

УДК 621.436

# Расчетные исследования двигателя автомобиля, оборудованного электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором

С.В. Гусаков<sup>1</sup>, М. Ахмадния<sup>1</sup>, В.А. Марков<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Российский университет дружбы народов (РУДН), 117198, Москва, Российская Федерация, Миклухо-Маклая ул., д. 6

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## A calculation study of an automobile engine equipped with an electromechanical transmission and power battery

S.V. Gusakov<sup>1</sup>, M. Akhmadnia<sup>1</sup>, V.A. Markov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> People's Friendship University of Russia (PFUR), 117198, Moscow, Russian Federation, Miklukho-Maklaya St., Bldg. 6

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation



e-mail: markov@power.bmstu.ru



Актуальность предлагаемого исследования обусловлена необходимостью снижения эксплуатационного расхода топлива автомобильного двигателя, работающего в условиях частой смены скоростного и нагрузочного режимов. Рассмотрена многорежимность автомобильного двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Показана необходимость управления мощностью ДВС автомобиля, эксплуатируемого в современных городских условиях. Приведены особенности управления мощностью двигателя автомобиля с электромеханической трансмиссией. Представлены современные испытательные ездовые циклы — европейский ездовой цикл NEDC (New European Driving Cycle), федеральная испытательная процедура США FTP-75 (Federal Test Procedure) и японский ездовой цикл JC08. Для проведения сравнительного анализа энергетического баланса автомобиля с механической и электромеханической трансмиссиями была разработана программа расчета. Проведены расчетные исследования энергетического баланса такой силовой установки. При оптимизации характеристик силовой установки в качестве целевой функции использован эксплуатационный (путевой) расход топлива автомобиля — интегральный расход топлива за испытательный цикл. Расчеты показали, что при замене 5-ступенчатой коробки переключения передач на электромеханическую трансмиссию в исследуемом автомобиле и работе двигателя на режиме минимально устойчивого холостого хода без глушения двигателя путевой расход топлива снизился с 566,3 до 487,3 г/цикл (на 79,0 г/цикл или на 14,0 %) в цикле NEDC, с 763,2 до 597,4 г/цикл (на 165,8 г/цикл или на 21,7 %) в цикле FTP-75, 380,2 до 266,7 г/цикл (на 113,5 г/цикл или на 29,9 %) в цикле JC08. Показана целесообразность реализации режима «Старт–Стоп», в котором вместо работы на режиме минимально устойчивой частоте холостого хода ДВС глушится. Расчетные исследования подтвердили эффективность использования электромеханической трансмиссии и силового аккумулятора в силовых установках автомобилей и возможность оптимизации управления мощностью ДВС автомобиля, оборудованного такой трансмиссией.

**Ключевые слова:** силовая установка, двигатель внутреннего сгорания, электромеханическая трансмиссия, силовой аккумулятор, испытательный цикл, управление мощностью.

**i** The multi-mode operation of an internal combustion engine is noted in the paper and the necessity to control the power of a vehicle engine in urban conditions is pointed out. Specific features related to the power control of a vehicle with an electromechanical transmission are considered. Modern driving cycles are presented, such as the New European Driving Cycle NEDC, US Federal Test Procedure FTP-75 and Japanese Driving Cycle JC08. A program of calculation is developed for the comparative analysis of the power balance of a vehicle with mechanical and electromechanical transmissions; and the analysis of the power balance is performed. The operating fuel consumption (integral fuel consumption per test cycle) is used as an objective function for the power assembly performance optimization. The calculations have shown that when the 5-speed gearbox is replaced by an electromechanical transmission and the engine runs idle without being switched off, the fuel consumption is reduced as follows: from 566,3 to 487,3 g/cycle (by 79,0 g/cycle or 14,0%) in the NEDC cycle, from 763,2 to 597,4 g/cycle (by 165,8 g/cycle or 21,7%) in the FTP-75 cycle, from 380,2 to 266,7 g/cycle (by 113,5 g/cycle or 29,9%) in the JC08 cycle. It is shown that the start-stop mode where instead of running idle, the internal combustion engine shuts down, is appropriate for use. The study has confirmed the efficiency of the electromechanical transmission and power battery in the vehicle power assemblies and the possibility of power control optimization in the engines equipped with such transmissions.

**Keywords:** power assembly, internal combustion engine, electromechanical transmission, power accumulator, drive cycle, power control.

Топливная экономичность автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), наряду с характеристиками токсичности отработавших газов, остается основной характеристикой их потребительских качеств [1, 2]. Достижение наилучших показателей топливной экономичности этих двигателей осложняется многорежимностью их работы, характерной для эксплуатации автомобиля в современных городских условиях [1]. Загруженность городских автомагистралей, наличие большого числа светофоров, частая смена разгонов и торможений обуславливает регулярную смену скоростных и нагрузочных режимов работы ДВС. При этом наблюдается несогласованность работы двигателя и трансмиссии, рассогласование характеристик различных систем двигателя, неоптимальность его параметров [2–4]. Традиционные механические трансмиссии с механическими коробками переключения передач (КПП) не позволяют в полной мере обеспечить согласование характеристик двигателя и трансмиссии. Более полное согласование этих характеристик достигается при использовании электромеханических трансмиссий [5, 6].

Электромеханическая трансмиссия — комбинированная трансмиссия, состоящая из элементов механической и электрической трансмиссий.

Электромеханическая трансмиссия современного автомобиля позволяет оптимизировать работу силовой установки в широком диапазоне эксплуатационных режимов, обеспечивая, тем самым, снижение путевого расхода

топлива. Такое улучшение топливной экономичности обусловлено исключением жесткой связи в трансмиссии, т. е. жесткой связи между валом двигателя и движителем (колесами) автомобиля, что имеет место при установке механических КПП. В результате электромеханическая трансмиссия транспортного средства обеспечивает оптимизацию работы поршневого ДВС по частоте вращения. Включение аккумулирующего энергию элемента в электромеханическую трансмиссию позволяет в определенных пределах оптимизировать работу двигателя по нагрузке. При оптимизации характеристик силовой установки в качестве целевой функции может быть использован эксплуатационный (путевой) расход топлива автомобиля — интегральный расход топлива за испытательный цикл.

Цель работы — расчетные исследования двигателя автомобиля, оборудованного электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором.

Для проведения сравнительного анализа энергетического баланса автомобиля с механической и электромеханической трансмиссиями была разработана программа расчета и проведены расчетные исследования. Моделировался автомобильный дизель типа Volkswagen TDI модели ALH с рабочим объемом  $iV_h = 1,9$  л, номинальной мощностью  $N_{e \text{ ном}} = 66$  кВт при частоте вращения  $n = 3\,750$  мин<sup>-1</sup> [7]. В расчетной программе исследуемый двигатель представлялся своей экспериментальной универсальной характеристикой по удельному эффективному

расходу топлива  $g_e$  (рис. 1, а) и внешней скоростной характеристикой — ВСХ (рис. 1, б). Эти экспериментальные данные были использованы для проведения оптимизации режимов работы силовой установки транспортного средства.

Для проведения энергетического анализа схемы такой силовой установки с электромеханической трансмиссией и аккумулятором была модернизирована программа вычисления путевого расхода топлива при движении транспортного средства в соответствии с различными стандартизованными ездовыми циклами, представленная в работах [8, 9]. Программа является расчетно-экспериментальным инструментом исследования, так как все расчеты в ней базируются на экспериментальных данных по конкретной модели ДВС. В модернизированной

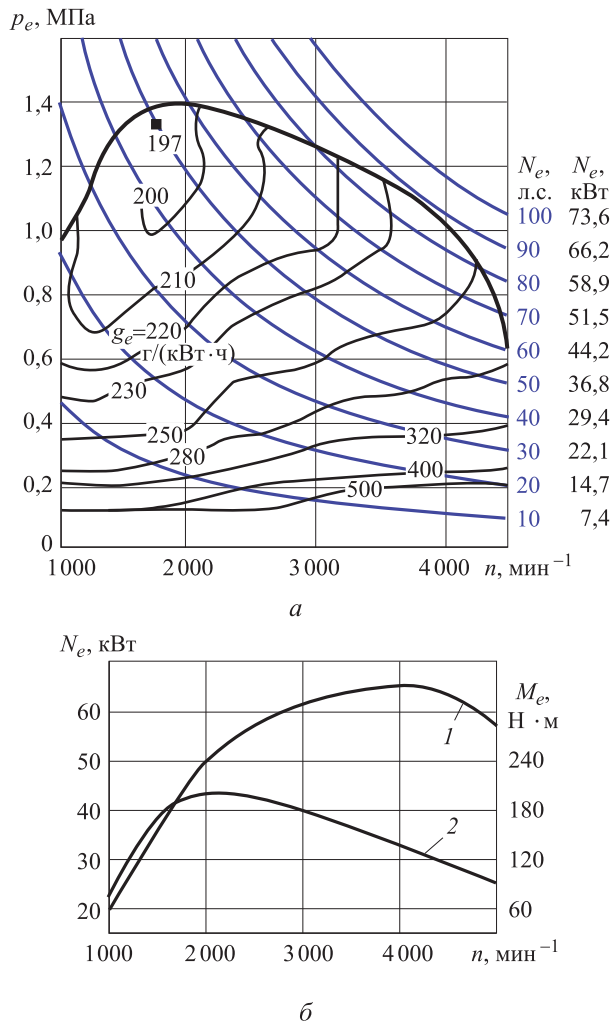


Рис. 1. Универсальная характеристика (а) и ВСХ (б) дизеля типа VolkswagenTDI модели ALH: 1 — эффективной мощности  $N_e$ ; 2 — крутящего момента на валу двигателя  $M_e$ ;  $p_e$  — среднее эффективное давление (полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

программе исследуемый двигатель представляется характеристиками, приведенными на рис. 1.

Для эксплуатации автомобиля в условиях интенсивного городского движения характерны широкие диапазоны изменения скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя [1]. Реальные режимы работы автомобильного ДВС моделируются так называемыми ездовыми циклами, которые широко используются для оценки интегральных показателей токсичности отработавших газов автомобильных двигателей. Некоторые из ездовых циклов представлены на рис. 2 [10–12]. Наиболее популярными из них являются ездовые циклы NEDC, FTP-75 и JC08 (см. рис. 2), которые реализованы в модифицированной версии программы, используемой в данном исследовании.

Европейский ездовой цикл NEDC (New European Driving Cycle), принятый к применению 1 января 2000 г., состоит из двух фаз движения: имитации городского движения (Urban Driving Cycle — UDC) при ограничении скорости автомобиля 50 км/ч и загородного движения (Extra Urban Driving Cycle — EUDC) с мак-

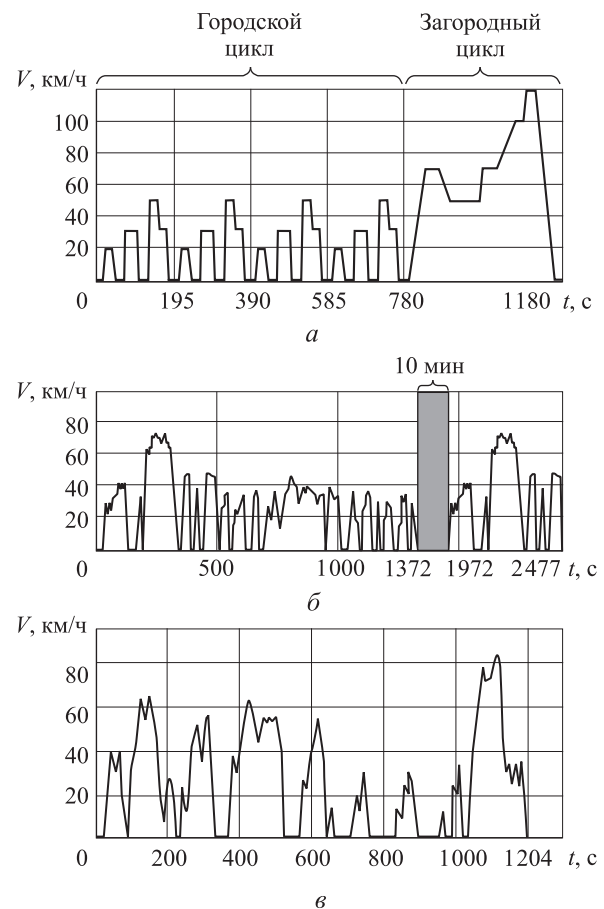


Рис. 2. Ездовые испытательные циклы: а — NEDC (Европа); б — FTP-75 (США); в — JC08 (Япония)

симальной скоростью 120 км/ч. Российская Федерация придерживается именно этого испытательного цикла. Федеральная испытательная процедура США FTP-75 (Federal Test Procedure) состоит из трех фаз движения, причем начальная и завершающая фазы идентичны, а после движения во второй фазе двигатель глушится на 10 мин. По сравнению с европейским циклом американский цикл FTP-75 более динамичен, а число троганий автомобиля с места составляет 22. Японский ездовой цикл JC08, принятый в октябре 2011 г., близок к европейскому циклу NEDC, но отличается большим временем остановок автомобиля, имитирующих ожидание у светофоров и автомобильные пробки в мегаполисах.

Различные ездовые испытательные циклы трудносопоставимы, так как при переходе с одного цикла к другому нельзя ввести однозначный поправочный коэффициент, например, по расходу топлива. Специалисты Volkswagen провели испытания автомобиля с бензиновым двигателем рабочим объемом 1,4 л по методикам NEDC и FTP-75 и определили, что в сертификационных документах для США расход топлива на 10...16 % ниже европейских данных [10]. Однако для двигателя с другим распределением удельного эффективного расхода топлива в поле рабочих режимов «нагрузка-частота вращения коленчатого вала» по универсальной характеристике отличие будет другим. Это связано с тем, что время работы в конкретных режимных точках характеристики двигателя неодинаково для различных циклов. Следует отметить, что в упомянутой выше модернизированной программе нет принципиальных ограничений по исследованию работы двигателя автомобиля при движении по произвольному ездовому циклу. При этом данные по исследуемому ездовому циклу вводятся в программу в виде массива текущей скорости цикла с шагом 1 с.

Реальный расход топлива в рассматриваемом ездовом цикле может быть определен через суммарную работу, совершаемую в этом цикле. В табл. 1 приведены данные расчетов суммарной работы  $A_{ц}$ , совершаемой в ездовом цикле, и расхода топлива двигателем автомобиля  $G_{ц}$  за один цикл. Эти данные получены с учетом экспериментальной характеристики расхода топлива  $g_e = f(n, p_e)$  двигателя автомобиля с 5-ступенчатой механической КПП и расхода топлива за цикл  $G_{ц\ min}$  при условии, что двигатель совершил требуемую работу находясь в режиме максимальной экономичности:

$$A_{ц} = \Delta t \sum_{i=1}^K N_{e\ потр\ i};$$

$$G_{ц} = \sum_{i=1}^K g_{ei}(n, p_e) N_{ei} t_i;$$

$$G_{ц\ min} = g_{e\ min} A_{ц} / 3\ 600,$$

где  $\Delta t$  — шаг расчета в программе (при расчетах  $t = 0,1$  с);  $K$  — число шагов расчета;  $N_{e\ потр\ i}$  — требуемая (потребная) от двигателя мощность на  $i$ -м расчетном шаге, вычисляемая по мощностному балансу автомобиля;  $t_i$  — время работы двигателя в нагрузочно-скоростной зоне ( $p_e, n$ ). По данным эксперимента минимальный эффективный расход топлива исследуемого двигателя составил  $g_{e\ min} = 197$  г/(кВт·ч).

Из данных, представленных в табл. 1, следует, что наименее эффективно исследуемый двигатель используется в цикле JC08, для которого характерен низкий уровень загруженности двигателя — средняя скорость автомобиля составляет всего 24,4 км/ч (по сравнению с 32,8 км/ч в цикле NEDC и 34,2 км/ч в цикле FTP-75). Также у цикла JC08 наибольшее время работы двигателя на режимах холостого хода. При этом даже у NEDC цикла теоретически возможно снижение путевого расхода топлива более чем в 2 раза только за счет оптимизации режимов работы ДВС.

Для оптимизации эксплуатационного расхода топлива поршневого двигателя транспортного средства с электромеханической трансмиссией следует определиться с двумя частотами его работы  $n_1$  и  $n_2$ . На рис. 3, а в качестве

Таблица 1  
Возможное снижение расхода топлива за счет оптимизации работы ДВС

Параметр	Ездовой цикл		
	NEDC	FTP-75	JC08
Суммарная работа цикла $A_{ц}$ , кДж	4787	6422	2494
Расход топлива в цикле $G_{ц}$ , г	566,3	763,2	380,2
Расход топлива при работе на режиме максимальной экономичности с $g_{e\ min} = 197$ г/(кВт·ч), г	262,0	351,4	136,5
Снижение расхода топлива за счет работы на режиме максимальной экономичности, %	53,7	54,0	64,1

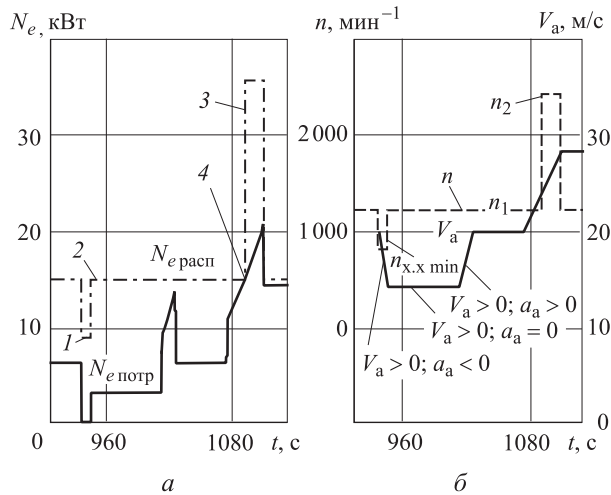


Рис. 3. Схема алгоритма работы модернизированной программы

примера приведены части кривых располагаемой мощности  $N_{e\text{ расп}}$  — мощности развиваемой двигателем по ВСХ на заданной частоте вращения и потребной мощности  $N_{e\text{ потр}}$ , необходимой для движения транспортного средства с заданной скоростью  $V_a$  и ускорением  $a_a$ . На рис. 3, а видно, что есть три уровня располагаемой мощности: уровень 1 — мощность по ВСХ на частоте, соответствующей минимально устойчивым оборотам холостого хода  $n_{x,x\text{ min}}$ ; уровни мощности 2 и 3 по ВСХ, соответствующие частотам  $n_1$  и  $n_2$ . Точка 4 на рис. 3, а соответствует моменту, когда потребная мощность становится равной располагаемой на частоте  $n_1$ , что служит сигналом к переходу на повышенную частоту вращения  $n_2$  и увеличению располагаемой мощности. На рис. 3, б приведены соответствующие по времени цикла рис. 3, а кривые скорости движения автомобиля  $V_a$  и частоты вращения коленчатого вала  $n$ . При замедлении автомобиля двигатель работает на минимальной частоте вращения холостого хода.

Выбор частот вращения  $n_1$  и  $n_2$  влияет на эксплуатационную топливную экономичность. Первая частота  $n_1$  соответствует области минимального удельного расхода топлива на универсальной характеристике двигателя. На вторую, повышенную частоту вращения коленчатого вала  $n_2$  двигатель переходит в случае, если его располагаемая мощность (по ВСХ) на режиме с частотой вращения  $n_1$  меньше требуемой для движения в соответствии с принятым ездовым циклом. Пониженная частота вращения  $n_1$  определяет низкую топливную экономичность в силу ухудшения параметров рабочего процесса дизеля, связанных со снижением качества распыливания

топлива, низкой интенсивности турбулентности воздушного заряда и, как следствие ухудшения процессов смесеобразования и сгорания, повышения относительного уровня тепловых потерь в стенки камеры сгорания. Повышенная частота  $n_1$  также приводит к увеличенному расходу топлив, так как с ростом частоты вращения растут механические потери и потери на впуске, возрастает продолжительность сгорания в градусах поворота коленчатого вала, вследствие чего снижается термодинамический КПД цикла. Повышенная частота вращения  $n_2$  должна быть достаточно большой, чтобы компенсировать недостаток мощности, но ее рост также ведет к повышению потерь и увеличению расхода топлива.

Управление мощностью ДВС может включать его кратковременную остановку с последующим запуском. При длительном торможении и последующей остановке транспортного средства двигатель глушится. Этот режим называют «Старт-Стоп». Начало движения осуществляется на электроприводе (с отбором энергии от аккумулятора). При наборе некоторой скорости  $V_a = V_{\text{ДВС}}$  двигатель запускается и движение автомобиля осуществляется за счет привода от двигателя. Основная задача состоит в том, чтобы ДВС как можно больше времени работал на режимах с минимальным удельным эффективным расходом топлива  $g_e\text{ min}$ . Из анализа приведенных в табл. 2 результатов испытаний исследуемого автомобильного дизеля следует, что на режимах с малыми частотами вращения область минимальных расходов топлива обеспечивается при нагрузках, соответствующих среднему эффективному давлению порядка  $p_e = 1,2 \dots 1,3$  МПа. На режимах со средними и высокими частотами вращения эта область смещается в область более низких нагрузок ( $p_e \sim 1,0$  МПа).

Эффективность использования электромеханической трансмиссии можно оценить по данным, представленным в табл. 3. Расчеты показали, что при замене 5-ступенчатой КПП на электромеханическую трансмиссию в исследуемом автомобиле и работе двигателя на режиме минимально устойчивого холостого хода без глушения двигателя путевой расход топлива снизился с 566,3 до 487,3 г/цикл (на 79,0 г/цикл или на 14,0 %) в цикле NEDC, с 763,2 до 597,4 г/цикл (на 165,8 г/цикл или на 21,7%) в цикле FTP-75, 380,2 до 266,7 г/цикл (на 113,5 г/цикл или на 29,9 %) в цикле JC08.

Оценка эффективности реализации режима «Старт-Стоп» (при котором вместо работы на

Таблица 2

Экспериментальный массив данных по удельному эффективному расходу топлива  $g_e$  в функции среднего эффективного давления  $p_e$  и частоты вращения  $n$

$p_e$ ср, МПа	Удельный эффективный расход топлива $g_e$ при средних в скоростном интервале частот вращения коленчатого вала $n_{ср}$ , мин <sup>-1</sup>									
	960	1 280	1 600	1 920	2 240	2 560	2 880	3 200	3 520	3 840
1,337	—	<b>199</b>	<b>197</b>	<b>200</b>	<b>205</b>	214	—	—	—	—
1,209	—	202	199	<b>200</b>	<b>205</b>	<b>212</b>	218	225	232	—
1,082	210	202	199	202	208	<b>212</b>	<b>217</b>	<b>223</b>	<b>230</b>	241
0,955	210	205	203	207	211	207	220	225	233	<b>240</b>
0,827	<b>208</b>	208	210	215	220	225	230	235	240	243
0,700	210	213	217	223	230	235	243	246	248	251
0,573	219	221	225	232	240	245	250	260	265	270
0,446	234	240	243	248	265	270	275	290	300	300
0,318	260	265	270	280	290	300	320	340	340	340
0,191	330	320	340	360	400	410	430	480	500	520
0,064	600	600	600	600	600	600	700	700	800	1 000

Таблица 3

Снижение расхода топлива при переходе на электромеханическую трансмиссию и управлении ДВС в режиме «Старт–Стоп»

Ездовой цикл	Расход топлива, г/цикл 5-ступенчатая КПП / электротрансмиссия*		Снижение расхода топлива в режиме «Старт–Стоп», %
	без глушения ДВС	в режиме «Старт–Стоп»	
NEDC	566,3 / 487,3	405,3 / 326,3	28,4 / 33,0
FTP-75	763,2 / 597,4	584,4 / 418,8	23,4 / 29,9
JC08	380,2 / 266,7	305,3 / 193,2	19,7 / 27,6

\* Приведенные данные соответствуют  $n_1 = 1\ 400$  мин<sup>-1</sup>;  $n_2 = 2\ 200$  мин<sup>-1</sup>.

режиме минимально устойчивой частоты холостого хода ДВС глушится) может быть проведена по данным, представленным в табл. 3. Очевидно, что эффект от реализации режима «Старт–Стоп» по путевому расходу топлива значителен, причем он тем выше, чем больше времени в цикле занимает «стоянка перед светофором», что характерно для японского цикла JC08. В автомобиле с электромеханической трансмиссией снижение расхода топлива при реализации режима «Старт–Стоп» больше, чем в автомобиле с механической КПП для всех исследуемых ездовых циклов. Это обусловлено тем, что абсолютное значение экономии топлива, связанное с остановкой двигателя, для каждого типа цикла постоянно (в нашем случае: 161 г/цикл для цикла NEDC, 74,6 г/цикл для цикла JC08 и 178,8 г/цикл для цикла FTP-75), а цикловые расходы топлива меньше при использовании электромеханической бесступенчатой трансмиссии.

Выбор скорости перехода с электрического привода на движение с помощью ДВС —  $V_{ДВС}$  во многом определяется емкостью аккумулятора, которая должна в наибольшей степени обеспечивать работу двигателя в области минимальных удельных расходов топлива и, как следствие, минимизировать эксплуатационный расход топлива дизелем. Начало движения и разгон автомобиля за счет электродвигателя, питаемого от силового аккумулятора, до скорости  $V_{ДВС}$ , при которой производится запуск ДВС, соответствует энергетическим затратам, выраженным через расход топлива поршневого двигателя (рис. 4). На рисунке видно, что вклад малых скоростей движения в расход топлива ДВС в целом за цикл при движении по европейскому ездовому циклу NEDC, минимален, достигая только 30 % суммарных затрат при  $V_{ДВС} = 50$  км/ч. Для цикла JC08 до скорости запуска ДВС около 20 км/ч энергозатраты поршневого двигателя аналогичны циклу NEDC,

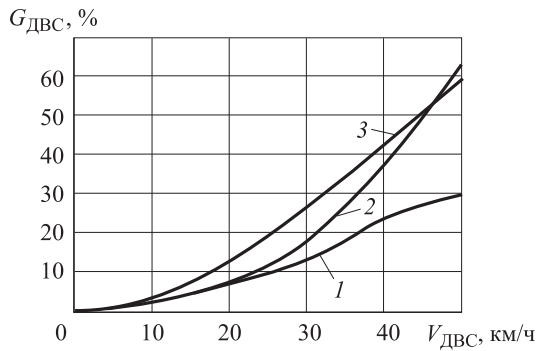


Рис. 4. Относительное снижение циклового расхода топлива двигателем при его запуске только после достижения скорости  $V_{ДВС}$  при движении в соответствии с ездовыми циклами: 1 — NEDC; 2 — JC08; 3 — FTP-75

а затем происходит их значительный рост и к скорости  $V_{ДВС} = 50$  км/ч относительный расход топлива составит более 60 % суммарных затрат за цикл, что превышает аналогичный показатель для ездового цикла США FTP-75. Если ограничить скорость запуска ДВС значением 20 км/ч, снижение расхода топлива составит 7...13 %, без учета энергии подзарядки аккумулятора.

Если учесть, что двигатель расходует топливо для заряда силового аккумулятора (работая со значительно большим КПД) и то, что в электромеханической трансмиссии существуют потери, то ожидать существенного снижения реального расхода топлива не приходится. Выбор более высокого значения  $V_{ДВС}$ , например, 40 км/ч, приводит к условному снижению расхода топлива поршневым двигателем на 24...42 %, однако при этом должна увеличиться емкость и, соответственно, габариты и вес силового аккумулятора и всей электромеханической трансмиссии в целом, вследствие увеличения уровня циркулирующих в ней потоков энергии.

Выполним расчет потребной энергии для движения транспортного средства на участках цикла, скорость на которых  $V_a$  не превышает заданную  $V_{ДВС}$ . На рис. 5 приведены кривые требуемой энергии  $A_{V_a \leq V_{ДВС}}$  для трех исследуемых ездовых циклов в зависимости от скорости  $V_{ДВС}$ , при которой происходит запуск ДВС.

Из данных, приведенных в табл. 2, следует, что минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_e$  по экспериментально полученной многопараметровой характеристике дизеля составляет  $g_e = 197$  г/(кВт·ч) при средней частоте вращения коленчатого вала  $n = 1600$  мин<sup>-1</sup> и среднем эффективном давлении

$p_e \approx 1,34$  МПа. При этом мощность дизеля составит

$$N_e = p_e i V_h n / 120 = 34 \text{ кВт.}$$

Если представить, что энергия, требуемая для движения с помощью электропривода на скоростях менее  $V_{ДВС}$  (рис. 6), вырабатывается на режиме работы ДВС с максимальной эффективностью  $g_e = 197$  г/(кВт·ч), то можно вычислить расход топлива:

$$G_{\min V_a \leq V_{ДВС}} = g_e A_{V_a \leq V_{ДВС}} / 3600,$$

кривые которого будут эквидистантны кривым энергии (см. рис. 5). Однако абсолютные значения энергии и расхода топлива не в полной мере удовлетворяют условиям анализа. На рис. 6 представлены доли топлива, расходуемого ДВС в режиме максимальной эффективности на обеспечение движения на электроприводе, по отношению к расходу топлива за цикл при движении только за счет работы ДВС, в зависимости от параметра  $V_{ДВС}$ , вычисленные по зависимости

$$G_{ДВС} = 100 G_{\min V_a \leq V_{ДВС}} / G_{ц}.$$

Рисунок 6 позволяет, задавшись определенной скоростью движения  $V_{ДВС}$ , при которой осуществляется запуск ДВС, оценить долю топлива, расходуемого ДВС при работе на режиме минимального расхода топлива и наоборот,

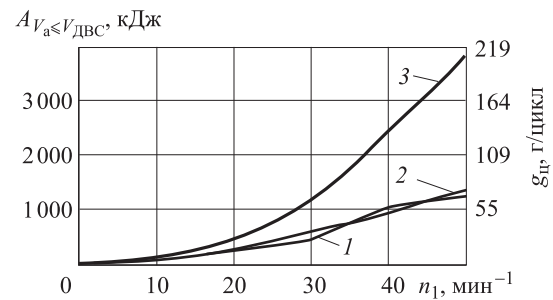


Рис. 5. Потребная энергия и расход топлива при минимальном удельном расходе топлива при выполнении ездовых циклов: 1 — NEDC; 2 — JC08; 3 — FTP-75

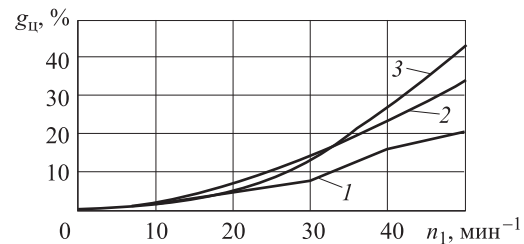


Рис. 6. Доля расхода топлива ДВС на электропривод при выполнении ездовых циклов: 1 — NEDC; 2 — JC08; 3 — FTP-75

задавшись долей — получить скорость  $V_{\text{ДВС}}$ . Так, если принять  $V_{\text{ДВС}} = 30$  км/ч, то доля расхода топлива при работе двигателя в точке характеристики с минимальным расходом составит в зависимости от характера движения (цикла) 8...14 % или, возвращаясь к рис. 5, энергия составит 500...1 000 кДж. Это значение может быть использовано для оценки емкости аккумулятора электрической трансмиссии.

Примем с некоторым запасом энергию аккумулятора равной 1 500 кДж, или 0,417 кВт·ч, что в традиционных для аккумуляторов единицах при напряжении на аккумуляторе 300 В составит 1,4 А·ч. Чтобы не исказить показания по путевому расходу топлива за цикл аккумулятор в начале испытательного цикла должен быть полностью заряжен.

Стратегия управления силовой установкой автомобиля, оборудованного электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором, выбрана следующей. Имеется две частоты вращения вала ДВС: основная, соответствующая минимальному расходу топлива  $n_1 = 1\,400$  мин<sup>-1</sup>, и повышенная  $n_2 = 2\,200$  мин<sup>-1</sup>, на которую двигатель переходит в случае недостатка располагаемой мощности. После начала движения автомобиля в цикле «разгон и движение с постоянной скоростью» осуществляется за счет

электромотора электромеханической трансмиссии, если скорость автомобиля не превышает  $V_{\text{ДВС}}$ . Если в соответствии с параметрами ездового цикла требуется бóльшая скорость, запускается ДВС. Если емкость аккумулятора меньше максимальной, двигатель переходит в точку минимального удельного эффективного расхода топлива по универсальной характеристике  $(n_1, p_{e\,ge\,min})$ . Часть мощности ДВС расходуется на обеспечение движения автомобиля по требуемому закону изменения скорости, а избыточная мощность двигателя идет на зарядку аккумулятора. Если от двигателя требуется мощность бóльшая, чем обеспечиваемая средним эффективным давлением  $p_{e\,ge\,min}$ , то подзарядка аккумулятора прекращается и вся мощность, развиваемая ДВС, идет на преодоление сил сопротивления движению. При этом при недостатке мощности возможен переход на повышенную частоту  $n_2$ . При полностью заряженной батарее и превышении скорости  $V_{\text{ДВС}}$  двигатель работает в соответствующей нагрузочной зоне с  $p_e \neq p_{e\,ge\,min}$ .

На рис. 7 показаны кривые изменения энергии аккумулятора при начальном его заряде в 100 кДж и скорости запуска ДВС  $V_{\text{ДВС}} = 30$  км/ч при движении по исследуемым ездовым циклам. На рисунке видно, что в европей-

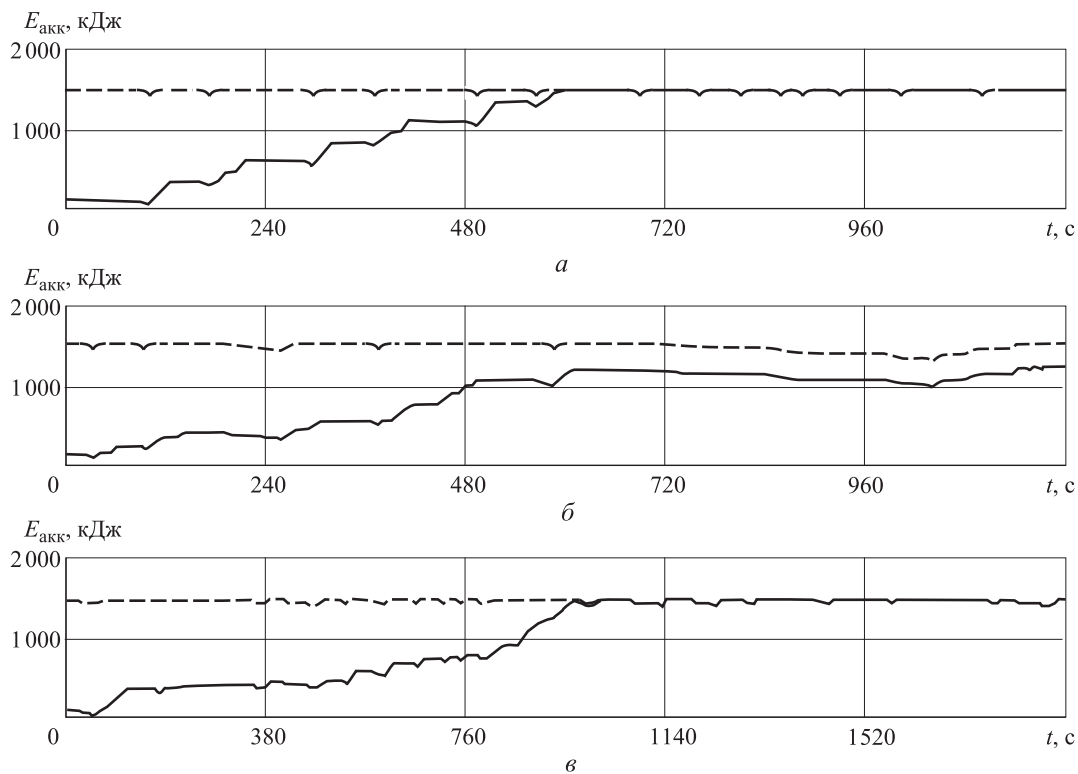


Рис. 7. Изменение энергии аккумулятора в циклах: а — NEDC; б — JC08; в — FTP75; 1 — начальный заряд  $E_{\text{акк}} = 100$  кДж; 2 — полный заряд  $E_{\text{акк}} = 1\,500$  кДж



Таблица 4

Расход топлива при движении по циклу с  $V_{\text{ДВС}} = 30$  км/ч

Ездовой цикл	Путевой расход топлива за цикл, г				
	Трансмиссия без аккумулятора (АКБ)	Трансмиссия с АКБ при $E_{\text{акк}} = 100$ кДж	Трансмиссия с АКБ при $E_{\text{акк}} = 1500$ кДж	Трансмиссия с АКБ при $E_{\text{акк}} = 1500$ кДж и системой «Старт–Стоп»	При работе на режиме $g_{e \min} = 197$ г/(кВт·ч)
NEDC	405,3	420,4	328,9	315,6	262,0
JC08	305,3	279,7	207,5	175,0	136,5
FTP-75	584,4	637,8	529,0	450,2	351,4

ском цикле NEDC аккумулятор полностью заряжается примерно к половине времени выполнения цикла.

В японском цикле полного заряда аккумулятора не происходит (рис. 7, б, кривая 1). Характер изменения энергии аккумулятора для цикла FTP-75 (рис. 7, в) подобен циклу NEDC (рис. 7, а).

В табл. 4 приведен путь расход топлива при работе электромеханической трансмиссии без аккумулятора, с практически разряженным аккумулятором ( $E_{\text{акк}} = 100$  кДж) и с полностью заряженным аккумулятором ( $E_{\text{акк}} = 1500$  кДж) при движении по циклу с  $V_{\text{ДВС}} = 30$  км/ч. При работе с разряженным аккумулятором часть энергии, вырабатываемой ДВС, идет на первичную зарядку аккумулятора. В табл. 4 также представлены расчетно-экспериментальные путь расходы топлива при включении системы «Старт–Стоп» и ранее рассчитанные (см. табл. 1) минимальные расходы топлива двигателем транспортного средства при его условной работе с максимальной экономичностью ( $g_{e \min} = 197$  г/(кВт·ч)) на протяжении всего цикла движения. Таким образом, можно сделать вывод о том, что при реализации описанных мероприятий резервы снижения путь расхода топлива в значительной степени использованы. Дальнейшее уменьшение путь расхода топлива возможно за счет рекуперации энергии торможения, а также параллельной работы поршневого двигателя и электромотора на режимах с высокой нагрузкой.

В целом, проведенные расчетные исследования подтвердили эффективность использования

электромеханической трансмиссии и силового аккумулятора в силовых установках автомобилей и возможность оптимизации управления мощностью автомобильного ДВС, оборудованного такой трансмиссией.

## Выводы

1. Аналитические исследования подтвердили возможность снижения эксплуатационного расхода топлива двигателя автомобиля при его оснащении электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором.

2. При замене 5-ступенчатой КПП на электромеханическую трансмиссию в автомобиле Volkswagen и работе его двигателя на режиме минимально устойчивого холостого хода без глушения двигателя путь расход топлива снизился с 566,3 до 487,3 г/цикл в цикле NEDC; с 763,2 до 597,4 г/цикл в цикле FTP-75 и с 380,2 до 266,7 г/цикл в цикле JC08.

3. При включении системы «Старт–Стоп» (при глушении двигателя на режиме минимально устойчивого холостого хода) в автомобиле Volkswagen с электромеханической трансмиссией путь расход топлива дополнительно снижается до 326,3 г/цикл в цикле NEDC, до 418,8 г/цикл в цикле FTP-75 и до 266,7 г/цикл в цикле JC08.

4. Подтверждена возможность оптимизации управления мощностью автомобильного ДВС, оборудованного электромеханической трансмиссией и силовым аккумулятором.

## Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей*. Москва, Изд-во Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [2] Кравец В.Н., Горынин Е.В. *Законодательные и потребительские требования к автомобилям*. Нижний Новгород, Изд-во НГТУ, 2002. 400 с.
- [3] Гусаков С.В. *Гибридные силовые установки на основе ДВС*. Москва, Изд-во РУДН, 2008. 207 с.
- [4] Туревский И.С. *Теория автомобиля*. Москва, Высшая школа, 2005. 121 с.

- [5] *Bosch. Автомобильная техника. Традиционные и гибридные приводы*. Москва, Изд-во За рулем, 2013. 332 с.
- [6] *Автоматические трансмиссии современных легковых автомобилей: Устройство, обслуживание, диагностика, ремонт*. Москва, Изд-во Арус, 2012. 224 с.
- [7] Piancastelli L., Daidzic N.E., Frizziero L., Rocchi I. Analysis of Automotive Diesel Conversions with KERS for Future Aerospace Applications. *International Journal of Heat and Technology*, 2013, vol. 31, iss. 1, pp. 143–153.
- [8] Гусаков С.В., Мосхен А. Исследование резервов повышения эффективности работы ДВС в составе гибридной силовой установки. *Известия Волгоградского государственного технического университета. Процессы преобразования энергии и энергетические установки*, 2014, вып. 6, № 18, с. 41–44.
- [9] Гусаков С.В., Афанасьева И.В., Марков В.А. Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC. *Грузовик*, 2010, № 7, с. 22–34.
- [10] Милешкин К. Изменение расхода топлива: под вой барабанов. *За рулем*, 2012, № 5, с. 196–198.
- [11] Тимков А.Н., Иванов А.С. Распределение тягового и тормозного усилия на колесах автомобиля в разных ездовых циклах. *Автомобильный транспорт*, 2011, вып. 29, с. 220–223.
- [12] Ворона А.В. К выбору ездового цикла гибридного автомобиля. *Автомобильный транспорт*, 2011, вып. 29, с. 227–230.

## References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Sistemy toplivopodachi i upravleniia dizelei* [Fuel system and engine control]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005. 344 p.
- [2] Kravets V.N., Gorynin E.V. *Zakonodatel'nye i potrebitel'skie trebovaniia k avtomobiliam* [Legislative and consumer demand for automobiles]. Nizhny Novgorod, NSTU publ., 2002. 400 p.
- [3] Gusakov S.V. *Gibridnye silovye ustanovki na osnove DVS* [Hybrid power plants based on internal combustion engines]. Moscow, RUDN publ., 2008. 207 p.
- [4] Turevskii I.S. *Teoriia avtomobilia* [Theory of the car]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 2005. 121 p.
- [5] *Bosch. Avtomobil'naia tekhnika. Traditsionnye i gibridnye privody* [Bosch. Automotive technicians. Traditional and hybrid drives]. Moscow, Za rulem publ., 2013. 332 p.
- [6] *Avtomaticheskie transmissii sovremennykh legkovykh avtomobilei: Ustroistvo, obsluzhivanie, diagnostika, remont* [Automatic transmissions of modern cars: The device, service, maintenance, repairs]. Moscow, Arus publ., 2012. 224 p.
- [7] Piancastelli L., Daidzic N.E., Frizziero L., Rocchi I. Analysis of Automotive Diesel Conversions with KERS for Future Aerospace Applications. *International Journal of Heat and Technology*, 2013, vol. 31, iss. 1, pp. 143–153.
- [8] Gusakov S.V., Moskhen A. Issledovanie rezervov povysheniia effektivnosti raboty DVS v sostave gibridnoi silovoi ustanovki [Research of reserves increase the efficiency of internal combustion engines in hybrid propulsion system]. *Izvestiia Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Protsessy preobrazovaniia energii i energeticheskie ustanovki* [Proceedings of the Volgograd State Technical University. Processes of energy conversion and power plants]. 2014, iss. 6, no. 18, pp. 41–44.
- [9] Gusakov S.V., Afanas'eva I.V., Markov V.A. Energeticheskii balans gibridnoi silovoi ustanovki avtomobilia pri ego dvizhenii v sootvetstvii s novym evropeiskim ispytatel'nym tsiklom NEDC [The energy balance of the hybrid vehicle propulsion system as it moves in line with the new European test cycle NEDC]. *Gruzovik* [Truck]. 2010, no. 7, pp. 22–34.
- [10] Mileshekin K. Izmenenie raskhoda topliva: pod voi barabanov [Change in fuel consumption: the beat of drums]. *Za rulem* [Behind the wheel]. 2012, no. 5, pp. 196–198.
- [11] Timkov A.N., Ivanov A.S. Raspredelenie tiagovogo i tormoznogo usiliia na kolesakh avtomobilia v raznykh ezdovykh tsiklakh [Distribution of traction and braking force on the

wheels of a vehicle in different driving cycles]. *Avtomobil'nyi transport* [Automobile transport]. 2011, iss. 29, pp. 220–223.

- [12] Vorona A.V. К выбору ездového tsikla gibridnogo avtomobilia [By choosing a hybrid vehicle driving cycle]. *Avtomobil'nyi transport* [Automobile transport]. 2011, iss. 29, pp. 227–230.

Статья поступила в редакцию 22.04.2015

## Информация об авторах

**ГУСАКОВ Сергей Валентинович** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Российский университет дружбы народов (РУДН) (117198, Москва, Российская Федерация, Миклухо-Маклая ул., д. 6).

**АХМАДНИЯ Мохсен** (Москва) — аспирант кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Российский университет дружбы народов (РУДН) (117198, Москва, Российская Федерация, Миклухо-Маклая ул., д. 6).

**МАРКОВ Владимир Анатольевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: markov@power.bmstu.ru).

## Information about the authors

**GUSAKOV Sergey Valentinovich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Combustion Engineering and Power Engines, People's Friendship University of Russia (PFUR) (117198, Moscow, Russian Federation, Miklukho-Maklaya St., Bldg. 6).

**AKHMADNIA Mokhsen** (Moscow) — Postgraduate, Department of Combustion Engineering and Power Engines, People's Friendship University of Russia (PFUR) (117198, Moscow, Russian Federation, Miklukho-Maklaya St., Bldg. 6).

**MARKOV Vladimir Anatolievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Thermophysics. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, email: markov@power.bmstu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет 2-е издание учебника  
**В.В. Селиванова, И.Ф. Кобылкина, С.А. Новикова**

### «Взрывные технологии»

Описаны практически все известные взрывные технологии, имеющие промышленное значение: упрочнение, сварка, штамповка, прессование с помощью энергии взрыва и динамический синтез сверхтвёрдых материалов, а также рассмотрены технологии разделения на фрагменты стальных конструкций с помощью, как удлиненных кумулятивных зарядов, так и ударных волн. Изложены основные представления об экологически безопасных взрывных методах разборки и уничтожения боеприпасов. Рассмотрены способы защиты от действия взрыва, а также приведены простые инженерные методики расчета конструктивных характеристик взрывных устройств, реализующих соответствующие взрывные технологии, и расчета взрывных камер на прочность. В последней части учебника рассказывается о применении мирных ядерных взрывов с целью решения научных и промышленных задач.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru