

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВС АВТОМОБИЛЕЙ КАТЕГОРИИ M₁ НА ПУТЕВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА С РАЗЛИЧНЫМИ ВИДАМИ ТРАНСМИССИЙ

С. А. Горожанкин, д.т.н., профессор; Н. В. Савенков, к.т.н., доцент; В. В. Понякин
ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

Аннотация. В работе определено влияние таких параметров искровых автомобильных поршневых ДВС как: рабочий объём, номинальная частота вращения коленчатого вала, отношение хода поршня к диаметру цилиндра, развиваемая двигателем максимальная эффективная мощность на путевой расход топлива АТС категории M₁ в условиях ездового цикла. Расчёты с применением термодинамической программы ДИЗЕЛЬ-РК, системы компьютерной алгебры Mathcad, а также разработанных алгоритмов численного моделирования процесса движения автомобиля произведены как для городского фрагмента ездового цикла NEDC, так и для условий Всемирного гармонизированного ездового цикла WLTC. Исследование выполнено для различных вариантов силовой установки: для ступенчатой механической трансмиссии и для двух вариантов бесступенчатой трансмиссии, отличающихся характеристиками КПД. Полученные результаты позволяют выполнять рациональный выбор основных параметров ДВС в зависимости от типа трансмиссии АТС и режимных эксплуатационных условий.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, автомобиль, эффективный удельный расход топлива, эффективная мощность, КПД, путевой расход топлива, ездовой цикл.



Горожанкин
Сергей Андреевич



Савенков
Никита Владимирович



Понякин
Виктор Владиславович

На протяжении всей своей истории конструкция автомобиля постоянно совершенствовалась. Для дорожных АТС этот процесс сначала проходил в плане борьбы производителей за большую удельную мощность, а в последующем – за топливную экономичность и экологичность.

Создание экономичного автомобиля без потери при этом его удельной мощности (энерговооружённости), необходимой для выполнения транспортной работы, позволило внедрение аэродинамического дизайна кузова, повышение степени сжатия ДВС с одновременным применением высокооктановых бензинов, дизельных двигателей, агрегатов наддува, комплексных мехатронных систем управления рабочими процессами в силовых установках, применение коробок передач с большим диапазоном и плотностью ряда передаточных чисел.

В настоящей статье рассмотрено влияние основных параметров ДВС, трансмиссии и режимных условий эксплуатации на путевой расход топлива, а также предложен подход по рациональному выбору этих параметров для автомобилей перспективных конструкций.

В качестве основных параметров ДВС, определяющих его номинальные эффективные показатели и опорные точки соответствующих нагрузочно-скоростных характеристик, приняты: количество цилиндров и рабочий объём, номинальная частота вращения коленчатого вала, отношение хода поршня к диаметру цилиндра (S/D), развиваемая двигателем максимальная эффективная мощность N_{emax} [1].

Рабочий объём цилиндра (V_h) является ключевым параметром ДВС и совместно с частотой вращения коленчатого вала оказывает ключевое влияние

на процессы теплообмена между рабочим телом и деталями двигателя, на механический КПД агрегата, а также на часовую расход топлива в режиме холостого хода.

Параметр S/D связан непосредственно со средней скоростью поршня (V_{cp}) и мощностью двигателя. Его уменьшение оказывает благоприятное влияние на быстроходность двигателя, на газообмен при высоких частотах вращения, а также на механический КПД. С ростом S/D улучшаются эффективные показатели ДВС на относительно низких и средних частотах вращения (таблица 1).

Таблица 1.

Ретроспектива типовых отношений S/D серийных автомобильных ДВС

Модельный год	1912	1922	1932	1941
Отношение S/D	1.91	1.51	1.27	0.89

Одним из методов повышения удельной мощности двигателя является его форсирование по частоте вращения. При этом, в общем случае (при условии обеспечения приемлемого газообмена), за счет сокращения времени рабочего цикла уменьшаются потери тепла и утечки рабочего тела. Это несколько повышает величину среднего индикаторного давления и (как следствие) индикаторный КПД, однако ввиду

большой скорости поршня приводит к ухудшению механического КПД.

Предельные коэффициенты сжатия в двигателе ограничиваются порогом детонации и скоростью нарастания давления в цилиндре.

Комплексное воздействие приведенных выше параметров, а также множества других, определяет форму и значения нагрузочно-скоростных характеристик эффективных показателей ДВС, в частности – развиваемой мощности и соответствующего удельного расхода топлива. Сочетанием этих показателей обусловлен часовая расход топлива двигателя, интегральная сумма от функции которого по времени движения автомобиля определяет предмет выполнения настоящего исследования – путевой расход топлива.

Взаимосвязь развиваемой номинальной мощности ДВС и соответствующего удельного эффективного расхода топлива с рабочим объемом цилиндра, отношением S/D и номинальной частотой вращения коленчатого вала определена с помощью термодинамической программы ДИЗЕЛЬ-РК [2], которая предназначена для расчета и оптимизации двухтактных и четырехтактных двигателей внутреннего сгорания.

В качестве исходных данных к расчету выбраны параметры ДВС (общие для всех рассмотренных конфигураций), указанные в таблице 2.

Таблица 2.

Исходные данные к тепловому расчёту

№	Параметры	Значения
1	Тип двигателя	бензиновый, искровой, четырехтактный, без наддува
2	Конфигурация КШМ	рядный 4-х цилиндровый
3	Относительная длина шатуна	0.323
4	Степень сжатия	9*
5	Материал поршня	алюминиевый сплав
6	Материал крышки цилиндра	
7	Количество поршневых колец	3
8	Количество клапанов на цилиндр	2
9	Тип системы охлаждения	жидкостная
10	Способ подачи топлива	впрыск в клапанный канал

*принята постоянной для всех рассматриваемых вариантов конфигураций ДВС

При выполнении расчетов в выбранной программной среде температура крышки цилиндра определена путем решения задачи теплопроводности для многослойной стенки, средняя толщина стенки огневой поверхности крышки цилиндра принималась как $0,07 \cdot D$. Средняя температура поршня вычислялась пропорционально температуре крышки цилиндра.

Расчет коэффициента теплоотдачи в цилиндре выполнен на основании формулы Вошни. Расчетное давление жидкости в системе охлаждения 1,7 бар, температура 363 К.

Для определения среднего давления механических потерь принималась зависимость $p_m = A \cdot V_{cp} + B \cdot p_e$, где V_{cp} – средняя скорость поршня ($V_{cp} = (S \cdot n_N / 30)$), p_e – среднее индикаторное давление в цилиндре, A и B – коэффициенты режимных и конструктивных особенностей ДВС: $A = 0,1$; $B = 0,092$.

Время-сечение открытия клапанов задавалось для кулачков распределительного вала с трёхрадиусной поверхностью на основании рекомендаций, приведенных в [1].

Результаты расчёта значений эффективных показателей на номинальном режиме работы показаны на рис. 1 в виде семейства диаграмм, каждая из которых построена в координатах номинальной частоты вращения коленчатого вала ДВС и рабочего объема цилиндра (для 4-х цилиндрового ДВС), а также соответствует определенному отношению S/D . Исследование влияния рассматриваемых в настоящем исследовании параметров и показателей ДВС на топливную экономичность автомобиля в условиях ездового цикла (ЕЦ) выполнено на основе численного моделирования процесса движения АТС категории M_1 в условиях ездового цикла.

Для этого в программной среде Mathcad был разработан и применен специальный комплекс компьютерных программ. Соответствующая математическая модель нагрузочно-скоростных характеристик двигателя представлена зависимостями (1) и (2) [3], величины N_{emax} , g_{eN} и ω_N которых определяются диаграммами, приведенными на рис. 1.

$$N_e(\omega, k, \varepsilon) = N_{e\max} \cdot k \cdot [a \cdot \frac{\omega}{\omega_n} + b \cdot (\frac{\omega}{\omega_n})^2 + c \cdot (\frac{\omega}{\omega_n})^3] - J_M(\omega, \varepsilon), \quad (1)$$

$$g_e(\omega, k) = g_{eN} \cdot (a_u - b_u \cdot k + c_u \cdot k^2) \cdot [1,23 - 0,792 \frac{\omega}{\omega_n} + 0,58(\frac{\omega}{\omega_n})^2], \quad (2)$$

где $N_{e\max}$ – номинальная эффективная мощность ДВС, кВт;

k – коэффициент использования мощности;

a, b, c , – полиномиальные коэффициенты (для бензинового ДВС $a = b = 1; c = -1$);

ω – частота вращения коленчатого вала, рад/с;

ω_n, ε – соответственно номинальная частота вращения (рад/с) и угловое ускорение (рад/с²) коленчатого вала;

J_M – момент инерции маховых масс ДВС, приведенный к оси вращения коленчатого вала, кг·м²;

g_{eN} – эффективный удельный расход топлива на номинальном режиме работы, г/(кВт·ч);

a_u, b_u, c_u – полиномиальные коэффициенты (для бензинового двигателя $a_u = 2,75, b_u = 4,61, c_u = 2,86$).

Параметры АТС, входящие в уравнение мощностного баланса прямолинейного движения (3), приведены в таблице 3. Данные величины являются характерными для автомобилей категории М₁ – т.е. входящими в диапазоны типовых значений [3].

$$N_e = \frac{N_B + N_D + N_{и}}{\eta_t} = \frac{V \cdot [\frac{1}{2} g \cdot F \cdot C_x \cdot V^2 + f_v \cdot m_v \cdot g + m_v \cdot j] + n_k \cdot J_k \frac{j \cdot V}{r_k^2}}{\eta_t}, \quad (3)$$

где $N_B, N_D, N_{и}$ – соответственно мощности сил сопротивления воздушной среды, движению и инерции;

η_t – КПД трансмиссии;

V – линейная скорость движения АТС, м/с;

ρ – плотность воздушной среды, кг/м³;

j – линейное ускорение АТС, м/с²; n_k – количество колес.

$$J_k = \frac{\psi \cdot M_{eN}}{g \cdot \omega_N^2}, \quad (4)$$

$$\omega = \frac{V \cdot U_{кн} \cdot U_{\varepsilon n}}{r_k}, \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{j \cdot U_{кн} \cdot U_{\varepsilon n}}{r_k}, \quad (6)$$

Расчеты топливной экономичности в условиях ЕЦ выполнены для различных вариантов трансмиссий – для механической 5-ти ступенчатой с ручным управлением и сухим сцеплением (является одной из относительно распространенных), а также для бесступенчатой трансмиссии (вариатор). При этом выше и низшие ПЧ ступенчатой КП определены по условию преодоления максимального сопротивления движению и достижения максимальной скорости соответственно (на основе рекомендаций [4]), а ряд ПЧ промежуточных передач построен по закону геометри-

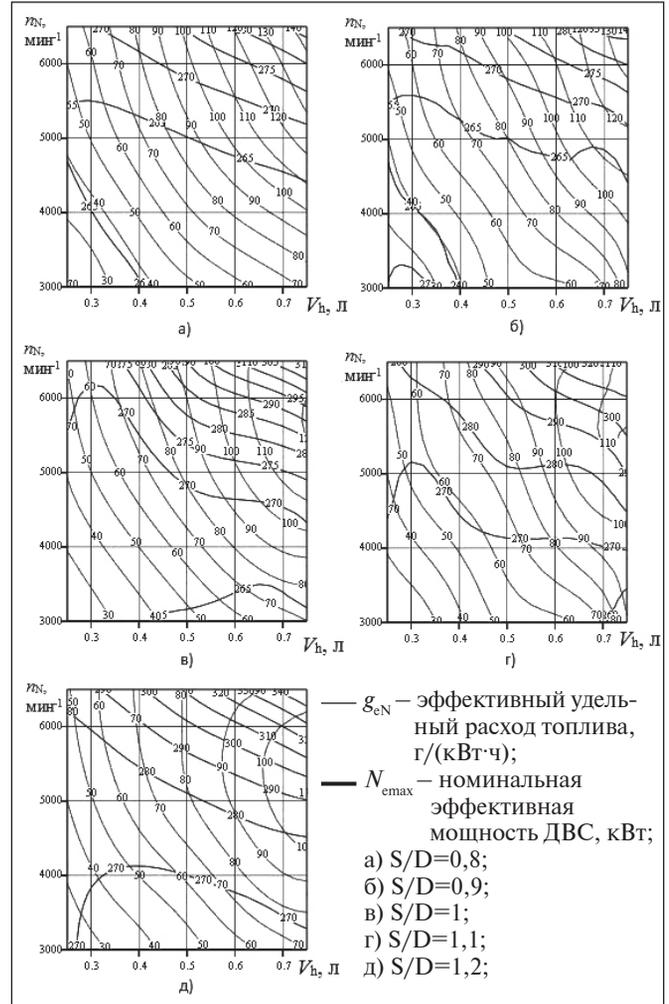


Рис. 1. Результаты расчёта эффективных показателей ДВС на номинальном режиме в программе ДИЗЕЛЬ-РК

ческой прогрессии (традиционный вариант распределения, обеспечивающий хорошую интенсивность разгона автомобиля и возможность длительного движения при повышенном сопротивлении дороги [3]).

Таблица 3.

Выбранные для исследования параметры и показатели АТС

№ п/п	Параметры и показатели	Обозначения	Ед. изм.	Значения
1	Испытательная масса	m	кг	1480
2	Ширина/высота автомобиля	b/h	мм	1800/1500
3	Коэффициент сопротивления движению	C _x	–	0,28
4	Мидель	F	м ²	2,16
5	Радиус качения ведущего колеса	r _к	м	0,315
6	Момент инерции колеса с приводным валом, ступицей и тормозным механизмом	J _к	кг·м ²	1
7	Коэффициент сопротивления движению	f _v	–	0,016
8	Максимальный коэффициент сопротивления движению	f _{max}	–	0,35
9	Максимальная скорость	V _{max}	м/с	50

Для вариаторной трансмиссии диапазон передаточных чисел принят на основании характеристик агрегатов CVT фирмы Jatco. Моделирование АТС в тяговом режиме (развиваемая ДВС эффективная мощность >0) выполнялось для заблокированного гидротрансформатора.

Расчет для АТС, оснащенного бесступенчатой трансмиссией, выполнялся в 2-х вариантах. Первый – для всего эксплуатационного диапазона режимов работы вариатора КПД принимался постоянным на уровне механической ступенчатой КП ($\eta_t = 0,95 = \text{const}$). Второй – характеристика КПД вариатора принята на основании работы [5].

На первом этапе в качестве ездового цикла выбран элементарный фрагмент EDC-15 городской составляющей UDC Нового европейского ездового цикла NEDC.

При выполнении расчетов номинальная мощность ДВС каждый раз составила 61 кВт, что обусловлено принятым значением V_{\max} и показателем энерговооруженности АТС (41 Вт/кг – это позволяет двигаться в условиях процедур NEDC [6] и WLTC [7]).

Для различных вариантов наборов исходных данных (сочетания S/D и n_N) каждый раз по диаграммам рисунка 1 определялся требуемый рабочий объем цилиндра (при условии 4-х цилиндрового КШМ), а также значение эффективного удельного расхода топлива на номинальном режиме (g_{eN}). Кроме того, вычислялись: часовой расход топлива ДВС в режиме холостого хода при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала (9), [1]; передаточные числа ступенчатой трансмиссии (по закону геометрической прогрессии), а для вариаторной трансмиссии – только главной передачи.

В ходе численного моделирования процесса движения АТС режимные параметры ДВС (n, k, ε) в каждый расчетный момент времени движения вычислялись на основании тождественности уравнения мощностного баланса (3) и кинематических соотношений силовой установки (5,6). Момент времени и номера включенных в ступенчатой трансмиссии передач по ЕЦ устанавливались в соответствии с операционной картой ездового цикла NEDC [6]. Для расчетных вариантов АТС с бесступенчатой трансмиссией эти параметры выбирались из допустимого диапазона по критерию обеспечения в каждый момент времени максимально общего КПД двигателя и трансмиссии.

Количество топлива, израсходованного на участках ЕЦ, рассчитывалось следующим образом:

– на участках работы ДВС в тяговом режиме:

$$m_T = \sum_1^z \int G_q(t) dt = \sum_1^z \int_{t_{nm}}^{t_{km}} \frac{g_e(t) \cdot N_e(t)}{3600} dt, z/\text{цикл} \quad (7)$$

где t_{nm} и t_{km} – соответственно значения времени начала и завершения участка ЕЦ, на котором ДВС работает в тяговом режиме,

z – количество расчетных участков;

$G_q(t), g_e(t), N_e(t)$ – соответственно зависимости часового массового (г/с) эффективного удельного (г/(кВт·ч)) расходов топлива ДВС, а также его эффективной развиваемой мощности (кВт) в зависимости от времени движения в условиях ЕЦ;

– на участках работы ДВС в режиме холостого хода при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала (n_{\min}):

$$m_{xx} = G_{xx} \cdot t_{xx}, z/\text{цикл}, \quad (8)$$

$$G_{xx} = \frac{i \cdot V_h \cdot \rho_T}{7,2}, z/c, \quad (9)$$

где G_{xx} – расход топлива ДВС в режиме холостого хода при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала;

t_{xx} – общее время работы ДВС без нагрузки при n_{\min} ;

ρ_T – плотность топлива, кг/л;

i – количество цилиндров.

Соответственно общее количество израсходованного за ЕЦ топлива определяет сумма:

$$m_{al} = m_T + m_{xx}, z/\text{цикл}, \quad (10)$$

Полученные при расчетах расходы топлива приведены в таблице 4.

Анализируя приведенные в таблице 4 данные, можно сделать вывод, что для АТС, оснащенного механической ступенчатой трансмиссией, суммарное количество израсходованного в ЕЦ топлива (m_{al} , г/цикл) снижается с ростом номинальной частоты вращения коленчатого вала ДВС и (соответственно) с уменьшением рабочего объема цилиндра, а также со снижением отношения S/D .

Данная закономерность в общем случае соответствует тенденциям развития конструкции ДВС автомобилей категории N_1 и M_1 на протяжении всей истории их разработки и производства.

Это обусловлено воздействием комплекса факторов. В частности, уменьшение рабочего объема позволяет в значительной степени снизить расход топлива в режиме холостого хода (столбец « m_{xx} » таблица 4), сократить относительные потери на трение при фиксированной частоте вращения коленчатого вала, а также потери на преодоление механической инерции в процессе перехода двигателя на режим, характеризующийся более высокой скоростью вращения. Повышение номинальной частоты вращения влечет уменьшение продолжительности рабочего цикла. Это, с одной стороны, позволяет уменьшить потери тепла и утечки через клапаны и поршневые кольца, а с другой – обуславливает рост насосных потерь и потерь на трение в механизмах. Уменьшение отношения S/D позволяет повысить коэффициент наполнения цилиндра при высоких частотах вращения.

Рассмотренная выше закономерность, полученная на основе поставленной в настоящем исследовании задачи, обуславливает, в частности, разницу между отдельными конфигурациями ДВС ($S/D = 0,8$; $n_N = 6500 \text{ мин}^{-1}$ и $S/D = 1,2$; $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$) в расходе топлива для фрагмента цикла ECE-15 на 16% ($m_{al} = 70,594 \text{ г/цикл}$ против $m_{al} = 81,845 \text{ г/цикл}$). Т.е. расход топлива АТС со ступенчатой механической трансмиссией в условиях ЕЦ уменьшается с ростом номинальной частоты вращения ДВС и уменьшением S/D . Стоит отметить, что эта закономерность характерна не только для цикла в целом, но и для его составляющих, характеризующихся различными режимами работы двигателя – тяговом (m_T) и холостого хода (без нагрузки, m_{xx}).

Таблица 4.

Результаты расчета количества топлива, израсходованного в условиях ездового цикла ЕСЕ-15

Параметры и показатели ДВС				Расход топлива, г/цикл		
S/D	n_N , мин ⁻¹	V_H , л	g_{e_N} , г/(кВт·ч)	m_{al}	m_T	m_{xx}
Ступенчатая механическая КП, геометрический ряд ПЧ						
0,8	3200	0,6	261,76	81,263	64,763	16,5
	4500	0,4	263,18	73,683	62,689	11
	6500	0,29	269,58	70,594	62,619	7,975
1	3200	0,6	263	81,57	65,07	16,5
	4500	0,4	268	74,837	63,837	11
	6500	0,29	272	71,157	63,182	7,975
1,2	3200	0,61	263	81,845	65,07	16,775
	4500	0,42	274	76,816	65,266	11,55
	6500	0,32	290	76,163	67,363	8,8
Вариатор с постоянным значением КПД (супервариатор*)						
0,8	3200	0,6	261,76	67,178	50,78	16,5
	4500	0,4	263,18	61,771	50,771	11
	6500	0,29	269,58	59,861	51,886	7,975
1	3200	0,6	263	67,418	50,918	16,5
	4500	0,4	268	62,699	51,699	11
	6500	0,29	272	60,326	52,351	7,975
1,2	3200	0,61	263	67,695	50,92	16,775
	4500	0,42	274	64,409	52,859	11,55
	6500	0,32	290	64,618	55,818	8,8
Клиноременной вариатор (тип CVT)						
0,8	3200	0,6	261,76	74,604	58,104	16,5
	4500	0,4	263,18	69,044	58,044	11
	6500	0,29	269,58	67,303	59,328	7,975
1	3200	0,6	263	74,879	58,379	16,5
	4500	0,4	268	70,106	59,106	11
	6500	0,29	272	67,835	59,86	7,975
1,2	3200	0,61	263	75,156	58,381	16,775
	4500	0,42	274	71,981	60,431	11,55
	6500	0,32	290	72,624	63,824	8,8

* вариатор с постоянным (относительно высоким) КПД в эксплуатационном диапазоне режимов работы

Таблица 5.

Результаты расчета расхода топлива в условиях ездового цикла WLTC

Для АТС, оснащенного бесступенчатой трансмиссией, выполненное исследование установило отличающиеся закономерности. Если рассматривать вариаторные трансмиссии, то в общей массе результатов расход топлива в ЕЦ (m_{al}), аналогично конфигурации АТС со ступенчатой трансмиссией, уменьшается с ростом n_N и снижением S/D . Например, разница между отдельными конфигурациями ДВС ($S/D = 0,8$; $n_N = 6500$ мин⁻¹ и $S/D = 1,2$; $n_N = 3200$ мин⁻¹) по расходу топлива в условиях фрагмента ЕСЕ-15 составляет 12% ($m_{al} = 67,303$ г/цикл против $m_{al} = 75,156$ г/цикл) для вариатора с характеристикой КПД [5] и 13% ($m_{al} = 59,861$ г/цикл против $m_{al} = 67,695$ г/цикл) для «супервариатора». Эта закономерность также характерна для составляющей « m_{xx} », но не свойственна для составляющей « m_T » – т.к. во всех рассмотренных случаях суммарный расход топлива на участках ЕЦ, на которых ДВС работает в тяговом режиме, уменьшается со снижением номинальной частоты вращения коленчатого вала (соответственно с ростом рабочего объема ДВС). В условиях фрагмента ЕСЕ-15 эта разница небольшая и в рассмотренном диапазоне расчетов составляет 1,6% ($m_{al} = 59,328$ г/цикл против $m_{al} = 58,381$ г/цикл) для вариатора «CVT» с «реальной» характеристикой КПД ($S/D = 0,8$; $n_N = 6500$ мин⁻¹ и $S/D = 1,2$; $n_N = 3200$ мин⁻¹) и 2% для «супервариатора»

Параметры и показатели ДВС				Расход топлива, г/цикл
S/D	n_N , мин ⁻¹	V_H , л	g_{e_N} (кВт·ч)	m_{al}
Вариатор с постоянным значением КПД (супервариатор)				
0,8	3200	0,6	261,76	1258
	4500	0,4	263,18	1262
	6500	0,29	269,58	1320
1	3200	0,6	263	1255
	4500	0,4	268	1284
	6500	0,29	272	1331
1,2	3200	0,61	263	1257
	4500	0,42	274	1215
	6500	0,32	290	1421
Клиноременной вариатор (тип CVT)				
0,8	3200	0,6	261,76	1404
	4500	0,4	263,18	1409
	6500	0,29	269,58	1472
1	3200	0,6	263	1410
	4500	0,4	268	1433
	6500	0,29	272	1484
1,2	3200	0,61	263	1413
	4500	0,42	274	1468
	6500	0,32	290	1584

($m_{al} = 51,886$ г/цикл против $m_{al} = 50,92$ г/цикл). Если выполнить аналогичный расчет для современного ездового цикла WLTC (результаты приведены в таблице 5), характеризующегося большими величинами ускорений и отсутствием участков движения с постоянными скоростями, то топливно-экономическая эффективность АТС с вариаторной трансмиссией становится более существенной при применении ДВС с относительно невысокой номинальной частотой вращения.

Например, для $S/D = 0,8$ при понижении n_N с 6500 мин⁻¹ до 4500 мин⁻¹ и при одновременном повышении рабочего объема ДВС с 1,16 л до 1,6 л удается уменьшить суммарный расход топлива в ЕЦ на 5% (с 1472 г/цикл до 1409 г/цикл). Это характерно для «реальной» характеристики КПД вариатора. Для АТС с «супервариатором» рассматриваемая эффективность составляет 4,5% (1320 г/цикл против 1262 г/цикл). Таким образом, в условиях ездового цикла WLTC улучшение топливной экономичности на участках тягового движения с запасом компенсирует ее ухудшение на участках работы ДВС без нагрузки.

ВЫВОД

Результаты выполненного исследования позволяют поднять вопрос о совершенствовании подхода к рациональному комплектованию силовых установок АТС, в которых присутствует дополнительная степень свободы в сочетании параметров регулирования – т.е. угловая скорость вращения ДВС не связана пропорционально с линейной скоростью движения автомобиля. Это, в частности, обуславливает возможность выполнения комплексной оптимизации режимных и конструктивных параметров силовой установки и гибкой настройки этой системы по необходимым критериям эффективности процесса движения автомобиля в эксплуатационных условиях. Таким образом, в результате выполненного исследования установлено, что подходы к выбору основных параметров ДВС для АТС с различными типами трансмиссий должны различаться.

Список литературы

1. Колчин, А.И. *Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов.* / А. И. Колчин, В. П. Демидов // 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш.шк., 2002. – 456 с.
2. DIESEL-RK is an engine simulation tool. BMSTU 2021. [электронный ресурс] URL: <https://diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php#:~:text=Main%20features%20of%20program%20DI%20ESEL,mixture%20formation%20and%20combustion%20model>.
3. Литвинов, А. С. *Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»* / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Newman, K. *Modeling the Effects of Transmission Gear Count, Ratio Progression, and Final Drive Ratio on Fuel Economy and Performance Using ALPHA* / K. Newman and P. Dekraker // SAE Technical Paper. – 2016. 01–1143, doi:10.4271/2016-01-1143.
5. R. Kazemi. *Nonlinear Optimal Control of Continuously Variable Transmission Powertrain* / ISRN Automotive Engineering // Kazemi, Reza & Rafat, Mohsen & noruzi, Amir. – 2014. 1–11. 10.1155/2014/479590.
6. *Uniform provisions concerning the approval of passenger cars equipped with an internal combustion engine with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and of categories M1 and N1 vehicles equipped with an electric power train with regard to the measurement of electric energy consumption and range.* UNECE 2004. [электронный ресурс] URL: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/12faf0c9-6266-4af2-97e4-6a67b5fbaf44>.
7. *United Nations Global Technical Regulation on Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures (WLTP)*, UNECE 2018. [электронный ресурс] URL: <https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29registry/ECE-TRANS-180a15am4e.pdf>.