

**УДК 629.113.002.3.004**

**МЕТОД ВЫБОРА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ N<sub>1</sub> НА ОСНОВЕ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА**

**METHOD OF SELECTION OF GEAR RATIOS TRANSMISSION OF THE N<sub>1</sub> CATEGORY VEHICLE BASED ON THE DRIVING CYCLE**

**Савенков Никита Владимирович,**  
ассистент, e-mail: SavenkovNV@yandex.ru

**Savenkov Nikita V,**  
assistant

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры» Донецкая народная республика, 286123, г. Макеевка, ул. Державина, 2.

Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, 2 street Derzhavina, Makeevka, 286123, Donetsk People Republic

**Аннотация:** Одним из наиболее эффективных направлений по снижению эксплуатационных затрат транспортного автомобиля является повышение его топливной экономичности путем согласования режимных параметров двигателя и конструкционных параметров трансмиссии в соответствии с режимами движения. В статье предложен метод повышения топливной экономичности автомобиля категории N<sub>1</sub> в условиях ездового цикла путем оптимизации ряда передаточных чисел ступенчатой механической трансмиссии. Дополнительно рассмотрены вопросы влияния кинематических параметров модернизированной трансмиссии на тягово-скоростные свойства автотранспортного средства. Решение поставленных в исследовании задач выполнено расчетными и экспериментальными методами. Определение топливно-экономических и тягово-скоростных свойств выполнено путем численного моделирования процесса движения. Математические модели скоростных характеристик ДВС с учетом неустановившихся режимов работы и характеристики сопротивления движению разработаны на основании проведения серии стендовых и дорожных испытаний. По результатам исследований для автомобиля ГАЗ 3302 с двигателем УМЗ-4216 рекомендован ряд передаточных чисел трансмиссии, обеспечивающий повышение топливной экономичности в Новом европейском ездовом цикле на 4,42% по сравнению с серийной коробкой передач.

**Abstract:** One of the most effective directions of reducing operating costs of the transport vehicle is improving its fuel efficiency through harmonizing the engine mode parameters and transmission design parameters in accordance with the driving modes. This paper proposes the method of improving the fuel economy of N<sub>1</sub> category vehicle by optimizing of the number of speed ratios of the manual transmission. In addition, the issues of influence of the kinematic parameters of the upgraded powertrain on the traction-speed characteristics of the vehicle are reviewed. The solution of the problems is performed in the study by numerical and experimental methods. The definition of the considered fuel-economic and traction-speed characteristics is performed by numerical simulation of the process of the vehicle movement. The appropriate mathematical models of the speed characteristics of the ICE and the characteristics of resistance to the movement taking into account transient modes were developed on the basis of the series of the stand and the road tests. Based on research findings, the number of the gear ratios was recommended for the GAZ-3302 vehicle with the UMZ-4216 motor. The number of gear ratios provides the improvement of the fuel economy by 4.42% in the New European Driving Cycle compared to the serial transmission.

**Ключевые слова:** Топливная экономичность автомобиля, ездовой цикл, оптимизация, параметры оптимизации, силовая установка, двигатель внутреннего сгорания, коробка передач, передаточные числа, скоростные характеристики двигателя, мощность сопротивления движению, режимы движения.

**Keywords:** Fuel economy characteristics of the car, the driving cycle, optimization, optimization parameters, power plant, combustion engine, gearbox, gear ratios, speed characteristics of the engine, the power of resistance to movement, motion modes.

Одной из наиболее важных составляющих современного этапа развития автомобильного транспорта является взаимное сочетание топливно-экономических и тягово-скоростных свойств при удовлетворении требований соответствующих

нормативных документов в рамках действующего законодательства. Это обуславливает в целом коммерческую эффективность эксплуатации автомобиля и, в частности, его конкурентоспособность на внутреннем и внешних рынках сбыта.

Поэтому разработка мероприятий, направленных на снижение удельного показателя топливной экономичности, является приоритетной задачей этапов проектирования и технической эксплуатации.

Данная задача может эффективно решаться двумя путями. Первый является традиционным для практики мирового автомобилестроения и заключается в применении более совершенных в техническом отношении отдельных узлов и агрегатов, каждый из которых обладает более высоким значением КПД. Второй путь – это повышение не максимального, а среднеэксплуатационного значения общего КПД силовой установки (двигатель и трансмиссия) за счет согласования их параметров и обеспечения рациональных режимов работы. Данное направление характеризуется относительно высоким потенциалом для повышения удельной топливной экономичности автомобиля, т.к. связано с рабочими процессами в таких его узлах, агрегатах и системах, рабочий процесс которых сопровождается наибольшими потерями энергии. Рассматриваемый подход фактически представляет собой задачу оптимизации, критерием в которой является выбранный показатель эффективности процесса движения, а варьируемыми величинами – режимные и конструкционные параметры силовой установки.

Для автомобилей, оснащенных механической ступенчатой трансмиссией, рассматриваемое направление может быть реализовано за счет рационального построения ряда передаточных чисел (ПЧ).

В настоящее время известно множество подходов для выбора ПЧ автомобильных механических трансмиссий, основанных на одном либо нескольких критериях эффективности процесса движения. Положения теории автомобиля [1], рекомендуют построение ряда ПЧ коробки передач (КП) по закону геометрической прогрессии.

Потребность адаптации тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля под конкретные условия эксплуатации с учетом выбранных критериев привела к разработке и других методов выбора ПЧ. Например, метод Куликова основан на получении «динамического» ряда ПЧ, обеспечивающего повышение интенсивности разгона. Метод Анискина-Квитко предназначен для получения минимального времени разгона до заданной скорости. Метод Пилипчука также обуславливает высокие показатели разгона путем согласования ускорений на смежных передачах.

Рост цен на топливо и соответствующая тенденция к повышению удельных показателей топливной экономичности привела к созданию более сложных методов. Так, например, в основу метода Наркевича положен комплексный критерий: значения ПЧ низших передач определяются максимальным сопротивлением дороги и приемистостью автомобиля, высшего ПЧ – максимальной

скоростью, а промежуточных – топливной экономичностью при движении с заданной постоянной скоростью.

Внедрение процедур утверждения автотранспортных средств на основании разработанных стандартизованных ездовых циклов (ЕЦ) обусловило потребность в таких комплексных методах выбора ПЧ, которые бы обеспечивали заданное сочетание тягово-скоростных и топливно-экономических свойств в условиях конкретного ЕЦ. В качестве основного критерия в таких методах, как правило, применяется интегральное количество израсходованного за ездовой цикл топлива [2,3]. Добавочные частные критерии при этом могут быть различными. Например, известно применение: среднего времени преодоления мерного участка пути, среднего значения динамического фактора в заданном диапазоне скоростей, стоимости возмещения экологического ущерба, удельной концентрации вредных веществ в составе отработавших газов и т.д.

Для грузовых автомобилей категории N<sub>1</sub>, с учетом их сравнительно невысокой энергоооруженности, в качестве критерия может быть выбрана величина израсходованного за ЕЦ топлива (1), которая позволяет комплексно учитывать как топливно-экономические, так и необходимые для движения в ЕЦ тягово-скоростные свойства.

$$m_{EЦ} = \int_0^{t_u} G \, dt, \text{ г/ездовой цикл} \quad (1)$$

где  $G$  – массовый расход топлива, г/с;  $t_u$  – общее время ездового цикла, с.

Очевидно, что рассматриваемая задача оптимизации может быть решена путем численного моделирования (ЧМ) процесса движения автомобиля в заданных эксплуатационных условиях. При этом целевая функция представлена набором зависимостей вида (1), составленных отдельно для каждой рассматриваемой передачи КП.

Достоверность процедуры ЧМ процесса движения обуславливается, в частности, качеством применяемых математических моделей скоростных характеристик ДВС, потерь мощности в трансмиссии и ходовой части, а также характеристикой мощности сопротивления движению. Значительная часть времени движения автомобиля в условиях европейского городского ездового цикла (UDC), сопровождается неустановившимися скоростными режимами [4], которые, могут обуславливать значительное ухудшение эффективных показателей двигателя [5, 6], а также рост затрат мощности в трансмиссии и ходовой части. Таким образом, применяемые в основе рассматриваемого метода математические модели должны быть составлены с детальным учетом динамики протекания процессов разгона.

На рис. 1, в качестве примера, приведены скоростные характеристики ДВС УМЗ-4216 автомо-

били ГАЗ-3302, составленные с учетом неустановившихся режимов. Зависимости получены на основании выполнения комплекса стендовых испытаний [7] на специализированном тормозном стенде лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» ГОУ ВПО ДонНАСА [8]. Условно-мгновенные значения крутящего момента и мощности двигателя на неустановившихся режимах определены с помощью электронно-оптического торсионно-крутильного динамометра. Конструкция защищена патентом на полезную модель [9]. Цикловая подача бензиновых электромеханических форсунок определялась на основании методик [10, 11].

Приведенные на рисунке диаграммы построены в координатах частоты вращения коленчатого вала  $n$  и коэффициента использования мощности  $k$ . Кроме того, каждая диаграмма расположена в координатах параметров неустановившегося режима: углового ускорения коленчатого вала  $\varepsilon$  и скорости изменения коэффициента нагрузки  $\dot{k}$ .

Характеристика мощности сопротивления движению автомобиля определена на основании

результатов дорожных испытаний, при которых в трансмиссии вместо промежуточного звена карданныго вала располагался аналогичный по конструкции к рассмотренному динамометр. Полученная функция аппроксимирована выражением:

$$N_T = f(V, j) = (0,0555 \cdot V^2 - 0,0756 \cdot V + \text{кВт}, + 0,7809) + (3,1486 \cdot V + 0,001) \cdot j, \quad (2)$$

где:  $V$  и  $j$  – соответственно скорость и ускорение автомобиля, м/с и м/с<sup>2</sup>.

На рис. 2 приведены результаты ЧМ процесса движения автомобиля. Точки « $A_C$ » соответствуют ПЧ КП серийного автомобиля ( $U_2=2,34$ ;  $U_3=1,395$ ) – путевой расход топлива при этом составляет:  $m_{\text{топ}}=21$  л/100 км (1). Также на диаграмме, в качестве примера, показаны значения дополнительного частного критерия для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля – времени преодоления отрезки пути протяженностью 400 м ( $t_{400}$ ) [12]. Так, для точки « $A_C$ » величина  $t_{400}$  составляет 28,3 с.

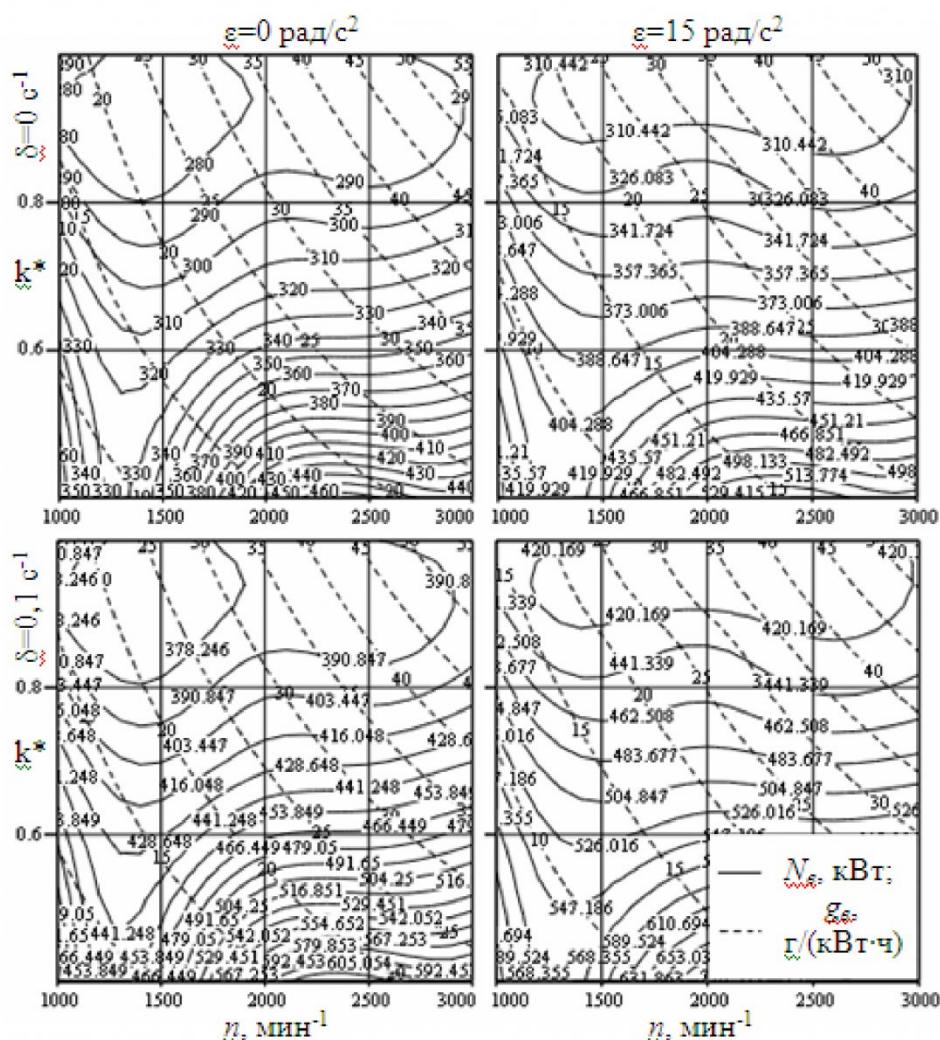


Рис. 1. Скоростные характеристики эффективной мощности  $N_e$  и эффективного удельного расхода топлива  $g_e$  ДВС УМЗ-4216 с учетом неустановившихся режимов работы

Fig. 1. Speed characteristics of effective power  $N_e$  and efficient fuel specific consumption  $g_e$  of the ICE UMZ-4216, taking into account the transient operating conditions

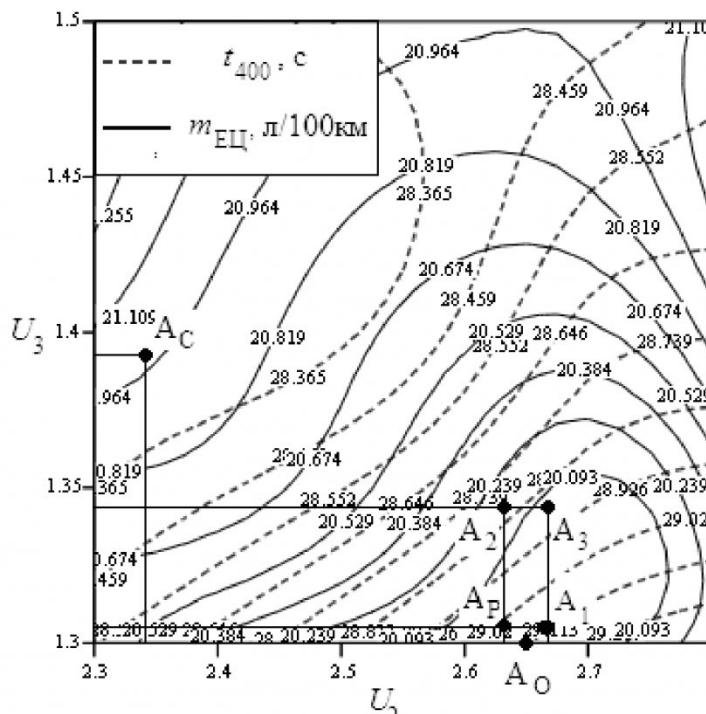


Рис. 2. Диаграмма выбора ПЧ КП по критериям экономичности в ездуовом цикле UDC и времени разгона с места на участке 400м

Fig. 2. Chart for selection of gear ratios transmission according to the criteria of the fuel economy in drive cycle UDC and acceleration time from site to site 400 meters

Точкой « $A_O$ » показано оптимизированное по критерию  $m_{EЦ}$  сочетание ПЧ 2-й и 3-й передачи ( $U_2=2,65$ ;  $U_3=1,3$ ). При этом  $m_{EЦ}$  принимает минимальное значение 20 л/100 км,  $t_{400}=29,1$  с. Таким образом, повышение топливной экономичности в условиях городского ездуового цикла UDC на 5% влечет за собой ухудшение динамики разгона автомобиля по критерию  $t_{400}$  на 2,83 %. Соответственно, рассматриваемая диаграмма позволяет выбирать ПЧ КП на основании взаимосочетания топливно-экономических и тягово-скоростных свойств АТС в соответствии с выбранными критериями эффективности. Во всей области диаграммы автомобиль имеет достаточные для движения в условиях UDC тягово-скоростные свойства. При расчета показателей  $m_{EЦ}$  и  $t_{400}$  ПЧ 1-й и 4-й передач принимались серийными. Аналогичная диаграмма может быть получена также для выбора ПЧ 4-й и 5-й передачи в условиях магистрального ездуового цикла EUDC в рамках ЕЦ NEDC [4].

Для ступенчатой механической КП практическая реализация оптимизированных значений ПЧ (особенно путем модернизации серийной конструкции) связана с определенными сложностями. Это объясняется определенной дискретностью в отношении возможных значений ПЧ, ввиду требований геометрии, прочности и долговечности зубчатых передач. Такие особенности КП, как

равное для всех зубчатых пар межосевое расстояние, зависимость напряжений в зубьях от длины редуктора, а также приоритетность компенсации осевых сил на валах накладывают ограничения на возможные значения ПЧ [13, 14, 15]. Эти факторы и вносят корректизы в фактические ПЧ, обуславливают масштабы модернизации, а при определенных ее менее удачных вариантах могут поставить под сомнение практическую пользу результатов исследования в целом.

Поэтому после определения оптимального ряда ПЧ (точка  $A_O$  на рис. 2) необходимо выполнить процедуру корректирования полученных значений с учетом возможности их практической реализации. В настоящем исследовании предлагается изменение ряда ПЧ трансмиссии за счет замены зубчатых пар соответствующих передач в КП.

Результаты поиска таких вариантов геометрических параметров зубчатых передач, которые в некоторых пределах удовлетворяют оптимизированным значениям ПЧ (в точке « $A_O$ »:  $U_2=2,65$ ;  $U_3=1,3$ ) приведены в табл. Расчет осуществлен для постоянного межосевого расстояния серийной КП автомобиля ГАЗ-3302 ( $a_w=80\text{мм}$ ) согласно уравнению взаимосвязи (3) нормального зубчатого модуля ( $m_n$ ), суммарного числа зубьев передачи ( $z_c$ ), угла их наклона ( $\beta_m$ ) и суммарного коэффициента смещения исходного контура ( $x_\Sigma=x_1+x_2$ ).

Таблица1. Геометрические и прочностные параметры серийных и рекомендуемых зубчатых пар между промежуточным валом и вторичным валом для КП АТС ГАЗ-3302

Table1. Geometric and strength parameters of serial and recommended gear pairs between the countershaft and secondary shaft for gearbox of vehicle ATS GAZ – 3302

№ п/п	Параметр	Характерная точка сочетания ПЧ в КП (рис. 3)									
		A <sub>C</sub>		A <sub>1</sub>		A <sub>2</sub>		A <sub>3</sub>		A <sub>P</sub>	
		U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>
1	m <sub>n</sub> , мм	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
2	z <sub>1(m)</sub>	24	32	22	32	23	31	22	31	23	32
3	z <sub>2(m)</sub>	39	31	41	29	42	29	41	29	42	29
4	Общее ПЧ КП, U <sub>m</sub>	2,34	1,395	2,684	1,305	2,63	1,347	2,684	1,347	2,63	1,305
5	Коэффиц. смещения: - шестерни, x <sub>1</sub>	+0,900	0	+1,000	+1,050	+0,660	+1,100	+1,000	+1,100	+0,660	+1,050
	- колеса, x <sub>2</sub>	+0,100	0	+0,350	-0,050	-0,200	0	+0,350	0	-0,200	-0,050
6	Угол наклона зуба β <sub>m</sub>	24°25' 48''	27°37' 58''	23°30'	28°18'	22°9'	30°	23°30'	30°	22°9'	28°18'
7	Коэффиц. перекрытия ε <sub>П</sub> :	2,685	2,790	2,647	2,811	2,609	2,858	2,647	2,858	2,609	2,811
	- торцевого ε <sub>a</sub>	1,516	1,488	1,519	1,470	1,542	1,443	1,519	1,443	1,542	1,470
	- осевого ε <sub>a</sub>	1,169	1,312	1,128	1,341	1,067	1,415	1,128	1,415	1,067	1,341
8	k <sub>e</sub>	0,922	0,920	0,955	0,920	0,990	0,9175	0,955	0,9175	0,990	0,920
9	f <sub>a</sub>	1	1	1,256	0,919	0,810	2,656	1,256	2,656	0,810	0,919
10	ζ <sub>H</sub>	1	1	1,06	0,987	1,051	0,993	1,06	0,993	1,051	0,987
11	ζ <sub>F</sub>	1	1	1,089	0,924	1,042	0,948	1,089	0,948	1,042	0,924

k<sub>e</sub> - относительный (к серийному ряду ПЧ) показатель плавности работы передачи; f<sub>a</sub> - относительная величина комбинированной осевой силы на промежуточном валу; ζ<sub>H</sub> – относительное напряжение контакта; ζ<sub>F</sub> – относительное напряжение изгиба.

$$a_w = \frac{2 \cdot \cos \beta_m \cdot \cos \left[ \frac{2 \cdot x_{\Sigma} \cdot \tan \alpha_1}{z_C} + \right. \\ \left. + \operatorname{inv}(\varphi) - \operatorname{inv}(0.3) \right]}{z_C \cdot m_n \cdot \cos(\varphi) \left( \arctan \frac{\tan \alpha_1}{\cos \beta_m} \right)} = 0, \quad (3)$$

где

$$\varphi = \left( \arctan \frac{\tan \alpha_1}{\cos \beta_m} \right),$$

α<sub>1</sub> – угол профиля зацепления (принят равным 20°), inv – функция инволюты угла.

Таким образом, предлагаемый метод позволя-

ет повысить экономичность автомобиля категории N<sub>1</sub> в условиях ЕЦ с оценкой соответствующего изменения тягово-скоростных свойств. Предлагаемый подход характеризуется учетом влияния на топливную экономичность неустановившихся режимов движения. Для выбранного в качестве примера автомобиля ГАЗ-3302 с двигателем УМЗ-4216 получен ряд ПЧ КП, который обеспечивает снижение расхода топлива с 21 л/100 км до 20,2 л/100 км в городском ездувом цикле и с 15,8 л/100 км до 15,2 л/100 км в магистральном ездувом цикле. Рекомендуемые для применения в КП серийного автомобиля ПЧ: 4,05; 2,63; 1,305, 1; 0,75.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств / А.М. Иванов, А.Н. Нарбут, А.С. Паршин [и д.р.] – М.: Academia, 2013. - 176 с.
2. Русаков С.С. Разработка методики оптимизации передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии легкового автомобиля с учетом режимов работы его двигателя: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 : защищена 18.05.07 / Русаков Сергей Сергеевич. Ижевский государственный технический университет.– Ижевск,2007.–134 с.
3. Адясов 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 : 05.05.03 / Адясов Александр Юрьевич. Нижегородский государственный технический университет.– Нижний Новгород, 2002.– 200 с.
4. ГОСТ Р 41.101-99. М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.
5. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме / Е.М. Акатов, П.М. Белов, Н.Х.

- Дьяченко, В.С. Мусатов. М-Л: Машгиз, 1960, - 282 с.
6. Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа / Н.С. Ждановский, А.И. Kovrigin, В.С. Шкрабак, А.В. Соминич. – Л.: Машиностроение, 1974. – 224 с.
  7. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. М.: Издательство стандартов. 2003. - 42 с.
  8. Савенков Н.В. Установка для стендовых испытаний автомобильных ДВС на неустановившихся режимах работы / Н.В. Савенков, С.А. Горожанкин, Б.В. Овчарук // Вестник СевНТУ: сборник научных работ. Серия: Машиностроение и транспорт. – Севастополь, 2014. - Вып.. 152/2014. – С. 119-122.
  9. Пат. №72893 Україна, МПК G 01 L 3/10. Пристрій для виміру крутного моменту на обертовому валу з мінливою частотою/ С.А. Горожанкін [та ін.]; - 2012,Бюл.№4.-4с.
  10. Савенков Н.В. Определение расхода топлива бензинового ДВС с рампой тупикового типа при работе на переходных режимах / Н.В. Савенков, С.А. Горожанкин // Вестник Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск, 2013. - №15 (204) Ч. 2. – С. 268-274.
  11. Isermann Rolf. Engine Modeling and Control. Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines/ Rolf Isermann. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014, -646 p.
  12. ГОСТ 22576-90. Автомобильные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. М.: Издательство стандартов. 1990. - 15 с.
  13. Песков В.И. Конструкция автомобильных трансмиссий. – М.: ДРОФА, 2013.– 144 с.
  14. Bonnick Allan. A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance. Third Edition / Allan Bonnick, Derek Newbold. – Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2011, - 505 p.
  15. Handbook of Intelligent Vehicles / Edition by Azim Eskandarian. – Springer-Verlag London Dordrecht Heidelberg, 2012, -1628 p.

## REFERENCES

1. Ivanov A.M., Narbut A.N., Parshin A.S., Solncev A N, Gaevskij V.V. Avtomobili. Teorija jekspluatacionnyh svojstv [Automobiles. The theory of operational properties]. Moscow, Academia Publ., 2013. 176 p.
2. Rusakov S.S. Razrabotka metodiki optimizacii peredatochnyh chisel mehanicheskoy stupenchatoj transmissii legkovogo avtomobilja s uchetom rezhimov raboty ego dvigatelja [Developing the methodology of optimizing the gear ratios of the mechanical transmission of the motor-car based on the modes of operation of its engine]: dissertation of the candidate of technical sciences: 05.05.03: defended 18.05.07. Izhevsk State Technical University. Izhevsk,2007.134 p.
3. Adyasov A.Y. Razrabotka metodiki vybora peredatochnyh chisel transmissii avtomobilja na osnove racional'nogo sochetanija ttagovo-skorostnyh svojstv, toplivnoj jekonomichnosti i toksichnosti vyhlopnyh gazov [Developing the procedures for the selection of gear ratios of the vehicle drivetrain based on the rational combination of traction and speed characteristics, fuel efficiency, and emissions]: dissertation of the candidate of technical sciences: 05.05.03. Nizhny Novgorod State Technical University. Nizhny Novgorod, 2002. 200 p.
4. GOST R 41.101-99. Moscow, Izdatel'stvo Standartov Publ., 2001.
5. Akatov E.M., Belov P.M., Tkachenko N.H., Musatov V.S.. Rabota avtomobil'nogo dvigatelja na neustanovivshemsja rezhime [Running the automobile engine at the transient mode]. Moscow, Saint-Petersburg, Mashgiz Publ., 1960, 282 P.
6. Zhdanovskiy N.S., Kovrigin A.I., Shkrabak V.S., Sominich A.V. Neustanovivshiesja rezhimy porshnevyyh i gazoturbinnyyh dvigatelej avtotraktornogo tipa [Transient modes of piston and turbine ICE of automobile and tractor type]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974. 224 P.
7. GOST 14846-81. Dvигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [Engines. Methods of stand tests].Moscow,Izdatel'stvo Standartov Publ.,2003.42 P.
8. Savenkov N.V., Gorozhankin S.A., Ovcharuk B.V. Ustanovka dlya stendovykh ispytaniy avtomobil'nykh DVS na neustanovivshikhsya rezhimakh raboty [Unit for load-testing of automotive ICE on transient modes] / Вестник СевНТУ [Journal of SevNTU]. Collection of scientific works. Iss. 152/2014. Series: Machinery and transport. 2014. P. 119-122.
9. Gorozhankin S.A., Krivolap V.V., Savenkov N.V., Valevach A.S. Pristriy dlya vimiru krutnogo momentu na obertovomu valu z minlivoyu chastotoyu [A device for measuring the torque in a rotating shaft with variable frequency]. Pat 72893 Ukraine, MPK G 01 L 3/10.: appl. 03.04.12: publ. 27.08.12, Bull. 4. 4 P.
10. Savenkov N.V. Gorozhankin S.A. Opredelenie raskhoda topliva benzinovogo DVS s rampoy tupikovogo tipa pri rabote na perekhodnykh rezhimakh [Determination of fuel for gasoline ICE with deadlock type rail on transients]. Vestnik Vostochnoukrainskogo natsional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja [Journal of East Ukrainian Volodymyr Dahl National University]. 2013. №15 (204) Part 2., P. 268-274.
11. Isermann R. Engine Modeling and Control. Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014. 646 P.
12. ГОСТ 22576-90. Автомобильные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний [Motor vehicles.

- High-speed properties. Test methods]. Moscow. Izdatel'stvo Standartov Publ., 1990. 15 P.
13. Peskov V.I. Konstruktsiya avtomobil'nykh transmissiy [The design of automotive transmissions]. Moscow. DROFA Publ., 2013. 177 P.
14. Bonnick A. A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance. Third Edition. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2011. 505 P.
15. Eskandarian A. Handbook of Intelligent Vehicles. Springer-Verlag London Dordrecht Heidelberg, 2012, 1628 P.

Поступило в редакцию 16 марта 2016  
Received 16 Marz 2016