

добавки к топливу, уменьшающие дымность (соединения бария) и повышающие октановое число (свинца). Детальный анализ ОГ показал наличие веществ, образованных из состава смазочного масла. В РМ обнаружены элементы, входящие в состав присадок масла: цинк, фосфор, кальций. Однако металлы составляют незначительную часть в эмиссии РМ.

Расход масла в меньшей степени влияет на уровень эмиссии токсических компонентов (СН, РАН, РМ) в ОГ транспортных ДВС, по сравнению, например, с сортом применяемого топлива или организации процесса сгорания. Однако усиление международных норм, касающихся ограничений загрязнения окружающей среды ОГ автомобилей, требует детального рассмотрения каждого источника загрязнения и максимального ограничения (или исключения) его деятельности. В связи с этим определились тенденции исследований по улучшению качества моторных масел и условий их эксплуатации (рис. 8).

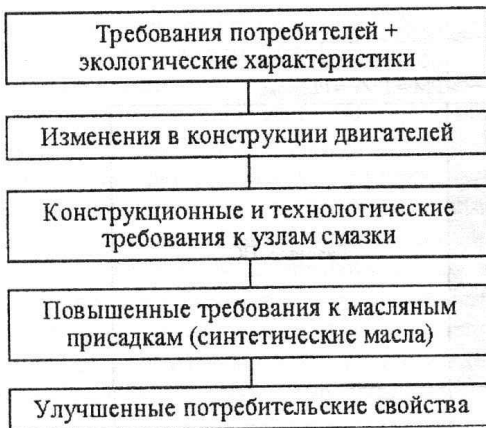


Рис. 8. Тенденция улучшения качества моторных масел

Исследования и производство таких масел предусматривают:

- снижение токсичности продуктов сгорания масел;

- улучшение смазывающих свойств, позволяющее уменьшить расход топлива на 2,7% и, следовательно, эмиссию CO_2 и других вредных веществ;
- уменьшение расхода масла до 0,1% от расхода топлива, в том числе благодаря меньшему испарению и склонности к пенообразованию;
- максимальное содержание фосфора – 0,12%, хлора – 5 чмг;
- более широкое использование синтетических масел.

Кроме изменений фракционного состава, улучшающих экологические характеристики моторных масел, предусматривается более полное удовлетворение требований покупателей.

Список литературы:

1. TUV. Auto – Report 90/91. VDI – Verlag GmbH. Dusseldorf, 1991.
2. Станиславский Л.В., Игнатов О.Р., Коваленко А.А. Гидравлические характеристики уплотнений цилиндропоршневой группы дизеля // Двигателестроение. – 1990. – №12. – С. 7–9.
3. Кутенёв В.Ф., Гусаков А.П., Топунов В.Н. Методы борьбы с токсичностью отработавших газов автомобильных карбюраторных двигателей. – Москва, 1972.
4. Alloway B.I., Ayres D.C. Chemiczne podstawy zanieczyszczania srodowiska. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1999. – str. 423.
5. Merksiz J. Studium wpływu zużycia oleju na emisję związków toksycznych w szybkoobrotowych silnikach spalinowych. – Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1992.
6. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
7. Heywood I.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw – Hill Book Company. Series in Mechanical Engineering USA, 1988.
8. Zaghini N., Mangolini S., Arteconi M., Sezzi F.: Polynuclear Aromatic Hydrocarbons in Vehicle Exhaust Gas. SAE – Paper 730836/1973.
9. Merksiz J. Emisja zasilanych silnikami spalinowymi o zapłonie samoczynnym. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1997. – 240 с.
10. Moser F.X., Haas E., Schlögl H. Zur Partikelemission von Nutzfahrzeug – Dieselmotoren // MTZ. – 1990. – 515 с.

УДК 629.113.006

А.В. Гогайзель, канд. техн. наук, В.А. Зуев, инж., Ю.В. Горбик, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Традиционно топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива – контрольным, при движении по городскому и магист-

ральному циклу, в режиме установившегося движения – и топливно-скоростной характеристикой на магистрально-холмистой дороге. Методы их практи-

ческой реализации регламентирует ГОСТ 20306-90. Кроме перечисленных, используется эксплуатационный расход топлива – как средняя величина, определяемая по результатам наблюдения за достаточно большим парком автомобилей, работающих в разных условиях. На ее основе действуют базовые нормы расхода топлива, утвержденные приказом министерства транспорта Украины № 43 от 10.02.98 г. По ним устанавливают допустимое количество потребления топлива в конкретных условиях эксплуатации автомобилей с помощью системы корректирующих коэффициентов, которые учитывают выполненную транспортную работу, климатические, дорожные и другие условия.

Существующая система нормирования расхода топлива несовершенна, так как допускает неоднозначное значение суммарного корректирующего коэффициента. Кроме того, в приказе отражены не все модели и модификации автомобилей, особенно зарубежных. Такое положение дел заставляет руководителей предприятий и фирм обращаться в компетентные организации для определения норм расхода топлива, объективно отражающих условия работы.

В таких случаях определяются временные нормы расхода топлива путем расчетов, либо дорожными или стендовыми испытаниями. Последние предпочтительнее, так как обеспечивают стабильность условий и режимов независимо от погоды, времени года и суток, состояния дорожного покрытия. Испытания проводятся на специальном стенде, оснащенном высокоточными измерительными приборами и устройствами, позволяющими оценивать не только интегральные показатели, но и дифференцировать их по различным системам проверяемого автомобиля. На стенде можно также симитировать экстремальные нагрузочно-скоростные режимы работы автомобиля без потери устойчивости движения, заноса, столкновений (т. е. целостности) и без риска для людей.

Однако для адекватного моделирования дорожных условий на стендах с беговыми барабанами необходимо уметь рассчитывать и обеспечивать требуемые режимы испытаний (скорость, нагрузку стенда и т.д.), чтобы расходы топлива были тождественны (на дороге и на стенде). Такой расчет может быть произведен только на основе модели, базирующейся на принципах теории подобия. Соблюдение этого условия обеспечивает учет многообразия конструктивных и эксплуатационных факторов, формирующих расход топлива двигателем автомобиля.

Для решения проблемы многими учеными предложен ряд моделей [1].

Модель Чудакова Е.А.:

$$Q_{s100} = \frac{g_e}{2700 V_a \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(\psi \cdot G \cdot V_a + W \cdot V_a^3 \cdot \frac{1}{3,6^2} \right), \quad (1)$$

где Q_{s100} – расход топлива в установившемся режиме движения, кг/100 км; g_e – удельный расход топлива, г/кВт·ч; V_a – скорость автомобиля, км/ч; η_{mp} – КПД трансмиссии; ψ – коэффициент суммарного сопротивления дороги; G – полная масса автомобиля, кг; W – фактор сопротивления воздушной среды.

Следует признать, что статичность коэффициентов при переменных затрудняет изучение динамики расхода топлива, а допущение о постоянстве η_{mp} не подтверждается исследованиями [2].

Модель Зимелева В.Г.:

$$Q_s = \frac{g_e}{10 \cdot V_a \cdot \eta_{mp}} (N_f + N_w + N_i), \quad (2)$$

где N_f , N_w , N_i – соответственно мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, воздуха и подъёму, кВт.

Кроме тех же недостатков, для модели характерен ряд трудностей, связанных с практическим определением значений отдельных составляющих (особенно N_w и N_i).

Модели Петрушева Н.В. и Бездомова А.Г.:

$$Q = \frac{g_e}{10 \cdot V} \left[N_f + N_w + N_i \cdot \left(\frac{\delta_n}{\delta_p} \right) + N_f \left(1 - \frac{\delta_n}{\delta_p} \right) + N_m (1 - \eta_m) \right], \quad (3)$$

где Q – расход топлива за время разгона, кг/100 км; N_i – мощность, на преодоление инерции автомобиля, кВт; N_m – максимальная мощность двигателя, кВт; δ_p – коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся частей автомобиля; δ_n – то же, кроме двигателя.

Из-за сложности структуры вычислений оптимизация расчетов с помощью формулы затруднена.

Модель Генбома Б. Б. пригодна для установившегося режима движения автомобиля и неадекватна реальному спектру нагрузочно-скоростных режимов работы транспортной машины, что ограничило её практическое применение.

$$Q_{sy} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{V_h \cdot i_m}{r_k} \cdot A + 10^{-4} \cdot \frac{B}{\eta_{mp}} \cdot (P_\psi + P_w) \cdot S_y, \quad (4)$$

где Q_{sy} – общий расход топлива при установившемся режиме движения, л; A , B – постоянные коэффициенты; S_y – путь установившегося движения, м.

Результаты анализа подтвердили, что основным недостатком существующих моделей является использование удельного расхода топлива двигателя g_e , который изменяется в широких пределах и не может быть принят постоянным. Кроме того, требование знания характеристик, получаемых по результатам стендовых

испытаний двигателя, не всегда выполнимо, а зачастую и невозможно, особенно для силовых агрегатов иностранного производства.

Недостатком рассмотренных моделей является и то, что в них не учитывается изменение величины коэффициента избытка воздуха α , существенным образом влияющего на экономичность автомобиля. Формулы (1), (2), (3) и (4) не учитывают также количества теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Установлено, что наиболее значимыми параметрами для математического описания движения автомобиля являются передаточные числа коробки передач и главной передачи. Во-первых, КПД двигателя высокий при максимальном моменте и быстро снижается с увеличением частоты вращения; во-вторых, при повышении частоты вращения существенно возрастет доля механических и «насосных» потерь в двигателе (к этому также добавляются потери в коробке на всех передачах, кроме прямой).

В условиях жестких ограничений и требования максимальной экономии невозобновляемых топливных ресурсов для практики нормирования расхода топлива необходима математическая модель, не требующая усилий на поиск труднодоступных параметров автомобиля, а также специальных характеристик двигателя. Одновременно эта модель должна достаточно точно описывать процесс потребления топлива автомобилем и соответствовать современному уровню знаний по данной проблеме. Результаты расчётов расхода топлива с использованием модели должны с достаточной точностью совпадать с результатами дорожных испытаний автомобиля на различных режимах движения.

Для наиболее точного отражения свойств и динамики изучаемого процесса академик Говорущенко Н.Я. предложил модель, отвечающую этим важным требованиям. Она учитывает тип и основные конструктивные параметры конкретного автомобиля, качество топлива и спектр эксплуатационных режимов, что дает возможность использовать эту модель для решения практических задач [2]:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} [A i_k + B i_k^2 v_a + C (G_a \psi + 0,077 k F v_a^2)]; \quad (5)$$

$$A = \frac{7,95 a \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k};$$

$$B = \frac{0,69 b \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k^2};$$

$$C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}},$$

где a, b , – постоянные для данного автомобиля коэффициенты; η_i – индикаторный КПД двигателя; i_k – средневзвешенное передаточное число коробки

передач; V_a – скорость автомобиля, км/ч; G_a – вес автомобиля, Н; kF – фактор обтекаемости; a, b – коэффициенты, характеризующие тип двигателя; V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л; i_0 – передаточное число главной передачи; H_n – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; r_k – радиус качения колеса, м; S_n – ход поршня, м; ρ_m – плотность топлива, кг/м³; η_{TP} – КПД трансмиссии.

Для определения нормативов вначале запишем уравнение расхода топлива (в л/100 км) при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами с постоянной скоростью:

$$Q_{cm} = \frac{[A i_{cm} + B i_{cm}^2 v_a + C (G_a f_{cm} + P_m)]}{\eta_{i_{cm}}}, \quad (6)$$

где i_{cm} – передаточное число, установленное в коробке передач при испытаниях автомобиля на стенде; G_a – вес снаряженного автомобиля, приходящая на ведущую ось, Н; f_{cm} – коэффициент суммарного сопротивления движению колес по беговым барабанам; P_m – усилие, поглощаемое тормозом стенда, Н.

Далее учтем, что характер изменения расхода топлива в зависимости от скорости автомобиля на стенде с беговыми барабанами и на дороге различен. На дороге при скоростях более 45 км/ч резко увеличивается расход топлива из-за возрастающего сопротивления воздуха. Коэффициент сопротивления качению f_{cm} зависит от конструкции стенда. Поскольку автомобиль неподвижен, то в уравнении (6) отсутствует слагаемое, учитывающее сопротивление воздуха. Чтобы физические процессы расхода топлива на дороге и на стенде были адекватны, необходимо строго выдерживать одинаковый нагрузочно-скоростной режим. Одинаковую скорость на дороге и стенде выдержать нетрудно. Передаточное число трансмиссии, чаще всего, не совпадает, так как средневзвешенное его значение i_k на дороге зависит от условий работы автомобиля и может принимать любые значения в интервале передаточных чисел от прямой (повышающей) передачи до низшей:

$$i_k = \frac{k_c \cdot v_{max} \cdot i_{kn}}{v_a}; \quad k_c = n_M / n_N, \quad (7)$$

где k_c – скоростной коэффициент; i_{kn} – передаточное число высшей передачи; v_{max} – максимальная скорость движения, км/ч; n_M, n_N – соответственно частоты вращения при максимальном крутящем моменте и номинальной мощности.

При испытаниях передаточное число коробки передач на стенде изменяется лишь ступенчато. Поэтому для равенства средних оборотов коленчатого вала на дороге и стенде скорость испытаний необходимо задавать из условия:

$$v_{cm} = v_a \cdot \frac{i_k}{i_{cm}} \quad (8)$$

Однако из-за различия стендовой и дорожной скоростей условия работы трансмиссии неадекватны, что внесет некоторую погрешность. Для ее устранения можно проводить испытания на двух режимах: с передаточным числом, меньшим и большим средневзвешенного на дороге. Время работы на каждой передаче следует задавать из следующего соотношения:

$$t_6/t_m = |i_k - i_{cm}^M| / |i_k - i_{cm}^6|, \quad (9)$$

где t_6 , t_m – время работы на передачах, большей и меньшей средневзвешенного значения соответственно; i_{cm}^6 , i_{cm}^M – передаточные числа коробки передач соответственно, ближайшее большее и меньшее средневзвешенного значения. Это обеспечит средневзвешенное передаточное число такое же, как на дороге.

Для моделирования определенных дорожных нагрузок необходимо создание тормозного усилия, величину которого можно определить, приравняв уравнения (5) и (6). Индикаторный КПД двигателя на дороге и на стенде будет одинаковым, если обороты и процент ис-

пользования нагрузки будут совпадать. Выполнив это условие (КПД сокращается) и подставив вместо V_{ct} уравнение (4), получаем выражение для определения тормозного усилия на стенде:

$$P_T = G_a \cdot \psi + 0,077kF \cdot v_a^2 - G_2 \cdot f_{ct} + \left(\frac{A+B \cdot i_k \cdot v_a}{C} \right) \cdot (i_k - i_{ct}). \quad (10)$$

Используя среднетехнические скорости и средние коэффициенты суммарного дорожного сопротивления (табл. 1), рекомендованные в [3], рассчитали режимы испытания, позволяющие имитировать движение автомобиля ГАЗ-31029 в условиях пяти различных групп дорог при проверке топливной экономичности на стендах с беговыми барабанами. Например, для моделирования движения автомобиля ГАЗ-31029 по первой группе дорог необходимо на прямой передаче и нагрузке автомобиля стендом 252 Н установить скорость $V_{ct} = 82$ км/ч; затем на третьей передаче ($i_{кп} = 1,45$) и нагрузке 99 Н – $V_{ct} = 56$ км/ч.

Соотношение времени движения на каждом режиме, рассчитанное по формуле (5), равно: $t_6/t_m = |1,17 - 1|/|1,17 - 1,45| = 0,61$.

Таблица 1. Расчет режимов стендовых испытаний автомобиля ГАЗ-3102

Группа дорог			1	2	3	4	5
Средняя скорость, км/ч			70	55	45	37	32
Средние значения ψ			0,013	0,017	0,021	0,025	0,031
Средневзвешенное передаточное число i_k			1,17	1,48	1,81	2,21	2,55
Сопротивление движению на дороге $\psi \cdot G_a$, Н			238	312	385	459	569
Сопротивление воздуха P_w , Н			242	149	100	68	50
Сопротивление движению на стенде P_{ct} , Н			283	268	246	231	208
Тормозное усилие P_T , Н при $i_{кп}$ и соответствующей скорости V_{ct} , км/ч	1	82	252	357	466	595	709
	1,45	56	99	204	313	443	556
	2,26	36	-121	6	92	222	335
	3,5	23	-474	-370	-260	-131	18

Теоретически рассчитанный расход топлива (табл. 2), а также контрольные замеры при экспериментальных испытаниях на стенде с беговыми барабанами в диапазоне нагрузок, соответствующем первым четырем группам дорог, оказались между контрольным расходом топлива ($8,5 \text{ л/}_{100\text{км}}$) и базовой линейной нормой ($13 \text{ л/}_{100\text{км}}$). Расход топлива для пя-

той группы соответствует базовой линейной норме, умноженной на корректирующие коэффициенты для работы в условиях крупных городов или при учебной езде [4]. Это свидетельствует о правильности методического подхода при моделировании условий функционирования автомобилей на основе средних скоростей движения.

Таблица 2. Результаты расчета расхода топлива

Группа дорог		1		2		3		4		5	
Режим испытаний	$V_{см},$ км/ч	82	56	56	36	56	36	56	36	36	23
	$i_{см}$	1	1,45	1,45	2,26	1,45	2,26	1,45	2,26	2,26	3,5
	t_6/t_m	0,61		0,025		0,8		15,2		0,3	
	P_T, H	252	99	204	6	313	92	443	222	556	335
η_{icm}		0,349	0,313	0,319	0,288	0,329	0,293	0,342	0,302	0,309	0,282
$Q, \text{ л}/100\text{ км}$		8,48		9,9		11,3		13,2		14,7	

Вывод

Предлагаемая методика позволяет отказаться от трудоёмких, требующих специальных полигонов дорожных испытаний, и имеет ряд преимуществ: обеспечивает индивидуальный подход к каждому автомобилю при нормировании топлива, возможность создания маршрутных норм, независимость проведения испытаний от погодных условий и оперативное изменение норм при изменившихся условиях работы автомобиля по комплексному критерию – средней скорости движения.

Список литературы:

1. Яковлев Н.А. Теория автомобиля – М.: Высшая школа, 1962. – 300 с.
2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 219 с.
3. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника проектирования транспортных машин – Харьков: РИО ХНАДУ, 2002. – 166 с.
4. Краткий автомобильный справочник. – М.: НИИАТ Трансконсалтинг, 1994. – 734 с.

УДК 621.436.068

Ю.И. Шеховцов, асп., В.А. Звонов, д-р техн. наук, Л.С. Заиграев, канд. техн. наук

ВЫБОР СТРАТЕГИИ ТЕРМОКАТАЛИТИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИИ ДИЗЕЛЬНОГО САЖЕВОГО ФИЛЬТРА

Современное экологическое законодательство предъявляет высокие требования к эмиссии выбросов токсичных веществ с отработавшими газами (ОГ) дизельных ДВС. Возможности современных высокоэкономичных дизельных двигателей по снижению токсичности ОГ за счет усовершенствования рабочего процесса достигли своего предела. В связи с этим повышается актуальность развития систем, обеспечивающих улавливание дизельных частиц в выпускной системе двигателя, эффективность которых достигает 85...95% [1, 2].

Как правило, системы улавливания дизельных частиц состоят из сажевого фильтра (СФ) и системы регенерации накопленной в слое фильтрующего элемента (ФЭ) сажи.

Термическая регенерация ФЭ фильтра, установленного в выпускной системе современного дизельного автомобиля, путем окисления уловленных частиц сажи, не возможна в диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя без подвода дополнительной внешней тепловой энергии. Применение катализаторов позволяет снизить температуры воспламенения и горения дизельной сажи и приблизить режим регенерации к диапазону температур ОГ при работе дизеля на режимах частичной нагрузки. Но при этом не всегда наблюдается устойчивый процесс регенерации, что приводит к недостаточной очистке СФ от накопленных сажевых частиц.

Методы термической регенерации реализуются при помощи устройств, повышающих темпера-