

трехмерной модели. Построение трехмерных моделей элементов конвейера и оформление рисунков. Участие в обсуждении по-

лученных результатов. Написание раздела «Введение», «Заключение», общая редакция статьи.

.....

УДК 629.1.02

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ В ЕЗДОВОМ ЦИКЛЕ

С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков, В.В. Понякин
ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия
строительства и архитектуры»,
г. Макеевка

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассмотрена эффективность улучшения топливно-экономических свойств автомобиля в ездовом цикле WLTC за счет изменения передаточного числа главной передачи.

Методы и материалы. Основное внимание уделено определению величин расхода топлива путем численного моделирования процесса движения в ездовом цикле (ЕЦ). Для этого составлена непрерывная гладкая функция скорости автомобиля в соответствии с его категорией и энерговооруженностью, а также применены различные математические модели нагрузочно-скоростных характеристик эффективных показателей двигателя внутреннего сгорания – на основании классической теории и на основании экспериментальных исследований с дополнительным учетом неустановившихся режимов. Это позволило выполнить расчет топливной экономичности в комплексе нестационарных режимов движения (ездового цикла) с большей достоверностью.

Результаты. В работе приведены соответствующие значения массового расхода топлива и предложен алгоритм переключения передач.

Обсуждение. Полученные результаты позволяют выполнять оценку влияния отдельных передаточных чисел трансмиссии на топливно-экономическую эффективность автомобиля в перспективном Всемирном гармонизированном ездовом цикле с дополнительным учетом изменения тягово-скоростных эксплуатационных свойств.

Заключение. Приведенная в работе методика расчета может применяться при решении задач комплексного оптимизационного синтеза конструкционных и режимных параметров механических трансмиссий современных автомобилей.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ездовой цикл, массовый расход топлива, передаточное число, двигатель внутреннего сгорания, трансмиссия, главная передача, мощностной баланс.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время значительное внимание уделяется экономии и рациональному распределению энергоносителей (нефти и др.). Автомобильный транспорт является основным потребителем этих ресурсов.

К снижению энергетических затрат автомобиля приводят два комплекса мероприятий:

1) уменьшение сопротивления движению (за счет применения кузовов с улучшенной обтекаемостью, снижения снаряженной массы, совершенствования шин, ходовой части и т.д.);

2) повышение энергетической эффективности силовой установки (СУ) автомобиля, включающую двигатель и трансмиссию. Это достигается за счет увеличения эффективного КПД ДВС, применения многоступенчатых трансмиссий, систем рекуперации энергии [1], гибридного привода, а также совершенствования алгоритмов управления. Данный комплекс мероприятий является более эффективным, т.к. связан с рабочими процессами таких агрегатов и узлов, которые характеризуются большими потерями энергии (например, общий

КПД СУ автомобиля при его движении в различных нагрузочно-скоростных режимах может варьироваться от 0,3 до 0,05 [2].

Соответствующее традиционное направление по повышению удельной топливной экономичности заключается в увеличении максимального (пикового) КПД силовых установок (за счет поднятия степени сжатия, применения систем наддува ДВС, механизмов изменения фаз газораспределения, внедрению электронных комплексных систем управления и т.д.).

В современных условиях развивается также и альтернативное направление по повышению удельной топливной экономичности путем увеличения не максимального, а среднего значения КПД силовой установки за счет согласования характеристик двигателя и трансмиссии. Это достигается рациональным выбором режимных и конструкционных параметров для заданных эксплуатационных условий. Рассмотренное направление представляет собой задачу оптимизации и требует выбора критерия эффективности процесса движения и определения соответствующих оптимизационных параметров.

Рост цен на углеводородное топливо и ухудшение экологической ситуации, связанный с интенсивностью дорожного движения, обусловили разработку и внедрение единых методов определения и оценки топливно-экономических и экологических свойств на основе стандартизированных ездовых циклов [3]. Наиболее распространенными являются: Новый европейский ездовой цикл (NEDC), Американский ездовой цикл (FTP-75) и Японский ездовой цикл (JC-08). В 2017 г. взамен рассмотренным вводится Всемирный гармонизированный ездовой цикл (WLTC) [4], который основан на мировом статическом исследовании режимов движения, характеризуется большими ускорениями и отсутствием участков ускорившегося движения.

До разработки и внедрения ЕЦ основными критериями при согласовании параметров СУ автомобиля являлись его тягово-скоростные свойства [2] и топливная экономичность [5, 6, 7]. В современных исследованиях в качестве критерия рекомендуется принимать интегральное количество израсходованного за ЕЦ топлива с возможностью приоритетного учета тягово-скоростных свойств и экологичности автотранспортного средства [8, 9, 10, 11, 12].

Рассматриваемая задача наиболее просто решается для АТС, оснащенных механической трансмиссией. В этом случае оптимизационными параметрами являются передаточные числа (ПЧ).

В настоящей работе, в отличие от исследований [9, 10, 11, 12], выполнена оценка влияния на критерий удельной топливной экономичности в ездовом цикле WLTC передаточного числа главной передачи (ГП). Этот выбор обусловлен относительно небольшими затратами и малой трудоемкостью создания соответствующих модификаций автомобиля. Результаты позволят рассмотреть перспективы и дальнейшие направления настоящего исследования.

Цель исследования: разработать методику для оценки зависимости количества топлива, затраченного автомобилем в ездовом цикле, от передаточного числа главной передачи.

Задачи исследования: выбор критерия и определение параметров процесса повышения топливной экономичности; выбор в качестве примера автомобиля для выполнения исследований; разработка математической модели нагрузочно-скоростных характеристик ДВС; выбор функций режимов движения автомобиля; создание функциональной зависимости требуемой мощности в выбранном ЕЦ; разработка алгоритма переключения передач; выполнение оценки влияния ПЧ главной передачи на расход топлива в ЕЦ.

Объект исследования. Силовые установки автомобилей, включающие двигателя внутреннего сгорания и механическую ступенчатую трансмиссию.

Предмет исследования. Конструкционные и режимные параметры силовых установок.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

На основе анализа теоретических и экспериментальных данных эффективной мощности и удельного расхода топлива ДВС, а также потерь в трансмиссии, получены аналитические функции данных характеристик в зависимости от параметров регулирования этих агрегатов. Разработана численная методика для оценивания эффективности снижения расхода топлива в условиях ездового цикла WLTC за счет изменения параметров трансмиссии.

Для выполнения настоящего исследования в качестве примера выбраны характеристики автомобиля ГАЗ 2752 «Соболь Бизнес» с двигателем УМЗ-4216 [13, 14].

Для построения математических моделей движения автомобиля в ЕЦ и нагрузочно-скоростных характеристик его двигателя применена система компьютерной алгебры Mathcad.

Обязательным условием для выполнения численного моделирования процесса движения автомобиля является наличие связи

характеристик и параметров СУ с параметрами режима движения – скоростью V , продольным ускорением j и относительным продольным уклоном дороги i . Непрерывная функция $V=f(t)$ в ЕЦ получена методом интерполяции кубическим сплайном [15,16] данных соответствующего стандарта [3]. Кинематическая составляющая рассматриваемой связи определена известными зависимостями через передаточные числа трансмиссии [1]:

$$n(t) = 9,52 \cdot V(t) \cdot U_{kn}; U_0 \cdot r_k^{-1}; \varepsilon(t) = j(t) \cdot U_{kn}; U_0 \cdot r_k^{-1}; [V = f(t), j = dV(t)/dt], \quad (1)$$

где n и ε – соответственно частота вращения и угловое ускорение коленчатого вала ДВС, мин⁻¹; j – ускорение автомобиля, м/с²; V – скорость движения автомобиля, м/с; U_{kn} – передаточное число коробки передач (КП); U_0 – передаточное число ГП; r_k – радиус качения ведущего колеса, м.

Для определения динамической составляющей процесса движения автомобиля необходимо определить зависимость требуемой мощности СУ от параметров режима движения, кВт:

$$N_T = f(V, j, i). \quad (2)$$

Эта функция рассматривается как «характеристика сопротивления движению» АТС, которая в соответствии с принципом Даламбера сопровождается балансом мощности, кВт [2]:

$$N_T(V, j, i) = \frac{V \cdot ((f + i) \cdot m_a \cdot g + k_B \cdot F \cdot V^2 + m_a \cdot j) + (J_K \cdot n_k + J_{КП} \cdot U_0^2) \cdot \frac{j \cdot V}{r_k^2}}{1000 \cdot \eta_t}, \quad (3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению; m_a – масса автомобиля, кг; k_B – коэффициент сопротивления воздушной среды, кг/м³; F – площадь миделевого сечения автомобиля, м²; J_K – момент инерции колеса, кг·м²; n_k – количество колес на автомобиле; $J_{КП}$ – момент инерции карданной передачи, кг·м²; η_t – КПД трансмиссии.

Степень достоверности математической модели нагрузочно-скоростных характеристик ДВС имеет особую важность, т.к. работой двигателя определяются экономические, динамические и экологические качества соответствующего транспортного средства в целом. В соответствии с теорией автомобиля [2], функциональные зависимости нагрузочно-скоростных характеристик могут быть получены на основании рекомендаций Р.С.Лейдермана и И.С. Шлиппе, кВт, г/(кВт·ч):

$$N_e = f(n, k) = N_{e\max} \cdot k \cdot \left[a \cdot \frac{n}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (4)$$

$$g_e(n, k) = g_{en} \cdot (a_u - b_u \cdot k + c_u \cdot k^2) \cdot \left[a_n - b_n \cdot \frac{n}{n_N} - c_n \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт; n_N – номинальная частота вращения коленчатого, мин⁻¹; a, b, c – полиномиальные коэффициенты функции мощности; k – коэффициент использования мощности [$0 \leq k \leq 1$]; g_{en} – удельный расход топлива ДВС, г/(кВт·ч); a_u, b_u, c_u и a_n, b_n, c_n – полиномиальные коэффициенты функции удельного расхода топлива.

В настоящей работе рассмотрена также и альтернативная модель нагрузочно-скоростных характеристик ДВС выбранного автомобиля, разработанная на основании проведенного комплекса стендовых испытаний с учетом неустановившихся режимов работы, кВт, г/(кВт·ч) [12,17]:

$$N_e = f(n, \varepsilon, \lambda, \delta), \quad (6)$$

$$g_e = f(n, \varepsilon, \lambda, \delta), \quad (7)$$

где λ – коэффициент нагрузки (пропорционально связан с положением органа, регулирующего нагрузку [$0 \leq \lambda \leq 1$]); δ – скорость изменения нагрузки ($\delta = d\lambda / dt$).

Процедура WLTP регламентирует только общие положения по выбору моментов переключения передач [4], поэтому в настоящем исследовании разработан и предложен для практического применения соответствующий алгоритм с учетом следующих условий:

- 1) соблюдение мощностного баланса в трансмиссии $N_e(t) = N_t(t)$;
- 2) частота вращения ДВС принадлежит рабочему диапазону [$n_{min} \leq n(t) \leq n_{\lambda}$];
- 3) обеспечение минимального удельного расхода топлива в каждой точке ЕЦ.

Численное моделирование процесса движения по ЕЦ осуществлялось в соответствии с методикой [18]. Суммарное количество затраченного топлива m_{ai} в ЕЦ определено зависимостью, г/ездовой цикл,

$$m_{ai}(t, U_0) = \int_0^{1460} G(t, U_0) dt \cong \frac{G_a - G_b}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} G(a + i \cdot h), \quad (8)$$

$$G(t, U_0) = \frac{g_e(n, \varepsilon, \lambda, \delta) \cdot N_t(t)}{3600} + G_{xx}(t, U_0), \text{ г/с}, \quad n, \varepsilon, \lambda, \delta = f(t, U_0), \quad (9)$$

где $G_{xx}(t)$ – функция расхода топлива ДВС при его работе без нагрузки, г/с; a, b – начальная и конечная точки интегрирования, h – шаг, n – количество расчетных точек.

Правая часть равенства (8) составлена для рационализации вычисления m_{ai} (критерия) для различных значений U_0 (оптимизационный параметр) в системе Mathcad [16].

Зависимость ускорения от скорости движения при свободном разгоне автомобиля (с полной подачей топлива), необходимая для определения рассмотренных в таблице тягово-скоростных свойств [18], рассчитана с помощью компьютерной алгебры MathCAD итерационным способом, м/с²:

$$j(V, U_m) = \begin{cases} a_j \leftarrow a_x \\ \xi_N \leftarrow 0.01 \\ j_x \leftarrow 0 \\ \text{while}[(1 - \xi_N) \cdot N_t(V, j_x)] < [\eta_{kn}(U_m) \cdot N_e(n(V, U_m), 1, \varepsilon(j_x, U_m), 0)], \\ j_x \leftarrow j_x + a_j \\ j_x \end{cases} \quad (10)$$

где a_j – начальное значение ускорения автомобиля, 0 м/с²; a_x – шаг итерации; ξ_N – заданная точность сходимости уравнения мощностного баланса.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Нагрузочно-скоростные характеристики эффективных показателей двигателя рассматриваемого в качестве примера автомобиля, показаны на рисунке 1: при применении в качестве исходных зависимостей рекомендаций теории автомобиля: формул (4) и (5) – рисунок 1, а; и результатов расчетно-экспериментальной методики [19,20]: формул (6) и (7) – рисунок 1, б и рисунок 1, в соответственно при работе ДВС на установившемся режиме ($n = const, \lambda u k = const, \varepsilon = 0, \delta = 0$), а также, в каче-

стве примера, на одном из неустановившихся режимов работы ($n = var, \lambda u k = var, \varepsilon = 15 \text{ рад/с}^2, \delta = 0, 1$). На рисунке 1, а показана зависимость коэффициента использования мощности от коэффициента нагрузки.

В графическом виде полученные в результате расчетов зависимости скорости движения в ЕЦ ($V = f(t)$) и развиваемой при этом мощности (3) приведены на рисунке 2.

Разработанный алгоритм для выбора номера передачи в коробке передач при движении автомобиля по ездовому циклу WLTC приведен на рисунке 3.

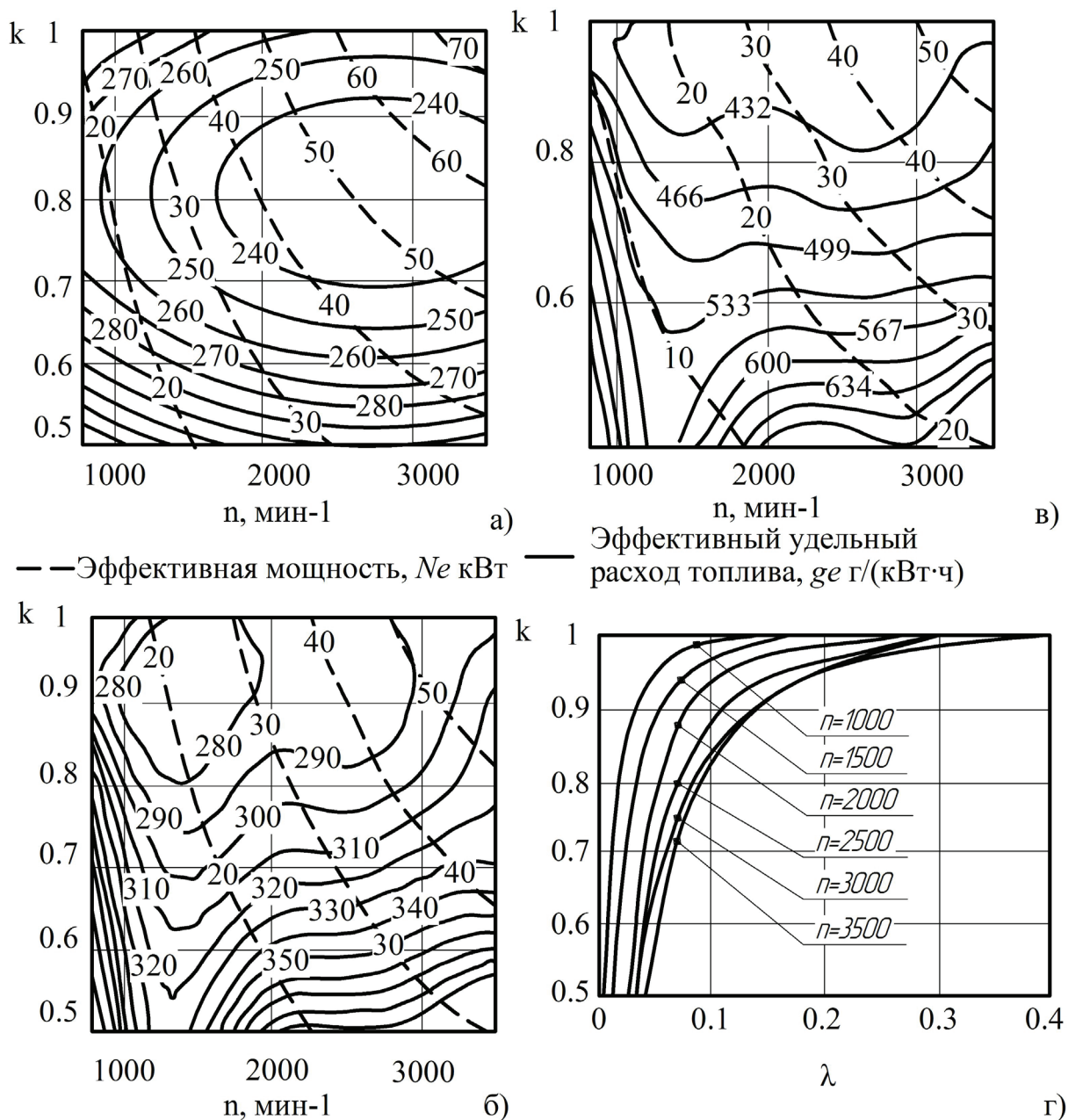


Рисунок 1 – Нагрузочно-скоростные диаграммы эффективной мощности и удельного расхода топлива ДВС УМЗ-4216:
а) классическая теория автомобиля;
б-в) экспериментальные данные
Figure 1 – Charts of effective power and specific fuel consumption of the UMZ-4216 ICE:
classic theory of the car (a); experimental data (б-в)

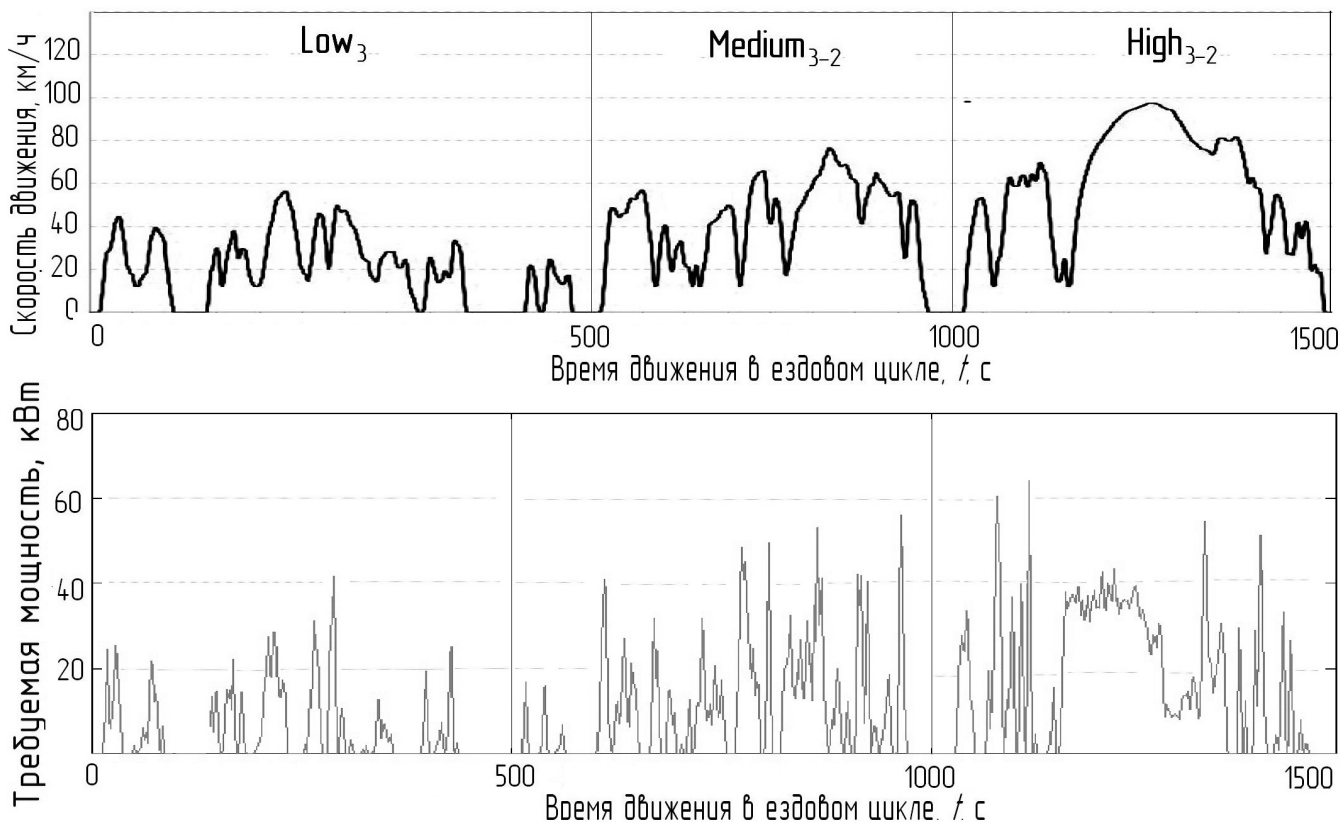


Рисунок 2 – Скорость и требуемая мощность СУ АТС ГАЗ 2752 «Соболь Бизнес» в ЕЦ WLTC
 Figure 2 – Speed and required power of the unit GAZ 2752 "Sobol-Business" in The WLTC

Функции $n_1(t, U_0) \dots n_5(t, U_0)$ алгоритма являются зависимостями частоты вращения коленчатого вала ДВС от времени движения в ЕЦ и передаточного числа ГП при включенной 1...5 передачах. Функции $\lambda_1(t, U_m) \dots \lambda_5(t, U_m)$ – зависимости коэффициента нагрузки ДВС от времени движения в ЕЦ и передаточного числа ГП при включенной 1...5 передачах.

Результаты расчета целевой функции (8) для рассматриваемого диапазона допустимых значений параметров U_0 приведены на рис. 4. В качестве ограничений, накладываемых на оптимизационный параметр, выбраны: минимальное передаточное число главной передачи ($U_{0н} = 4$) и ее максимальное значение ($U_{0м} = 5,2$). $U_{0н}$ обусловлено наличием запаса мощности, обеспечивающего движения по ЕЦ, $U_{0м}$ ограничено максимальной частотой вращения ДВС.

Оценка эффективности выбранных значений передаточных чисел ГП по отношению к серийному значению ($U_0 = 4,3$) – точки «А» и «В» на рисунке 4, выполнена в таблице 1.

ОБСУЖДЕНИЕ

Исходя из графика, приведенного на рисунке 4, можно сделать вывод, что зависимость изменения количества израсходованного топлива соответствует известной закономерности – увеличение нагрузки на ДВС сопровождается ростом его эффективного КПД и, как следствие, снижением расхода топлива в ЕЦ. Однако более крутой рост кривой расхода, построенной с учетом неустановившихся режимов работы ДВС (линия 2) обуславливает значительное влияние на топливную экономичность в ездовом цикле WLTC процессов ухудшения эффективных показателей двигателя при переходе от одного нагрузочно-скоростного режима к другому. Таким образом, применение соответствующей математической модели характеристик ДВС и выбранной методики численного моделирования процесса движения по ездовому циклу является оправданным шагом при анализе и синтезе параметров силовых установок перспективных автомобилей.

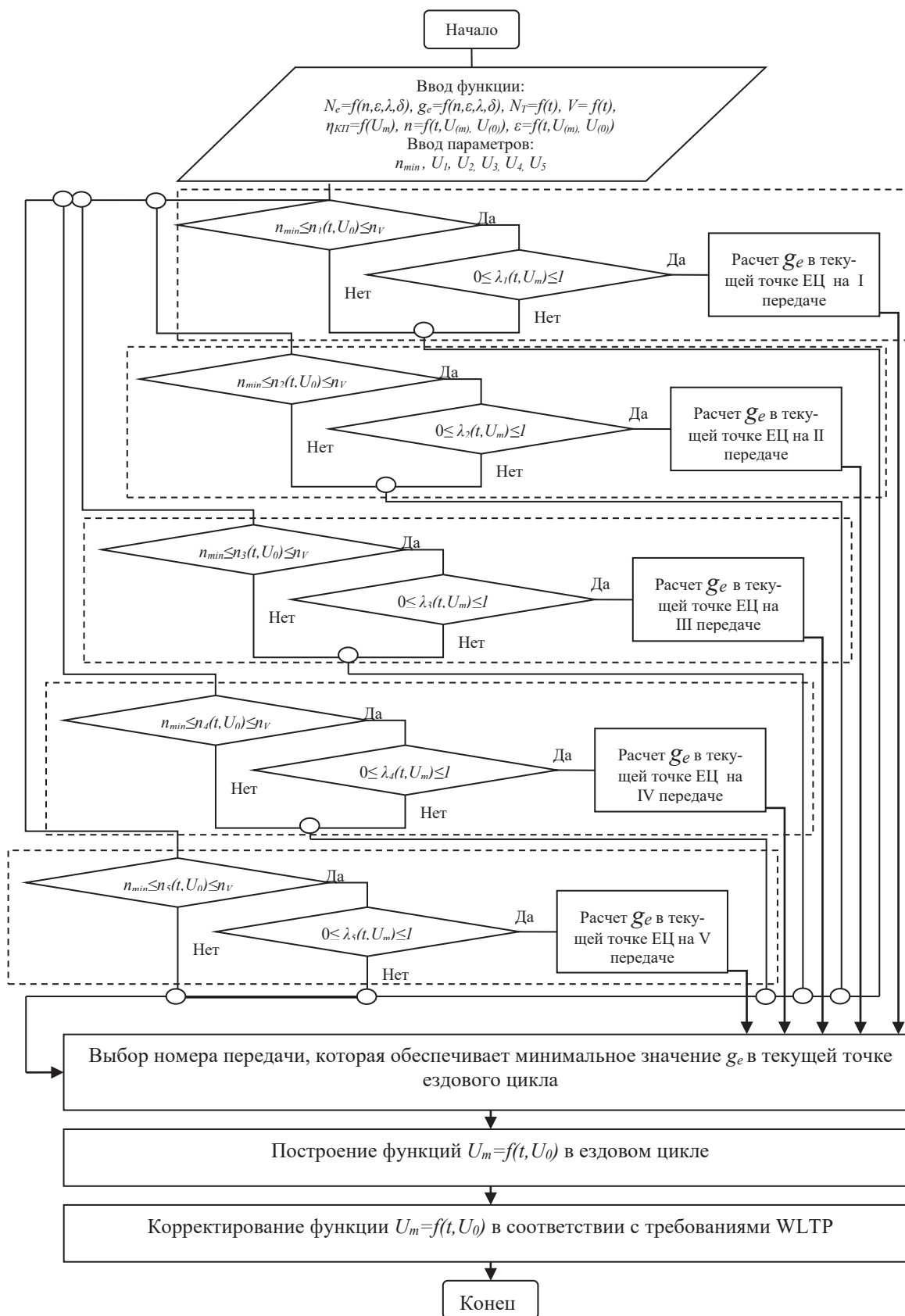


Рисунок 3 – Алгоритм выбора передач в ездовом цикле WLTC
 Figure 3 – Algorithm for selecting gears in the driving cycle of WLTC

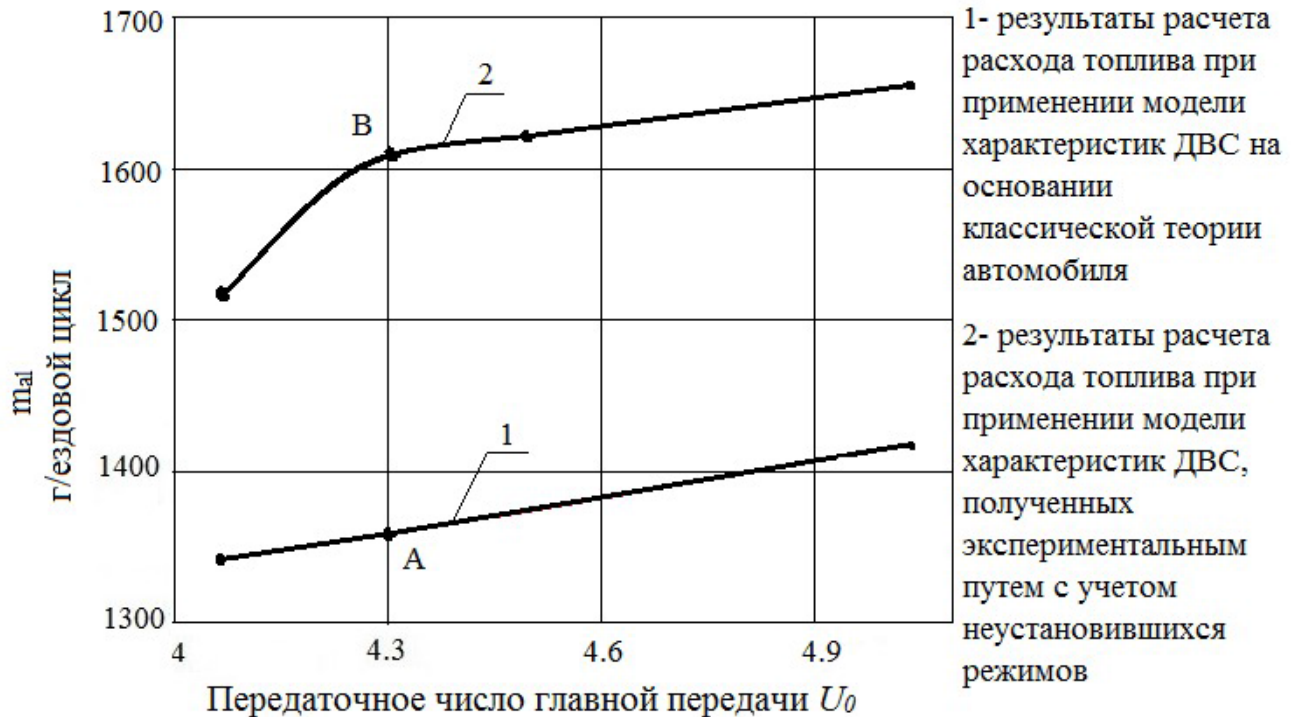


Рисунок 4 – Расхода топлива за ездовой цикл в зависимости от ПЧ главной передачи
Figure 4 – Dependence of the fuel consumption on the ratio of the main gear

Таблица 1
ПОКАЗАТЕЛИ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ В ЕЦ WLTC
Table 1
INDICATORS OF TRACTION-SPEED PROPERTIES AND FUEL ECONOMY IN THE WLTC

Передаточное число ГП	Расход топлива в ездовом цикле $m_{эл}$, г/ездовой цикл	Время разгона до скорости 100 км/ч, с	Время прохождения пути 400 м, с	Время прохождения пути 1 000 м, с
Значения получены на основании расчетной модели – формулы (5) и (6)				
4,1	1 341(1,7)	21,1(-0,95)	23,1(-0,26)	41,78(-0,19)
4,3*	1 357(0)	20,9(0)	23,04(0)	41,7(0)
5,125	1 418(-4,5)	21,3(-1,9)	23,8(-3,29)	44(-5,5)
Значения получены на основании экспериментальной модели – формулы (7) и (8)				
4,1	1 553(6)	30/(1,9)	29,4(0,6)	49,2(2,45)
4,3*	1 654(0)	30,6(0)	29,57(0)	50,44(0)
4,556	1 664(-0,6)	29,3(4,2)	29,4(0,6)	50,511(-0,14)
* – ПЧ серийной трансмиссии автомобиля ГАЗ 2752 «Соболь Бизнес» ** – в скобках приведена разница показателей в процентах по отношению к соответствующим величинам, полученным при применении ПЧ серийной трансмиссии ($U_0=4,3$)				

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе выполнена оценка относительно влияния передаточного числа главной передачи автомобиля категории M₁, на примере параметров и характеристик ГАЗ-2752 «Соболь Бизнес» с двигателем УМЗ-4216, на потребление топлива во Всемирном гармонизированном ездовом цикле WLTC с учетом изменения тягово-скоростных свойств по ГОСТ-22576 – 90.

Для выполнения данного анализа был выбран оценочный критерий, определен варьируемый параметр, разработан и рекомендован алгоритм переключения передач в рассматриваемом ЕЦ. В работе также выполнено сравнение полученных в процессе численного моделирования топливно-экономических и тягово-скоростных свойств рассматриваемого автомобиля при применении различных методов

построения математической модели нагрузочно-скоростных характеристик эффективных показателей ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гусаков С.В., Марков В.А., Бехджуйан Х. Расчетные исследования автомобильной силовой установки с системой рекуперации энергии // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 2(671). С. 20 – 27.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
3. ГОСТ Р 41.101-99 (Правила ЕЭК ООН №101). М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
4. Предложение по новым глобальным техническим правилам, касающимся всемирных согласованных процедур испытания транспортных средств малой грузоподъемности, ЕЭК ООН 2014 г. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.unecsc.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2014/wp29/ECE-TRANS-WP29-2014-027e.pdf> (дата обращения 05.10.2017).
5. Наркевич Э.И. Методы комплексного исследования тягово-скоростных свойств и топливной экономичности городских автобусов : автореф. дис. ... канд. тех. наук. М., 1982. 16 с.
6. Токарев А.А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии // Автомобильная промышленность. 1975. № 10. С. 16 – 18.
7. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990. 135 с.
8. Павленко В.А. Повышение топливной экономичности автомобиля оптимизацией параметров системы «двигатель – трансмиссия» : дис. ... канд. тех. наук. Х., 2004. 178 с.
9. Адысов А.Ю. Разработка методики выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля на основе рационального сочетания тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и токсичности выхлопных газов : дис. ... канд. тех. наук. Нижний Новгород, 2002. 200 с.

10. Блохин А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля : дис. ... канд. тех. наук. Нижний Новгород, 2006. 256 с.
11. Русаков С.С. Разработка методики оптимизации передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии легкового автомобиля с учетом режимов работы его двигателя : дис. ... канд. тех. наук. Ижевск, 2007. 134 с.
12. Савенков Н.В. Метод выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля категории N1 на основе ездового цикла // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2016. № 2. С. 158 – 165.
13. Автомобили семейства «ГАЗель Бизнес»: руководство по эксплуатации 3302-3902010-20 РЭ. Третье издание; отв. ред. Д.В. Аросланкин. Нижний Новгород: ООО «Автозавод «ГАЗ», 2011. 88 с.
14. Березин Е.Б., Хасянов Н.И., Уланов О.А. [и др.]. Устройство, ремонт и техническое обслуживание УМЗ-4213, УМЗ-4216 Евро-3. Ульяновск : ОАО «Ульяновский моторный завод», 2008. 69 с.
15. Горожанкин С.А., Шитов А.А., Савенков Н.В. Методики для аппроксимации зависимостей нескольких переменных в программной среде MS Excel и Mathcad // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. 2016. № 3(247). С. 35 – 47.
16. Кирьянов Д.В. Mathcad 14. СПб.: БХВ-Петербург, 2007. 704 с.
17. Акатов Е.М., Белов П.М., Дьяченко Н.Х., Мусатов В.С. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. М-Л : Машгиз, 1960. 282 с.
18. ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1990. 15 с.
19. Савенков Н.В. Оптимизация режимов силовой установки автомобиля для повышения его топливной экономичности // Научно-технический журнал «Автомобильная промышленность». 2016. № 6. С. 12 – 18.
20. Савенков Н.В. Метод выбора передаточных чисел силовой установки автомобиля категории N1 на основе ездового цикла : дис. ... канд. тех. наук. Москва. 2017. 206 с.

INFLUENCE OF MAIN GEAR RATIO ON CAR FUEL EFFICIENCY IN THE DRIVE CYCLE

S.A. Gorozhankin, N.V. Savenkov, V.V. Ponyakin

ABSTRACT

Introduction. The article presents the improvement efficiency of fuel and economic properties of the vehicle in WLTC driving cycle by means of the main gear ratio changing.

Materials and methods. Great attention is paid to the fuel consumption determination by the numerical simulation of the moving process in the driving cycle. To illustrate this process, a continuous function of the vehicle speed and various mathematical models of the internal combustion engine characteristics – based on the classical theory, and also on the basis of experimental studies with additional account of transient modes – is formed in the research.

Results. Therefore, the corresponding values of the mass fuel consumption and the gear shifting algorithm are proposed in the article.

Discussion. The obtained results allow to carry out the effect of individual gear ratios' evaluation on the fuel and economic efficiency of the vehicle in the prospective World Harmonized Driving Cycle with additional consideration of the traction and speed performance changing.

Conclusion. It can be concluded that the calculation methods used in the research could be applied for solving the problems of complex optimization synthesis of structural and regime parameters in mechanical transmissions of modern automobiles.

KEYWORDS: *drive cycle, mass fuel consumption, gear ratio, internal combustion engine, transmission, main gear, power balance.*

REFERENCES

- Gusakov S.V., Markov V.A., Behdzhujan H. Raschetnye issledovaniya avtomobilnoy silovoy ustanovki s sistemoy rekuperatsii energii [Calculation studies of an automobile power plant with an energy recovery system]. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building, 2016, no 671, pp. 20 – 27.
- Litvinov A.S. Avtomobil: Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv: Uchebnyk dlya vuzov po spetsialnosti "Avtomobili i avtomobilnoye khozyaystvo", [Car: The theory of operational properties: A textbook for high schools on the specialty "Cars and Automobile Economy"]. Moscow, Mechanical engineering, 1989. 240 p.
- State Standard 41.101-99. Moscow, IPK Standartinform Publ., 2001. 41p.
- Predlozhenie po novym global'nym tehniceskim pravilam, kasajushimsya vseмирnyh soglasovannyh procedur ispytaniya transportnyh sredstv maloj gruzopodemnosti [Proposal for a new global technical regulation on the Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)]. Available at <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2014/wp29/ECE-TRANS-WP29-2014-027e.pdf> (accessed 05 November 2017).
- Narkevich E.I. Metody kompleksnogo issledovaniya tyagovo-skorostnykh svoystv i toplivnoy ekonomichnosti gorodskikh avtobusov. avtoref. dis. kand. tekhn. nauk [Methods for a comprehensive study of traction-speed properties and fuel economy of city buses, abstract Diss. of Ph.D.]. Moscow, 1982. 16p.
- Tokarev A.A. Giperbolicheskiy ryad peredatochnykh chisel transmissii [Hyperbolic series of transmission ratio]. Automotive industry, 1975, no. 10, pp. 16 – 18.
- Govorushchenko N.Ya. Ekonomiya topliva i snizheniye toksichnosti na avtomobilnom transporte [Fuel economy and toxicity reduction in road transport]. Moscow, Transport, 1990, 135 p.
- Pavlenko V.A. Povysheniye toplivnoy ekonomichnosti avtomobilya optimizatsiyey parametrov sistemy "dvigatel – transmissiya" dis. kand. tekhn. nauk [Improving the fuel economy of the car by optimizing the parameters of the engine-transmission system. Diss. of Ph. D.]. Kharkiv, KhNAHU, 2004. 178p.
- Adyasov A.Yu. Razrabotka metodiki vybora peredatochnykh chisel transmissii avtomobilya na osnove ratsionalnogo sochetaniya tyagovo-skorostnykh svoystv. toplivnoy ekonomichnosti i toksichnosti vykhlopnykh gazov: dis. kand. tekhn. nauk [Development of a technique for selecting transmission ratios of the car's transmission based on a rational combination of traction-speed properties, fuel efficiency and exhaust toxicity. Diss. of Ph.D.]. Nizhny Novgorod, NNSTU, 2002. 200p.
- Blokhin A.N. Razrabotka metodiki poiska ratsionalnykh peredatochnykh chisel transmissii s uchetom ekspluatatsionnykh svoystv i naznacheniya avtomobilya: dis. kand. tekhn. nauk [Development of a technique for the search for rational transmission ratios of the transmission, taking into account the operational properties and purpose of the vehicle Diss. of Ph.D.]. Nizhny Novgorod, NNSTU, 2006. 256p.
- Rusakov S.S. Razrabotka metodiki optimizatsii peredatochnykh chisel mekhanicheskoy stupenchatoy transmissii legkovogo avtomobilya s uchetom rezhimov raboty ego dvigatelya: dis. kand. tekhn. nauk [Development of a technique for optimizing the gear ratios of a mechanical step-by-step transmission of a passenger car, taking into account the operating modes of its engine. Diss. of Ph.D.]. Izhevsk, ISTU, 2007. 134p.
- Savenkov N.V. Metod vybora peredatochnykh chisel transmissii avtomobilya kategorii N1 na osnove ezhdovogo tsikla [The method of selecting transmission ratios of the N1 category car transmission based on the driving cycle]. Vestnik KuzSTU, 2016, no. 2, pp.158 – 165.
- D.V. Aroslankin Avtomobili semeystva «GAZel Biznes». Rukovodstvo po ekspluatatsii 3302-3902010-20 RE. Trete izdanie [Cars of the GAZel Business family. Manual 3302-3902010-20 RE. Third Edition] Nizhny Novgorod, GAZ, 2011. 88 p.
- Berezin E.B., Hasyanov N.I., Ulanov O.A. Ustroystvo, remont i tehniceskoe obsluzhivanie UMZ-4213, UMZ-4216 Euro-3 [Device, repair and maintenance UMZ-4213, UMZ-4216 Euro-3]. Ulyanovsk, UMZ, 2008, 69 p.
- Gorzhankin S. A., Shitov A. A., Savenkov N. V., Metodiki dlya approksimatsii zavisimostey neskolkih peremennykh v programmnoy srede MS Excel i Mathcad [Techniques for approximating the dependencies of several variables in the MS Excel and Mathcad software environment], Ntv SpbSTU, 2016, no 247, pp.35 – 47.
- Kiryakov D.V. Mathcad 14, Saint Petersburg, BHV-Petersburg, 2007. 704p.
- Akatov E.M., Belov P.M., D'jachenko N.H., Musatov B.C. Rabota avtomobilnogo dvigatelya na neustanovivshemsya rezhime [The operation of the car engine at an unsteady state]. Moscow-Leningrad, Mechanical engineering, 1960. 282 p.
- State Standard 22576-90. Motor vehicles. Speed characteristics. Test methods. Moscow, Standartinform Publ., 1990. 15 p.
- Savenkov N.V. Optimizatsiya rezhimov silovoy ustanovki avtomobilya dlya povysheniya ego toplivnoy ekonomichnosti [Optimization of the modes of the power plant of the car for increasing its fuel efficiency]. Automotive industry, 2016, no 6, pp. 12 – 18.
- Savenkov N.V. Metod vybora peredatochnykh chisel silovoy ustanovki avtomobilya kategorii N1 na osnove ezhdovogo tsikla: dis. kand. tekhn. nauk [The method of choosing the gear ratios of the power plant of a car of category N1 on the basis of a driving cycle. Diss. of Ph.D.]. Moscow, 2017. 206p.

Поступила 30.11.2017, принята к публикации 15.02.2018.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Горожанкин Сергей Андреевич (г. Макеевка) – доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая эксплуатация и сервис автомобилей, технологических машин и оборудования», ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры» (286123, г. Макеевка, ул. Державина, д. 2; e-mail: gormar52@gmail.com).

Gorzhankin Sergey A (Makeevka) – Doctor of Technical Sciences, Professor, State Educational Institution of Higher Professional Education «Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture» (286123, Makeevka, street Derzhavina, 2, e-mail: gormar52@gmail.com).

Савенков Никита Владимирович (г. Макеевка) – кандидат технических наук, ассистент кафедры «Техническая эксплуатация и сервис автомобилей, технологических машин и оборудования», ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры» (286123, г. Макеевка, ул. Державина, 2, e-mail: SavenkovNV@ya.ru).

Savenkov Nikita V (Makeevka) – Doctor of Philosophy, assistant, State Educational Institution of Higher Professional Education “Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture” (286123, Makeevka, street Derzhavina, 2, e-mail: SavenkovNV@ya.ru).

Понякин Виктор Владиславович (г. Макеевка) – ассистент кафедры «Техническая эксплуатация и сервис автомобилей, технологических машин и оборудования», ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры» (286123, г. Макеевка, ул. Державина, 2, e-mail: PonyakinVV@mail.ru).

Ponyakin Victor V (Makeevka) – assistant, State Educational Institution of Higher Professional Education “Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture” (286123, Makeevka, street Derzhavina, 2, e-mail: PonyakinVV@mail.ru).

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Горожанкин С.А. Создание концепции исследования, постановка целей и задач, общее руководство.

Савенков Н.В. Проведение экспериментальной части исследования. Разработка расчётно-экспериментальных методик для определения характеристик автомобильных двигателей и силовых установок с учетом неустановившихся режимов движения.

Понякин В.В. Разработка математических моделей режимов движения автомобиля в ездовом цикле WLTC; расчёт топливной экономичности АТС в комплексе нестационарных режимов.

.....

УДК 621.86

ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ СУПЕРПОЗИЦИИ ПЛОСКИХ МОДЕЛЕЙ МОСТОВОГО КРАНА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ГАШЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА

М.С. Корытов, В.С. Щербаков
ФГБОУ ВО «СибАДИ», г. Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Для динамической системы плоского маятника с затуханием колебаний, описывающей колебания груза мостового крана на гибком канатном подвесе в отдельной вертикальной плоскости, предложено решение задачи перемещения груза на заданное расстояние с выполнением условия полного гашения его неуправляемых маятниковых пространственных колебаний.

Материалы и методы. Использован принцип пересчета временных зависимостей углов отклонения грузового каната от вертикали в зависимости ускорений, скоростей и перемещений точки подвеса груза на грузовой тележке в отдельной плоскости движения моста либо грузовой тележки. Учтены кинематические ограничения на перемещения точки подвеса груза в виде максимально достижимых ускорений и скоростей моста и грузовой тележки крана.

Результаты. Подтверждена гипотеза о соблюдении принципа суперпозиции колебаний при совместном перемещении груза в двух взаимно перпендикулярных вертикальных плоскостях пространства при малых значениях углов отклонения грузового каната от вертикали.

Обсуждение и заключение. Проведена оценка точности суперпозиции плоских моделей маятниковой системы мостового крана при гашении пространственных колебаний груза. Пространственные перемещения груза в двух взаимно перпендикулярных вертикальных плоскостях пространства могут быть с достаточной для практических целей точностью смоделированы с использованием сравнительно несложной плоской математической модели маятниковой системы мостового крана с грузом.