канд. техн. наук, e-mail: badim62@mail.ru,
А. И. Дворцов, e-mail: ya.damaskus@yandex.ru, Научно-исследовательский испытательный центр (исследований и перспектив развития АТ ВС РФ) 3 Центрального научно-исследовательского института Минобороны России, г. Бронницы Московской области

СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ИНДИЦИРОВАНИЕМ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО ДАВЛЕНИЯ

В статье рассматривается многообразие способов оценки состояния цилиндро-поршневой группы двигателей, дана оценка их эффективности. Предложен новый способ диагностирования цилиндро-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания путем индицирования давления внутри цилиндра по углу поворота коленчатого вала при прокручивании его от постороннего источника.

Ключевые слова: *диагностирование, цилиндро-поршневая группа, индикаторное давление, датчик давления, датчик углового перемещения, микроконтроллер.*

(Рисунки на 3-й полосе обложки)

Важным элементом системы технического обслуживания и ремонта автомобильной техники является техническое диагностирование.

Диагностирование автомобилей позволяет определять техническое состояние агрегатов, механизмов и систем без их разборки или с частичной разборкой и прогнозировать их сроки службы. Это дает возможность управлять техническим состоянием автомобилей, выполняя только те действительно необходимые работы, проведение которых по результатам диагностирования носит обязательный характер и непосредственно влияет на выполнение ими боевой задачи в каждом конкретном случае их применения.

Наиболее важным агрегатом автомобиля является двигатель, представляющий собой сложную конструкцию, состоящую из большого числа взаимосвязанных механизмов и деталей. Он включает примерно 3—4 тыс. деталей, имеющих срок службы значительно меньше, чем автомобиль в целом и является объектом особого внимания при эксплуатации.

Изменение технического состояния узлов и деталей двигателя происходит в результате их естественного износа, либо вследствие различных неисправностей, являющихся результатом несоблюдения правил технической эксплуатации или технического обслуживания автомобиля.

Исследованиями [1] установлено, что межремонтные сроки практически для всех типов двигателей определяются интенсивностью износа деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), находящейся в наиболее тяжелых условиях работы. Следует отметить, что из всех потерь на трение в двигателе (до 80 %) [1], большая часть их приходится на пару поршень-гильза (45—55 % всех внутренних потерь). Предельный износ деталей ЦПГ сопровождается ухудшением пусковых качеств двигателя, неустойчивой работой его на малой частоте вращения коленчатого вала, повышенным расходом масла и топлива, снижением мощности, повышением токсичности отработавших газов и возникновением аварийных ситуаций. Исходя из этого оценка состояния ЦПГ является весьма актуальной задачей.

Многообразие способов оценки состояния цилиндро-поршневой группы дает возможность разработчикам аппаратуры выбрать наиболее эффективный из них для создания современных диагностических приборов. На сегодняшний день реализованы следующие способы оценки состояния ЦПГ:

— оценка состояния пневмоплотности цилиндра по максимальному давлению в конце такта сжатия;

— путем принудительной опрессовки сжатым воздухом;

— по расходу картерных газов;

— вакуумный способ;

— виброакустический способ.

Наиболее перспективными из перечисленных способов являются вакуумный и виброакустический, хотя оценку состояния ЦПГ по максимальному давлению в конце такта сжатия издавна применяют для обнаруже-

ния негерметичности цилиндров. Для этого используют компрессометры или компрессографы. Измерения производят на прогретом двигателе с вывернутыми свечами зажигания или снятыми форсунками (у дизелей). При этом у бензиновых двигателей отключают систему зажигания, у дизелей устанавливают нулевую подачу ТНВД или отключают электронную часть управления системы впрыска. Измерения производят поочередно в каждом цилиндре двигателя при прокрутке коленчатого вала стартером. Данный способ измерения при всей своей простоте имеет ряд недостатков.

Результаты измерения зависят от числа оборотов коленчатого вала, температуры, а также инерционности прибора, применяемого при измерении. В диапазоне эксплуатационных оборотов коленчатого вала двигателя ($n > 1500$ мин$^{-1}$) эффект снижения давления незначительный, однако на пусковых оборотах небольшое изменение частоты вращения значительно изменяет давление конца сжатия, поэтому при измерении очень важно учитывать состояние стартера и аккумуляторной батареи.

Температура двигателя также влияет на результаты измерений. Недостаточный прогрев двигателя перед измерениями приводит к изменению вязкости масла в смазочной системе и, как следствие, увеличивает механические потери при прокручивании стартером, ухудшает герметичность поршневых колец.

Компрессометр, снабженный обратным клапаном, заполняется воздухом в течение нескольких последовательных тактов сжатия. Хотя давление, создающееся внутри прибора, может приближаться к максимальной величине, все же давление внутри цилиндра оказывается выше, вследствие гидравлического сопротивления компрессометра, утечек через обратный клапан и его инерционности. Поэтому компрессометры дают значительные ошибки измерений. Манометр, установленный в компрессометре, подвергается воздействию импульсных нагрузок воздуха от последовательных тактов сжатия, которые могут вызвать его усталостные разрушения.

Несмотря на указанные недостатки компрессометры используются главным образом для оценки общего состояния герметичности цилиндров и различий между ними. Промышленностью выпускаются различные виды компрессометров и компрессографов, таких как КМ 201, ДД-4200, ДД-4210, ДД-4220 и др., которые широко используются в автотранспортных предприятиях и СТО.

Научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта (НИИ АТ) в 60-е годы двадцатого столетия разработан оригинальный прибор оценки герметичности цилиндров К-69. В основу его положен способ оценки герметичности надпоршневого пространства по падению давления сжатого воздуха, подаваемого в цилиндр через свечные отверстия (у бензиновых двигателей) или отверстия форсунок (у дизелей). На основе этого способа разработаны пневмотестеры К-69м и К-272. Принципиальная схема пневмотестера показана на рис. 1.

Перед проведением измерения впускной патрубок прибора соединяют с ресивером компрессора. Выходную часть прибора соединяют с цилиндром двигателя. Воздух, давление которого регулируется при помощи газового редуктора *1*, поступает в цилиндр *5* при положении поршня в ВМТ такта сжатия через калибровочное отверстие *4*, гидравлическое сопротивление которого известно. Утечка воздуха через зазоры поршневых колец и стенок цилиндра, неплотности клапанов приводит к падению давления на выходе из калиброванного отверстия, о чем свидетельствуют показания манометров *2* и *3*. Поскольку давление $P_{раб.}$ перед эталонным отверстием постоянно, давление $P_{изм.}$ будет показывать снижение давления вследствие утечек и $\Delta P = P_{раб} - P_{изм}$, что является оценкой состояния ЦПГ. Калибровочное отверстие *4* позволяет измерять утечки, поскольку если бы его не было, то давление $P_{раб}$ позволяло бы компенсировать незначительные утечки и ΔP и информативность была бы очень низкой.

Относительную неплотность в цилиндре можно определить из следующего выражения [1]:

$$f_{изм} = Kf_0, \qquad (1)$$

где $f_{изм}$ — измеряемая относительная неплотность; f_0 — площадь сечения калиброванного отверстия; K — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент пропорциональности зависит от давлений в рабочей и измерительной камерах прибора. При поддержании в рабочей камере определенного постоянного давления этот коэффициент будет зависеть только от давления в измерительной камере. Поэтому зная давление в измерительной камере и площадь сечения калибровочного отверстия, можно определить относительную неплотность проверяемого цилиндра. На практике для нахождения относительной неплотности пользуются тарировочной кривой (рис. 1, *б*).

Строится тарировочный график при определенном постоянном давлении в рабочей камере и различной площади калибровочного отверстия, которое изменяется при помощи сменных шайб. Значение неплотности определяется по величине давления в измерительной камере и тарировочному графику. В зависимости от конструктивных особенностей и способов тарировки прибора, неплотность может определяться как в абсолютных единицах (мм^3), так и в относительных (%).

Надпоршневое пространство не может быть полностью герметичным даже на новом двигателе из-за наличия конструктивных зазоров. Падение давления подаваемого воздуха в цилиндр на 15—20 % является допустимым и характеризует отличное состояние двигателя. Хорошему состоянию соответствует падение давления до 40 %. Падение давления от 40 до 70 % соответствует удовлетворительному состоянию двигателя. И наконец утечка от 70 до 100 % соответствует критическому состоянию и влечет необходимость капитального ремонта [2].

Поскольку наибольший износ происходит в верхнем поясе гильзы [2] из-за трения уплотнительных ко-

лец о зеркало цилиндра в условиях граничной смазки, то максимальный зазор в замке поршневых колец будет при прохождении поршня в районе верхней мертвой точки (ВМТ). Характер износа гильзы цилиндра по всей длине рабочей части имеет эллиптическую форму, где большая ось эллипса направлена перпендикулярно оси поршневого пальца. Это связано с действием боковой силы на поршень, попеременно прижимающей его к противоположным стенкам цилиндра.

Исходя из этого для детализации оценки состояния ЦПГ, утечки в цилиндре необходимо определять пневмотестером при различных положениях поршня.

Для этого необходимо проводить замеры на такте сжатия в ВМТ, нижней мертвой точке (НМТ) до открытия выпускного клапана и промежуточном положении между крайними точками. При положении поршня в ВМТ оценивается состояние клапанов, прокладки головки блока, износ поршневых колец по зазору в замке. При положении поршня в НМТ оценивается состояние сопряжения кольцо-гильза и кольцо-канавка поршня. В среднем положении — сопряжение колец с гильзой и с канавками поршня. Используя тарировочный график (рис. 1, *б*) можно определить суммарную неплотность сопряжений при различных положениях поршня в цилиндре, что позволяет оценить характер износа ЦПГ.

Данный способ, хоть и дает возможность оценивать состояние ЦПГ неработоспособного двигателя, но для его реализации требуется источник сжатого воздуха под давлением (около 1 МПа) и необходимость установки поршня на такте сжатия в различные положения. Все это увеличивает трудоемкость и стоимость процесса диагностирования.

Определение технического состояния ЦПГ по количеству картерных газов, выходящих через сапун, нашло широкое применение в 70-е годы двадцатого столетия при диагностировании двигателей сельскохозяйственных машин.

Этот показатель не является достаточно стабильным и может колебаться в значительных пределах для одной и той же марки двигателя при одинаковой степени износа ЦПГ. Рассматриваемый способ не учитывает износ деталей по отдельным цилиндрам.

Способ оценки состояния ЦПГ по расходу картерных газов имеет недостаточную точность, обусловленную, кроме того, влиянием утечек через сальниковые уплотнения.

Способ опрессовки сжатым воздухом частично устраняет отмеченные выше недостатки, т. е. позволяет выявить конкретный неисправный цилиндр, однако детализировать неисправность (неисправность колец или гильзы) не удается.

Вакуумный метод, разработанный в ГОСНИТИ наиболее информативен из всех перечисленных выше, позволяет определять с высокой точностью вид неисправности ЦПГ. Слабое место данного метода — большая трудоемкость измерения параметров, низкая надежность вакуумного клапана прибора, необходимость высокой квалификации персонала.

Метод виброакустической диагностики для оценки состояния ЦПГ позволяет помимо выявления неисправностей, осуществлять прогнозирование остаточного ресурса деталей этой группы. Он достаточно сложен, требует математического аппарата обработки сигнала, электронной измерительной аппаратуры и программного обеспечения. Поэтому до настоящего времени этот метод используется только на объектах в судостроении, авиастроении, энергетике.

Стремительный рост микроэлектроники позволяет в настоящее время отказаться от традиционных стрелочных манометрических приборов, позволяющих контролировать отдельные показатели в процессе диагностирования. Сегодня существует огромный перечень микроконтроллеров, позволяющих в реальном масштабе времени контролировать различные процессы, в том числе и изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Это позволит получить индикаторную диаграмму давления внутри цилиндра двигателя при прокручивании от постороннего источника, на которой будут отражены все возможные неисправности ЦПГ. Низкая стоимость и малые габариты микроконтроллеров позволяют создавать миниатюрные диагностические приборы, имеющие жидкокристаллический индикатор (ЖКИ), кнопочное управление, возможность передачи диагностической информации на расстояние.

В связи с изложенным, разработан способ оценки состояния ЦПГ, заключающийся в следующем. При прокручивании коленчатого вала от постороннего источника регистрируется давление внутри цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала, при многократном повторении полученные данные усредняются, записываются в оперативную память регистрирующего прибора и отображаются на жидкокристаллическом дисплее в виде графика, по которому используя подвижный маркер на дисплее, можно отображать давление в любой точке полученного графика. Схема измерительного устройства представлена на рис. 2.

Устройство состоит из датчика давления *1*, устанавливающегося на место свечи зажигания для бензиновых двигателей или на место форсунок (у дизелей), датчика углового перемещения *2* коленчатого вала индуктивного типа, устанавливаемого напротив зубчатого венца маховика, измерительного устройства *3*, регистрирующего давление внутри цилиндра от углового перемещения коленчатого вала.

Давление внутри цилиндра измеряется дискретно по сигналу с датчика углового перемещения коленчатого вала. Этот датчик выдает управляющие импульсы в зависимости от количества зубьев на маховике. Там же рядом с зубчатым венцом имеется паз или углубление, соответствующее положению поршня первого цилиндра в верхней мертвой точке (ВМТ). В момент, когда индуктивный датчик находится напротив этого паза, формируется сигнал ВМТ, который является

синхронизирующим для отсчета давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала.

Основу измерительного устройства составляет микроконтроллер, который имеет внутреннее ПЗУ, где записана программа обработки данных, полученных от датчиков и индикации ее на ЖКИ. Микроконтроллер позволяет программно усреднять значения давлений в цилиндре по углу поворота коленчатого вала за количество циклов, которое вводится с клавиатуры в режиме меню. Обработанная информация может передаваться по каналу последовательного интерфейса RS 232. Режимы работы устройства выбираются функциональными клавишами. После проведения измерений во всех цилиндрах и обработки информации устройство может показывать график изменения давления как по каждому цилиндру, так и всех сразу, для сравнительной оценки.

На рис. 3 показан график изменения давления внутри цилиндра от угла поворота коленчатого вала, полученный измерительным устройством.

На графике отчетливо видно изменение давления внутри цилиндра по углу поворота коленчатого вала. Здесь можно выделить характерные точки оценки состояния цилиндро-поршневой группы.

P_1 — давление на впуске. У бензиновых двигателей при закрытой дроссельной заслонке давление на впуске ниже атмосферного. Оно характеризует герметичность впускного тракта и состояние гильзы цилиндра, как и при вакуумном способе диагностирования. У дизелей этот параметр несколько выше, т. е. давление ближе к атмосферному из-за отсутствия дроссельной заслонки, однако даже по нему можно оценить герметичность впускного тракта и состояние гильзы цилиндра.

Давление P_2 характеризует герметичность цилиндра и состояние клапанов. У бензиновых двигателей оно лежит в пределах 10—14 МПа в зависимости от степени сжатия, у дизелей в пределах 24—28 МПа.

Давление P_3 ниже атмосферного и характеризует состояние поршневых колец и клапанов. При движении поршня к верхней мертвой точке на такте сжатия часть воздушного заряда уходит в картер через кольца, поэтому на такте расширения за счет этой утечки создается кратковременное разрежение до момента открытия выпускного клапана. Это разряжение и показывает, насколько поршневые кольца хорошо уплотняют надпоршневое пространство. Если кольца изношены, закоксованы, сломаны, то разрежение P_3 будет увеличиваться за счет того, что утечки на такте сжатия будут увеличиваться, а при движении поршня вниз на такте расширения масляный клин внизу колец будет препятствовать перетеканию воздушного заряда из картера в надпоршневое пространство и поэтому будет создаваться разрежение.

По графику изменения давления в цилиндре можно также определить закрытие впускного и открытие выпускного клапанов. Начало закрытия впускного клапана (см. рис. 3) характеризует нелинейное увеличение давления (изгиб на графике). Начало открытия выпускного клапана характеризует момент увеличения давления после небольшого разрежения.

Зная эталонные диаграммы изменения давления внутри цилиндра, можно с высокой точностью оценивать состояние ЦПГ, выявлять различные неисправности и прогнозировать остаточный ресурс.

Процесс диагностирования производится в следующем порядке. Двигатель прогревается до рабочей температуры ОЖ 60—80 °С. У бензиновых двигателей выворачиваются свечи зажигания, отключается система зажигания, у дизелей — снимаются форсунки, в топливном насосе высокого давления (ТНВД) устанавливается нулевая подача. В каждое отверстие цилиндра поочередно устанавливается датчик давления (при этом могут использоваться различные переходники). Датчик угловых перемещений коленчатого вала устанавливается в отверстие картера маховика, если оно предусмотрено для контроля фаз газораспределения или подключается к штатному датчику углового перемещения системы управления подачей топлива или зажигания. При помощи соединительных кабелей устройство измерения подключается к датчикам.

Включаем режим измерения, предварительно установив количество измеряемых циклов (один цикл соответствует двум оборотам коленчатого вала). У бензиновых двигателей измерения сначала производятся с закрытой дроссельной заслонкой, чтобы определить разряжение на впуске, а затем с открытой — для оценки давления конца сжатия. У дизелей измерения производятся один раз из-за отсутствия дроссельной заслонки. После проведения измерения, датчик давления переустанавливают в следующий цилиндр в соответствии с порядком работы. Таким образом, процесс измерения повторяется во всех цилиндрах. Полученные данные усредняются в зависимости от количества циклов и выводятся на ЖКИ в виде графика. Результаты могут передаваться по каналу последовательной передачи данных RS-232, USB и др. в компьютерную базу данных о техническом состоянии автомобиля, а также для дальнейшей обработки и прогнозирования остаточного ресурса ЦПГ. Предложенный способ диагностирования ЦПГ двигателей, является наиболее эффективным из рассмотренных и позволяет создавать диагностические приборы на его основе, отвечающие современным требованиям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Костин А. К.** и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации. — Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989.
2. **Фламиш О.** Диагностика автомобилей. Способы обнаружения скрытых неисправностей. Пер. с венг. А. П. Самойлова. — М.: "Транспорт", 1973.
3. **Ждановский Н. С.** Диагностика автотракторных двигателей. — Л.: Колос (Ленинг. отд-ние), 1977.
4. **Ананьин А. Д.** и др. Диагностика и техническое обслуживание машин. Учебник для студентов высш. учеб. заведений. — М.: Издательство центр "Академия", 2008.
5. **Шпак Ю. А.** Программирование на языке С для AVR и PIC микроконтроллеров, изд. 2-е, переработанное и дополненное. — К.: "МК-Пресс", 2011.

УДК 629.113.004

А. А. Хазиев, А. В. Лаушкин
E-mail: madi-chim@mail.ru; E-mail: lav82@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СРЕДСТВ БОРТОВОЙ ДИАГНОСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА МОТОРНЫХ МАСЕЛ

В статье описаны методы оценки остаточного ресурса моторного масла, предложены рекомендации по повышению ресурса моторного масла средствами бортовой диагностики автомобилей.

Ключевые слова: *моторное масло, автомобили, бортовая диагностика, ресурс моторного масла.*

Бортовая диагностика давно стала штатной системой автомобиля. Блоки управления и датчики в состоянии контролировать параметры работы всех его узлов. Когда определенные показатели выходят за рамки допустимых значений, бортовая система предупреждает водителя о необходимости обратиться в сервисный центр. Кроме того, такая система может прогнозировать отклонения показателей работы отдельных систем автомобиля и оценивать не только исправность, но, в некоторых случаях, и остаточный ресурс каждой системы.

Оценка диагностических показателей реализуется двумя методами:

- непосредственным измерением;
- расчетным методом.

Часто эти способы очень тесно взаимосвязаны между собой.

При непосредственных измерениях наиболее информативные диагностические показатели измеряются встроенными датчиками. Датчик должен быть надежен и не требовать дополнительного обслуживания.

Расчетный метод, как правило, не предполагает установку дополнительных датчиков. В блок управления закладывается таблица изменения параметров системы в зависимости от определенных показателей, которые определяются с использованием штатных датчиков автомобиля. При этом учитывается количество пусков, температурный и нагрузочный режимы работы двигателя, ряд других параметров.

Рассмотрим преимущества и недостатки обоих методов на примере оценки остаточного ресурса моторного масла.

Состояние работавшего моторного масла тесно связано с текущим техническим состоянием двигателя и зависит от условий эксплуатации автомобиля.

Работа колесных транспортных средств в крупных городах предопределяет ряд негативных тенденций: неустановившийся режим движения, длительная езда автомобилей в пробках, в режиме стоп-старт и т. д.

Двигатель при этом длительное время работает на холостом ходу, при котором не обеспечивается оптимальный режим смазки деталей, система питания обогащает топливную смесь, нарушается тепловой баланс работы силового агрегата, на ряде деталей происходит конденсация несгоревшего топлива и воды. Все это отрицательно сказывается как на техническом состоянии двигателя, так и на состоянии моторного масла.

Качество моторного масла изменяется более интенсивно, чем состояние двигателя, поэтому масло может служить индикатором процессов, происходящих в двигателе. При этом масло, выполняя свои функции, также оказывает влияние на двигатель и возможность его эксплуатации при различных режимах (рис. 1).

В системе смазки двигателей автомобилей применяются следующие разновидности датчиков:

- давления масла в системе;
- температуры масла;
- уровня масла;
- уровня и температуры масла (комбинированный);
- уровня и качества масла (комбинированный).

Рассмотрим их по порядку.

Датчик давления — самый распространенный и самый информативный прибор. Он информирует водителя об аварийном изменении давления масла в системе, причиной которой может быть:

Рис. 1. Взаимодействие системы "Двигатель—Масло—Эксплуатация"

- чрезмерное увеличение или снижение температуры масла;
- изменение вязкости масла;
- понижение уровня масла в поддоне картера;
- неисправность системы смазки;
- неисправность цилиндро-поршневой группы.

При таком разнообразии неисправностей водитель автомобиля не в состоянии самостоятельно определить ее причину. Кроме того, для оценки некоторых неисправностей требуется дополнительное диагностическое оборудование.

С целью избежать необоснованных обращений в сервисные центры, в систему смазки двигателя стали встраивать датчики температуры и уровня масла. Датчик температуры масла дополняет датчик температуры охлаждающей жидкости. Датчик уровня масла призван освободить водителя от периодической проверки уровня масла в двигателе вручную щупом. При этом исключаются человеческий фактор и возможность попадания в масло посторонних примесей.

В совокупности эти датчики могут исключить большинство ложных срабатываний датчика давления масла и сигнализировать водителю только о тех причинах падения давления, которые требуют вмешательства сервисного центра. Обработка большого количества аналоговых сигналов является сложной задачей. Однако объединение датчика уровня и температуры масла в единый блок и опрос его электронным блоком управления вызывает ряд новых ошибок. К ошибкам, вызванным конструктивными особенностями датчика, добавились ошибки при оцифровке сигнала, при передаче данных, при моделировании процессов.

Для анализа качества масла на отдельных автомобилях применялся температурный критерий. Принцип работы датчика — измерение времени нагрева и охлаждения масла, проходящего через датчик, установленный в нижней точке картера. Однако даже значительное попадание в масло воды, топлива, продуктов сгорания и износа слабо влияют на показания этого датчика.

Оценить попадание в масло посторонних продуктов призван диэлектрический датчик. Он позиционируется как "датчик уровня и качества масла" и представляет из себя круглый конденсатор (рис. 2). При изменении свойств среды меняется емкость конденсатора, что и оценивается электронным блоком управления.

Недостатком обоих датчиков является конструктивная особенность, при которой возможно засорение входного или выходного отверстий датчика. При этом нарушается сообщение его внутреннего объема и объема картера двигателя. В результате, датчик будет оценивать одно и то же масло, находящееся в его внутреннем объеме. Показания датчика не будут изменяться в процессе работы.

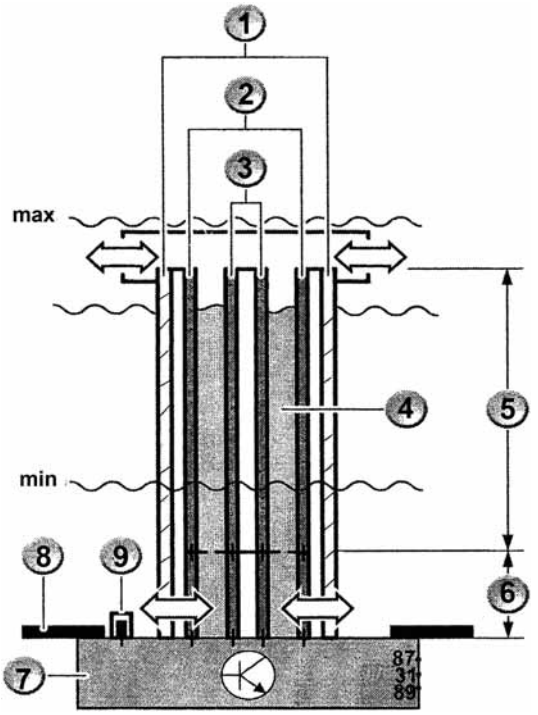

Рис. 2. Датчик уровня и качества масла

1 — корпус датчика; *2* — внешний цилиндрический электрод; *3* — внутренний цилиндрический электрод; *4* — моторное масло; *5* — диапазон измерения уровня масла; *6* — диапазон измерения качества моторного масла; *7* — электронный блок обработки; *8* — поддон картера двигателя; *9* — датчик температуры моторного масла

Распространенная ошибка диэлектрического датчика — неправильное интерпретирование данных. Так, на диэлектрическую проницаемость моторного масла влияют все примеси, попадающие в процессе эксплуатации. Но каждая из них оказывает различное влияние на рассматриваемый показатель. Наиболее сильно меняют диэлектрическую проницаемость вода и металлы. Даже незначительное попадание воды вызывает сильное изменение диэлектрической проницаемости. При этом датчик перестает "видеть" остальные примеси в масле. Важнейший эксплуатационный показатель масла — вязкость не влияет на указанный электрофизический показатель.

В процессе эксплуатации возможно значительное увеличение вязкости моторного масла. Преждевременное старение масла, как правило, вызвано условиями эксплуатации двигателя:

- частые пуски и остановки двигателя;

- пониженный или повышенный тепловой режим работы;
- неустановившиеся режимы работы подвижного состава;
- длительная работа на холостом ходу;
- снижение эксплуатационных скоростей движения автомобилей в крупных городах.

Учесть условия эксплуатации можно расчетным методом, используя показания штатных датчиков двигателя. Для расчетного метода существуют две причины возникновения ошибок:

- нечуствительность к внезапным изменениям качества масла;
- высокая вероятность ошибок при учете факторов.

Резюмируя, можно классифицировать следующие причины возникновения ошибок при оценке качества моторных масел средствами бортовой диагностики:

- ошибки моделирования процессов изменения свойств;
- ошибки при выборе анализируемых показателей;
- ошибки конструкции датчиков;
- ошибки интерпретации сигналов датчика;
- ошибки, вызванные внезапным изменением качества масла.

Только объединением достоинств различных методов контроля можно решить проблему оценки качества моторного масла. Для комплексной оценки необходимо:

- разработать модель изменения свойств моторного масла в зависимости от определяющих показателей;
- выбрать наиболее чувствительный показатель качества моторного масла и установить на двигатель датчик, фиксирующий изменение этого показателя;
- корректировать показания датчика с помощью дополнительной информации: условия эксплуатации автомобиля, режимы работы двигателя и т. п.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2013 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) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.
Факс 8 (499) 269-48-97.
Отдел продаж, маркетинга, рекламы
WWW.MASHIN.RU

УДК 625.08

Н. Е. Кокодеева, д-р техн. наук, доцент кафедры "Транспортное строительство" ФГБОУ ВПО "Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.",
А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор ФГБОУ ВПО "Пермский национальный исследовательский политехнический университет",
Е. В. Малышев, инженер Поволжского учебно-исследовательского центра "Волгодортранс", ФГБОУ ВПО "Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А."
E-mail: soni.81@mail.ru

ВОЗДЕЙСТВИЕ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТЕПЕНЬ РАЗРУШЕНИЯ ДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В статье предложен общий методический подход к обоснованию и проектированию рациональных конструкций нежестких дорожных одежд для проезда тяжеловесного транспорта на основе теории риска, разработанной профессором В. В. Столяровым в начале 80-х годов прошлого столетия.

Ключевые слова: *теория риска, автомобильная дорога, дорожная одежда, требуемый модуль упругости, коэффициент прочности, расчетная нагрузка, степень разрушения.*

В России в последние годы заметно увеличился парк автомобилей, в то время как развитие дорожных конструкций заметно отстает. Увеличились осевые нагрузки, состав и интенсивность движения транспортного потока. Возникла острая проблема несоответствия большинства автомобильных дорог современному парку транспортных средств, прежде всего — большегрузных. Одно из возможных решений данной проблемы — это расчет рациональных дорожных конструкций с учетом статистических особенностей взаимодействия тяжеловесных транспортных средств и конструкций автомобильных дорог с учетом теории риска, как основы современной системы технического регулирования.

Цель исследования — оценка статистических характеристик процесса взаимодействия транспортного средства и автомобильной дороги с учетом оценки степени риска причинения вреда.

Задача и пути ее решения. При проектировании дорожной одежды нежесткого типа степень ее разрушения определяют с использованием теории риска, предложенной профессором В. В. Столяровым [5], по следующей последовательности:

$$r = 0{,}5 - \Phi\left(\frac{E_{ЭТ} - E_{КР}}{\sqrt{\sigma_{ЭТ}^2 + \sigma_{КР}^2}}\right), \qquad (1)$$

где $E_{ЭТ}$ — общий расчетный (эквивалентный) модуль упругости конструкции, полученный при расчете дорожной одежды на прочность по критерию упругого прогиба, МПа; $E_{КР}$ — критический (минимальный) модуль упругости дорожной одежды, при котором риск разрушения равен 50 %, МПа; $\sigma_{ЭТ}$ — среднее квадратическое отклонение общего расчетного (эквивалентного) модуля упругости конструкции, МПа; $\sigma_{КР}$ — среднее квадратическое отклонение критического (минимального) модуля упругости, МПа; $\Phi(u)$ — функция Лапласа.

Вычисляют среднее квадратическое отклонение общего расчетного (эквивалентного) модуля упругости конструкции по формуле:

$$\sigma_{ЭТ} = C_V^{ЭТ} E_{ЭТ}, \qquad (2)$$

где $C_V^{ЭТ}$ — коэффициент вариации эквивалентного модуля упругости ($E_{ЭТ}$), принимаемый в зависимости от качества строительства дорожной одежды по методике профессора В. А. Семенова [4].

Устанавливают значение критического (минимального) модуля упругости, при котором разрушение дорожной одежды будет достигать 50 %, по формуле [5]:

Таблица 1

Рекомендуемые значения коэффициента вариации эквивалентного модуля упругости

Качество строительства дорожной одежды	Отличное	Хорошее	Удовлетворительное	Неудовлетворительное
Коэффициент вариации эквивалентного модуля упругости	<0,12	0,12—0,20	0,20—0,27	>0,27
Примечание. При проектировании дорожной одежды нежесткого типа рекомендуется принимать качество строительства с оценкой «отлично».				

а) при $C_V^{ЭТ} \neq 0{,}2$:

$$E_{КР} = \frac{\sqrt{E_{ТР}^2 + \left[25\left(C_V^{ЭТ}\right)^2 - 1\right]\left(E_{ТР}^2 - 25\sigma_{ТР}^2\right)} - E_{ТР}}{25\left(C_V^{ЭТ}\right)^2 - 1}; \quad (3)$$

б) при $C_V^{ЭТ} = 0{,}2$ используется другая зависимость:

$$E_{КР} = \frac{E_{ТР}^2 - 25\sigma_{ТР}^2}{2E_{ТР}}, \quad (4)$$

где $E_{ТР}$ — требуемый модуль упругости, МПа, полученный при расчете дорожной одежды на прочность по критерию упругого прогиба, и определяемый с использованием ОДН 218.046—01 "Проектирование нежестких дорожных одежд" [3] по формуле:

$$E_{ТР} = 98{,}65\left[\lg(\Sigma N_P) - c\right], \quad (5)$$

где ΣN_P — суммарное расчетное число приложений нагрузки за срок службы дорожной одежды, авт.; c — эмпирический параметр, принимаемый равным для расчетной нагрузки на ось: 100 кН — 3,55; 110 кН — 3,25; 130 кН — 3,05.

Требуемый модуль упругости должен быть не менее указанного в табл. 2 [3]: $\sigma_{ТР}$ — среднее квадратическое отклонение требуемого модуля упругости в связи с ошибками прогнозирования интенсивности и состава движения:

$$\sigma_{ТР} = C_V^{ТР} E_{ТР}, \quad (6)$$

где $C_V^{ТР}$ — коэффициент вариации требуемого модуля упругости, который зависит от точности прогнозирования состава и интенсивности движения, а также типа дорожной одежды [5].

Таблица 2

Минимальные значения $E_{ТР}^{min}$

Категория дороги	Суммарное минимальное расчетное число приложений расчетной нагрузки на наиболее нагруженную полосу	Требуемый модуль упругости дорожной одежды, МПа		
		Капитального типа	Облегченного типа	Переходного типа
I	750 000	230	—	—
II	500 000	220	210	—
III	375 000	200	200	—
IV	110 000	—	150	100
V	40 000	—	100	50

Таблица 3

Расчетные значения коэффициента вариации требуемого модуля упругости

Продолжительность прогнозируемого периода, лет	Значения $C_V^{ТР}$ для дорожной одежды типа		
	Переходного	Облегченного	Капитального
1...3	0,03...0,05	—	—
4...6	0,06...0,07	0,06...0,07	—
7...9	0,08...0,09	0,08...0,10	—
10...13	—	0,11...0,15	0,13...0,15
14...17	—	—	0,16...0,17
18...22	—	—	0,18...0,19

Вычисляют среднее квадратическое отклонение критического (минимального) модуля упругости по формуле:

$$\sigma_{КР} = C_V^{ЭТ} E_{КР}. \quad (7)$$

При расчете дорожных одежд на дорогах общего пользования расчетные нагрузки принимают в соответствии с ОДН 218.046—01 [3].

В табл. 4 даны рекомендации по назначению группы нагрузок в зависимости от грузоподъемно-

Таблица 4

Назначение группы нагрузок

Грузоподъемность транспортных средств	Расчетная группа нагрузок
До 8 т	A_1
От 8 до 10 т	A_2
Свыше 10 т	A_3
Примечание. Нагрузку группы A_3 принимают и в случае наличия в составе потока более 10% двухосных автобусов.	

сти самых тяжелых двухосных автомобилей в составе потока (при условии, что других двухосных автомобилей с большей грузоподъемностью в составе потока менее 10 %). Расчетную группу нагрузки (A_1, A_2 или A_3) назначают по наиболее тяжелому двухосному автомобилю, доля которого в грузовых и автобусных перевозках составляет не менее 10 % (с учетом перспективы изменения состава движения к концу межремонтного периода).

По табл. 5 назначают расчетную нагрузку и определяют ее параметры.

Для каждого автомобиля вычисляют суммарный коэффициент приведения номинальной динамической нагрузки к расчетной динамической нагрузке по формуле:

$$S_{m.\text{сум}} = \sum_{1}^{n} S_{\text{н}}, \qquad (8)$$

где $S_{\text{н}}$ — коэффициенты приведения номинальной динамической нагрузки от колес автомобиля. При этом количество коэффициентов $S_{\text{н}}$ равно числу осей данного автомобиля или автопоезда.

МОДН 2—2001 "Проектирование нежестких дорожных одежд" [2] допускает приближенно принимать суммарный коэффициент приведения $S_{m.\text{сум}}$ по табл. 6.

Величину приведенной к расчетной нагрузке среднесуточной (на конец срока службы) интенсивности движения определяют по формуле [3]:

$$N_P = f_{\text{пол}} \sum_{m=1}^{n} N_m S_{m.\text{сум}}, \qquad (9)$$

где $f_{\text{пол}}$ — коэффициент, учитывающий число полос движения и распределение движения по ним, определяемый по табл. 7; n — общее число различных марок транспортных средств в составе транспортного потока; N_m — число проездов в сутки в обоих направлениях транспортных средств m-й марки, авт/сут.

Суммарное расчетное число приложений расчетной нагрузки к точке на поверхности конструкции за срок службы определяют по формулам [3]:

$$\sum N_P = 0{,}7 f_{\text{пол}} K_c T_{\text{рдг}} k_n \sum_{m=1}^{n} (N_{m1} S_{m.\text{сум}}); \qquad (10)$$

$$\sum N_P = 0{,}7 f_{\text{пол}} N_1 K_c T_{\text{рдг}} k_n, \qquad (11)$$

где N_{m1} — суточная интенсивность движения автомобилей m-й марки в первый год службы (в обоих

Таблица 5

Параметры расчетной нагрузки

Группа расчетной нагрузки	Нормативная статическая нагрузка	Нормативная статическая нагрузка на поверхность покрытия от колеса расчетного автомобиля, $Q_{\text{расч}}$, кН	Расчетные параметры нагрузки	
			p, МПа	D, см
A_1	100	50	0,60	37/33
A_2	110	55	0,60	39/34
A_3	130	65	0,60	42/37
Примечание. В числителе — для движущегося колеса, в знаменателе — для неподвижного.				

Таблица 6

Значения коэффициента $S_{m.\text{сум}}$

Тип автомобиля	Коэффициент приведения $S_{m.\text{сум}}$ к расчетной нагрузке		
	A_1	A_2	A_3
Легкие грузовые автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т	0,005	0,003	0,0015
Средние грузовые автомобили грузоподъемностью от 2 до 5 т	0,2	0,13	0,063
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью от 5 до 8 т	0,7	0,46	0,22
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью более 8 т	1,25	0,82	0,40
Автобусы	0,7	0,46	0,22
Тягачи с прицепами	1,5	0,99	0,47

Таблица 7

Значение коэффициента $f_{пол}$

Число полос движения	Значение коэффициента $f_{пол}$ для полосы с номером от обочин		
	1	2	3
1	1,00	—	—
2	0,55	—	—
3	0,50	0,50	—
4	0,35	0,20	—
6	0,30	0,20	0,05

Таблица 8

Расчетные характеристики слоев

Материал слоя	h, см	Модуль упругости, МПа, при расчете по допустимому упругому прогибу
Асфальтобетон плотный на битуме марки БНД 60/90	4	3200
То же, пористый на битуме марки БНД 60/90	8	2000
То же, высокопористый на битуме марки БНД 60/90	18	2000
Оптимальная, ЩГПС, обработанная цементом марки 40	30	600
Песок средней крупности	40	120
Супесь пылеватая $W_р = 0,817 W_т$	—	30,3

Таблица 9

Состав движения при расчетной нагрузке A_1

Типы автомобилей	Доля в потоке	Суточная интенсивность движения ТС данной марки (в оба направления) на последний год срока службы N_m, авт./сут.
Легкие грузовые автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т	0,22	3518
Средние грузовые автомобили грузоподъемностью от 2 до 5 т	0,32	5117
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью от 5 до 8 т	0,28	4477
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью более 8 т	0,09	1439
Автобусы	0,07	1119
Тягачи с прицепами	0,02	320
Итого	1,0	15 990

Таблица 10

Состав движения при расчетной нагрузке A_2

Типы автомобилей	Доля в потоке	Суточная интенсивность движения ТС данной марки (в оба направления) на последний год срока службы N_m, авт./сут.
Легкие грузовые автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т	0,21	3358
Средние грузовые автомобили грузоподъемностью от 2 до 5 т	0,15	2399
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью от 5 до 8 т	0,19	3038
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью более 8 т	0,28	4477
Автобусы	0,09	1439
Тягачи с прицепами	0,08	1279
Итого	1,0	15 990

направлениях), авт./сут.; N_1 —суточная приведенная к расчетному автомобилю интенсивность движения (в оба направления) в первый год срока службы дороги, авт./сут.; $T_{рдг}$ — расчетное число дней в году, в течение которого сочетание влажности грунта земляного полотна и температуры асфальтобетонных слоев конструкции таково, что идет процесс накопления остаточных деформаций в грунте и малосвязных слоях дорож-

Таблица 11

Состав движения при расчетной нагрузке A_3

Типы автомобилей	Доля в потоке	Суточная интенсивность движения ТС данной марки (в оба направления) на последний год срока службы N_m, авт./сут.
Легкие грузовые автомобили грузоподъемностью от 1 до 2 т	0,15	2399
Средние грузовые автомобили грузоподъемностью от 2 до 5 т	0,14	2239
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью от 5 до 8 т	0,18	2878
Тяжелые грузовые автомобили грузоподъемностью более 8 т	0,22	3518
Автобусы	0,19	3038
Тягачи с прицепами	0,12	1918
Итого	1,0	15 990

Таблица 12

Итоговая таблица расчетов

Расчетная нагрузка	ΣN_P, авт.	$E_{общ}$, МПа	$E_{ТР}$, МПа	$K_{ПР}^{ТР}$	$\frac{E_{ОБЩ}}{E_{ТР}}$	Подынтегральная функция U	Риск разрушения r
A_1	4 338 546	608	305	1,5	1,99	18,98	$\to 0$
A_2	2 847 974	544	316	1,5	1,72	17,6	$\to 0$
A_3	2 253 381	448	326	1,5	1,37	—	—

ной одежды; k_n — коэффициент, учитывающий вероятность отклонения расчетной нагрузки от принятой к расчету; K_c — коэффициент суммирования.

С целью проверки работоспособности указанной выше методики была последовательно рассчитана на прочность конструкция дорожной одежды нежесткого типа при расчетных нагрузках A_1, A_2, A_3. Исходные данные: дорога располагается во II дорожно-климатической зоне; категория автомобильной дороги — I; заданный срок службы дорожной одежды — $T_{сл} = 18$ лет; заданная надежность $K_Н = 0{,}98$; требуемый коэффициент прочности $K_{ПР}^{ТР} = 1{,}5$; приращение интенсивности $q = 1{,}04$; грунт рабочего слоя земляного полотна — супесь пылеватая; конструкция дорожной одежды:

— в расчете принята четырехполосная автомобильная дорога с суточной интенсивностью движения грузовых автомобилей на 20-й год эксплуатации 15 990 авт./сут. Состав движения приведен в табл. 9—11.

В результате расчета дорожной конструкции на прочность были получены для расчетных нагрузок A_1, A_2, A_3 эквивалентные (общие) модули упругости ($E_{ОБЩ}$), требуемые модули упругости ($E_{ТР}$), коэффициенты прочности $\left(\frac{E_{общ}}{E_{ТР}}\right)$.

Установлено, что выбранная дорожная конструкция при расчетной нагрузке A_3 не удовлетворяет условию прочности по допускаемому упругому прогибу, а риск разрушения данной конструкции стремится к единице.

Выводы

Рассмотрена методика оценки изменения требуемого модуля упругости дорожной конструкции в зависимости от расчетной нагрузки тяжеловесного транспортного средства. Как показали вычисления, с увеличением грузоподъемности и количества осей тяжеловесных транспортных средств наблюдается рост величины требуемого модуля упругости и уменьшение эквивалентного модуля упругости для одной и той же конструкции дорожной одежды нежесткого типа.

При этом снижение параметра $E_{общ}$ вызвано изменением величины расчетного диаметра D, приведенного к кругу отпечатка расчетного колеса на поверхности покрытия (см. табл. 5). В связи с этим данную дорожную конструкцию нельзя использовать для расчетной нагрузки A_3 с грузоподъемностью транспортных средств более 10 т. В данном случае, оптимальной расчетной нагрузкой A_1 и A_2 могут выступать двух- и трехосные транспортные средства с грузоподъемностью до 10 т.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кокодеева Н. Е.** Оценка качества существующих дорожных одежд нежесткого типа с учетом вариации влажности грунта земляного полотна (с позиции теории риска): автореф. дис. ... канд. техн. наук; 05.23.11; защищена 28.06.01; утв. 09.11.01 / Наталия Евстигнеевна Кокодеева. — Волгоград, 2001.
2. **МОДН 2—2001.** Проектирование нежестких дорожных одежд. — Взамен ВСН 46—83; введ. 2001—01—01. http://www.complexdoc.ru/ntd/480044.
3. **ОДН 218.046—01.** Проектирование нежестких дорожных одежд / Гос. служ. дорожного хозяйства Министерства транспорта Российской Федерации. — Взамен ВСН 46—83 ; введ. 2001—01—01. — М.: 2001.
4. **Семенов В. А.** Качество и однородность автомобильных дорог / В. А. Семенов. — М.: Транспорт, 1989.
5. **Столяров В. В.** Проектирование автомобильных дорог с учетом теории риска. В 2-х ч. Ч. 1, 2. — Саратов: СГТУ, 1994.

УДК 621.444.2

Х. И. Акчурин, канд. техн. наук, доцент, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ)
E-mail: nmo@nngasu.ru

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ, ПАРАМЕТРЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Исследовано изменение υ_z^* и υ_b^{**} в зависимости от α***. Получено для двигателя МЗМА-407 при $\alpha = 0{,}85$, соответствующем наибольшей индикаторной мощности, $\upsilon_z = 0{,}83$, а $\upsilon_b = 0{,}85$; при $\alpha = 1$ $\upsilon_z = 0{,}62$, а $\upsilon_b = 0{,}89$; при $\alpha = 1{,}15$, соответствующем наибольшему индикаторному КПД, они составили $\upsilon_z = 0{,}77$, а $\upsilon_b = 0{,}89$. Благодаря проведенным исследованиям раскрыта взаимосвязь между параметрами и показателями термодинамического цикла при изменениях υ_z и υ_b, а также α.*

Ключевые слова: *двигатель, цикл, сгорание, расширение, выпуск, рабочее тело, воздух, топливо, горючая смесь, теплота сгорания, использование теплоты, потери теплоты, теплоотдача, давление, температура, коэффициент избытка воздуха, показатель политропы, мощность, индикаторный КПД, эффективный КПД.*

Потери теплоты от неполноты сгорания из-за диссоциации продуктов сгорания и теплоотдачи в стенки, учитываются коэффициентами использования теплоты на участке видимого сгорания υ_z и в конце расширения υ_b [1]. Коэффициенты υ_z и υ_b входят в уравнение первого закона термодинамики для процессов видимого сгорания и расширения и составляют $\upsilon_z = 0{,}85 \div 0{,}9$ [1, 3], υ_z $0{,}85 \div 0{,}91$ [4], $\upsilon_z = 0{,}85 \div 0{,}95$ [5], а $\upsilon_b = 0{,}82 \div 0{,}87$ [1, 3] для номинального режима работы двигателя. Значения υ_z и υ_b зависят от скорости сгорания горючей смеси и интенсивности теплоотдачи от рабочего тела в стенки в процессе расширения. Величина υ_z может быть равна υ_b, тогда количество подведенной теплоты к рабочему телу, вследствие догорания, будет равно количеству теплоты, отводимой в стенки. Если $\upsilon_b > \upsilon_z$, то подвод теплоты от догорания получится больше, чем отдача теплоты в стенки. При $\upsilon_b < \upsilon_z$ отдача теплоты в стенки будет больше, чем подвод теплоты от догорания. В литературе отсутствуют достаточно обоснованные данные о взаимозависимости этих коэффициентов, как они изменяются в зависимости от коэффициента избытка воздуха, нагрузки, степени сжатия, угла опережения зажигания, частоты вращения коленчатого вала и конструктивных особенностей двигателя. Отсутствуют и достаточно точные рекомендации, как задаваться этими коэффициентами.

* Коэффициент использования теплоты в в.м.т. υ_z и в конце расширения υ_b в зависимости от коэффициента избытка воздуха α.

Использование математической модели теплового расчета цикла бензинового двигателя, изложенной в описании патента 2472023 [5], позволяет определить коэффициент υ_b по потерям теплоты в систему охлаждения $q_{охл}$, а коэффициент υ_z по относительной теплоте, превращенной в эффективную работу q_e (η_e), или максимальному давлению газов $P_z^ф$ при различных коэффициентах избытка воздуха α.

Для опытного двигателя МЗМА-407 были найдены коэффициент υ_z по относительной теплоте q_e (η_e), превращенной в эффективную работу, а также υ_b по относительным потерям теплоты в систему охлаждения $q_{охл}$ при частоте вращения коленчатого вала $\omega = 43{,}3$ 1/с (2600 об/мин) и полностью открытой дроссельной заслонке. Для этого режима работы коэффициент дозарядки $\zeta_2 = 0{,}94$ был определен по коэффициенту наполнения $\eta_V = 0{,}83$ [3], коэффициент $\upsilon_C = -0{,}0009$ рассчитан по давлению конца сжатия $P_C = 11{,}2 \cdot 10^5$ Па [4], а $\upsilon_a = 0{,}0005$ вычислен по температуре конца впуска $t_a = 80$ °С [4]. Значение коэффициента υ_z получилось равным 0,83, а величина υ_b составила 0,86 при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0{,}85$. Далее были вычислены путем последовательного приближения значения этих коэффициентов при других различных $\alpha = 0{,}85$ до $\alpha = 1{,}25$. По результатам расчетов построены графики их изменения (рис. 1) и изменения показателей политроп сжатия n_C (рис. 2) и расширения n_p

(рис. 3) в зависимости от коэффициента избытка воздуха α. На рисунках показаны еще зависимости членов уравнения теплового баланса q_e, $q_{охл}$, $q_{х.н}$, $q_{вып}$ и $q_{сж} = f(\alpha)$ (см. рис. 1 и 3), параметров и показателей процессов газообмена T_a, T_r, γ и $\eta_V = f(\alpha)$ (см. рис. 2 и 3) и сжатия P_C, T_C и $q_{сж} = f(\alpha)$ (см. рис. 2 и 3), а также рабочего процесса T_z, P_z, T_b, P_b, P_c, η_i, $\eta_e = f(\alpha)$ (см. рис. 1, рис. 4 и 5). На рис. 1 видно, что состав смеси оказывает существенное влияние на протекание кривых υ_z и $\upsilon_b = f(\alpha)$. В области богатых смесей при α = 0,85 υ_z имеет наибольшее значение, благодаря высокой скорости сгорания топлива, а следовательно, наибольшему количеству выделившейся теплоты, несмотря на бóльшее значение потерь теплоты от химической неполноты сгорания $q_{х.н}$ = 20,8 % (см. рис. 3). При этом υ_b имеет наименьшее значение благодаря высокому значению υ_z, так как весь процесс сгорания происходит при положении поршня около в.м.т. При α = 0,85 максимальные температура T_z и давление P_z газов получаются наибольшими (см. рис. 4), а температура T_b

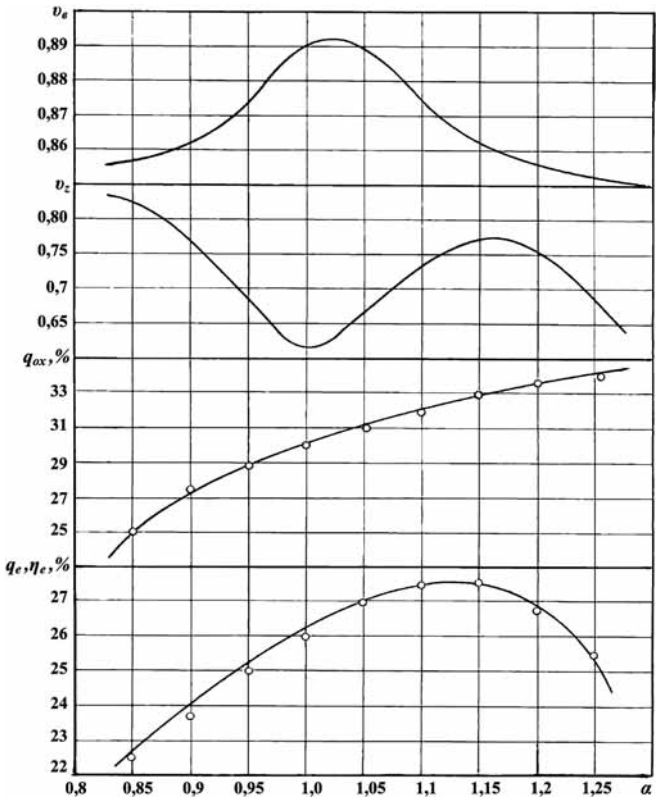

Рис. 1. Изменение доли теплоты, превращенной в эффективную работу q_e, доли потерь теплоты в систему охлаждения q_{ox}, коэффициентов использования теплоты в в.м.т. υ_z и в конце расширения υ_b в зависимости от коэффициента избытка воздуха α :

○ — точки по экспериментальным данным [3], — — расчетные кривые

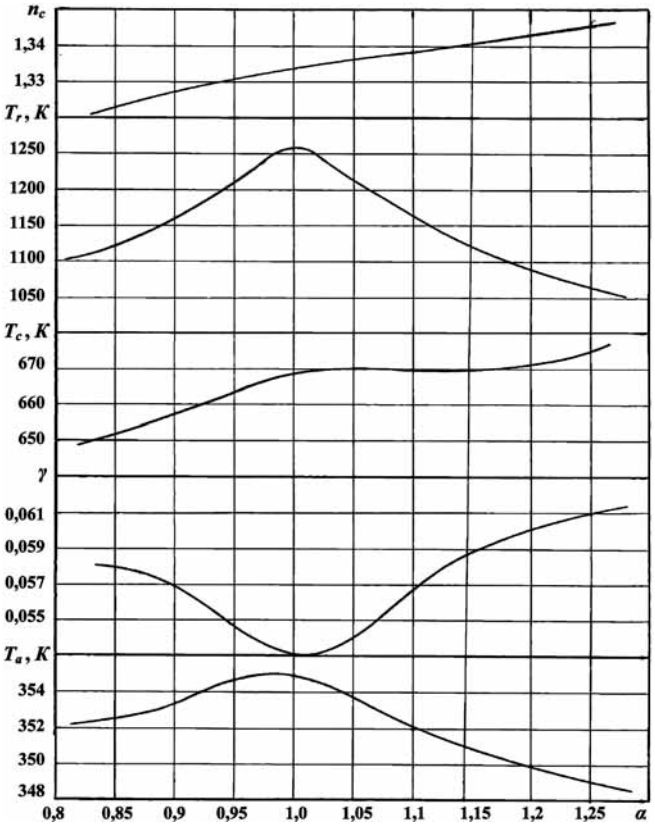

Рис. 2. Изменение температуры в конце впуска T_a, коэффициента остаточных газов γ, температур конца сжатия T_c и остаточных газов T_r, а также показателя политропы сжатия n_c от коэффициента избытка воздуха α

и давление P_b в конце расширения наименьшими. По мере увеличения коэффициента избытка воздуха α коэффициент υ_z начинает уменьшаться, а коэффициент υ_b увеличиваться из-за снижения υ_z. Снижение υ_z происходит из-за уменьшения скорости сгорания топлива, несмотря на уменьшение $q_{х.н}$. При этом T_z и P_z снижаются, а T_b и P_b увеличиваются. Уменьшение T_z и P_z и увеличение T_b происходит до значения коэффициента избытка воздуха α = 1, при котором υ_z становится наименьшим, а υ_b наибольшим, благодаря наименьшему значению υ_z. При этом α значения T_z и P_z получаются наименьшими, а величины T_b и P_b наибольшими из-за более низкого υ_z и более высокого υ_b, соответственно. При возрастании до α > 1 химическая неполнота сгорания становится равной нулю (см. рис. 3), а процессы смесеобразования и сгорания начинают улучшаться вследствие увеличения количества кислорода в горючей смеси, участвующей в горении, что приводит к возрастанию υ_z и уменьшению υ_b вследствие увеличения υ_z. В этом случае величины T_z и P_z возрастают, а значения T_b и P_b снижаются. Улучшение процесса сгорания происходит до коэффици-

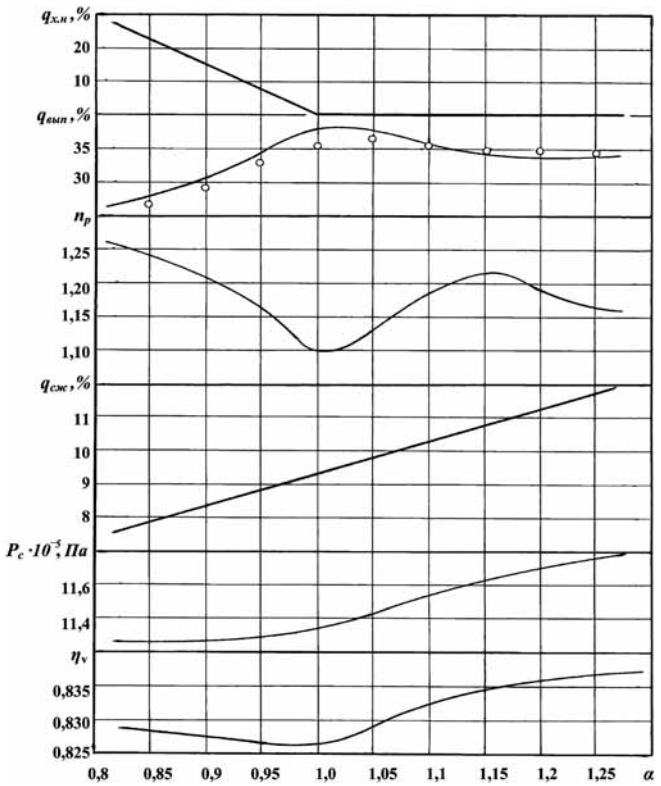

Рис. 3. Изменение коэффициента наполнения η_v, давления конца сжатия P_c, доли потерь теплоты на сжатие $q_{сж}$, показателя политропы расширения n_p, долей потерь теплоты с выпускными газами $q_{вып}$ и от химической неполноты сгорания $q_{х.н}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха α:

○ — точки по экспериментальным данным [3], — — расчетные кривые

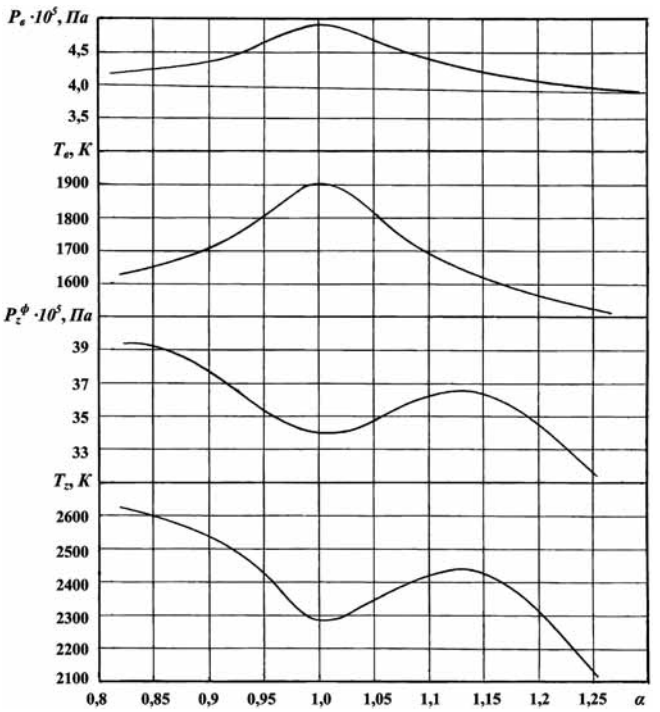

Рис. 4. Изменение максимальных температуры T_z и давления $P_z^ф$ газов, температуры T_b и давления P_b газов в конце расширения в зависимости от коэффициента избытка воздуха α

ента избытка воздуха α = 1,15, затем этот процесс начинает ухудшаться вследствие уменьшения скорости химических реакций в результате снижения температуры и давления газов. При увеличении α > 1,15, несмотря на уменьшение υ_z, значение υ_b не возрастает, так как при этих α температура газов в цилиндре снижается настолько, что не позволяет топливу сгореть полностью до конца расширения. Кривые T_z и $P_z = f(\alpha)$, а также T_b и $P_b = f(\alpha)$ похожи на кривые $\upsilon_z = f(\alpha)$ и $\upsilon_b = f(\alpha)$, соответственно.

Изменения T_z и P_z, а также T_b и P_b зависят не только от значения коэффициентов υ_z и υ_b, но и от процесса газообмена. Так, при увеличении α = 0, 85 до α = 1 температура и давление газов в конце расширения увеличиваются, в результате температуры и давления остаточных газов возрастают, коэффициент остаточных газов γ уменьшается, температура конца впуска увеличивается (см. рис. 2). Все эти изменения приводят к тому, что коэффициент наполнения все время медленно снижается до α = 1 (см. рис. 3). При α > 1 T_b и P_b начинают падать (см. рис. 4), что приводит к снижению T_r и P_r, увеличению γ и уменьшению T_a (см. рис. 2). При этих α коэффициент наполнения η_V растет до α = 1,25 (см. рис. 3).

Температура T_c и давление P_c в конце сжатия, а также относительные потери теплоты на сжатие горючей смеси $q_{сж}$ все время увеличиваются с увеличением α (см. рис. 2 и 3) вследствие преобладающего влияния увеличения показателя политропы сжатия n_c (см. рис. 2), который также растет благодаря увеличению α. До α < 1 рост T_c с увеличением α происходит быстрее, а при α > 1, наоборот, медленнее вследствие увеличения и уменьшения T_a до α < 1 и после α > 1 соответственно. Медленное увеличение P_c до α < 1 и более быстрое увеличение после α > 1 связано, в основном, с характером изменения коэффициента наполнения η_V, который сначала медленно снижается до α = 1, а после α = 1 увеличивается. Работа сжатия $q_{сж}$ увеличивается линейно с повышением α, что связано не только с увеличением P_c, T_c, n_c и количеством поступающей горючей смеси $G_{фак}$, но и с уменьшением цикловой подачей топлива $G_{т.цик}$.

Потери теплоты с выпускными газами $q_{ВЫП}$ связаны, в основном, с температурой отработавших газов, которые с увеличением α до 1 возрастают, а после α > 1 убывают, поэтому эти потери до α = 1 бы-

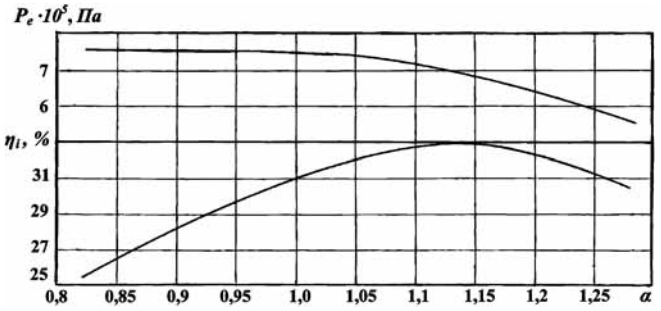

Рис. 5. Изменение индикаторного КПД η_i и среднего эффективного давления P_e в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха α

Рис. 6. Регулировочная характеристика двигателя МЗМА-407 по составу смеси при ε = 9 и ω = 4600 об/мин:

○ — точки по экспериментальным данным [3]; — — расчетные кривые

стро увеличиваются, а затем медленно убывают (см. рис. 3). Более быстрое увеличение $q_{вып}$ до α = 1 и более медленное снижение после α = 1 связано с характерами изменения температуры выпускных газов, теплоемкости продуктов сгорания, количества горючей смеси, поступающей в цилиндры, а также цикловой подачей топлива.

Теплота, превращенная в эффективную работу, q_e или эффективный КПД η_e получаются наибольшими при α = 1,15 (см. рис. 3), а эффективная мощность N_e максимальной при α = 0,85, затем она убывает по мере увеличения α. Увеличение N_e связано с увеличением среднего эффективного давления P_e при уменьшении α до 0,85 (см. рис. 5), а увеличение эффективного КПД η_e с возрастанием α до 1,15 происходит благодаря повышению индикаторного КПД η_i, который зависит не только от среднего индикаторного давления, но и от коэффициента наполнения, а также количества горючей смеси, поступающей в цилиндры $G_{фак}$ при изменении α.

Члены теплового баланса распределяются таким образом, что тепловые потери в систему охлаждения $q_{охл}$ с увеличением α от 0,85 до 1,25 все время растут (см. рис. 1).

Для того, чтобы еще раз убедиться в достоверности полученных результатов был произведен расчет регулировочной характеристики двигателя МЗМА-407 при полностью открытой дроссельной заслонке, частоте вращения коленчатого вала двигателя ω = 76,7 1/с (n = 4600 об/мин) и степени сжатия ε = 9. Коэффициент дозарядки ζ_2 был вычислен по коэффициенту наполнения η_V = 0,8, величина которого составила 1,046. При проведении расчетов использовались значения коэффициентов υ_z и υ_b, полученные выше при различных коэффициентах избытка воздуха и приведенные на рис. 1. Расчетная кривая индикаторного КПД η_i в зависимости от коэффициента избытка воздуха α приведена на рис. 6. На нем рисунке нанесены точками экспериментальные данные из работы [3]. Эти точки почти ложатся на расчетную кривую $\eta_i = f(\alpha)$ за исключением двух последних при α = 1,2 и 1,25. Объясняется это некорректностью экспериментальных данных или возможной не установленной погрешностью расчетов. Расхождения по этим двум точкам составило не более 3 %.

При проведении исследований влияния коэффициента избытка воздуха на показатели цикла бензинового двигателя было установлено изменение коэффициентов υ_z и $\upsilon_b = f(\alpha)$, а также взаимосвязь между ними путем использования математической модели теплового расчета и экспериментальных данных членов теплового баланса двигателя МЗМА-407 при различных α. Было определено влияние α на показатели политроп сжатия n_C и расширения n_P, индикаторные показатели, а также на протекание процесса газообмена.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. — М.: Машиностроение, 1983.
2. **Автомобильные** двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967.
3. **Ленин И. М.** Теория автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1969.
4. **Ховах М. С. и Маслов Г. С.** Автомобильные двигатели. — М.: Машиностроение, 1971.
5. **Пат. 2472023 C2 МПК F 02 G 5/00.** Способ работы (варианты) и устройство комбинированного двигателя с двухфазным рабочим телом на базе поршневого двигателя внутреннего сгорания (варианты) [Текст]. / Х. И. Акчурин, М. А. Миронычев, А. Д. Зорин, Е. Н. Каратаев: Акчурин Х. И. — № 2009111735/06; заявл. 30.03.2009; опубл. 10.01.2013, Бюл. № 1.

УДК 629.067

А. И. Козловский, аспирант, **И. Н. Порватов**, канд. техн. наук, доцент,
М. С. Подольский, ст. преподаватель, МГТУ (МАДИ), Москва
E-mail: Aleksey.Kozlovskiy@gmail.com

ОТСЛЕЖИВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ДАННЫХ О ПОПЕРЕЧНОМ УСКОРЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрена проблема повышенной опасности на дорогах, связанной со снижение внимания водителя. Проведен анализ состояний водителя, повышающих опасность движения, и возможные методы их определения. На основе экспериментальных данных, полученных при испытании на тренажере, предложен и поэтапно описан вывод алгоритма оценки уровня опасности движения.

Ключевые слова: *безопасность движения, отвлечение внимания, сонливость, оценка состояния водителя, ускорения автомобиля.*

Отвлечение внимания, сонливость или моменты времени, когда водитель просто задумался — это нормальное поведение во время управления автомобилем. По исследовательским данным [3] вплоть до 60 % времени водитель в той или иной степени отвлекается от дороги и, зачастую, это может стать причиной ДТП. При этом в настоящее время существует тенденция к развитию отвлечения внимания у водителей. На современных автомобилях все чаще появляются такие системы как "Активный круиз контроль" (удержание заданной скорости и дистанции до впереди идущего автомобиля). На первый взгляд, складывается ощущение, что при работе подобных систем можно меньше внимания уделять контролю дорожной ситуации, но на самом деле это не так. Надежность таких систем сегодня далека от совершенства, и существует ряд ограничений. Например, некоторые модели активного круиз контроля никак не реагируют на неподвижные объекты, некоторые отключаются при определенной разнице в скорости из-за ограничений работы измерительной системы. Плюс ко всему, всегда есть вероятность возникновения внезапных событий (выбегающие животные, ямы на дороге и др.), на которые водитель должен реагировать.

Ощущение водителя об уменьшении необходимости контроля за дорожной обстановкой, вызванное подобного рода системами автоматизации, фактически вводит его в заблуждение, вследствие чего водитель все чаще начинает отвлекаться от дороги, хотя на самом деле должен постоянно отслеживать все, что происходит вокруг автомобиля, и оперативно реагировать. Большое влияние оказывает и развитие современных мобильных устройств: если раньше водитель отвлекался только на телефонный звонок, то теперь он может отвлечься на чтение информации в интернете, просмотр загруженности дорог и другие современные сервисы в мобильном телефоне. Такого рода задачи требуют значительного зрительного внимания и, как следствие, снижается контроль за окружающей обстановкой. Система оценки состояния водителя могла бы частично помочь ему при наличии обратной связи, предупреждая об изменении его поведения, которое впоследствии может вызвать возникновение опасной ситуации.

Методы оценки состояния водителя

Когда человек находится в состоянии сонливости, глубокой мыслительной деятельности или у него отвлечено внимание по другим причинам, для него характерны изменения в поведении, которые, в свою очередь, проявляются и в характере управления автомобилем. Описанные в литературе параметры для оценки состояния водителя можно разделить на две группы: прямые, оценивающие психофизиологическое состояние водителя напрямую, и косвенные, анализирующие характер управления автомобилем (рис. 1). Рассмотрим некоторые из них.

1. По направлению взгляда можно сказать, смотрит ли водитель на дорогу или нет, также существуют исследования о том, как по нему определить интен-

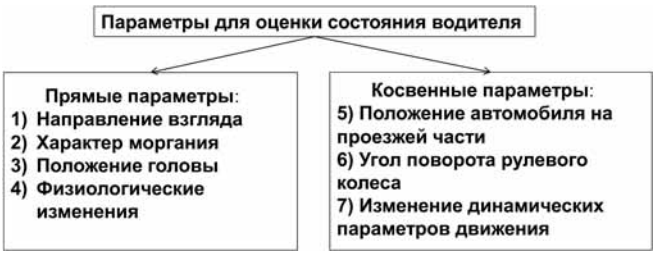

Рис. 1. Параметры, используемые для оценки состояния водителя

сивность мыслительной деятельности и общий уровень усталости [1]. Но измерение направления взгляда требует относительно дорогого оборудования, которое при этом не всегда точно может его определить, особенно если надеты солнцезащитные очки или очки с диоптриями.

2. По характеру моргания можно говорить об общем уровне усталости и нарастающей сонливости. На основе этого параметра австралийской компанией было создано устройство Optalert [10], которое представляет собой очки со встроенной камерой, направленной на зрачок водителя. Но главным недостатком этой системы на данном этапе является то, что очки и блок управления системой соединены посредством провода, который мешает водителю управлять автомобилем.

3. Исследование поворотов головы водителя используется как альтернатива анализу направления взгляда, поскольку этой метод обладает большей степенью надежности и требуются меньшие вычислительные мощности. Готового продукта, основанного на подобном методе, пока не разработано, при этом поведение у отдельных водителей сильно различается, что препятствует выводу общей закономерности.

4. К физиологическим изменениям можно отнести характер сердцебиения, но одним из наиболее информативных показателей является измерение электродермальной активности. Этот метод лежит в основе систем оперативного контроля состояния водителя на железнодорожном транспорте в нашей стране [9]. Система позволяет определить степень сонливости оператора по изменению проводимости кожи с помощью специального браслета.

5. Положение автомобиля на проезжей части измеряется при помощи камер, отслеживающих полосу дорожной разметки, но в условиях нашей страны использование этого параметра не будет иметь достаточную степень надежности, так как качество разметки на дорогах невысокое, а в зимний период разметка скрыта под снегом.

6. Изменение угла поворота рулевого колеса позволяет отслеживать корректирующие движения рулем, при этом характер этих движений отличается в зависимости от дорожной ситуации и состояния водителя.

7. Для оценки состояния водителя одним из информативных параметров является поперечное ускорение автомобиля. Это производный параметр от угла поворота рулевого колеса, который показывает реакцию на движение рулем со стороны водителя. По мнению авторов статьи, поперечное ускорение автомобиля имеет ряд преимуществ для решения поставленной задачи, а именно: показывает движение автомобиля внутри полосы дороги, в сравнении с поворотом рулевого колеса нивелирует влияние возможных люфтов в рулевом механизме и является универсальным для разных типов автомобилей. Этот параметр является предметом данной статьи и будет более подробно рассмотрен ниже.

Состояния водителя, снижающие безопасность дорожного движения

В первую очередь рассмотрим сонливость, так как при ее возникновении водителю сложно вернуться в бодрое состояние, и, как правило, помочь может только остановка и отдых или большая доза кофеина.

Сонливость — это нарастающий процесс, и есть определенные закономерности между стадиями. По литературным данным [5], сначала появляется незначительное увеличение фаз без микроподруливаний, затем постепенно, ошибки рулевых воздействий аккумулируются до определенного порога, когда водитель должен выполнить быструю коррекцию рулем для того, чтобы сохранить автомобиль внутри полосы движения. Частота таких коррекций начинает расти, в результате происходит полное ослабление энергетической системы, водитель засыпает на короткие промежутки времени и не может больше реагировать на внешние изменения. При этом уровень сонливости находится под влиянием времени суток и условий освещения, а также плотности движения и конфигурации дороги.

Второе состояние водителя, и, вероятно, наиболее часто встречающееся на отечественных дорогах, — это отвлечение внимания водителя. Водитель может отвлекаться на некоторые события, действий, объекты, людей внутри или снаружи автомобиля. Отвлечение внимания может быть охарактеризовано как любая активность (зрительная, слуховая, двигательная, ментальная), которая уводит внимание водителя от задач вождения. Но при этом наибольшую

опасность представляет собой отвлечение внимания на несвязанные с движением второстепенные задачи, которые на длительное время отвлекают водителя от дороги. Например, по данным американского крупномасштабного исследования [2], значительный риск попадания в опасную ситуацию возникает, когда водитель отвлекается от дороги более чем на 2 с.

Помимо снижения бдительности существует обратное явление, также значительно увеличивающее вероятность риска — это неоправданно агрессивное вождение. Оно может быть охарактеризовано слишком короткой дистанцией до идущего впереди автомобиля, многократными перестроениями, резкими ускорениями и замедлениями. При этом важно отличать агрессивное движение от обычного еще и потому, что изменения в параметрах управления и движения автомобиля, вызванные снижением бдительности, могут быть схожи с таковыми при агрессивном движении. Это может вызвать некорректную работу алгоритма оценки состояния водителя, который будет рассмотрен ниже.

Стоит отметить, что движение в потоке в бодром состоянии и без агрессии может быть опасным в том случае, если водитель не соблюдает дистанцию до идущего впереди автомобиля, не учитывает разность скоростей движения и т. д.

Проведение эксперимента и предварительная обработка данных

Водитель в процессе движения постоянно совершает корректирующие движения рулем, вследствие чего автомобиль во время движения непроизвольно отклоняется от желаемой траектории. Целью эксперимента был анализ поведения характеристики непроизвольного увода от прямолинейной траектории во время движения, когда водитель сосредоточен на дороге, и в моменты времени, когда он отвлекается на второстепенные задачи.

Исходные данные были получены в ходе эксперимента на тренажере. Тренажер состоял из персонального компьютера, монитора, комплекта моделирующего органы управления автомобилем (руля и педалей) фирмы Logitech и симулятора Live for Speed, который позволяет записывать необходимые данные. Эксперимент представлял собой заезд из 15 кругов по замкнутой "трассе" с поворотами большого радиуса (без необходимости сбрасывать скорость). Участнику эксперимента необходимо было двигаться с постоянной скоростью (90 км/ч), общая продолжительность одного заезда составила 30 мин. Во время эксперимента водитель подвергался следующим видам отвлечения внимания:

— математические вычисления;

— имитация поиска определенного предмета, расположенного в сумке на пассажирском сиденье;

— отправка сообщений с мобильного телефона;

— чтение информации на рекламных щитах вдоль трассы.

Исходными данными для анализа являются: поперечное ускорение автомобиля во время движения $[a_y = f(t)]$ и продольная скорость автомобиля $[V_x = f(t)]$, полученные с частотой 10 Гц.

В исходном виде данные не подходят для анализа и требуют обработки. Рассмотрим этапы обработки подробнее.

1. В первую очередь нас интересует характеристика движения автомобиля внутри полосы движения, для этого необходимо нивелировать влияние конфигурации дороги (поворотов) на полученные данные.

Как видно на графике $[a_y = f(t)]$ (см. рис. 2), используя поперечные ускорения автомобиля можно определить как траекторию движения, так и непроизвольные отклонения от нее. Для решения поставленных задач нам необходимо убрать влияние траектории движения. Для определения траектории уберем высокочастотную составляющую характеристики — рассчитаем среднюю величину за интервал времени:

$$a_{y_{\text{ср}}} = \frac{1}{N} \sum_{i=-N/2}^{N/2} a_{y_i}, \qquad (1)$$

где a_y — поперечное ускорение автомобиля, $a_{y_{\text{ср}}}$ — средняя величина поперечного ускорения автомобиля за временной интервал N/ϑ, ϑ — частота сбора данных, N — количество значений на исследуемом временном интервале.

Оптимальный интервал для расчета средней величины на каждом автомобиле будет своим и должен определяться экспериментальным путем. Характеристика должна быть максимально приближена к конфигурации дороги, но при этом не упускать

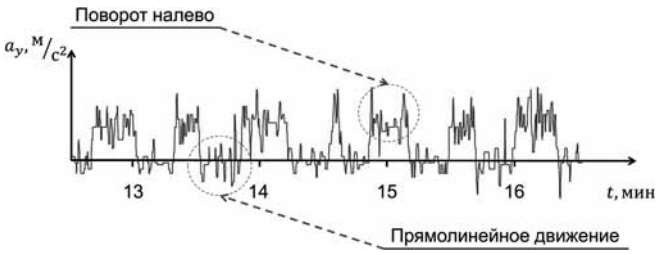

Рис. 2. Исходные данные. График изменения поперечного ускорения автомобиля по времени, где a_y — значение поперечного ускорения, t — время в минутах от начала эксперимента

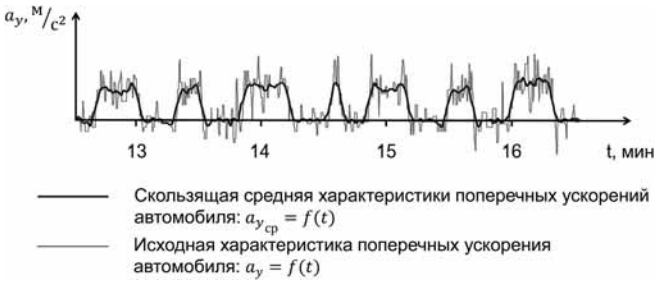

Рис. 3. График траектории движения автомобиля (скользящей средней поперечных ускорения автомобиля), a_y — значение поперечного ускорения, t — время в минутах от начала эксперимента

начальную фазу поворота. Полученная характеристика представлена на рис. 3.

Далее, возьмем разницу ($a_y - a_{y_{ср}}$), которая покажет нам поперечные колебания автомобиля относительно желаемой траектории движения. Кривизна траектории не будет оказывать значительного влияния на полученную характеристику. График после обработки представлен на рис. 4.

2. Помимо конфигурации дороги, влияние на характеристику поперечных ускорений автомобиля оказывает и скорость. На малых скоростях водитель может совершать значительно более резкие и амплитудные маневры. Задача этого этапа обработки — выделить режим движения, когда любые значительные отклонения от стандартной характеристики будут говорить об определенной доли опасности такого маневра. Для этого необходимо определить нижний порог скорости V_{min}, ниже которого данные для работы алгоритма необходимо отфильтровать. Значение было определено экспериментально и оно является разным для различных типов и классов автомобилей. В будущем планируется разделить движение автомобиля на скоростные диапазоны и ввести корректирующие коэффициенты.

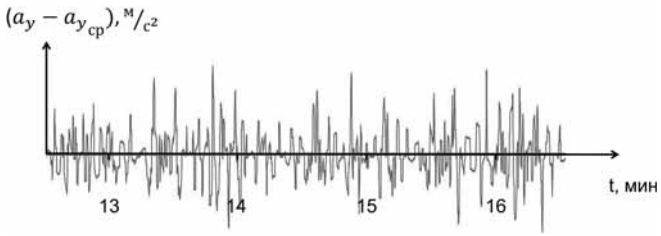

Рис. 4. График поперечных колебаний автомобиля относительно желаемой траектории движения, где ($a_y - a_{y_{ср}}$) — разница между исходной характеристикой поперечных ускорений автомобиля и скользящей средней от этой характеристики, t — время в минутах от начала эксперимента

3. Для определения преднамеренных маневров (перестроений и обгонов), которые также необходимо исключить из характеристики, воспользуемся сигналом включения указателя поворота автомобиля водителем. Не будем учитывать при анализе интервал времени за t_a секунд до факта включения сигнала поворота и за t_b секунд после факта выключения указателя поворота.

В итоге, после предварительной обработки, мы получаем отфильтрованную характеристику поперечных ускорений a_y^* которая показывает непроизвольные отклонения автомобиля от желаемой траектории движения:

$$a_y^* = a_y(t) - a_{y_{ср}} t, \qquad (2)$$

при условии:

$$\begin{cases} V(t) > V_{min}; \\ d(t) = 0 \text{ на интервале } [t_i - t_a; t_i + t_b]. \end{cases}$$

где $a_y(t)$ — исходная характеристика поперечных ускорений автомобиля, $a_{y_{ср}} t$ — скользящая средняя от $a_y(t)$ (см. формулу 1), $V(t)$ — скорость автомобиля и $d(t)$ — факт включения указателя поворота.

Анализ и вывод алгоритма

Водитель постоянно отвлекается от дороги на разные по сложности задачи. Авторов статьи интересует момент времени, когда отвлечение внимание у водителя начинает влиять на его нормальную манеру движения. При этом перед нами стоят две задачи: первая — определить факт наступления опасной ситуации, вторая — предугадать наступление опасной ситуации заранее и предупредить водителя. Для этого необходимо определить, какое движение автомобиля следует считать нормальным, и как определить текущее поведение водителя.

Для определения базовой характеристики движения автомобиля (движение без значительного отвлечения внимания водителя) можно было бы иметь предустановленные значения для конкретного автомобиля, полученные экспериментальным путем. Но в реальных условиях разные водители в одинаковых условиях движения по-разному управляют автомобилем, и один и тот же водитель управляет различно в зависимости от условий движения. Поэтому базовая характеристика должна адаптироваться и к условиям движения, и к манере езды водителя.

В основу расчетов был положен показатель среднеквадратичного отклонения функции поперечного ус-

корения автомобиля по времени за интервал в 10 мин, который рассчитывается следующим образом:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(a_y^* - \overline{a_y^*}\right)^2},$$

где a_y^* — функция поперечного ускорения автомобиля по времени после предварительной обработки, описанной в предыдущем разделе, n — количество значений на временном интервале в 10 мин.

На полученную базовую характеристику, помимо изменения условий движения, также оказывают влияние ошибки в управлении автомобилем, вызванные отвлечением внимания. Данные ошибки представляют собой резкие движения рулевым колесом, которые произошли в результате непреднамеренного ухода от желаемой траектории движения. Поскольку подобное поведение говорит об отклонении от нормального движения, то следующим шагом, для расчета среднеквадратичного отклонения, будет отфильтровывание функции a_y^* от значений, превышающих по модулю критерий 3σ. Подробный расчет представлен ниже:

$$\sigma_Б = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(a_y^{**} - \overline{a_y^{**}}\right)^2},$$

$$a_y^{**} = a_y^* C + \sigma_Б(1 - C),$$

где $C = 1$, если $|a_y^*| \leqslant 3\sigma_Б$; $C = 0$, если $|a_y^*| > 3\sigma_Б$.

В итоге мы получаем характеристику нормального движения автомобиля $\sigma_Б$, на которую ошибки в управлении не оказывают сильного влияния, но при этом характеристика остается чувствительной к изменениям дорожных условий (например, в дождливую погоду водитель инстинктивно делает более точные и соответственно менее амплитудные движения).

Для определения текущего состояния водителя мы также использовали показатель среднеквадратичного отклонения функции поперечного ускорения автомобиля по времени, но за интервал в одну минуту и без фильтрации от ошибок движения, которые мы и хотим обнаружить и оценить:

$$\sigma_т = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(a_y^* - \overline{a_y^*}\right)^2},$$

где a_y^* — функция поперечного ускорения автомобиля по времени после предварительной обработки, n — количество значений на временном интервале в 1 мин.

Как результат мы получили характеристику $\sigma_Б$, показывающую нормальное управление автомобилем характерное для конкретного водителя, и характеристику $\sigma_т$, показывающую его текущий способ управления. Взяв отношение этих двух характеристик, мы можем увидеть, насколько текущая манера управления автомобилем отличается от манеры управления без значительного снижения внимания со стороны водителя, и определить текущий уровень опасности управления автомобилем.

$$У_{оп} = \frac{\sigma_т}{\sigma_Б}.$$

Изменение $\sigma_т$, $\sigma_Б$ и уровня опасности управления автомобилем ($У_{оп}$) на протяжении проведенного эксперимента можно увидеть на рис. 5, 6.

Используя параметр уровня опасности управления автомобилем можно заблаговременно предупредить водителя о снижении безопасности движения с помощью обратной связи. Например, использовать световую и звуковую сигнализацию при достижении этим показателем определенного предела, определяется который экспериментально. Рассмотрим на графике момент сигнализации по этому критерию, полученном в ходе испытаний на тренажере:

Рис. 5. Изменение σ∀т и σ Б на протяжении эксперимента

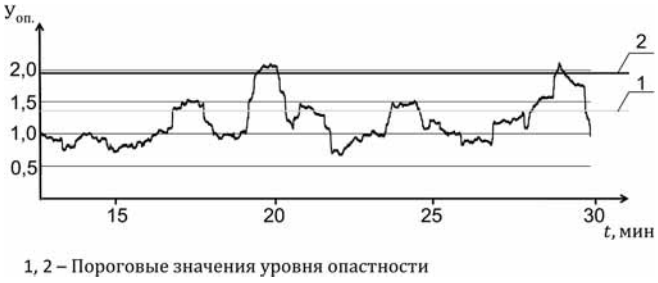

Рис. 6. Изменение $У_{оп}$ на протяжении эксперимента и возможные пороговые значения

— критерий показал все сценарии отвлечения внимания;

— нет ложных показаний;

— в ряде случаев сигнализация могла бы заблаговременно остановить водителя от продолжения занятия второстепенными делами, показывая, что движение становится небезопасным.

На графике (см. рис. 6) представлен двухуровневый вариант сигнализации. При достижении второго уровня вероятность ошибки алгоритма меньше, критерий показывает значительное изменение в поведении водителя, которое может привести к возникновению аварийной ситуации.

Интегральный подход

Предложенный алгоритм работает только в определенных условиях. Как было сказано выше, опасным может быть и движение без отвлечения внимания. Поэтому для корректной оценки безопасности дорожного движения мы предлагаем разделять движение автомобиля на три сценария и оценивать их параллельно:

1) нормальное движение, которое оценивается предложенным выше алгоритмом;

2) несоблюдение дистанции до едущего впереди автомобиля;

3) агрессивное движение, которое оценивается по продольным и поперечным ускорениям.

Дистанция до автомобиля впереди не является информативным параметром, так как в зависимости от скорости, безопасный уровень будет отличаться. Поэтому для оценки безопасности движения необходимо использовать показатель, учитывающий и дистанцию до впереди идущего автомобиля и скорость:

$$t_s = S/V,$$

где S — дистанция до автомобиля впереди, V — скорость исследуемого автомобиля, t_s — время, за которое автомобиль достигнет точки, на которой в данный момент находится едущий впереди автомобиль.

Для того чтобы оценить уровень безопасности движения необходимо определить пороговые значения t_s, при достижении которых уровень безопасности движения будет равен определенным значениям, например, по шкале от 1 до 5.

Далее рассмотрим вариант оценки уровня агрессии. Его можно определять при помощи продольных и поперечных ускорений, возникающих при движении автомобиля. Для конкретного автомобиля необходимо экспериментально определить диапазоны ускорений, которые возникают при обычной повседневной езде. На основе этих критериев рассчитать значения ускорений, превышение которых будет говорить об определенном уровне агрессии водителя при управлении автомобилем. И на основе степени превышения этих критериев и частоты возникновения превышения сделать выводы об определенном уровне безопасности движения автомобиля.

Оценивая параллельно предложенные сценарии движения можно говорить об общем уровне безопасности дорожного движения. Такой подход для оценки может сказать, чем конкретно вызвано снижение безопасности. Соответственно, оборудовав систему оценки обратной связью с водителем, можно дать конкретные рекомендации по увеличению безопасности движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Laurence Hartley, Tim Horberry, Nick Mabbott.** Review of Fatigue Detection and Prediction Technologies. Melbourne: 2000.
2. **Rebecca L. Olson, Richard J. Hanowski, Jeffrey S. Hickman.** Driver Distraction in Commercial Vehicle Operations. Washington: 2009.
3. **Klauer S. G., Dingus T. A., Neale V. L., Sudweeks J. D.** The Impact of Driver Inattention on Near-Crash / Crash Risk: An Analysis Using the 100-Car Naturalistic Driving Study Data. Washington: 2006.
4. **Peter J. Sherman, Michael Elling, Monty Brekke.** The Potential of Steering Wheel Information to Detect Driver Drowsiness and Associated Lane Departure. Iowa: 1996. — 35 с.
5. **Fabian Friedrichs, Bin Yang.** Drowsiness Monitoring by Steering and Lane Data Based Features Under Real Driving Conditions// 18th European Signal Processing Conference, Aalborg, Denmark, 2010.
6. **Герус С. В., Дементиенко В. В., Шахнарович В. М.** Влияние психологических факторов на эффективность систем мониторинга состояния водителя / Юбилейный сборник Института радиотехники и электроники РАН. — 2004. — С. 28—32.
7. **Герус С. В., Дементиенко В. В., Шахнарович В. М.** Система мониторинга состояния водителя и безопасность на автомобильном транспорте. / Биомедицинские технологии и радиоэлектроника. — 2003. — № 8, — С. 46—52.
8. **Дорохов В. Б., Арсеньев Г. Н., Захарченко Д. В., Лаврова Т. П., Ткаченко О. Н., Дементиенко В. В., Шахнарович В. М.** Нарушения зрительно-моторной координации, вызываемые снижением уровня бодрствования при выполнении монотонной деятельности по прослеживанию цели. / Матер. 15-й Международной конференции по нейрокибернетике, Ростов-на-Дону. — 2009. — Т. 1. — С. 202—203.
9. **Adam Whitlock.** Driver vigilance devices: system review. London: 2002.
10. **Дементиенко В. В., Герус С. В.** Статистический анализ предрасположенности водителей к авариям / Нелинейный мир. — 2010. — Т. 8, № 4. — С. 255—263.

УДК 504.61:621.43.068

В. Д. Басаргин, Тихоокеанский государственный университет, 680035, г. Хабаровск,
E-mail: basargin38@mail.ru,
И. А. Якубович, **Д. Р. Шафеев**, Северо-восточный государственный университет, г. Магадан,
E-mail: yakubovich_irina@mail.ru

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ ГОРОДА

Приводятся материалы экспериментальных работ по созданию новых технологий и установок для получения альтернативных видов топлива для автомобильных двигателей с целью уменьшения экологической опасности их эксплуатации.

Ключевые слова: *углеводородное топливо, тепловая и электрическая энергия, альтернативные виды топлива, установка для получения из воды водорода и кислорода.*

Специалисты автомобильной отрасли постоянно работают не только над улучшением технических характеристик современных машин, но и над новыми технологиями, в том числе и для уменьшения экологической опасности для человека.

Одной из главных экологических проблем для автомобильного транспорта является снижение количества вредных веществ, выбрасываемых в окружающую среду.

Известно, что автомобильный транспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. Например, отечественный автопарк (более 34 млн единиц) выбрасывает с отработавшими газами 14 млн т вредных веществ в год, что составляет 40 % общих промышленных выбросов в атмосферу.

В больших городах России выбросы достигают 90 % и представляют серьезную экологическую угрозу здоровью населения. Величина экологического ущерба, наносимого промышленными выбросами, достигает 2 % валового национального продукта, при этом 60 % ущерба наносится автомобильным транспортом. В результате, величина ежегодного экологического ущерба от функционирования транспортного комплекса России составляет более 3,5 млрд долл. США и продолжает расти.

Об актуальности тематики экономии углеводородного топлива и использования его альтернативных видов свидетельствует принятие Федерального закона от 23.11.2009 г. № 261 "Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации".

Очевидность необходимости решения проблем по переводу автомобильного транспорта на альтернативные виды топлива и применение новых конструкций источников энергии для транспортных средств неоспоримы и требуют значительных подготовительных мероприятий.

Тезис "водород — топливо будущего" звучит все чаще. Многие фирмы из числа наиболее крупных автопроизводителей проводят успешные опыты по применению водородного топлива. Такие экспериментальные автомобили часто можно увидеть на выставках.

Мировым сообществом прикладываются огромные усилия для решения проблем по альтернативной замене углеводородного топлива на водород [1].

Известно, что при использовании воды, как сырья для получения высококалорийного топлива, необходимо создать устройства по разделению на составляющие — водород и кислород. Однако следует отметить, что традиционные способы получения водорода для водородной энергетики экономически невыгодны.

Известен ряд известных способов разложения воды на водород и кислород. В их числе: химический, термохимический, электролиз и др., но все они обладают одним и тем же крупным недостатком —

в технологическом процессе получения водорода используется высокопотенциальная энергия, на получение которой, в свою очередь, затрачивается дефицитное ископаемое топливо (уголь, природный газ, нефть) и электроэнергия, вырабатываемая на тепловых электростанциях. Такое производство водорода, естественно, всегда будет оставаться неэкономичным и экологически опасным, а, следовательно, бесперспективным.

Для решения этой проблемы ведущие мировые автопроизводители 9 сентября 2009 года подписали соглашение, цель которого — убедить правительства разных стран и энергетические компании разработать глобальную общедоступную и экономичную инфраструктуру по применению водородного топлива и, прежде всего, водородных заправочных станций.

По прогнозам западных автомобилестроителей в последующие три-четыре года водородные заправки появятся во всех европейских столицах, а также на самых крупных трансевропейских магистралях и к 2015-му году на дорогах европейских стран водородных автомобилей будет уже не единицы образцов опытного производства, а тысячи сходящих с конвейера серийных машин.

6 июня 2008 сошел с конвейера первый серийный автомобиль Honda FCX Clarity на водородном топливе. Это произошло на заводе, который полностью ориентирован на сборку подобных автомобилей с водородными двигателями. На разработку этой модели было затрачено 19 лет. Можно утверждать, что это событие явилось началом новой эры самых экологически чистых автомобилей, а первый автомобиль Honda FCX Clarity, у которого из выхлопной трубы выбрасываются только пары воды, представлялся на суд общественности во время специальной церемонии в автомобильном центре Honda, префектура Точиги, Япония.

Специалисты по прогнозированию в области автомобильного транспорта считают, что к 2025 году четверть всего мирового автопарка будет работать на водороде. Для эксплуатации автомобилей на водородном топливе необходимо это топливо производить в достаточном количестве и приемлемой цене.

Разработка энергетических комплексов и устройств, в которых используются новые технологии для производства в промышленных масштабах водорода из воды, является одной из актуальнейших задач для обеспечения топливом, в том числе и автомобильного транспорта.

В научно-производственном центре (НПЦ) "Альтернативная энергетика", организованном при кафедре "Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей" Тихоокеанского государственного университета (ТОГУ, г. Хабаровск) проводятся работы по созданию энергетической установки для утилизации органических отходов с применением метода высокотемпературного пиролиза. Базовым модулем комплекса является газогенератор, с помощью которого органические отходы газифицируются, а получаемый при этом генераторный газ используется в качестве основного топлива в дизельной электростанции (замещается около 90 % дизельного топлива) [2]. Силовой агрегат электростанции работает по газодизельному процессу. Вырабатываемая агрегатом электрическая и тепловая энергия используется для производства водорода и кислорода (сопутствующий продукт) в генераторе водорода [3]. Тепловая энергия в этом комплексе получается за счет утилизации тепла отработавших газов и охлаждающей жидкости, выбрасываемого (ранее) в окружающую среду двигателем внутреннего сгорания. Количество тепловой энергии составляет около 150 % по отношению к электрической. При этом КПД энергетической установки в целом повышается до 90—95 %, а предполагаемая стоимость вырабатываемого (также новым, высокоэкономичным способом) водорода существенно снижается (в несколько раз).

Кроме того, стоимость отходов часто практически близка к нулю или даже имеет отрицательную величину (так как для их утилизации требуются дополнительные затраты), а значит, и полученная при утилизации энергия будет иметь малую себестоимость. В данной разработке, которая защищена патентом РФ № 88111 от 27.02.2009 г., предлагается использование получаемой энергии для производства водорода и кислорода из воды малозатратным методом.

Основные модули для получения тепловой и электрической энергии, с помощью которых будет осуществляться расщепление молекул воды на во-

Рис. 1. Общий вид газогенераторов конструкции ТОГУ мощностью 100 кВт комплекса оборудования для выработки водорода и кислорода из воды:

а — модуль газогенератора с топливником из шамотного кирпича; *б* — модуль газогенератора с модулем из жаростойкой стали; *в* — фильтр-охладитель генераторного газа

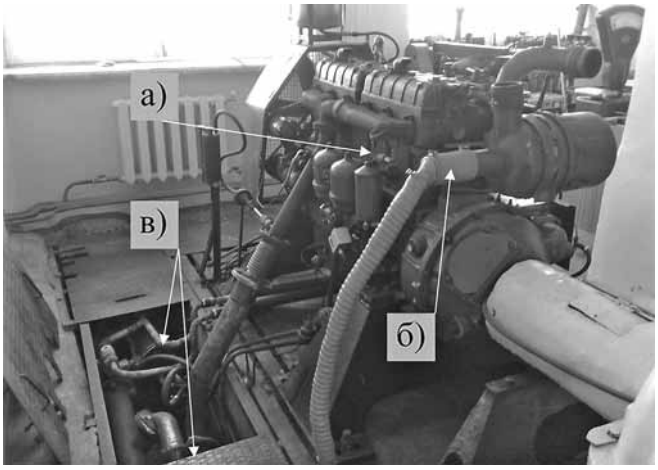

Рис. 2. Установка для получения тепловой и электрической энергии, использующая в качестве основного топлива генераторный газ:

а — газодизель; *б* — трубопровод генераторного газа к ДВС; *в* — утилизаторы тепла от отработанных газов и охлаждающей воды

дород и кислород, уже созданы и прошли пробные испытания. Генератор водорода создается в НПЦ ГОУ ВПО "Тихоокеанский государственный университет".

Общий вид модулей газогенераторов конструкции ТОГУ, которые предназначены для утилизации органических отходов, представлен на рис. 1.

Газодизельная установка (рис. 2) используется для обеспечения тепловой и электрической энергией модуля генератора водорода.

В качестве органических отходов (твердого топлива) могут использоваться древесные отходы и низкосортная древесина, отработавшие свой ресурс автомобильные шины, горючие составляющие бытовых отходов, так и биомасса, получаемая в результате жизнедеятельности птицефабрик, животноводческих предприятий и звероферм.

Большие объемы биомассы ежегодно образуются в результате лесных пожаров и образования больших площадей горельников. Эту биомассу также предлагается использовать для утилизации непосредственно на месте ее образования, а полученную при этом электрическую и тепловую энергию направить на выработку водорода и кислорода из воды. Вода при этом добывается из скважин, пробуренных при подготовке производственной площадки на месте утилизации биомассы. Авторские права на это предложение также защищены патентом РФ

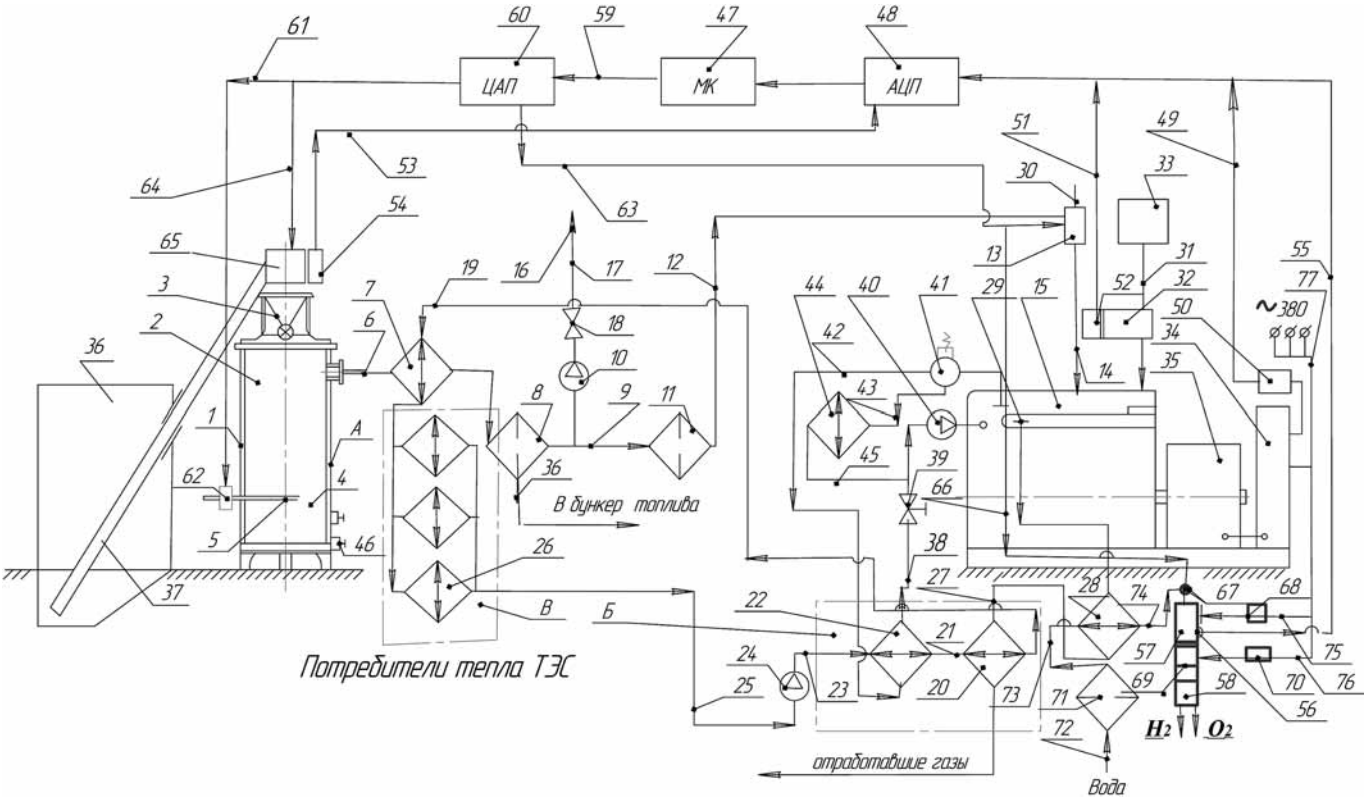

Рис. 3. Принципиальная схема комплекса оборудования автоматизированной энергетической установки для выработки водорода и кислорода из воды

№ 114956 от 11.07.2011 [4]. Описание передвижного комплекса приведено в Вестнике ТОГУ [5].

Для иллюстрации функциональных связей работы всего оборудования комплекса на рис. 3 представлена его принципиальная схема.

Установка для утилизации древесных отходов содержит вертикальный корпус *1*. В корпусе *1* расположен расходный бункер топлива *2*, а в верхней части — загрузочный люк *3* для подачи топлива. В нижней части корпуса имеется топочное устройство *4* с коллектором *5* для подачи воздуха в зону горения. Между стенками корпуса *1* и расходного бункера *2* образована полость *А*, связанная первой магистралью *6*, которая пропущена через первый теплообменник *7* и связана с фильтром грубой очистки (ФГО) *8* генераторного газа от частиц.

Из верхней части ФГО выведена вторая магистраль *9* для отбора из него очищенного генераторного газа, которая связывает дымосос *10* и фильтр тонкой очистки (ФТО) *11* генераторного газа. Из ФТО выведена третья магистраль *12*, соединяющая его со смесителем *13*, который, в свою очередь, четвертой магистралью *14* связан с газодизелем *15*.

Газовая свеча *16* (дымовая труба) предназначена для отвода и контроля качества генераторного газа в процессе вывода газогенератора на эксплуатационный режим. Она связана пятой магистралью *17* через запорный клапан *19* с выходом дымососа *10*. Для отвода тепла при охлаждении генераторного газа через первый теплообменник *7* пропущена шестая магистраль *19*, соединенная с выходом второго теплообменника *20*, вход которого соединен седьмой магистралью *21* с выходом третьего теплообменника *22*. При этом вход третьего теплообменника *22* соединен восьмой магистралью *23* с циркуляционным насосом *24* теплостанции *Б* и девятой магистралью *25* с теплообменниками *26* потребителя тепла.

Через второй теплообменник *20* пропущена десятая магистраль *27*, связанная с выходом четвертого теплообменника *28*. Вход четвертого теплообменника одиннадцатой магистралью *29* связан с газодизелем *15* для отвода его отработавших газов и нагрева воды для теплофикации. Смеситель *13* связан двенадцатой магистралью *30* с атмосферой для подвода к нему воздуха и образования в нем смеси генераторного газа с воздухом. Кроме того, газодизель тринадцатой магистралью *31* через топливный насос высокого давления *32* связан с расходной цистерной *33* запального дизельного топлива.

Потребители электрической энергии, вырабатываемой описываемой установкой, связаны с ней через электрический распределительный щит *34*, соединенный с электрическим генератором *35*. Из ФГО *8* производится выгрузка фильтрующего материала (например, специально подготовленные по фракционному составу древесные отходы) для дальнейшего использования в качестве топлива.

Система подачи топлива состоит из бункера основного запаса топлива *36*, наклонного шнекового питателя *37*, один конец которого закреплен в нижней части бункера *36*, а верхний его конец выведен в загрузочный люк *3*.

Третий теплообменник *22* служит для утилизации тепла циркуляционной воды внутреннего контура системы охлаждения газодизеля. На выходе он четырнадцатой магистралью *38* через клапан *39* связан с циркуляционным насосом *40*. Внутренние полости поверхностей охлаждения газодизеля связаны с терморегулятором *41*, имеющим два выхода. Первый выход нужен для соединения пятнадцатой магистрали *42* с входом третьего теплообменника *22*, а второй выход — для соединения шестнадцатой магистрали *43* с пятым теплообменником *44* (радиатором). Выход пятого теплообменника соединяется семнадцатой магистралью *45* и четырнадцатой магистралью *38* с клапаном *39* и насосом *40*. Для сбора золы предусмотрен зольник с дверцей *46*.

В состав энергетической установки включено устройства для выработки из воды высококалорийного топлива (водорода) и кислорода, а также комплект оборудования с системой автоматизированного управления всеми технологическими процессами получения генераторного газа и получения водорода и кислорода. Система автоматизации включает в свой состав ЭВМ (микроконтроллер) *47*, который связан с одной стороны с аналогово-цифровым преобразователем *48*, на который поступает поток информации по первому каналу *49* от измерительного преобразователя активной мощности трехфазного тока *50* (например, типа Е829), а по второму каналу *51* — от датчика частоты вращения *52* коленчатого вала. По третьему каналу 53 передается информация от датчика уровня древесного топлива *54*, который расположен в расходном бункере *2*. По четвертому каналу 55 транспортируется информация от датчика температуры водяного пара 56, установленного в стартерной камере 57 устройства 58 для выработки водорода и кислорода. Пятый измерительный канал *59* соединяет микроконтроллер *47* с цифро-аналоговым преобразователем *60*, который по шестому каналу *61* передает информацию на адаптер подачи воздуха *62*. По седьмому каналу *63* передается сигнал на адаптер расхода генераторного газа, встроенный в корпус смесителя. Восьмой канал *64* связывает адаптер *65*, который управляет приводом шнекового питателя *37*.

Цифро-аналоговый преобразователь *60* девятым каналом *66* связан с адаптером *67* подачи воды в стартерную камеру *57* для получения перегретого пара с помощью настраиваемого электронагревателя *68*. Камера *57* механически соединена с камерой *69* диссоциации перегретого водяного пара, происходящей под воздействием постоянного электрического поля высокого напряжения, создаваемого специальным силовым блоком *70*.

Входной фильтр механической очистки воды *71* с одной стороны восемнадцатой магистралью *72* связан с водопроводом, а девятнадцатой магистралью *73* с входом теплообменника *27*, выход которого двадцатой магистралью *74* связывает его с адаптером *67* подачи воды в стартерную камеру *57*.

Электрический щит *34* десятым каналом *75* соединен с электронагревателем *68*, одиннадцатым каналом *76* — со специальным силовым блоком *70*, двенадцатым каналом *11* — с потребителями электроэнергии.

Более подробное описание принципиальной схемы комплекса оборудования автоматизированной энергетической установки для выработки водорода и кислорода из воды и порядок ее работы приведены в материалах патента № 88111 от 27.02.2009 г. (автор и патентообладатель Басаргин В. Д.) [3].

Очевидно, что практическое внедрение альтернативных видов энергоносителей, позволяющих решить проблему замещения углеводородных топлив, будет проходить поэтапно:

- первым этапом в освоении водорода как топлива может стать практическое использование его на существующих автотранспортных средствах в качестве добавки к бензину и природному газу (такое использование водорода уже сегодня может дать не только экономический эффект, но и решить экологические проблемы, особенно в мегаполисах);
- второй этап — расширение рынка автотранспортных услуг с использованием малотоксичных автомобилей, работающих на водородсодержащих топливных композициях, что позволит накапливать опыт технического обслуживания таких автомобилей и ускорит развитие сети заправочных станций;
- третий этап — постепенный переход к использованию водорода в качестве основного топлива для двигателей внутреннего сгорания или (в будущем) для электрохимических генераторов, позволяющих осуществлять превращение химической энергии топлива в энергию привода колес электромобиля.

В Тихоокеанском государственном университете (г. Хабаровск) разработан проект энергетической установки для получения из воды водорода и кислорода. Весь комплекс оборудования этой установки позволяет получать экологически чистое топливо с использованием тепловой и электрической энергии, вырабатываемой при утилизации любых органических отходов. Комплекс оборудования функционирует автономно, что позволяет получать водородное топливо в удаленных и труднодоступных населенных пунктах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Водород** против нефти // Наука и техника. — Киев: НиТ, 2004.
2. **Установка** для утилизации древесных отходов на базе газогенератора / Басаргин В. Д. // патент РФ № 2348860 от 10.03.2009.
3. **Энергетическая** установка для утилизации органических отходов / Басаргин В. Д. // Патент РФ № 88111 от 29.10.2009.
4. **Передвижной** комплекс для утилизации биомассы горельников / Басаргин В. Д., Горин М. И., Колядко А. А., Кузнецов Е. Д., Максимовский В. С. // Патент РФ № 114956 от от 11.07.2011.
5. **Басаргин В. Д.** Применение передвижного энергетического комплекса на базе газогенератора и дизеля для утилизации биомассы горельников (ПЭКУБГ) с получением водорода и кислорода // Вестник Тихоокеанского государственного университета. — № 3 (22). — Хабаровск. 2011.

John Deere на Красной площади

В самом центре Москвы в рамках ежегодного международного форума "ДОРКОМЭКСПО-2013" компания "Универсал-Спецтехника" представила строительное оборудование John Deere.

Выставка по праву считается одним из самых авторитетных мероприятий в дорожной и коммунальной отраслях. В этом году форум собрал более 200 участников — руководителей и специалистов компаний со всей России, стран СНГ и дальнего зарубежья.

На стенде "Универсал-Спецтехника" были представлены мини-погрузчики John Deere 313 и 318D, экскаватор-погрузчик 325K, оснащенные функциональным навесным оборудованием для выполнения задач коммунального хозяйства.

Специалисты компании "Универсал-Спецтехника" проконсультировали всех желающих по всему модельному ряду бренда, сервисному сопровождению, поставкам запчастей и гибким финансовым схемам.

Пресс-служба подразделения строительной и лесозаготовительной техники John Deere в России

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана,
С. Н. Девянин, д-р техн. наук, проф., **В. В. Маркова**, аспирант, МГАУ им. В. П. Горячкина
E-mail: markov@pover.bmstu.ru; greizina@gmail.ru

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С АВТОТРАКТОРНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Представлена методика оценки токсичности отработавших газов дизелей, работающих на различных топливах. Показаны преимущества использования в дизелях биотоплив, производимых на основе растительных масел.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, подсолнечное масло, токсичность отработавших газов.*

Современный этап развития двигателестроения характеризуется непрерывным ужесточением требований к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в первую очередь — к показателям токсичности отработавших газов (ОГ). Вводятся в действие новые, более жесткие нормы на выбросы с ОГ нормируемых токсичных компонентов, оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, легких несгоревших углеводородов CH_x, твердых частиц (ТЧ). Динамика ужесточения норм на выбросы этих токсичных веществ представлена в табл. 1 [1].

Следует отметить, что для дизелей одним из наиболее значимых токсичных компонентов ОГ являются твердые частицы, состоящие в основном из сажи. Это обусловлено тем, что, в отличие от автомобильных бензинов, содержащих легкокипящие углеводороды, нефтяное дизельное топливо включает фракции, выкипающие в диапазоне температур от 160—240 до 320—360 °С. В этих фракциях присутствуют высокомолекулярные углеводороды, которые отличаются плохой испаряемостью, что приводит к ухудшению качества процесса смесеобразования, негомогенности рабочей смеси и к снижению полноты сгорания топлива. В результате неполного сгорания образуется сажа.

Таблица 1

Нормы токсичных выбросов с ОГ дизелей серийных автомобилей полной массой более 3,5 т

Нормативный документ	Год введения		Нормы выбросов, г/(кВт · ч)			
	в Европе	в России	CO	CH_x	NO_x	ТЧ
EURO-2	1997	2006	4,0	1,1	7,0	0,15
EURO-3	2000	2008	2,0	0,6	4,5	0,10
EURO-4	2005	2010	1,5	0,5	3,5	0,08
EURO-5	2008	2012	1,0	0,5	2,0	0,05

Первичные сажевые частицы имеют диаметр около 0,02—0,17 мкм, а в ОГ дизелей сажа находится в виде образований неправильной формы, большая часть которых имеют размер от 0,2 до 5 мкм. При этом сажевые частицы имеют очень развитую поверхность, равную ~90 м^2 на 1 г сажи [2]. На этой поверхности адсорбируются высокомолекулярные углеводороды (в том числе полициклические ароматические углеводороды — ПАУ), альдегиды, серосодержащие соли — сульфаты и аэрозоли несгоревших топлива и масла.

При вдыхании сажи ее частицы оказывают вредное воздействие на дыхательные органы человека. Они достигают альвеол легких или откладываются в носовых пазухах, трахеях или бронхах. Крупные частицы сажи (2—10 мкм и более) легко выводятся из организма, а мелкие (0,5—2 мкм) — задерживаются в легких, вызывая хронические заболевания. При этом углерод сажи не обладает значительной токсикологической агрессивностью. Основные токсические свойства сажи обусловлены присутствием на ней канцерогенных ПАУ. Следует отметить, что относительный условный коэффициент агрессивности сажи составляет $A_i = 200$ (при работе двигателя на дизельном топливе, табл. 2), в то время как для оксидов азота NO_x этот коэффициент равен 41,1, для монооксида углерода CO — 1,0, легких несгоревших углеводородов CH_x — 3,16. Такой высокий коэффициент агрессивности сажи обусловлен косвенным учетом присутствия на ее частицах поли-

Таблица 2

Относительная токсичность компонентов ОГ дизелей и их относительный условный коэффициент агрессивности

Компонент ОГ	Относительная токсичность компонентов ОГ с учетом ПДК, $ПДК_{CO}/ПДК_i$			Относительный условный коэффициент агрессивности A_i
	среднесуточной	рабочей зоны	максимальной разовой	
Монооксид углерода CO	1	1	1	1,0
Оксиды азота NO_x	75	10	58,8	41,1
Углеводороды CH_x	2	0,5	1	3,16
Твердые частицы (сажа C)	60	5	33,3	300 (бензины) 200 (дизельные топлива)
Оксиды серы SO_x	60	2	10	22

Примечание. ПДК — предельная допустимая концентрация токсичных веществ.

циклических ароматических углеводородов и других вредных веществ.

Для сравнительной оценки токсической значимости различных компонентов ОГ используется коэффициент их агрессивности A_i (см. табл. 2) [1]. Он учитывает не только отношения ПДК, но и вероятность накопления в атмосфере вредных веществ, их вторичных химических превращений, оседание твердых частиц на поверхности земли, воздействие токсичных компонентов ОГ на сельскохозяйственные растения и животных. В соответствии с этим подходом к определению суммарной токсичности ОГ токсикологическая значимость CO, NO_x, CH_x, твердых частиц и оксидов серы SO_x оценивается как отношение 1:41,1:3,16:200:22 [1].

В последние годы опубликованы работы, указывающие на серьезную опасность выбросов ПАУ с ОГ ДВС для организма человека [3—7]. Однако напрямую наличие в ОГ полициклических ароматических углеводородов не учитывается. Поэтому при разработке методики оценки экологической безопасности силовых установок с автотракторными двигателями, необходимо учесть и выбросы этих токсикологически значимых компонентов ОГ.

Известны тысячи полициклических ароматических соединений, каждое из которых отличается как количеством и расположением ароматических колец, так и расположением различных боковых цепей, представляющих собой углеводородные радикалы типа CH_3 (метиловый радикал), C_2H_5 (этиловый радикал) и др. В выхлопных газах двигателей внутреннего сгорания обнаружено более 20 различных ПАУ. В ОГ дизелей содержатся в основном углеводороды, в молекулы которых входят две, три и четыре кольцевые структуры и 12—20 атомов углерода. Наиболее представительными из них являются неканцерогенные пирен, флуорантен и слаботоксичный хризен, а наиболее опасными — имеющий сравнительно высокую концентрацию в ОГ фенантрен $C_{14}H_{10}$, бензо(*b*)флуорантен, бензо(*j*)флуорантен, бензо(*k*)флуорантен, дибенз(*a*,*h*)антрацен, дибенз(*a*,*j*)антрацен, дибензо(*a*,*h*)пирен, дибензо(*a*,*i*)пирен и, особенно, бензо(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$ [8—10]. Бензо(*a*)пирен, несмотря на его невысокую концентрацию в ОГ, — наиболее токсичный и стабильный из перечисленных углеводородов. Доля бензо(*a*)пирена в суммарном выбросе ПАУ составляет до 3,7 % у дизелей и 2,1—3,3 % — у бензиновых двигателей. Дизельное топливо может содержать до 1—4 % полициклических ароматических углеводородов [11]. В отличие от нефтяных топлив растительные масла практически не содержат ПАУ [12], что и является основной причиной существенно меньшего содержания ПАУ в ОГ дизелей, работающих на биотопливах, получаемых из растительных масел.

Структуры различных полициклических ароматических углеводородов представлены на рис. 1 [6—8, 13]. Основой полициклических ароматических углеводородов является структура, называемая бензольным ядром, в которую входят шесть атомов углерода, соединенных в кольцо, с тремя одинарными и тремя двойными связями. Некоторые ПАУ кроме бензольных шестигранных структур ядра включают пятигранную кольцевую структуру — циклопентановое кольцо (см. молекулы индена, аценафтилена, аценафтена и др.), одну или несколько боковых цепей (см. молекулы 1-метилнафталина, 2-метил-1-этилнафталина, 9-метилантрацена и др.). В молекулах ароматических соединений могут находиться и кольцевые структуры, содержащие не только атомы углерода и водорода, но и атомы других элементов (кислорода, азота или серы — см. молекулы дибензофурана, 1, 2, 5, 6-дибензакридина). Последние из перечисленных соединений называют гетероароматическими или гетероциклическими соединениями.

Полициклические ароматические углеводороды присутствуют в нефти, каменном угле, смолах, а также образуются как побочные продукты при сгорании топлива (вне зависимости ископаемое ли это топливо или топливо, полученное из биомассы). Эти углеводороды образуются в результате пиролиза или неполного сгорания органического вещества, содержащего углерод и водород. При высоких температурах в результате пиролиза органических соединений образуются фрагменты молекул и радикалы, которые соединяются и образуют ПАУ. Состав конечного продукта пиролизного синтеза зависит от топлива, температуры и от времени пребыва-

ния в зоне горения. Причем максимальное содержание ПАУ в ОГ отмечается при температурах 1800—2000 К [14].

К моторным топливам, после сгорания которых образуются ПАУ, относится не только дизельное топливо, но и бензин, биотоплива, метан, другие углеводороды. Но при этом соединения моторных топлив, содержащие разветвление цепи, ненасыщенные связи или циклические структуры, благоприятствуют образованию ПАУ. Обычно ПАУ выделяются в виде паров из зоны горения. Из-за низкого давления их насыщенных паров большинство

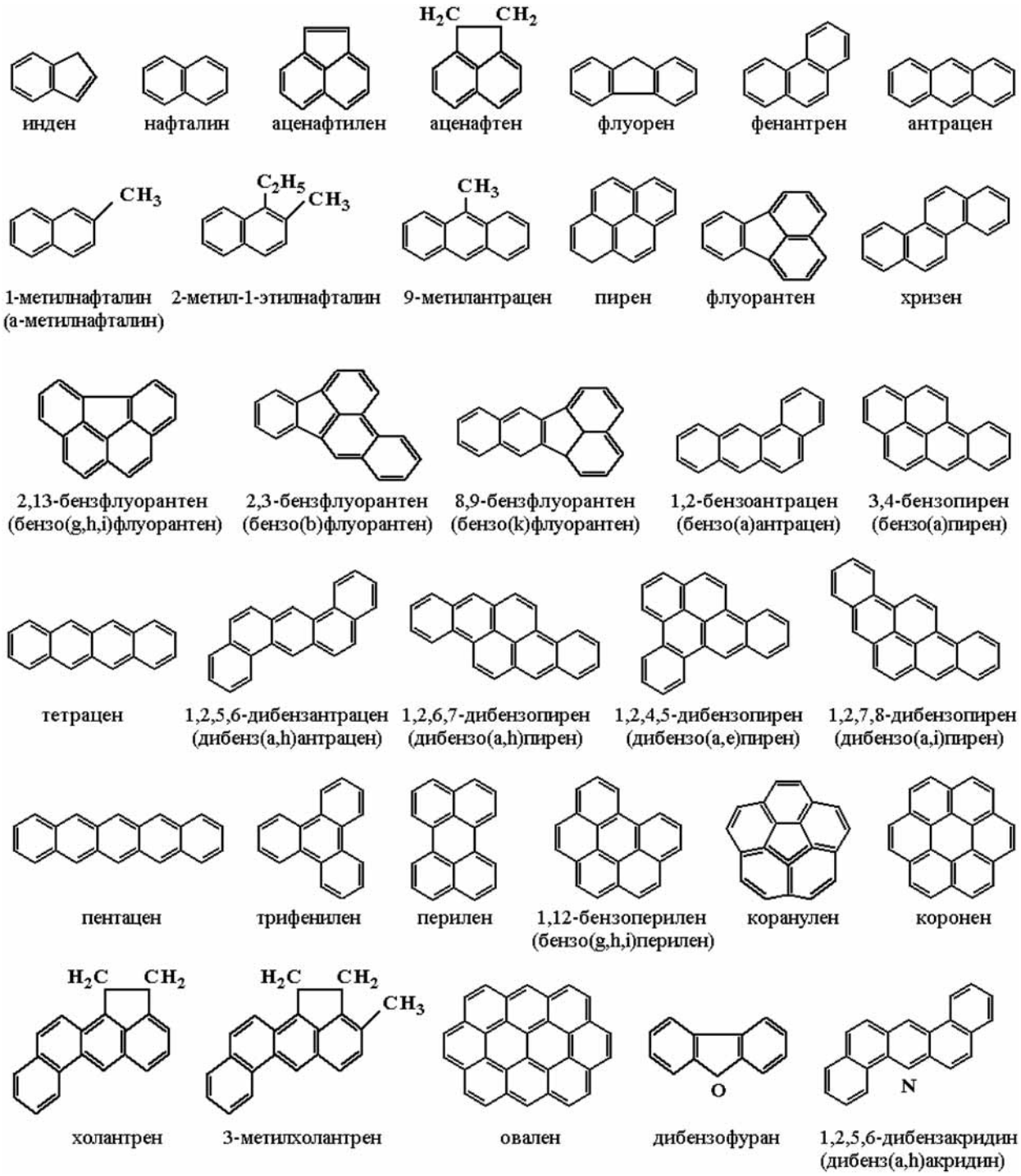

Рис. 1. Молекулярные структуры ПАУ

ПАУ мгновенно концентрируются на частицах сажи, либо сами образуют мельчайшие частицы. Полициклические ароматические углеводороды, поступающие в рабочую смесь в виде паров, адсорбируются частицами, содержащимися в воздухе. Таким образом, содержащие ПАУ аэрозоли, выбрасываемые с ОГ двигателей, могут переноситься ветром на большие расстояния, загрязняя окружающую среду.

Физико-химические свойства ПАУ (табл. 3) в значительной степени обусловлены строением их молекул, в которые входят два и более кольцевые структуры (см. рис. 1). Так, например, молекулы индена C_9H_8 включают соединенные между собой пятичленную и шестичленную кольцевые структуры. Молекулы нафталинов содержат два объединенных бензольных кольца, не склонных к распаду в КС дизелей. При этом химическая стабильность ПАУ объясняется наличием сопряженных электронов в сочленениях этих кольцевых структур. Поэтому нафталины имеют еще более низкие цетановые числа (ЦЧ) по сравнению с углеводородами парафинового, олефинового и нафтенового рядов (групп). В частности, 1-метилнафталин (α-метилнафталин) $C_{11}H_{10}$ имеет ЦЧ, принимаемое равным нулю, и применяется в качестве эталона при оценке воспламеняемости дизельных топлив. Из-за низкой воспламеняемости ПАУ, содержащиеся в топливе, не сгорают полностью в камере сгорания (КС) дизелей, что приводит к повышенному содержанию сажи в ОГ. Следует также отметить повышенное по массе содержание углерода С и пониженное содержание водорода Н (большое значение отношения С/Н, см. табл. 3) в молекулах ПАУ. Это приводит к тому, что теплота сгорания ПАУ заметно меньше теплоты сгорания других групп углеводородов (парафинов, олефинов, нафтенов).

В нормальных условиях ПАУ представляют собой твердые вещества с очень низкой летучестью. При химических реакциях происходит замещение атома водорода, либо происходят присоединительные реакции, при которых наблюдается насыщение молекул. В целом, система колец сохраняется. ПАУ растворимы во многих органических растворителях, но их растворимость в воде очень низкая и уменьшается с возрастанием веса молекулы.

Некоторые ир этих углеводородов (особенно бензо(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$) обладают ярко выраженными канцерогенными свойствами. То, что канцерогенные ПАУ вступают в реакцию с другими веществами, не обязательно обозначает, что они инактивируются как канцерогенные вещества; напротив, многие ПАУ, содержащие заместители, намного более канцерогенны,

Таблица 3

Физико-химические свойства ПАУ

ПАУ	Формула состава	Молекулярная масса	Плотность при 20 °С	Температура плавления, °С	Температура кипения, °С	Содержание, % по массе, С/Н
Инден	C_9H_8	116,16	996,6	–2,6	182,4	93,1/6,9
Нафталин	$C_{10}H_8$	128,18	1140	80,3	217,7	93,7/6,3
Аценафтилен	$C_{12}H_8$	152,20	895,8	92,0	265,0	94,7/5,3
Флуорен	$C_{13}H_{10}$	166,22	1181,0	116,0	293,5	93,9/6,1
Фенантрен	$C_{14}H_{10}$	178,24	1180,0	101,0	340,1	94,3/5,7
Антрацен	$C_{14}H_{10}$	178,24	1255,0	216,6	342,3	94,3/5,7
Пирен	$C_{16}H_{10}$	202,26	1270,0	156,0	393,0	95,0/5,0
Флуорантен	$C_{16}H_{10}$	202,26	1230,0	111,0	375,0	95,0/5,0
Бензо(*g*,*h*,*i*)флуорантен	$C_{18}H_{10}$	226,29	—	149,0	432,0	95,5/4,5
Бензо(*a*)антрацен	$C_{18}H_{12}$	228,30	—	158,9	438,0	94,7/5,3
Хризен	$C_{18}H_{12}$	228,30	1274,0	256,0	448	94,7/5,3
Бензо(*a*)пирен	$C_{20}H_{12}$	252,32	1351,0	176,5	496,0	95,2/4,8
Бензо(*e*)пирен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	176,5	493,0	95,2/4,8
Бензо(*b*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	168,0	481,0	95,2/4,8
Бензо(*j*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	—	—	95,2/4,8
Бензо(*k*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	217,0	480,0	95,2/4,8
Перилен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	273,4	497,0	95,2/4,8
Холантрен	$C_{20}H_{14}$	254,32	—	—	—	94,5/5,5
Коранулен	$C_{20}H_{12}$	252,32	—	—	—	95,2/4,8
Антантрен	$C_{22}H_{12}$	276,34	—	—	547,0	95,6/4,4
Индено(1,2,3,*cd*)пирен	$C_{22}H_{12}$	276,34	—	—	534,0	95,6/4,4
Бензо(*g*,*h*,*i*)перилен	$C_{22}H_{12}$	276,34	—	277,0	550,0	95,6/4,4
Дибенз(*a*,*j*)антрацен	$C_{22}H_{14}$	278,35	—	—	—	94,9/5,1
Дибенз(*a*,*h*)антрацен	$C_{22}H_{14}$	278,35	1282,0	266,0	524,0	94,9/5,1
Дибензо(*a*,*e*)пирен	$C_{24}H_{14}$	302,37	—	234,0	—	95,3/4,7
Дибензо(*a*,*h*)пирен	$C_{24}H_{14}$	302,37	—	308,0	—	95,3/4,7
Дибензо(*a*,*i*)пирен	$C_{24}H_{14}$	302,37	—	281,0	—	95,3/4,7

Примечание. «—» – данные не приведены.

чем соответствующее материнское соединение. Так, при наличии в ОГ других канцерогенов, олефиновых углеводородов CH_x и оксидов азота NO_x неканцерогенные ПАУ в ряде случаев становятся более опасными, чем канцерогенные ПАУ. Они способствуют образованию особо ядовитых нитропроизводных ПАУ [15, 16]. Большинство ПАУ фотоокисляемы, реакция, имеющая большое значение для удаления ПАУ из биосферы.

Рассмотрим более подробно токсикологическое действие ПАУ на организм человека. Полициклические ароматические углеводороды являются токсичными веществами и при вдыхании воздуха, содержащего ПАУ, немедленно воздействуют на слизистые оболочки, кожу, центральную нервную и мышечную системы, вызывают желудочно-кишечные расстройства, воздействуют на процессы кровообращения, вызывая острую гемолитическую анемию, сопровождающуюся повреждениями печени и почек (табл. 4). Но кроме этого они являются канцерогенами и оказывают отдаленное во времени мутагенное или тератогенное воздействия, вызывая генетические нарушения в отношении широкого ряда организмов [15, 17—19].

Таблица 4

Токсикологические свойства ПАУ и их опасность для здоровья

ПАУ	Формула состава	Класс опасности	ПДК рабочей зоны, мг/м^3	Немедленное воздействие	Отдаленное воздействие	Пути воздействия и симптомы
Нафталин	$C_{10}H_8$	IV	20	Центральная нервная система, почки, желудочно-кишечный тракт	Лейкоцитоз	Желудочно-кишечные расстройства, острая гемолитическая анемия, сопровождающаяся повреждениями печени и почек
Аценафтилен	$C_{12}H_8$					Действует на кожу, слизистую оболочку
Фенантрен	$C_{14}H_{10}$	II	0,8		Сильный канцероген	Лейкоцитоз, нарушения функции печени
Антрацен	$C_{14}H_{10}$			Глаза, кожа, дыхательные пути, желудочно-кишечный тракт	Фотодерматит, эритема	Ингаляция: кашель, затрудненное дыхание, воспаление горла. Кожный покров: может впитываться, покраснение. Глаза: покраснение, боли. Прием внутрь: абдоминальные боли
Пирен	$C_{16}H_{10}$	I	0,03		Неканцерогенный	Лейкоцитоз, нарушения функции печени
Флуорантен	$C_{16}H_{10}$				Неканцерогенный	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля
Бензо(*g*,*h*,*i*)флуорантен	$C_{18}H_{10}$			Данных о воздействии на организм недостаточно	Неканцерогенный	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля и через кожу
Бензо(*a*)антрацен	$C_{18}H_{12}$				Слабый канцероген	Кожный покров: может впитываться
Хризен	$C_{18}H_{12}$				Характеризуется слабой канцерогенной активностью	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля
Бензо(*a*)пирен	$C_{20}H_{12}$	I	0,00015		Очень сильный канцероген. Вызывает генетические нарушения и родовые дефекты	Воздействие на процессы кровообращения, центральную нервную и мышечную системы
Бензо(*b*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$				Сильный канцероген, вызывает генетические нарушения	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля и через кожу

Продолжение табл. 4

ПАУ	Формула состава	Класс опасности	ПДК рабочей зоны, мг/м^3	Немедленное воздействие	Отдаленное воздействие	Пути воздействия и симптомы
Бензо(*j*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$				Сильный канцероген, вызывает генетические нарушения	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля и через кожу
Бензо(*k*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$				Сильный канцероген, вызывает генетические нарушения	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля и через кожу
Бензо(*g*,*h*,*i*)перилен	$C_{22}H_{12}$				Токсикологическое действие не изучено	Кожный покров: может впитываться
Дибенз(*a*,*h*)антрацен	$C_{22}H_{14}$			Глаза; кожа; дыхательные пути	Сильный канцероген. Воздействие на кожу	Кожный покров: фото-сенсибилизация. Глаза: покраснение, боли
Дибенз(*a*,*j*)антрацен	$C_{22}H_{14}$				Сильный канцероген	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля
Дибензо(*a*,*h*)пирен	$C_{24}H_{14}$				Сильный канцероген	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля
Дибензо(*a*,*i*)пирен	$C_{24}H_{14}$				Сильный канцероген	Всасывается в организм при вдыхании аэрозоля

Низкомолекулярные ароматические углеводороды, как правило, не являются канцерогенными; ПАУ с более высокой молекулярной массой, содержащие от 4 до 7 колец, обычно менее токсичны, но многие из них канцерогенны, особенно ПАУ, содержащие от четырех до шести ароматических колец. Наиболее выраженным канцерогенным воздействием обладают бензо(*a*)пирен, а также бензо(*b*)флуорантен, бензо(*j*)флуорантен, бензо(*k*)флуорантен, дибенз(*a*,*h*)пирен, холантрен (табл. 5) [10].

При попадании в организм полициклические углеводороды под действием ферментов образуют эпоксисоединение, реагирующее с гуанином, что препятствует синтезу ДНК, вызывает нарушение или приводит к возникновению мутаций, способствующих развитию раковых заболеваний, в том числе таких видов рака, как карциномы и саркомы. Канцерогенные свойства ПАУ настолько выражены, что даже при периодическом контакте кожи человека с этими углеводородами, содержащимися в топливе, отмечены предраковые образования кожи — кератозы, папилломы и др.

Среди полициклических ароматических углеводородов наиболее сильным канцерогеном является бензо(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$; представляет собой в нормальных условиях кристаллическое вещество, а в ОГ дизеля он может находиться в твердом, жидком и газообразном состояниях [20]. Бензо(*a*)пирен (как и некоторые другие ПАУ, см. табл. 4), содержащийся в воздухе, при его вдыхании человеком воздействует на процессы кровообращения, центральную нервную и мышечную системы. Бензо(*a*)пирен может попадать в организм человека и через кожный покров. Кроме того, вместе с осадками бензо(*a*)пирен попадает в почву и водоемы, и откладывается в растительной массе сельскохозяйственных культур. В частности, наибольшие концентрации бензо(*a*)пирена отмечаются в

Таблица 5

Канцерогенные свойства ПАУ

ПАУ	Формула состава	Молекулярная масса	Сокращенное обозначение	Канцерогенность
Пирен	$C_{16}H_{10}$	202,26	*PYR*	Неактивный
Флуорантен	$C_{16}H_{10}$	202,26	*FLU*	Неактивный
Бензо(*g*,*h*,*i*)флуорантен	$C_{18}H_{10}$	226,29	*BGF*	Неактивный
Бензо(*a*)антрацен	$C_{18}H_{12}$	228,30	*BAA*	Слабо активный
Хризен	$C_{18}H_{12}$	228,30	*CHR*	Слабо активный
Бензо(*b*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*BFL*	Сильно активный
Бензо(*j*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*BFL*	Сильно активный
Бензо(*k*)флуорантен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*BFL*	Сильно активный
Бензо(*a*)пирен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*BAP*	Сильно активный
Бензо(*e*)пирен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*BEP*	Очень слабо активный
Перилен	$C_{20}H_{12}$	252,32	*PER*	Неактивный
Индено(1,2,3,*cd*)пирен	$C_{22}H_{12}$	276,34	*IND*	Слабо активный
Бензо(*g*,*h*,*i*)перилен	$C_{22}H_{12}$	276,34	*BGP*	Слабо активный
Дибенз(*a*,*h*)антрацен	$C_{22}H_{14}$	278,35	*DBA*	Слабо активный
Дибенз(*a*,*j*)антрацен	$C_{22}H_{14}$	278,35	*DBAJ*	Слабо активный
Коронен	$C_{24}H_{12}$	300,36	*COR*	Очень слабо активный

Таблица 6

Концентрации ПАУ в ОГ дизелей по данным различных авторов

Полициклические ароматические углеводороды	Концентрация ПАУ в ОГ (мкг/м^3) по данным авторов					
	Israel [28]	*Mills* [30]	*Lopes* [29]	*Williams* [32]	*Abbass* [27]	*Wajsman* [31]
Флуорен	—	40	1,2	—	—	32,3
Фенантрен	—	100	1,0	74	59	89
Антрацен	—	10	0,1	—	—	13,2
Флоурантен	42	20	0,1	74	42	4,3
Пирен	39	10	0,07	78	30,8	14,24

пробах белокочанной капусты [1, 21]. При потреблении сельскохозяйственной продукции человеком ПАУ аккумулируются клетками, постепенно накапливаясь до критических концентраций. Как отмечено выше, ПАУ обладает и отдаленным во времени действием — вызывает генетические нарушения и родовые дефекты.

Исследованию содержания ПАУ в ОГ дизелей посвящено большое количество работ. При этом рассматривались как двигатели, работающие на традиционных нефтяных топливах [8, 10, 22, 23], так и двигатели, работающие на альтернативных топливах, в частности, на биотопливах [11, 14, 24, 25]. По данным работ [26—32], в которых представлены результаты экспериментальных исследований целого ряда дизельных двигателей, наибольшим массовым содержанием в ОГ обладают следующие ПАУ: флоурантен, пирен, антрацен, фенантрен, флуорен. Это подтверждается и данными работы [33] (табл. 6).

Более подробные данные по процентному содержанию различных ПАУ в ОГ дизелей на рис. 2 [33]. Эти данные подтверждают, что среди ПАУ, содержащихся в ОГ дизелей, наиболее представительными являются флуорантен и пирен, а также хризен, бенз(*a*)антрацен и бенз(*g*,*h*,*i*)перилен.

Значительный интерес представляет зависимость содержания ПАУ в ОГ дизелей от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя. В работе [30] исследован дизель, работающий на топливе, содержащем 30 % ароматических углеводородов. Данные о влиянии скоростного режима на эмиссию ПАУ, представленные на рис. 3, *а*, свидетельствуют о том, что на режимах с полной нагрузкой (крутящий момент M_e = 100 %) общее содержание полициклических ароматических углеводородов (определенное по 14 ПАУ) в ОГ исследуемого дизеля минимально на скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала n = 2000 мин$^{-1}$ и составляет $C_{ПАУ} \approx 350$ мкг/м^3. Как следует из данных рис. 3, *б* о влиянии нагрузочного режима на выбросы ПАУ, на скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала n = 2350 мин$^{-1}$ наименьшая концентрация ПАУ в ОГ ($C_{ПАУ} \approx 420$ мкг/м^3) отмечена на режиме с половинной нагрузкой (крутящий момент M_e = 50 %).

Результаты обширных экспериментальных исследований содержания ПАУ в ОГ дизеля представлены в работе [33]. Исследован дизельный двигатель с турбонаддувом и непосредственным впрыскиванием топлива, работающий на дизельном топливе. На рис. 4, *а*, *б* представлены результаты, отражающие влияние скоростного и нагрузочного режима работы дизеля на эмиссию ПАУ. Они свидетельствуют о том, что наименьшее содержание ПАУ в ОГ наблюдается на режиме с частотой вращения коленчатого вала n = 2000 мин$^{-1}$ и половинной нагрузкой (крутящий момент M_e = 88 Нм) и составляет $C_{ПАУ} \approx 95$ мкг/м^3.

Распределение указанного выброса ПАУ с ОГ исследуемого дизеля между индивидуальными углеводородами представлено на рис. 5 [33]. Эти данные хорошо согласуются с данными, представленными на рис. 2, и подтверждают преимущественное содержание в ОГ фенантрена, флуорантена и пирена, а также аценафтена, флуорена, антрацена и хризена среди других ПАУ. Следует также отметить близкий характер распределения содержания указанных ПАУ в ОГ по скоростным и нагрузочным режимам работы исследуемого дизеля.

На рис. 6 представлена зависимость распределения содержания (в мкг/м^3) в ОГ исследуемого дизеля различных ПАУ от нагрузки — крутящего момента на скоростном режиме с n = 2000 мин$^{-1}$ (которое в % представлено на рис. 5, *б*). Эти дан-

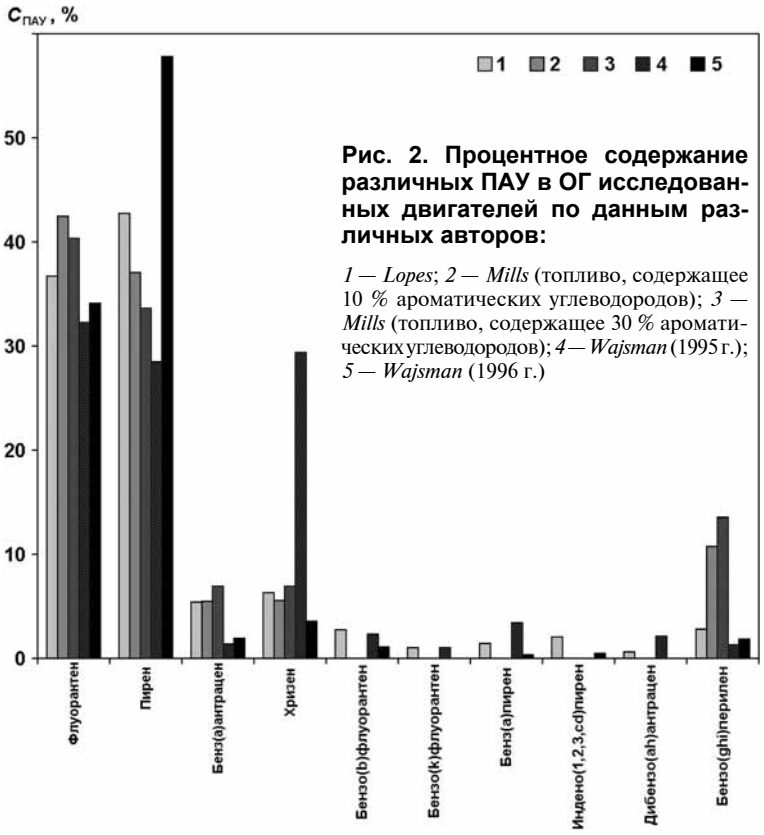

Рис. 2. Процентное содержание различных ПАУ в ОГ исследованных двигателей по данным различных авторов:

1 — Lopes; *2 — Mills* (топливо, содержащее 10 % ароматических углеводородов); *3 — Mills* (топливо, содержащее 30 % ароматических углеводородов); *4 — Wajsman* (1995 г.); *5 — Wajsman* (1996 г.)

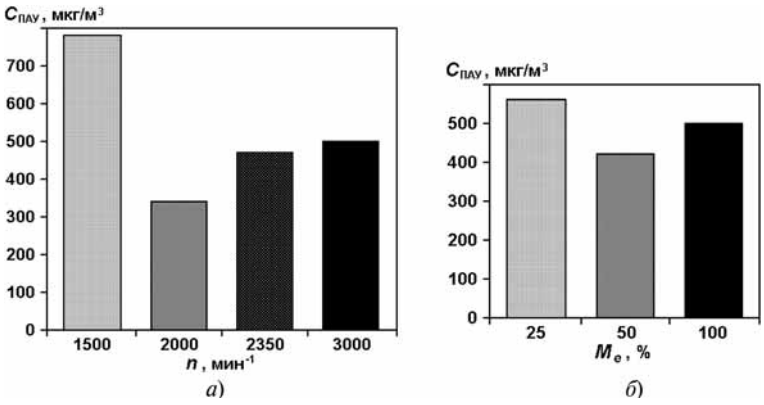

Рис. 3. Зависимость общего содержания ПАУ в ОГ дизеля от частоты вращения коленчатого вала (*а*) и нагрузки — крутящего момента (*б*):

а — режимы с полной нагрузкой (M_e = 100 %); *б* — режимы с частотой вращения коленчатого вала n = 2350 мин$^{-1}$

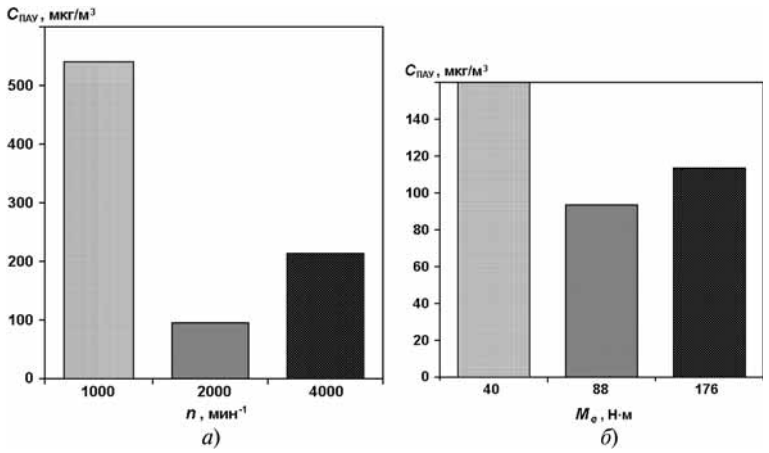

Рис. 4. Зависимость общего содержания ПАУ в ОГ дизеля от частоты вращения коленчатого вала (*а*) и нагрузки — крутящего момента (*б*):

а — режимы с половинной нагрузкой (M_e = 88 Нм); *б* — режимы с частотой вращения коленчатого вала n = 2000 мин$^{-1}$

ные показывают, что для наиболее массовых ПАУ — флуорена, фенантрена, антрацена максимальное их содержание в ОГ отмечается на режимах с низкой нагрузкой (при M_e = 40 Нм), отличающихся низким качеством смесеобразования.

Приведенные выше данные свидетельствуют о серьезной опасности, которую представляют полициклические ароматические углеводороды для здоровья человека, и о необходимости разработки методики оценки экологической безопасности силовых установок с двигателями, работающими на различных топливах (включая биотоплива), учитывающей выбросы ПАУ с ОГ. При разработке такой методики учитывалось, что индивидуальные углеводороды, присутствующие в ОГ дизелей, имеют различную токсикологическую значимость [1, 21], причем она может быть охарактеризована действующими предельно-допустимыми концентрациями (ПДК) токсичных веществ в воздухе рабочей зоны. Следует отметить, что простейший полициклический ароматический углеводород — нафталин $C_{10}H_8$ имеет такую же ПДК рабочей зоны, как и монооксид углерода ($ПДК_{CO}$ = = $ПДК_{C_{10}H_8}$ = 20 мг/м^3). Его токсикологическая значимость принята за базовую, а токсикологическая значимость других ПАУ приводится к нафталину.

При таком подходе выражение для приведенной концентрации i-го полициклического ароматического углеводорода $\bar{C}_i$ (учитывающей его относительную агрессивность по сравнению с нафталином) можно оценить по формуле:

$$\bar{C}_i = \frac{ПДК_{C_{10}H_8}}{ПДК_i} C_i, \qquad (1)$$

где $ПДК_{C_{10}H_8}$, $ПДК_i$ — предельно допустимые концентрации нафталина $C_{10}H_8$ и i-го полициклического ароматического углеводорода; C_i — концентрация последнего в ОГ. Просуммировав эти относительные приведенные концентрации отдельных ПАУ, получим показатель, характеризующий суммарное содержание полициклических ароматических углеводородов в ОГ с учетом их различной токсикологической значимости. Этот показатель отражает экологичность сжигания в двигателях того или иного вида топлива, что позволяет использовать его для сравнительной оценки экологических качеств различных топлив.

Для оценки эффективности использования этого показателя и сравнительной оценки экологической опасности ОГ дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе и топливах, получаемых из растительных масел, использованы данные работы [11]. В этой работе приведены результаты экспериментального исследования одноцилиндрового дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива, степенью сжатия ε = 19 и углом опережения впрыскивания топлива θ = 30 град. поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. Двигатель исследовался на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла JA 349, показанного на рис. 7.

Исследуемый двигатель работал на нефтяном дизельном топливе (ДТ), рафинированном, очищенном от щелочей подсолнечном масле (ПМ), а также на смеси этих топлив в пропорции 50 % ДТ и 50 % ПМ (по объему). Физико-химические свойства исследуемых топлив приведены в табл. 7.

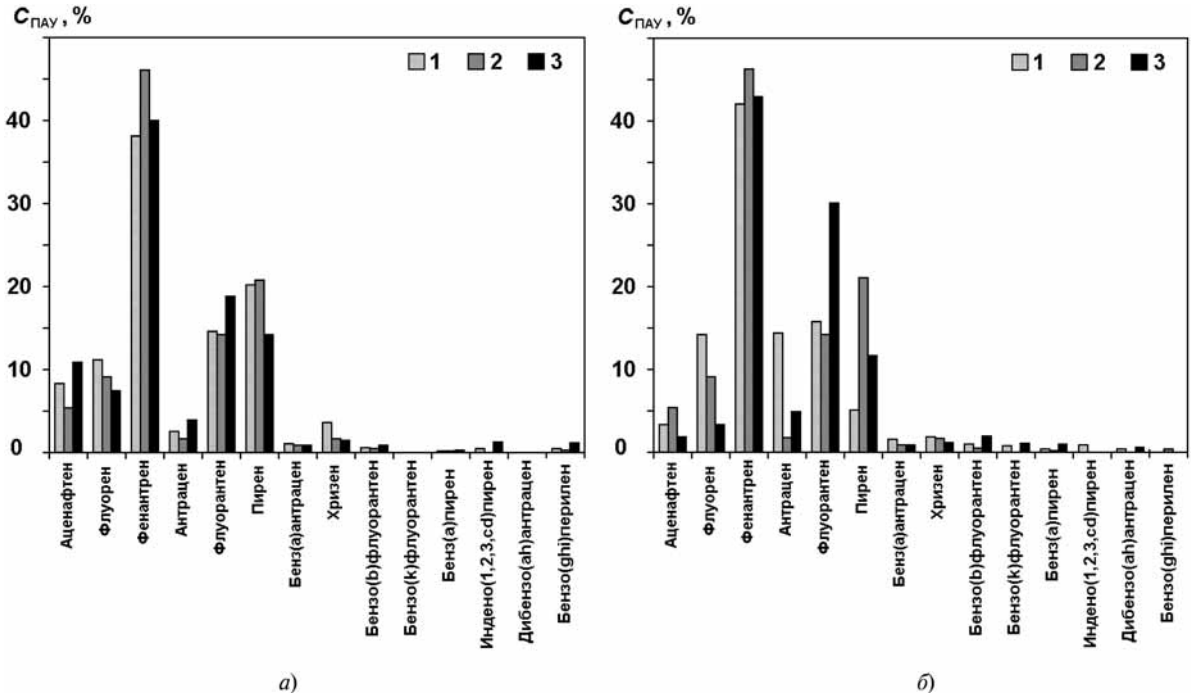

Рис. 5. Зависимость относительного содержания в ОГ дизеля различных ПАУ от частоты вращения коленчатого вала (*а*) и нагрузки — крутящего момента (*б*):

а — крутящий момент двигателя M_e = 88 Нм; *1* — n = 1000 мин$^{-1}$; *2* — n = 2000 мин$^{-1}$; *3* — n = 4000 мин$^{-1}$; *б* — частота вращения коленчатого вала n = 2000 мин$^{-1}$; *1* — M_e = 40 Нм; *2* — M_e = 88 Нм; *3* — M_e = 176 Нм

При экспериментальных исследованиях дизеля на моторном стенде проводился газовый анализ ОГ с определением содержания в ОГ основных нормируемых токсичных компонентов, а также различных углеводородов. Описание экспериментальной установки, измерительной аппаратуры, методики проведения испытаний и измерений приведены в работе [11]. Результаты измерений общего содержания ПАУ в ОГ исследуемого дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла на различных топливах, приведены в табл. 8, а интегральное содержание в ОГ индивидуальных ПАУ представлено в табл. 9. По

Таблица 7

Физико-химические свойства исследуемых топлив

Физико-химические свойства	Топлива	
	ДТ	ПМ
Цетановое число	45,4	39,5
Плотность при 20 °С, кг/м^3	850	920
Вязкость кинематическая, мм^2/с при 38 °С	2,4	2,94
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,7	37,0
Температура застывания, °С	–50,0	–23,3
Содержание, % по массе:		
С	86,9	78,2
Н	12,5	11,6
О	0,6	10,2
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,5
Зольность, %	Менее 0,01	0,01
Содержание воды и осадков	Незначительно	Незначительно

Таблица 8

Общее содержание ПАУ в ОГ исследуемого дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла на различных топливах

Номер режима 13-ступенчатого цикла (см. рис. 7)	Концентрации ПАУ в ОГ, мкг/г топлива		
	ДТ	50 % ДТ + 50 % ПМ	ПМ
1	4,9038	3,3627	1,2853
2	—	—	—
3	1,5973	0,4925	0,2715
4	0,2385	0,0606	0,0487
5	0,3674	0,3526	0,1090
6	1,8642	0,2359	0,2006
7	4,9038	3,3627	1,2853
8	0,8074	0,0601	—
9	0,2219	0,0807	—
10	0,3784	0,2431	0,0136
11	2,2169	1,0157	—
12	3,1651	1,9711	0,2170
13	4,9038	3,3627	1,2853

Примечание: «—»— очень малая концентрация.

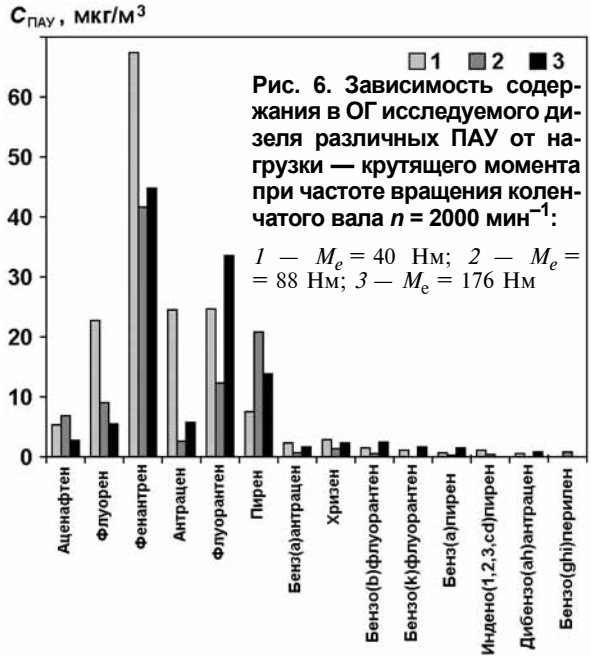

Рис. 6. Зависимость содержания в ОГ исследуемого дизеля различных ПАУ от нагрузки — крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала n = 2000 мин$^{-1}$:

1 — M_e = 40 Нм; *2* — M_e = = 88 Нм; *3* — M_e = 176 Нм

Таблица 9

Интегральное содержание индивидуальных ПАУ в ОГ исследуемого дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла на различных топливах

ПАУ	Концентрации ПАУ в ОГ, мкг/г топлива		
	ДТ	50 % ДТ + + 50 % ПМ	ПМ
Нафталин $C_{10}H_8$	0,0751	0,0247	0,0112
Аценафтилен $C_{12}H_8$	0,0852	0,0644	0,0178
Фенантрен $C_{14}H_{10}$	1,4391	1,2811	0,9215
Антрацен $C_{14}H_{10}$	0,2462	0,0004	0
Флуорантен $C_{16}H_{10}$	4,0489	2,3988	0,8320
Пирен $C_{16}H_{10}$	1,4261	0,9799	0,9487
Бензантрацен $C_{18}H_{12}$	1,1607	0,0036	0,0002
Бензо(*a*)пирен $C_{20}H_{12}$	0,0757	0,0509	0,0052

данным табл. 8 следует отметить, что максимальное содержание ПАУ в ОГ наблюдалось на режимах холостого хода (режимы № 1, 7 и 13), отличающихся недостаточной интенсивностью движения воздушного заряда, плохим качеством процессов распыливания топлива и смесеобразования, относительно низкими температурами и давлениями сгорания. Отмечено, что практическое отсутствие ПАУ в исходном растительном масле приводит к тому, что и в ОГ двигателя, работающего на ПМ, содержание этих углеводородов незначительно.

С использованием описанной методики и представленных в табл. 9 экспериментальных данных проведена оценка экологической безопасности силовой

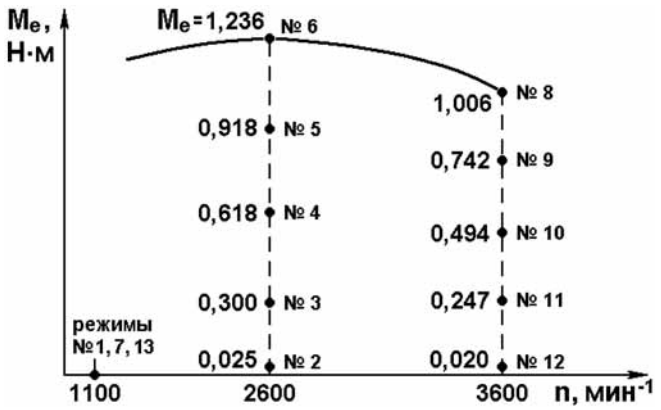

Рис. 7. Тринадцатиступенчатый испытательный цикл *JA* 349

установки с автотракторным двигателем, работающим на нефтяном дизельном топливе, подсолнечном масле, и на смеси этих топлив в пропорции 50/50 %. При этом следует отметить, что среди индивидуальных ПАУ, содержащихся в ОГ исследуемого дизеля, ПДК рабочей зоны установлены лишь для нафталина, фенантрена, пирена и бензо(*a*)пирена. Приведенные к нафталину концентрации этих индивидуальных ПАУ, определенные по формуле (1), сведены в табл. 10. После суммирования этих приведенных концентраций получена суммарная приведенная концентрация ПАУ $\Sigma\bar{C}_i$, являющаяся критерием, характеризующим экологическую безопасность ОГ дизельного двигателя, работающего на различных топливах (см. табл. 10).

Приведенные в табл. 10 данные свидетельствуют о том, что наибольший суммарный показатель экологической опасности $\Sigma\bar{C}_i$ отмечен при работе исследуемого дизеля на нефтяном ДТ, а наименьший — при работе на ПМ. В первом случае этот показатель равен 11 080,6 мкг/г топлива, а во втором случае — 1349,1 мкг/г топлива (графически полученные значения суммарной приведенной концентрация ПАУ $\Sigma\bar{C}_i$ в ОГ исследуемого дизеля представлены на рис. 8, *а*). При этом следует отметить, что наибольшее влияние на суммарный показатель $\Sigma\bar{C}_i$ оказывает выброс бензо(*a*)пирена $C_{20}H_{12}$. Поэтому экологическую опасность ОГ двигателя, работающего на том или ином виде топлива можно оценивать только по выбросу бензо(*a*)пирена $C_{20}H_{12}$. Приведенные в табл. 10 показатели экологической опасности по бензо(*a*)пирену (его приведенные концентрации $\bar{C}_i$ в ОГ) для исследуемого

Таблица 10

Содержание индивидуальных ПАУ в ОГ дизеля, работающего на различных топливах, и экологические характеристики ПАУ и ОГ дизеля

ПАУ	ПДК рабочей зоны, мг/м^3	Отношение ПДК$_i$/ ПДК$_{C_{10}H_8}$	Концентрации ПАУ в ОГ $\bar{C}_i$, мкг/г топлива			Приведенная концентрация $\bar{C}_i$, формула (1), мкг/г топлива		
			ДТ	50 % ДТ + + 50 % ПМ	ПМ	ДТ	50 % ДТ + +50 % ПМ	ПМ
Нафталин $C_{10}H_8$	20,0	1	0,0751	0,0247	0,0112	0,0751	0,0247	0,0112
Аценафтилен $C_{12}H_8$	—	—	0,0852	0,0644	0,0178	—	—	—
Фенантрен $C_{14}H_{10}$	0,8	25	1,4391	1,2811	0,9215	36,0	32,0	23,0
Антрацен $C_{14}H_{10}$	—	—	0,2462	0,0004	0	—	—	—
Флуорантен $C_{16}H_{10}$	—	—	4,0489	2,3988	0,8320	—	—	—
Пирен $C_{16}H_{10}$	0,03	667	1,4261	0,9799	0,9487	951,2	653,6	632,8
Бензантрацен $C_{18}H_{12}$	—		1,1607	0,0036	0,0002	—	—	—
Бензо(*а*)пирен $C_{20}H_{12}$	0,00015	133333	0,0757	0,0509	0,0052	10093,3	6786,6	693,3
Суммарная приведенная концентрация ПАУ $\Sigma\bar{C}_i$, мкг/г топлива						11080,6	7472,2	1349,1
Показатель экологической опасности по бензо(*а*)пирену $\bar{C}_{БП}$, мкг/г топлива						10093,3	6786,6	693,3

двигателя также свидетельствует о преимуществах использования биотоплив, получаемых из растительных масел: для нефтяного ДТ этот показатель равен 10 093,3 мкг/г топлива, а для ПМ — 693,3 мкг/г топлива (графически полученные значения приведенной концентрации бензо(*а*)пирена $\bar{C}_{БП}$ в ОГ исследуемого дизеля представлены на рис. 8, *б*).

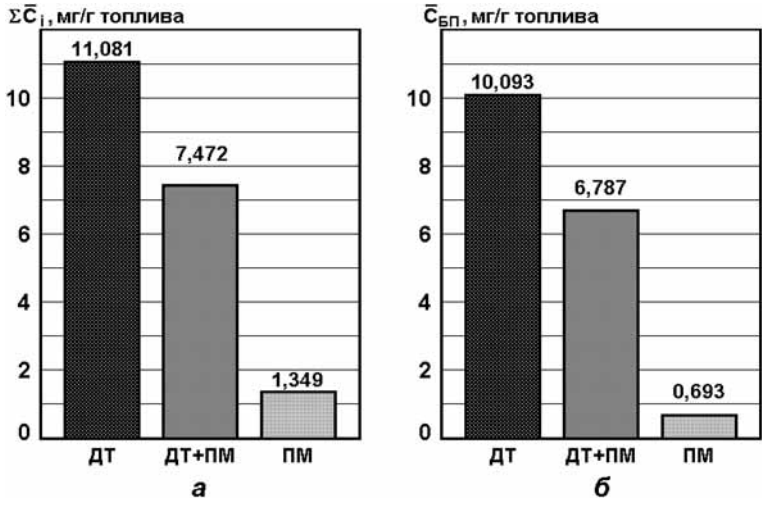

Рис. 8. Суммарная приведенная концентрация ПАУ $\Sigma\bar{C}_i$ (*а*) и показатель экологической опасности по бензо(*а*)пирену $\bar{C}_{БП}$ (*б*) при работе испытываемого дизеля на дизельном топливе (ДТ), смеси 50 % ДТ и 50 % ПМ (ДТ + ПМ) и подсолнечном масле (ПМ) на режимах тринадцатиступенчатого испытательного цикла *JA* 349

Проведенные исследования показали эффективность использования предложенной методики для оценки экологической безопасности силовых установок с автотракторными двигателями, работающими на различных топливах (включая биотоплива), учитывающей выбросы ПАУ с ОГ. При исследованиях отмечен меньший выброс ПАУ при работе исследуемого дизеля на биотопливах с использованием подсолнечного масла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.
2. **Работа** дизелей на нетрадиционных топливах / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. 464 с.
3. **Канило П. М., Соловей В. В., Костенко К. В.** Проблемы загрязнения атмосферы городов канцерогенно-мутагенными супертоксинами // Вестник ХНАДУ. 2011. Вып. 52. С. 47—53.
4. **Лач А.** Канцерогенный эффект полициклических ароматических углеводородов. Лондон: Империал Колледж Пресс, 2005. 225 с.

5. **Пурмаль А. П**. Антропогенная токсикация планеты // Соросовский образовательный журнал. 1998. № 9. С. 46—51.
6. **Экологическое** и токсикологическое воздействие полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) на окружающую среду / Т. Н. Нгандже, Э. А. Абара, К. А. Ибе et al. // http://www.jurnal.org/articles/2009/ecol2.html.
7. **Morishima A., Narushima T., Moriwaki H.** et al. Experimental and Numerical Studies on Particulate Matter Formed in Fuel Rich Mixture // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-3175. P. 1—10.
8. **Akasaka Y., Sakurai Y.** Effects of Fuel Properties on Exhaust Emission from DI Diesel Engine // Transactions of the JSME. Ser. B. 1997. Vol. 63. № 607. P. 1091—1097.
9. **Harrung A., Lies K.-H.** Schnellverfahren zur Bestimmung der PAK-Werte // MTZ. 1990. Jg. 51. № 1. S. 12—17.
10. **Lepperhoff G., Schommers J.** Einfluss des Schmierols auf die PAN-Emissionen von Verbrennungsmotoren // MTZ. 1986. Jg. 47. № 9. S. 367—371.
11. **Ziejewski M., Goettler H. J., Gook L. W.** Polycyclic Aromatic Hydrocarbons Emissions from Plant Oil Based Alternative Fuels // SAE Technical Paper Series. 1991. № 911765. P. 1—8.
12. **Использование** растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. М.: ООО НИЦ "Инженер", 2011. 536 с.
13. **Narushima T., Morishima A., Moriwaki H.** et al. Experimental and Numerical Studies on Soot Formation in Fuel Rich Mixture // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-1850. P. 1—9.
14. **Kitamura T., Ito T., Senda J.** et al. Detailed Chemical Kinetic Modeling of Diesel Spray Combustion with Oxygenated Fuels // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-1262. P. 1—19.
15. **Barale R., Bulleri M., Cornetti G.** et al. Preliminary Investigation on Genotoxic Potential of Diesel Exhaust // SAE Technical Paper Series. 1992. № 920397. P. 1—15.
16. **Mitchell K., Steere D. E., Taylor J. A.** et al. Impact of Diesel Fuel Aromatics on Particulate, PAH and NitroPAH Emissions // SAE Technical Paper Series. 1994. № 942053. P. 1—29.
17. **Bagley S. T., Gratz L. D., Johnson J. H., McDonald J. F.** Effects of an Oxidation Catalytic Converter and a Biodiesel Fuel on the Chemical, Mutagenic, and Particle Size Characteristics of Emissions from a Diesel Engine // Environmental Science & Technology. 1998. Vol. 32. № 9. P. 1183—1191.
18. **Krahl J., Vellguth G., Munack A.** et al. Exhaust Gas Emissions and Environmental Effects by Use of Rape Seed Oil Based Fuels in Agricultural Tractors // SAE Technical Paper Series. 1996. № 961847. P. 1—14.
19. **McMillian M. H., Cui M., Gautam M.** et al. Mutagenic Potential of Particulate Matter from Diesel Engine Operation on Fischer-Tropsch Fuel as a Function of Engine Operating Conditions and Particle Size // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-1699. P. 1—16.
20. **Takada K., Yoshimura F., Ohga Y.** et al. Experimental Study on Unregulated Emission Characteristics of Turbocharged DI Diesel Engine with Common Rail Fuel Injection System // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-3158. P. 1—8.
21. **Лиханов В. А., Сайкин А. М.** Снижение токсичности автотракторных дизелей. М.: Колос, 1994. 224 с.
22. **Sakai T., Kashiwakura K.** Basic Investigation of Particulate Matter (O-PM) and Polycyclic Aromatic Hydrocarbons Emitted by Two-stroke Mororcycles // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-32-1846. P. 1—4.
23. **Takada K., Ikezawa H., Kotani Y.** Determination of Polyaromatic Hydrocarbons in Particulate Matter with HPLC and 3D-Detector // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-3318. P. 1—6.
24. **Ahrenfeldt J., Henriksen U., Schramm J.** et al. Combustion Chamber Deposits and PAH Formation in SI Engines Fueled by Producer Gas from Biomass Gasification // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-1770. P. 1—8.
25. **Ball J. C., Hilder D. L., Wolf L. R.** et al. Emissions of Toxicologically Relevant Compounds Using Dibutyl Maleate and Tripropylene Glycol Monomethyl Ether Diesel Fuel Additives to Lower NO_x Emissions // SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-0475.
26. **Abbass M. K., Andrews G. E., Williams P. T.** Diesel particulate composition changes along an air cooled exhaust pipe and dilution tunnel // SAE Technical Paper Series. 1989. № 890789. P. 1—8.
27. **Abbass M. K., Andrews G. E., Ishaq R. B.** A comparison of the particulate's composition between turbocharged and naturally aspired DI Diesel engines // SAE Technical Paper Series. 1991. № 910733. P. 1—9.
28. **Israel G. W., Zierock K. H., Mollerauer K.** Grossenverteilung und chemische Zusammensetzung der Partikelemissionen verschiedener Dieselmotoren // VDI Berichte. 1982. № 429. S. 279—286.
29. **Lopez B., Masclet P., Person A.** Emissions Diesel. Analyse des polluants non reglementes // Colloque "pollution de l'air par les transports" Edition INRETS. 1987. P. 77—85.
30. **Mills G. A., Howarth J. S.** The effect of Diesel fuel aromaticity on polynuclear aromatic hydrocarbons exhaust emissions // Journal of the Institute of Energy. 1984. P. 273—286.
31. **Wajsman J., Champoussin J. C., Hayyani M.** Mesure en gaz bruts des hydrocarbures aromatiques polycycliques emis par le moteur Diesel // Entropie. 1995. An. 31. № 191. P. 15—19.
32. **Williams P. T., Andrews G. E.** The influence of lubricating oil on Diesel particulate PAH emissions // SAE Technical Paper Series. 1989. № 890825. P. 1—7.
33. **Wajsman J., Champoussin J. C., Dessalces G.** et al. Measurement Procedures of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons in Undiluted Diesel Exhaust Gases // SAE Technical Paper Series. 1996. № 960248. P. 79—87.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Pozdeev A. V., Diyakov A. S., Novikov V. V., Ryabov I. M.* Self-adjustable dual-chamber pneumatic springs with volumes commutation
The article presents the description of two dual-chamber air spring designs with improved properties protecting from the vibrations and elastic-damping characteristics control algorithm on amplitude and direction of fluctuations.
Keywords: dual-chamber pneumatic spring, switching device, elastic-damping characteristics, vibration protection properties

6 *Gaidar S. M., Zayats Yu. A., Golubev D. S.* Fuel flame structure control in diesel engine
The article describes the application of the nonreturn valve which is mounted near the injection nozzle of the diesel engine and which is designed to form the optimal structure of the fuel flame depending on the engine operating condition while different types of fuel are delivered through the said valve.
Keywords: diesel engine, nonreturn valve, flame structure, engine operating condition

9 *Shalimov V. E., Dvortsov A. I.* Way of diagnosing of tsilindro-piston group of internal combustion engines индицированием intracylinder pressure
The variety of ways of an estimation of a condition of tsilindro-piston group of engines is considered, the estimation of their efficiency is given. The new way of diagnosing of tsilindro-piston group of an internal combustion engine by индицирования pressure in the cylinder on an angle of rotation cranked is offered at прокручивании it from an extraneous source.
Keywords: diagnosing, tsilindro-piston group, display pressure, the pressure gauge, the gauge of angular moving, the microcontroller

13 *Khaziev A. A., Laushkin A. V.* Increasing of efficiency of on-board diagnostics for automobiles in the process of evaluation of motor oils quality
In the article reasons for violation of durability of motor oil were described and recommendations were made in order to increase motor oil lifetime by means of on-board diagnostics of automobiles.
Keywords: motor oil, automobiles, on-board diagnostics, motor oil lifetime

16 *Kokodeeva N. E., Kochetkov A. V.,* Malyshev *E. V.* Influence of cars on extent of destruction of road designs
The article proposes an overall methodological approach to substantiating and design of rational constructions of non-rigid road to the passage of heavy transport on the basis of the risk theory, developed by Professor V. V. Stolyarov in the early 80-ies of the last century.
Keywords: risk theory, road, the road clothes, the modulus of elasticity, strength coefficient, calculated load

21 *Akchurin H. I.* The study on the effect of excess air ratio on the use of heat and cycle characteristics of gasoline engines
The authors studied the changes in υ_z* and υ_b** depending on α***. For the engine MZMA-407 they obtained $\upsilon_z = 0{,}83$, and $\upsilon_b = 0{,}85$ at $\alpha = 0{,}85$ corresponding to the maximum indicated power; $\upsilon_z = 0{,}62$, and $\upsilon_b = 0{,}89$ at $\alpha = 1$; and $\upsilon_z = 0{,}77$, and $\upsilon_b = 0{,}89$ at $\alpha = 1{,}15$ corresponding to the maximum indicated efficiency. In this study the authors revealed the relationship between the parameters and performance of the thermodynamic cycle with the changes in υ_z and υ_b, and α.

---

* Utilization of heat in the TDC υ_z and at the end of expansion stroke υ_b depending on the excess air ratio α.

Keywords: engine cycle, combustion, expansion, exhaust, working medium, air, fuel, fuel-air mixture, combustion heat, heat use, heat loss, heat transfer, pressure, temperature, excess air ratio, polytropic exponent, power, indicative, efficient, efficiency

25 *Kozlovskiy A. I., Porvatov I. N., Podolskiy M. S.* Monitoring of driver behavior using lateral acceleration of the vehicle.
In this article we have considered the problem of increased danger on the roads associated with the decrease in the driver's attention. We have analyzed driver behaviors increasing the risk on the roads and possible methods for their determination. We have offered the algorithm of assessment risk of driving on the basis of experimental data obtained during the research on the simulator.
Keywords: traffic safety, driver distraction, drowsiness, assessment of driver behavior, acceleration of a vehicle

31 *Basargin V., Yakubovich I., Shafeev D.* New technologies for lowering the environmental impact of urban automotive transportation
Materials of experimental works on creation of new technologies and installations are given in article for receiving alternative types of fuel for automobile engines for the purpose of reduction of ecological danger of their operation in the conditions.
Keywords: hydrocarbon fuel, thermal and electrical energy, alternative fuels, apparatus for producing hydrogen and oxygen from water

36 *Markov V. A., Devyanin S. N., Markova V. V.* Method of environmental safety assessment for power installations with automotive engines
A method of exhaust gases toxicity assessment for diesel engines running on various fuels has been presented. Advantages of using biofuel produced on the basis of vegetable oils in diesel engines are shown.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, sunflower oil, exhaust gases toxicity

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 01.07.2013. Подписано в печать 26.08.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4