

УДК 629.113

В. П. Тарасик, О. В. Пузанова

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.113

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova

MODELING TECHNIQUE FOR THE VEHICLE DRIVING CYCLE

Аннотация

Предложена математическая модель и разработана на её основе методика компьютерной имитации движения автомобиля в ездовом цикле. На примере легкового автомобиля класса С проведено исследование влияния мощности двигателя и режимов управления трансмиссией в процессе реализации магистрального ездового цикла на топливную экономичность автомобиля. Приведены графики, иллюстрирующие изменение текущего расхода топлива во время движения и характеристик двигателя – частоты вращения и мощности. Представлены таблицы полученных результатов исследований. Сформулированы рекомендации по управлению переключением передач при выполнении операций ездового цикла.

Ключевые слова:

автомобиль, двигатель, трансмиссия, коробка передач, ездовой цикл, операционная карта цикла, путевой расход топлива.

Abstract

A mathematical model is proposed, and a technique developed on its basis for computer simulation of vehicle movement during the driving cycle is presented. Based on the example of a class C passenger car, a study has been conducted to investigate the impact of engine power and transmission control modes on the fuel efficiency of the car during the highway driving cycle. Graphs are given which illustrate the changes in fuel consumption during the car's motion and engine characteristics such as frequency of its rotation and power. Tables of the obtained research results are presented. Recommendations on the gear shifting control during operations of the driving cycle are formulated.

Keywords:

vehicle, engine, transmission, gearbox, driving cycle, operating card of the cycle, fuel consumption.

Одно из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля, непременно принимаемое во внимание потребителем, – его топливная экономичность. Это свойство непосредственно связано с конструкцией автомобиля и его механизмов. Топливная экономичность определяется степенью совершенства рабочих процессов двигателя и трансмиссии, оцениваемой их КПД, совершенством формы корпуса автомобиля, характеризующимся потерями на преодоление сопротивления воздуха, рациональностью распределения массы ав-

томобиля, оцениваемой коэффициентом удельной грузоподъемности, свойствами материала и конструктивными параметрами шин, определяющими потери на качение.

Для оценки топливной экономичности автомобиля принято множество показателей, предусмотренных государственными и международными стандартами [1]. Одним из важнейших показателей является расход топлива в ездовом цикле. Ездовой цикл представляет собой чередование режимов разгона, установившегося движения, торможения



и остановок с регламентированными параметрами этих режимов в процессе проведения испытаний автомобиля.

Различают магистральные и городские циклы на дороге, городские циклы на стенде [1–3]. В странах ЕС в 1997 г. принят ездовой цикл ЕЭК/ЕС, называемый Европейским ездовым циклом. Он также рекомендован стандартом [6] и используется в РФ. В этом стандарте приведены операционные карты всех используемых в РФ и РБ ездовых циклов, в том числе европейского цикла. На основе ездового цикла определяют путевой расход топлива при циклическом движении $Q_{сц}$, л/100 км.

Испытания можно провести лишь после разработки конструкции и изготовления опытного образца автомобиля или после модернизации серийной машины. Однако необходимо иметь возможность прогнозирования показателей топливной экономичности на стадии разработки проекта. Это позволит определить и выбрать основные параметры автомобиля и его механизмов, обеспечивающие высокие эксплуатационные показатели и конкурентоспособность создаваемого автомобиля. Решение проблемы возможно на основе математического моделирования движения автомобиля в соответствии с программой ездового цикла. Для этого необходима разработка методики моделирования.

Цель исследования

Цель исследования – разработка методики моделирования ездового цикла автомобиля, позволяющей прогнозировать возможные значения показателей топливной экономичности на стадии проектирования и осуществлять на их основе выбор рациональных параметров механизмов автомобиля, а также оценивать и сравнивать топливную экономичность различных существующих конкурирующих автомобилей.

Методика исследования

Исследования проводились на основе моделирования процесса движения автомобиля в ездовом цикле. Предложена математическая модель, позволяющая определять изменение во времени основных параметров исследуемого процесса – скорости v и перемещения s , текущего расхода топлива Q_s и энергии двигателя W , затраченной на преодоление сопротивлений движению и компенсации потерь в трансмиссии. Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} dv/dt &= F_{пр}/(\delta_{п.м}m_a); \\ ds/dt &= v; \\ dQ_s/dt &= G_T/(3,6\rho_T); \\ dW/dt &= P_{д.н}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $F_{пр}$ – суммарное усилие, действующее на приведенную массу автомобиля $m_{а.пр}$, Н; m_a – поступательно движущаяся масса автомобиля, кг; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы, учитывающий влияние относительного вращательного движения масс двигателя, трансмиссии и колёс на изменение кинетической энергии автомобиля; G_T – текущее значение часового расхода топлива двигателя, кг/ч; $P_{д.н}$ – текущее значение мощности нагрузки двигателя, Вт.

Приведенная масса автомобиля $m_{а.пр} = \delta_{п.м}m_a$ позволяет учесть изменение полной кинетической энергии всех масс автомобиля в их действительных движениях [2]. Коэффициент $\delta_{п.м}$ вычисляется по известной формуле [2, 3].

Часовой расход топлива G_T связан с удельным расходом g_d соотношением



$$G_T = g_d P_{д.н} \cdot 10^{-3}. \quad (2)$$

Переменная $P_{д.н}$ представляет собой мощность нагрузки двигателя, обусловленную сопротивлениями движению автомобиля и потерями в трансмиссии при установившемся движении со скоростью $v = \text{const}$ и частоте вращения вала двигателя $n_d = \text{const}$. Значение $P_{д.н}$ вычисляется по формуле

$$P_{д.н} = |P_{\psi} + P_w + P_{тр}|, \quad (3)$$

где P_{ψ} – мощность, затраченная на преодоление дорожного сопротивления, обусловленного сопротивлением качению и продольным уклоном дороги; P_w – мощность, затраченная на преодоление сопротивления воздуха; $P_{тр}$ – мощность потерь в трансмиссии,

$$P_{\psi} = m_a g (f_v + h) v; \quad (4)$$

$$P_w = k_w A_d v^3; \quad (5)$$

$$P_{тр} = (P_{\psi} + P_w) \eta_{тр}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; f_v – коэффициент сопротивления качению, зависящий от скорости v [2]; h – продольный уклон дороги (в ездовых циклах $h = 0$); k_w – коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$; A_d – лобовая площадь автомобиля, м^2 ; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Удельный расход топлива двигателя g_d – величина переменная, зависящая от относительного скоростного режима двигателя и уровня использования мощности на данном режиме [2–4]. Для их оценки используются следующие соотношения:

$$E = \omega_d / \omega_P = n_d / n_P; \quad (7)$$

$$I = P_{д.н} / P_e, \quad (8)$$

где E – коэффициент относительной угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя; ω_d, ω_P – угловые скорости вала двигателя на данном скоростном режиме и при максимальной мощности соответственно (аналогично – частоты вращения n_d, n_P); I – коэффициент использования мощности двигателя на этом же скоростном режиме; P_e – мощность двигателя на внешней скоростной характеристике (при полной подаче топлива).

Для отображения влияния коэффициентов I и E на удельный g_d и часовой G_T расходы топлива предложены эмпирические формулы, представляемые в виде следующих выражений [4, 5]:

$$k_I = a_0 + a_1 I + a_2 I^2; \quad (9)$$

$$k_E = b_0 + b_1 E + b_2 E^2 + b_3 E^3, \quad (10)$$

где k_I – коэффициент учета зависимости g_d от уровня нагрузки двигателя; k_E – коэффициент учета зависимости g_d от скоростного режима; $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, b_3$ – эмпирические коэффициенты [4, 5].

Удельный g_d и часовой G_T расходы топлива на исследуемом скоростном и нагрузочном режиме двигателя вычисляются по следующим формулам:

$$g_d = g_{eP} k_I k_E; \quad (11)$$

$$G_T = G_{TP} k_I k_E, \quad (12)$$

где g_{eP}, G_{TP} – удельный и часовой расходы топлива при максимальной мощ-



ности двигателя $P_{e\max}$ соответственно.

Рассмотрим определение усилия $F_{\text{пр}}$, действующего на приведенную массу автомобиля $m_{\text{а.пр}}$ при выполнении автомобилем ездового цикла. Его значение зависит от типа операции цикла. На режиме разгона двигатель работает на внешней скоростной характеристике, обеспечивая интенсивное возрастание скорости автомобиля. Значение $F_{\text{пр}}$ при этом вычисляется по формуле

$$F_{\text{пр}} = M_e u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} / r_k - m_a g f_v - k_w A_{\text{л}} v^2, \quad (13)$$

где M_e – вращающий момент двигателя при работе на внешней скоростной характеристике, Н·м; $u_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{тр}}$ – передаточное число и КПД трансмиссии на передаче, предусмотренной операционной картой для данного этапа разгона; r_k – радиус качения ведущих колес автомобиля (можно принять равным статическому радиусу $r_{\text{ст}}$ [2]).

Операции торможения предписано выполнять на тормозном режиме двигателя. Выражение для определения $F_{\text{пр}}$ в этом случае приобретает вид:

$$F_{\text{пр}} = -(M_{\text{т.д}} / r_k + m_a g f_v + k_w A_{\text{л}} v^2), \quad (14)$$

где $M_{\text{т.д}}$ – тормозной момент двигателя, Н·м,

$$M_{\text{т.д}} = k_{\text{т}} M_e u_{\text{тр}} / (\eta_{\text{тр}} r_k). \quad (15)$$

Значение коэффициента $k_{\text{т}}$ принимается в пределах 0,2...0,25 [2]. В современных автомобилях с электронными системами управления подачей топлива при переходе двигателя на режим торможения подача топлива отключается, что должно учитываться при моделировании ездового цикла.

На операциях установившегося движения с постоянной скоростью и на остановках принимаем $F_{\text{пр}} = 0$. На остановках двигатель работает на холостом ходу. Расход топлива за время остановки вычисляется из выражения

$$Q_{\text{ост}} = \frac{G_{\text{т.х}} t_{\text{ост}}}{3,6 \rho_{\text{т}}}, \quad (16)$$

где $G_{\text{т.х}}$ – часовой расход топлива на холостом ходу двигателя; $t_{\text{ост}}$ – время нахождения на остановке.

В первом приближении $G_{\text{т.х}} = (0,05 \dots 0,07) G_{\text{т.р}}$.

Используя полученное в результате моделирования суммарное значение расхода топлива в ездовом цикле $Q_{\text{сум}}$, л, вычисляют путевой расход топлива при циклическом движении $Q_{\text{сц}}$, л/100 км, из соотношения

$$Q_{\text{сц}} = \frac{Q_{\text{сум}} \cdot 10^5}{s_{\text{ц}}}, \quad (17)$$

где $s_{\text{ц}}$ – длина пути ездового цикла, $s_{\text{ц}} = 4000$ м.

Результаты исследования

Рассмотрим решение поставленной задачи на примере легкового автомобиля модели LADA Vesta. Он относится к классу С. Класс легкового автомобиля определяется его габаритной длиной $L_{\text{т}}$ [2]. Основные параметры моделируемого автомобиля, необходимые при разработке модели ездового цикла: габаритные размеры – длина $L_{\text{т}} = 4,410$ м, ширина $B_{\text{т}} = 1,764$ м, высота $H_{\text{т}} = 1,497$ м; лобовая площадь $A_{\text{л}} = 2,113$ м²; снаряженная масса $m_0 = 1270$ кг; полная масса $m_{\text{а}} = 1670$ кг; шины радиальные 185/65 R15; статиче-



ский радиус $r_{CT} = 0,285$ м; два варианта максимальной мощности двигателя $P_{e\max}$: 90 и 78 кВт при частоте вращения $n_p = 6000$ об/мин; максимальные вращающие моменты $M_{e\max}$ соответственно 170 и 148 Н·м при частоте вращения $n_M = 4000$ об/мин. Параметры трансмиссии: коробка передач пятиступенчатая, передаточные числа – 3,636; 1,950; 1,357; 0,941; 0,784; передаточное число главной передачи $u_0 = 4,2$. Максимальная кинематическая скорость $v_{k\max} = 196$ км/ч.

Ряд параметров, необходимых при моделировании ездового цикла, принят на основе анализа аналогов: коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0,2$ Н·с²/м⁴; коэффициент сопротивления качению при малой скорости $f_0 = 0,01$; минимальный удельный расход топлива двигателя $g_{d\min} = 242$ г/(кВт·ч); удельный расход топлива при максимальной мощности

$g_{eP} = 274$ г/(кВт·ч); плотность топлива (бензин) $\rho_T = 730$ кг/м³.

При проведении испытаний на топливную экономичность и тягово-скоростные свойства легковых автомобилей полной массой $m_a < 3,5$ т, согласно стандартам [6, 7], нагрузка должна составлять 180 кг. Поэтому в формулах (1), (4), (13), (14) следует принимать массу $m_a = m_0 + 180$ кг.

На рис. 1, а, б представлены графики характеристик двигателя мощностью 90 кВт автомобиля LADA Vesta: характеристики мощности $P_e = f(n_d)$, момента $M_e = f(n_d)$ и часового расхода топлива $G_T = f(n_d)$ – на рис. 1, а; удельного расхода топлива $g_e = f(n_d)$ – на рис. 1, б. Реальная характеристика вращающего момента двигателя исследуемого автомобиля отображена кружками.

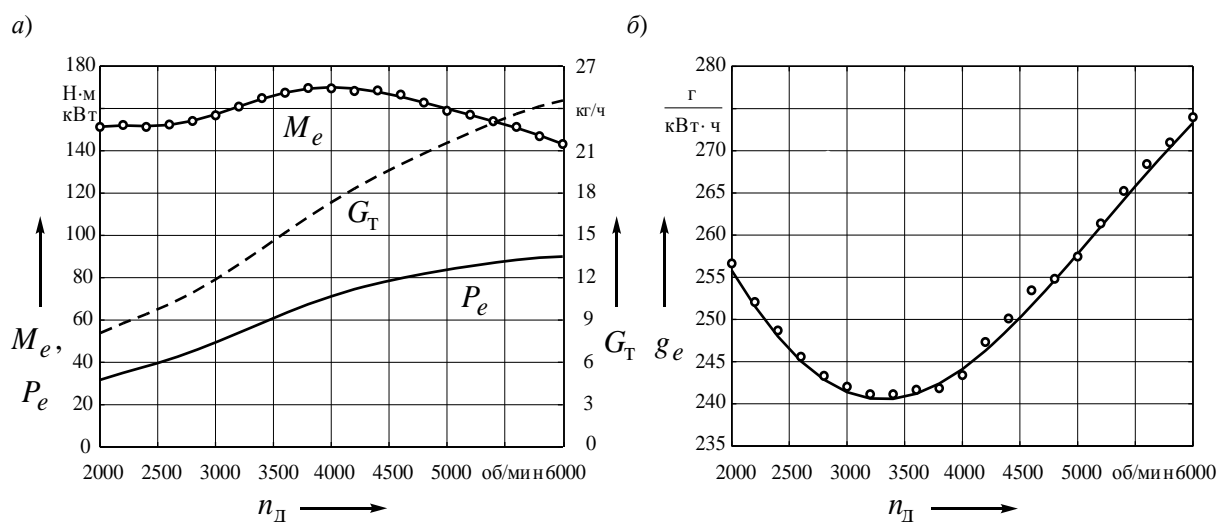


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя (а) и характеристика удельного расхода топлива (б)

При реализации моделирования необходима непрерывная функция $M_e = f(n_d)$. Такая функция получена на основе регрессионного анализа ис-

ходных данных. Уравнение регрессии представлено в виде полинома седьмого порядка



$$M_e = M_P(b_0 + b_1E + b_2E^2 + b_3E^3 + b_4E^4 + b_5E^5 + b_6E^6 + b_7E^7), \quad (18)$$

где M_P – момент двигателя при максимальной мощности, Н·м; b_0, b_1, \dots, b_7 – коэффициенты регрессии: $b_0 = -19,733$; $b_1 = 247,710$; $b_2 = -1215,8$; $b_3 = 3182,1$; $b_4 = -4801,5$; $b_5 = 4193,2$; $b_6 = -1971,5$; $b_7 = 386,54$.

На основе выражения (18) построены искомые непрерывные функции $M_e = f(n_d)$ и $P_e = f(n_d)$ (изображены сплошными линиями на рис. 1, а).

Характеристика удельного расхода топлива $g_e = f(n_d)$ (см. рис. 1, б) синтезирована на основе анализа характе-

ристик аналогов и представлена уравнением регрессии пятого порядка. Коэффициенты регрессии: $b_0 = 0,79949$; $b_1 = 2,5262$; $b_2 = -12,091$; $b_3 = 21,968$; $b_4 = -17,205$; $b_5 = 4,9854$.

Результаты исследования продемонстрируем на примере программной реализации магистрального ездового цикла на дороге для исследуемого автомобиля. Схема этого цикла представлена на рис. 2. Операционная карта приведена в [1, 6]. Параметры цикла относятся к автомобилям полной массой до 3,5 т.

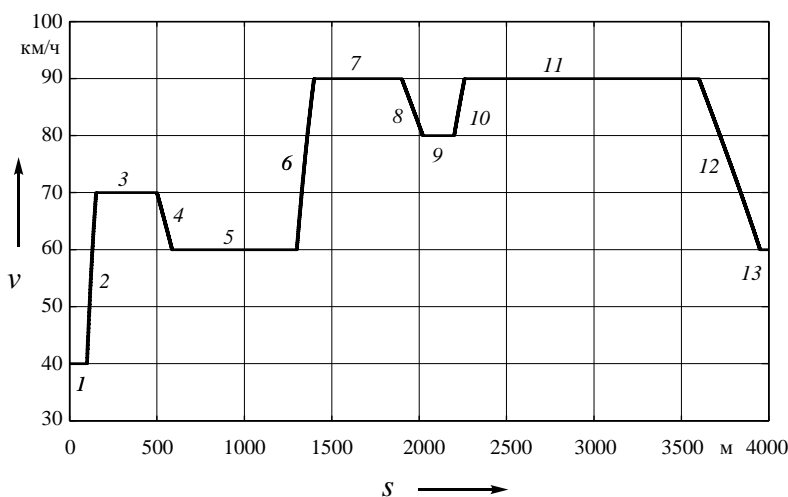


Рис. 2. Схема магистрального ездового цикла на дороге

На схеме цифрами 1...13 обозначены номера выполняемых операций, а в табл. 1 отмечены режимы движения при выполнении каждой операции (р – разгон; уст – установившееся движение с заданной постоянной скоростью; т – торможение двигателем). Остановок в магистральном цикле не предусмотрено. Остановки используются лишь в городском ездовом цикле [1, 2, 6].

Моделирование проведено для двух предусмотренных фирмой-изготовителем

автомобиля значений максимальной мощности двигателя – 90 и 78 кВт. Рассмотрено три варианта управления трансмиссией в процессе реализации ездового цикла. Различаются они использованием номеров передач на выполняемых операциях, что отражено в табл. 1. Номера передач обозначены римскими цифрами.

На рис. 3, а показаны характеристики изменения затрат мощности на преодоление дорожного сопротивле-

ния P_{ψ} , сопротивления воздуха P_w , потерь в трансмиссии $P_{тр}$ и суммарной мощности нагрузки двигателя $P_{д.н}$, обусловленных параметрами операций ез-

дового цикла, а на рис. 3, б приведена характеристика изменения энергии (работы) двигателя W , затрачиваемой на их преодоление.

Табл. 1. Обозначения видов операций в операционной карте и варианты управления трансмиссией

Номер операции	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Вид операции	уст	р	уст	т	уст	р	уст	т	уст	р	уст	т	уст
Вариант управления	1	II	II	III	III	III	III	IV	IV	IV	IV	IV	IV
	2	III	III	III	III	III	III	IV	IV	IV	IV	IV	IV
	3	III	III	IV	IV	IV	IV	V	V	V	V	V	V

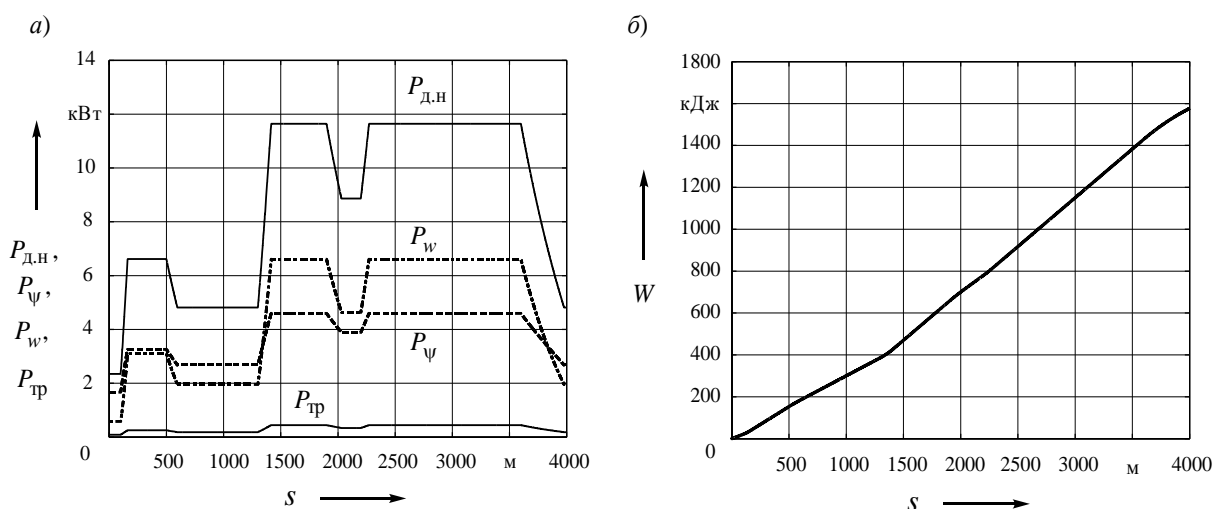


Рис. 3. Графики изменения составляющих мощностей сопротивления движению автомобиля (а) и работы двигателя по их преодолению (б)

Кроме того, энергия двигателя затрачивается на изменение кинетической энергии приведенной массы автомобиля $m_{a,пр}$: при разгоне затраты возрастают, а при торможении происходит возврат накопленной энергии. Суммарная величина изменения кинетической энергии ΔW_k за время реализации ездового цикла вычисляется по формуле

$$\Delta W_k = \sum_{i=1}^n \Delta W_{ki} = \frac{m_a}{2} \sum_{i=1}^n \delta_{п.ми} (v_{ki}^2 - v_{hi}^2), \quad (19)$$

где ΔW_{ki} – изменение кинетической энергии на i -й операции разгона или торможения; $\delta_{п.ми}$ – коэффициент приведенной массы на i -й операции с учётом номера передачи; v_{ki}, v_{hi} – конечная и начальная скорости на i -й операции.

При движении с постоянной скоростью $\Delta W_{ki} = 0$. В ездовых циклах значение ΔW_k не превышает 5 % от W .

На рис. 4, а, б приведены графики, отображающие процесс нарастания рас-



хода топлива Q_s по мере перемещения автомобиля s . Графики на рис. 4, а получены при использовании двигателя мощностью 90 кВт, а на рис. 4, б – мощностью 78 кВт. Сплошной линией изображены графики, соответствующие варианту 1 управления трансмиссией, штриховой – варианту 2, штрихпунктирной – варианту 3. Аналогичные

изображения использованы на всех последующих рисунках. Цифрами 1 отмечены операции, в которых автомобиль совершал равномерное движение на соответствующей передаче при заданной постоянной скорости, цифрами 2 – операции разгона автомобиля, цифрами 3 – операции торможения.

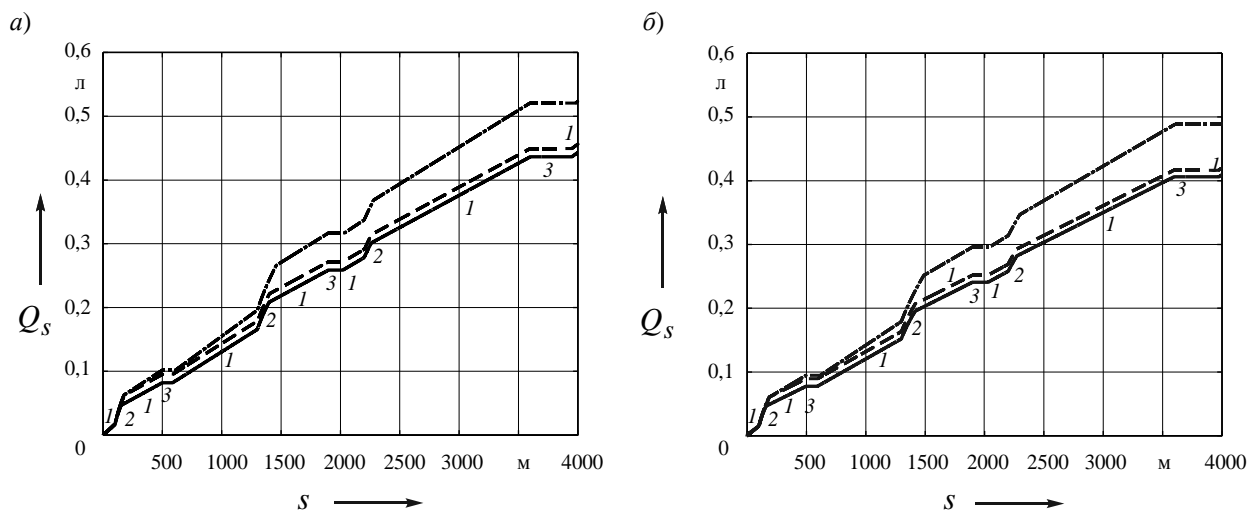


Рис. 4. Графики изменения текущего расхода топлива при перемещении автомобиля: а – при мощности двигателя 90 кВт; б – при мощности 78 кВт

Из этих графиков видно, что наибольшая интенсивность нарастания расхода топлива соответствует операциям разгона, на которых двигатель работает на внешней скоростной характеристике, т. е. реализует максимально возможную мощность, а следовательно, и часовой расход топлива. На операциях торможения двигателем подача топлива отключалась, поэтому

расход топлива отсутствовал.

В табл. 2 приведены полученные при моделировании значения суммарного расхода топлива Q_s за время реализации цикла для всех исследованных вариантов движения, а также значения путевого расхода топлива при циклическом движении $Q_{сц}$, вычисленные по формуле (17).

Табл. 2. Показатели топливной экономичности автомобиля, полученные при моделировании ездового цикла

Максимальная мощность двигателя, кВт	Вариант управления трансмиссией	Обозначение и величина показателя				
		g_{eP} , г/(кВт·ч)	G_{TP} , кг/ч	Q_s , л	$Q_{сц}$, л/100км	Q_p , л
$P_{e\max} = 90$	1	274	24,66	0,4431	11,077	4,424
	2			0,4566	11,415	
	3			0,5223	13,058	
$P_{e\max} = 78$	1	274	21,31	0,4063	10,157	4,008
	2			0,4199	10,498	
	3			0,4883	12,208	



Первый вариант управления трансмиссией оказался предпочтительнее по оценке топливной экономичности. Наихудший результат получен в третьем варианте управления, когда использовались более высокие номера передач. Путевой расход топлива в этом случае при использовании двигателя большей мощности возрос на 17,9 %, а при меньшей – на 20,2 %. Следовательно, ездовые циклы нецелесообразно осуществлять на максимально возможных высших передачах. Увеличение

мощности двигателя при сохранении всех остальных параметров, в том числе удельного расхода топлива, приводит к возрастанию путевого расхода топлива.

На рис. 5 приведены графики изменения частоты вращения вала двигателя n_d в ездовом цикле. Характер изменения n_d определяется лишь управлением трансмиссией (номером передачи) и режимами движения (разгон, торможение, установившееся движение), но не зависит от мощности двигателя.

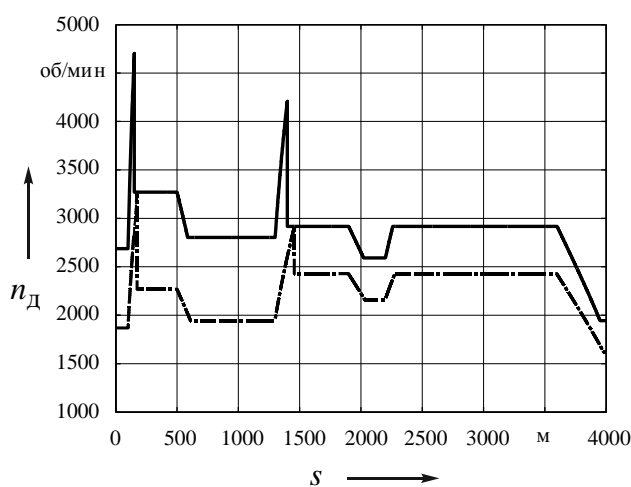


Рис. 5. Изменение частоты вращения вала двигателя в процессе реализации ездового цикла

В первом и втором вариантах управления графики различаются только на первых двух операциях – в первом n_d значительно выше, чем во втором (штриховая линия), а время разгона меньше, что сопровождается снижением затрат топлива на режиме разгона во второй операции цикла. Это в результате определяет конечную разность суммарных расходов в цикле Q_s (см. рис. 4, а, б) и, соответственно, путевых расходов $Q_{сц}$ (см. табл. 2). В третьем варианте расходы топлива на всех операциях разгонов значительно выше, чем в первом, что в конечном счете увеличивает путевой расход. Частота же

вращения вала двигателя на всех операциях цикла в третьем варианте управления значительно меньше, чем в первых двух, что обусловлено более низкими значениями передаточных чисел используемых передач.

Аналогична форма графиков мощности двигателя $P_e = f(n_d)$ при работе его на внешней скоростной характеристике. Графики на рис. 6, а соответствуют двигателю мощностью 90 кВт, а на рис. 6, б – 78 кВт. Отметим, что на режимах разгона двигатель работает на внешней скоростной характеристике, т. е. при $P_e = f(n_d)$. При использовании высших передач реализуется более низкая частота вращения вала двигателя

и, соответственно, меньшая мощность, что увеличивает время разгона и расход топлива в операциях разгона. При этом, как видно из рис. 1, б, удельный расход топлива оказывается выше, чем в пер-

вых двух вариантах управления трансмиссией. В результате суммарный расход топлива в цикле возрастает (см. рис. 4, а, б).

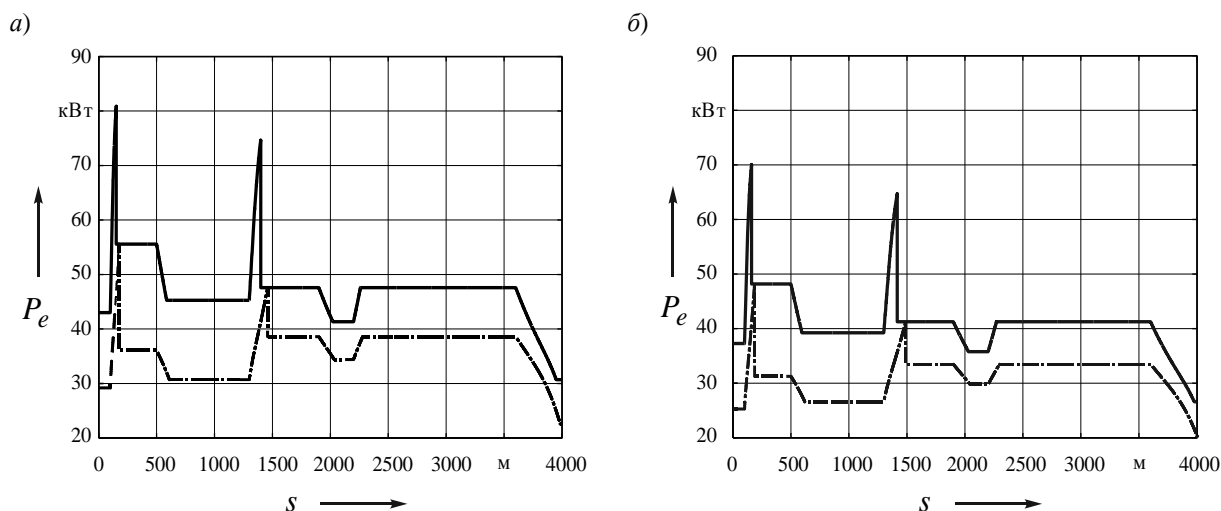


Рис. 6. Графики мощности двигателя на внешней скоростной характеристике на частотах вращения, соответствующих рис. 5

На рис. 7, а, б показаны графики изменения коэффициентов использования частоты вращения E и мощности двигателя I в циклическом движении. В третьем варианте управления коэффициент E значительно меньше, чем в первом и втором, а коэффициент I , наоборот, больше. Это приводит к увеличению коэффициента k_I , а следовательно, и к возрастанию расхода топлива при использовании более высоких передач (см. формулу (9)). Коэффициент k_E изменяется в небольших пределах относительно единицы и поэтому оказывает малое влияние на расход топлива. Графики изменения коэффициентов k_I и k_E представлены на рис. 8, а, б.

Одновременно с оценкой топливной экономичности обычно осуществляют сравнительный анализ показателей тягово-скоростных свойств автомобиля. Такой анализ был проведён и авторами с целью оценки влияния мощности двигателя на отмеченные показатели. Мо-

делировали разгон автомобиля на участке пути $s = 2000$ м согласно методике, предусмотренной стандартом [7].

В табл. 3 приведены значения следующих показателей: времени разгона автомобиля до скорости 100 км/ч – t_{v100} ; времени разгона на участках пути 400 и 1000 м – t_{400} и t_{1000} ; максимальной скорости v_{\max} в конце пути разгона; условной максимальной скорости $v_{y\max}$ (средняя скорость на последних 400 м пути). Определены также максимальное ускорение автомобиля a_{\max} на низшей передаче в начале разгона, максимальные значения динамических факторов на низшей $D_{H\max}$ и высшей передачах $D_{B\max}$. В табл. 2 приведено значение расхода топлива Q_p за время разгона на мерном участке $s = 2000$ м. Методика моделирования и определения этих параметров изложена в [2, 4].



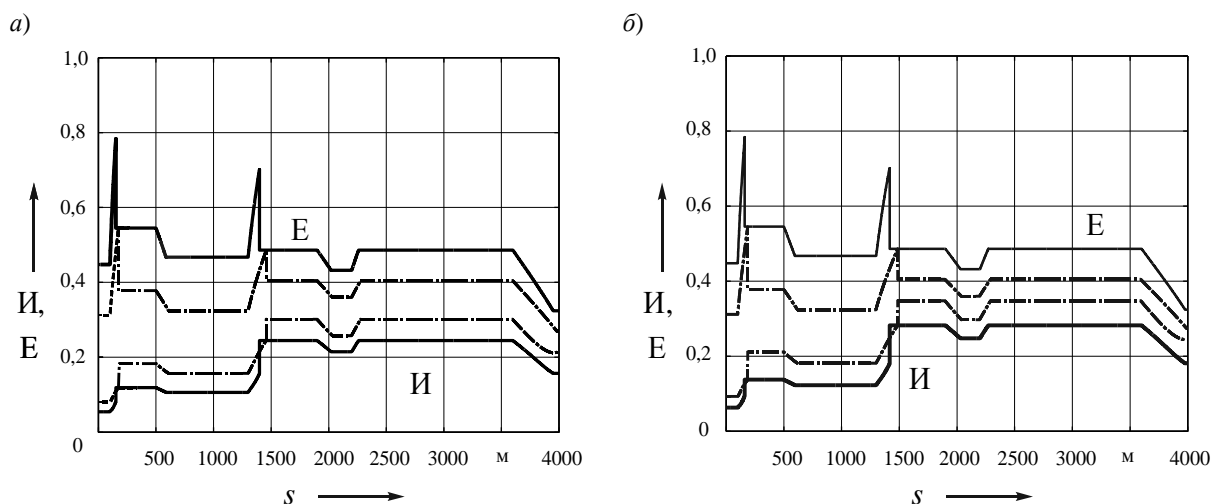


Рис. 7. Изменения коэффициентов использования частоты вращения Е и мощности двигателя И в циклическом движении

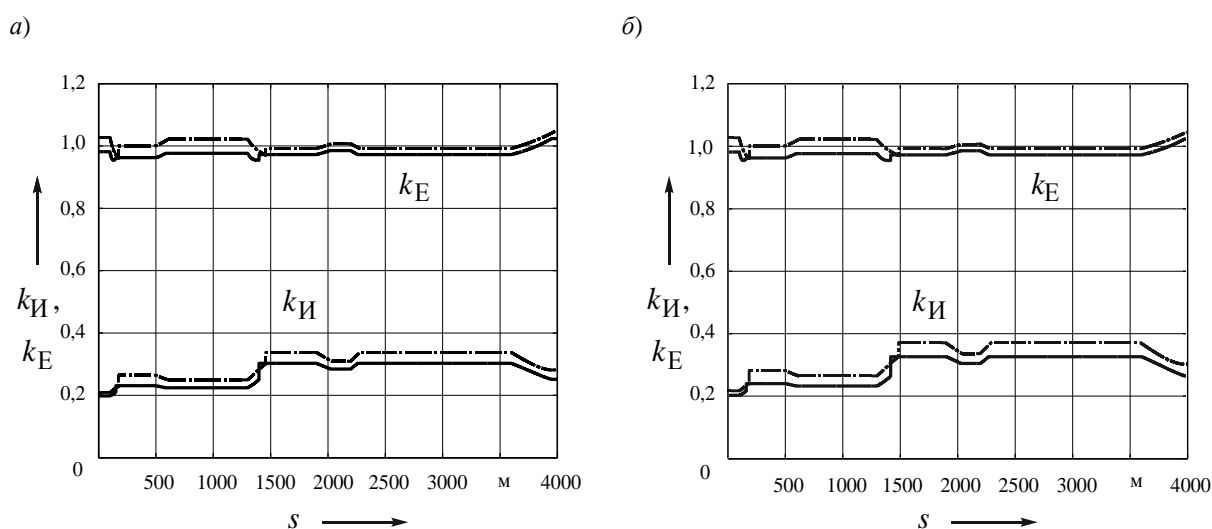


Рис. 8. Графики коэффициентов $k_{И}$ и $k_{Е}$

Табл. 3. Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля

Максимальная мощность двигателя, кВт	Обозначение и величина показателя							
	t_{v100}, c	t_{400}, c	t_{1000}, c	$v_{max}, км/ч$	$v_{y_{max}}, км/ч$	$a_{max}, м/с^2$	$D_{H_{max}}$	$D_{B_{max}}$
$P_{e_{max}} = 90$	12,045	18,013	33,133	181,06	177,78	3,627	0,613	0,103
$P_{e_{max}} = 78$	13,730	18,792	34,772	171,00	168,19	3,134	0,531	0,0868



Из табл. 3 видно, что все показатели тягово-скоростных свойств автомобиля LADA Vesta с двигателем мощностью 90 кВт значительно выше, чем с мощностью 78 кВт.

Заключение

1. Разработана математическая модель и методика компьютерной имитации движения автомобиля в ездовом цикле, позволяющая на стадии проектирования прогнозировать возможные значения показателей топливной экономичности и осуществлять на их основе выбор рациональных параметров механизмов автомобиля, обеспечивающих высокие показатели его топливной экономичности.

2. На основе моделирования ездо-

вого цикла на дороге проведены исследования по определению путевого расхода топлива и его зависимости от мощности используемого двигателя и режима управления трансмиссией легкового автомобиля класса С при выполнении операций, предусмотренных операционной картой цикла.

3. В результате исследований установлено, что при увеличении мощности двигателя и использовании высоких номеров передач на этапах ездового цикла путевой расход топлива возрастает.

4. Снижение мощности двигателя приводит к ухудшению показателей тягово-скоростных свойств автомобиля. Следовательно, задача выбора параметров создаваемого автомобиля должна решаться на основе оптимального компромисса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кравец, В. Н.** Законодательные и потребительские требования к автомобилям: учебное пособие / В. Н. Кравец, Е. В. Горынин. – Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т, 2000. – 400 с.
2. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
3. **Кравец, В. Н.** Теория автомобиля: учебник для вузов / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. – Москва: Гринлайн+, 2011. – 884 с.
4. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
5. **Литвинов, А. С.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. **ГОСТ 20306-90.** Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.
7. **ГОСТ 22576-90.** Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 32 с.

Статья сдана в редакцию 20 сентября 2019 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: avtobru@gmail.com.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-29-634-57-04.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: avtobru@gmail.com.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Тел.: +375-29-634-57-04.

