

МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, СОЗДАННОГО НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ

METHOD OF IMPROVING THE CHARACTERISTICS OF A GAS ENGINE, DEVELOPED ON THE BASE OF A DIESEL ENGINE

В.М. ФОМИН, д.т.н.
В.В. ГУСАРОВ, к.т.н.
А.П. ЛАТЫШЕВ

Московский политехнический университет, Москва,
Россия, mixalichDM@mail.ru, gusarov@info-mir.net

V.M. FOMIN, DSc in Engineering
V.V. GUSAROV, PhD in Engineering
A.P. LATYSHEV

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
mixalichDM@mail.ru, gusarov@info-mir.net

В качестве альтернативы традиционным видам моторных топлив метан является наиболее перспективным на ближайшие десятилетия XXI века. Наиболее распространенным является перевод дизельных двигателей для работы на метан путем конвертации исходной (базовой) модели за счет изменения как способа воспламенения – принудительное воспламенение от искры, вместо самовоспламенения от сжатия, так и способа регулирования мощности – количественное с помощью дросселя у газовой модели вместо качественного у дизельной. Основная задача конвертации заключается в достижении максимально возможных значений основных энерго-экономических параметров двигателя. При этом следует учитывать, особенность рабочего процесса газового двигателя, связанную с исключением детонационного сгорания. Поэтому при конвертации дизеля в газовый двигатель производители вынуждены снижать как степень сжатия, так и давление наддува, что вызывает снижение эффективных показателей работы двигателя. Авторы нашли, что имеется потенциальный резерв существенного улучшения энерго-экономических показателей газового двигателя за счет организации рабочего процесса на основе цикла Миллера. При этом можно при высоких значениях геометрической степени сжатия и соответствующих им высоких степенях расширения реализовать относительно небольшие значения фактической степени сжатия. От данной величины в основном и зависит появление детонационного сгорания. Была разработана программа расчета параметров рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера. Предложен алгоритм расчета, в котором детонационные свойства определяются на базе фактических данных реальной модели двигателя. По данным такого анализа реальной модели были найдены фактические значения предельно возможных параметров давлений и температур сжатия рабочей смеси, при которых исключена детонация. Таким образом, для газового двигателя, созданного на базе семейства дизелей КАМАЗ, работающего по циклу Миллера, найдены значения параметров, обеспечивающих существенное улучшение его эффективных показателей работы.

Ключевые слова: газовые двигатели, детонационное сгорание, цикл Миллера, экономичность и мощность двигателя, степень сжатия, давление наддува.

Methane, as an alternative to traditional motor fuels, is the most perspective for the incoming decades of the current century. The most widely spread method of the modification of diesel engines for operating with methane is a conversion of a basic model by changing both the way of ignition – compulsory spark ignition instead of self-ignition by compression, and the method of power control – quantitative, with the help of a throttle in case of a gas version, instead of qualitative in a diesel version. The main task of such conversion is to achieve the best possible energy and economic performance of the engine. Moreover, the peculiarity of the operation procedure of the gas engine, the necessity to avoid detonation combustion, should be taken into account. Consequently, in the process of converting a diesel engine into a gas one manufacturers have to decrease both the compression ratio and boost pressure, which leads to decline in engine efficiency. The authors found out, that there is a potential possibility to achieve much better economic and power characteristics of gas engines by applying Miller cycle to the operation procedure. In this case it becomes possible having very high geometric compression ratio and corresponding high values of gas expansion to obtain relatively low values of actual compression ratio. This is the value that can lead to detonation combustion. The program of calculating the characteristics of operation procedure of Miller-cycle gas engines was worked out. The authors suggested a system of calculation, according to which detonation behavior is estimated on the basis of actual data of a particular model of the engine. Due to such analyses of the particular model of the engine we found out actual maximum values of compression pressure and compression temperature, which do not lead to the onset of detonation. So it may be stated that the parameter value that significantly increases the overall efficiency of the Miller-cycle gas engine, created on the base of Kamaz engines, is found.

Keywords: gas engines, detonation combustion, Miller cycle, energy and economic performance of the engine, compression ratio, boost pressure.

Введение

Анализ проблем энергетической и экологической безопасности в сфере современного транспортно-технологического комплекса, связанных с постоянным приростом парка дизельных мобильных средств, сопровождающегося значительным ростом масштабов потребления традиционных нефтяных топлив и заметным загрязнением окружающей среды, обуславливает необходимость все более широкого использования перспективных и альтернативных видов топлива. К наиболее перспективным моторным топливам в ближайшие десятилетия XXI века может быть отнесен природный газ, который в среде альтернативных энергоносителей имеет наиболее благоприятные химотологические свойства.

Наша страна располагает большими запасами природного газа – высококачественного моторного топлива, не требующего для использования в двигателях никакой химической переработки. Как моторное топливо, природный газ в натуральном виде превосходит нефтяное топливо по экологическим показателям сгорания; при его использовании обеспечиваются высокие технико-экономические показатели двигателей. В настоящее время развита сеть доставки газа от месторождений во многие регионы страны по отдельным магистралям, которые объединены в Единую Систему Газоснабжения России. Таким образом, имеется комплекс факторов – от высоких качеств природного газа, как моторного топлива, до эффективного уровня развития системы газоснабжения, – определяющих широкие перспективы применения газового топлива в транспортно-технологическом комплексе России. Вопросы расширения и использования газа в качестве моторного топлива включены в перечень поручений Президента РФ от 11.06.2013 № Пр-1298.

В связи с этим в настоящее время наметилось устойчивое направление по расширению применения природного газа в качестве моторного топлива для газовых автотракторных двигателей, создаваемых на базе дизелей, которое объясняется тем, что технология конвертации современного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием достигается ценой меньших производственных затрат. При этом по сравнению с базовым прототипом, работающим на жидком топливе, обеспечивается минимизация не только нормируемых вредных

выбросов, но и существенное снижение выбросов ненормируемых пока веществ – бензола, альдегидов, бутадиена и др., вызывающих онкологические заболевания. Важно и то, что перевод дизеля на работу на природном газе обеспечивает уменьшение примерно на четверть выбросов соединения CO_2 , играющего важную роль в создании парникового эффекта. Сегодня подобные двигатели устанавливаются на седельные тягачи КАМАЗ-65116, городской автобус НЕФАЗ-5299-30-51 и другие мобильные и стационарные средства.

Конвертирование дизельного двигателя для работы на природном газе, состоящем в основном из метана, связано с существенным изменением как организации рабочего процесса ДВС, так и его основных показателей работы (экономичности, мощности и др.). В частности, общеизвестно, что процесс конвертирования дизеля и перевод его на питание газообразным топливом сопровождается снижением топливно-экономических и энергетических показателей двигателя [1]. Во многом это объясняется необходимыми ограничениями по величинам допустимых давлений и температур из-за опасности возникновения детонации. Несмотря на то, что детонационная стойкость метана достаточно высока (октановое число равно 110), тем не менее, при конвертации дизельного двигателя на газ обычно производители вынуждены снижать по границе детонации как геометрическую степень сжатия, так и давление наддува, что и вызывает снижение указанных показателей работы двигателя.

Поэтому вопрос улучшения показателей работы газового двигателя является актуальным, и как, показано ниже, такой резерв обусловлен возможностями применения цикла Миллера, при котором рабочий процесс реализуется при оптимально изменяемых текущих значениях степени фактического сжатия [2]. Это обеспечивается за счет регулирования продолжительности впуска путем варьирования угла закрытия впускного клапана. На сегодняшний день технические средства для текущего изменения момента закрытия клапана общеизвестны и широко используются в современных механизмах газораспределения с изменяемыми фазами газообмена.

Задача исследования

Основной задачей исследования являлось выявление возможности конвертации совре-

менного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием с сохранением высоких показателей мощности и топливной экономичности базового прототипа. Рассмотрим некоторые ключевые моменты подходов к решению поставленной задачи. При проведении исследований были сохранены стандартные фазы выпуска, а фазы впуска менялись за счет вариации угла закрытия впускного клапана.

Предварительно заметим, что начало процесса сжатия совпадает с моментом закрытия впускного клапана. Если это происходит в нижней мертвой точке (НМТ), то фактическая степень сжатия ε_ϕ равна геометрической степени сжатия ε_r . В данном случае фактическая степень сжатия оценивается как $\varepsilon_\phi = V_3/V_{к.сг}$, где V_3 объем надпоршневого пространства при положении поршня в момент закрытия впускного клапана, а геометрическая – традиционно как $\varepsilon_r = V_a/V_k$, где V_a объем надпоршневого пространства при положении поршня в нижней мертвой точке. При реализации цикла Миллера с удлиненным процессом впуска впускной клапан закрывается после НМТ с некоторым запаздыванием, что вызывает уменьшение фактической степени сжатия по сравнению с геометрической [3]. При этом давление и температура в момент начала горения – параметры, которые в наибольшей мере определяют опасность детонации при сгорании газозвушных смесей, – зависят в основном от фактической степени сжатия.

Из сказанного следует важный вывод, что при использовании газозвушных топливных смесей в двигателях с высокой геометрической степенью сжатия можно обеспечить бездетонационную работу во всем диапазоне изменения их режима работы путем текущего изменения фактической степени сжатия (за счет соответствующего варьирования угла закрытия впускного клапана $\phi_{з.вп.}$). На пониженных режимах значение ε_ϕ может сохраняться на уровне ε_r , обуславливая высокую эффективность рабочего цикла. По мере повышения нагрузочного режима фактическая степень сжатия снижается по границе детонации, обуславливая при этом предельно возможную эффективность газового двигателя.

Методика и результаты исследования

Для детального изучения реальной возможности подобного вывода авторами разработана

программа расчета рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера, позволяющая учитывать реальные физические процессы. В частности, процесс наполнения цилиндров свежим зарядом с учетом свойств газообразного топлива и особенностей цикла Миллера оценивался коэффициентом наполнения $\eta_{вп}$ в виде:

$$\eta_{вп} = \eta_{вп} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{в}}{\rho_{г} \cdot \alpha \cdot l_0}\right) \cdot K,$$

где $\eta_{вп}$ – значение коэффициента наполнения для случая работы двигателя на жидком топливе (без учета свойств газообразного топлива и фаз газораспределения); $\rho_{в}$ и $\rho_{г}$ – плотности воздуха и газового топлива ($\text{кг}/\text{м}^3$) соответственно; α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – массовый стехиометрический коэффициент для газового топлива ($\text{кг возд.}/\text{кг топл.}$); K – коэффициент, учитывающий изменение наполнения цилиндра в следствие изменения угла закрытия впускного клапана (значения ε_ϕ): $K = \varepsilon_\phi/\varepsilon_r = V_3/V_a \leq 1$.

Характер подвода теплоты к рабочему телу (тепловыделение) оценивался на основе модели сгорания, предложенной И.И. Вибе:

$$X_\phi = 1 - e^{-A \left(\frac{\phi}{\phi_z}\right)^{m+1}},$$

где X_ϕ – относительная доля теплоты, выделившейся к моменту поворота коленчатого вала на угол ϕ ; A – параметр, учитывающий полную сгорания цикловой дозы топлива; ϕ и ϕ_z – углы поворота коленчатого вала (от момента начала горения), соответствующие текущему процессу и концу горения соответственно; m – показатель характера горения. Для каждого расчетного варианта программным способом определялся оптимальный угол опережения начала горения, соответствующий максимальной работе анализируемого цикла.

При использовании цикла Миллера с удлиненным впуском происходит уменьшение наполнения цилиндров $V_3 < V_a$, как следствие – уменьшение работы цикла и, соответственно, мощности газового двигателя. Однако мощность можно увеличить за счет применения наддува. Главным ограничением по величине давления наддува p_k здесь также является детонационная стойкость метановоздушных топливных смесей.

Расчетный анализ, выполненный на основе предложенной программы, позволяет оце-

нить изменения показателей экономичности и мощности рабочего цикла при варьировании значений фактической степени сжатия (при заданном значении геометрической), уровне давления и охлаждения наддува, на границах детонационного сгорания. Вследствие того, что алгоритм расчетного процесса изначально предусматривал варьирование значений ϵ_{ϕ} в области оптимального угла начала горения, соответствующего максимальной работе анализируемого цикла, существует реальная возможность по итогам расчета осуществить поиск оптимального варианта организации рабочего процесса газового двигателя.

Однако существующие аналитические модели возникновения детонационного горения недостаточно точны, чтобы выполнить детальный количественный анализ предельно возможных параметров мощности и экономичности вновь разрабатываемой модели газового двигателя с учетом всех его конструктивных особенностей. Преодолеть эту сложность можно, если выполнять такой многовариантный анализ применительно к конкретной модели газового двигателя, где экспериментально найдены фактические данные его детонационной стойкости с учетом заданных значений коэффициента избытка воздуха и показателей режима работы. В этом случае в качестве главных характерных параметров, определяющих границу начала детонации, можно принять фактические максимальные значения давления и температуры в конце сжатия – p_c и T_c для исследуемой модели двигателя на каждом заданном режиме его работы [1].

С использованием предложенного метода исследовалась возможность улучшения показателей работы серийного газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300 с газотурбинным наддувом. Основные данные двигателя представлены в таблице 1.

С учетом концепции предложенного метода анализ строился в следующей логической последовательности. Предварительно выполнили

математический расчет параметров рабочего процесса серийного двигателя на номинальном режиме работы при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$, частоте вращения $n = 1900$ мин⁻¹ и сохранении базовых регулировочных параметров двигателя и системы наддува. Характеристики газового топлива (метана), коэффициенты принятой модели сгорания, теплоемкость отдельных составляющих рабочей смеси и другие данные необходимые для расчета задавали с учетом имеющихся рекомендаций [4, 5, 6]. Результаты программного расчета были представлены в виде дискретных данных давлений и температур рабочего цикла на тактах сжатия и сгорания – расширения с интервалом через 1–2 градуса поворота коленчатого вала, а также итоговых значений, характеризующих индикаторные и эффективные показатели по экономичности и мощности двигателя. По результатам анализа были установлены предельные значения давления и температуры в конце сжатия: $p_c = 2,74$ МПа и $T_c = 890$ (К) для серийного варианта газового двигателя, величины которых и были граничными по условию исключения детонации для всех последующих вариантов расчета. Как в этом варианте расчета, так и во всех последующих в качестве основных параметров для оценки эффективности рабочего процесса были приняты значения индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i (МПа).

В процессе поиска возможности повышения энергоэкономических показателей исследуемого двигателя на номинальном режиме с учетом найденных граничных по условию детонации параметров предварительно выполнили варианты расчетов рабочих процессов, реализуемых при повышенных геометрических степенях сжатия: $\epsilon_r = 14, 16, 18$. При этом величину давления наддува p_k задавали примерно как в серийном варианте, а фактическую степень сжатия ϵ_{ϕ} , за счет вариации угла закрытия впускного клапана $\phi_{з.вн}$ подбирали максимально возможную из условия, чтобы в каждом случае давление

Таблица 1

Параметры дизеля, конвертированного на работу на газообразном топливе

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D	Степень сжатия геометрическая ϵ_r	Рабочий объем V_h (л)	Топливо	Номинальная частота вращения n (мин ⁻¹)	Номинальная эффективная мощность N_e (кВт)
$S/D = 130/120$	12,0	11,76	Газ природный (метан)	1900	221

и температура конца сжатия не превосходили значений, найденных ранее на предварительном этапе исследования. На данном этапе исследования охлаждения наддувочного воздуха не предусматривали. Результаты этого анализа показаны в таблице 2 (вар. № 2, 3, 4).

Несмотря на последовательный рост индикаторного к.п.д. η_i по мере увеличения геометрической степени сжатия с 12 до 18, приняли целесообразным дальнейшие исследования выполнять для варианта с $\epsilon_r = 16$, поскольку при $\epsilon_r = 18$ происходит существенное уменьшение среднего индикаторного давления p_i .

Проведены расчеты для вариантов № 5, 6, 7, 8, 9 (табл. 2) при неизменном значении геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 16$, но при разных значениях фактической степени сжатия ϵ_ϕ и максимально возможных по условию детонации давлениях наддува p_k . При этом охлаждение наддувочного воздуха также не предусматривалось, поэтому температура воздуха, поступающего из компрессора во впускной тракт двигателя, была в некоторых вариантах достаточно высокой. Установлено, что с уменьшением фактической степени сжатия ϵ_ϕ и соответствующем увеличении наддува p_k как

Таблица 2

Расчетные значения основных показателей работы исследованного газового двигателя при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, частоте вращения $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$, полученные для разных значений геометрической ϵ_r , фактической ϵ_ϕ степеней сжатия и разных давлений наддува p_k по условию достижения предельно возможного бездетонационного режима работы

№	ϵ_r	ϵ_ϕ	$\Phi_{з.вп.}$ (гр.п.к.в.)	p_k (МПа)	T_k (К)	η_i	P_i (МПа)
1	12,00	11,46	30	0,125	316	0,417	1,33
2	14,00	11,63	58	0,121	315	0,434	1,22
3	16,00	11,46	75	0,123	318	0,447	1,12
4	18,00	11,47	85	0,128	323	0,451	1,03
5	16,00	10,86	80	0,133	328	0,449	1,12
6	16,00	10,37	84	0,140	335	0,451	1,12
7	16,00	9,59	90	0,150	344	0,455	1,14
8	16,00	8,93	95	0,165	371	0,457	1,13
9	16,00	8,26	100	0,185	389	0,460	1,13

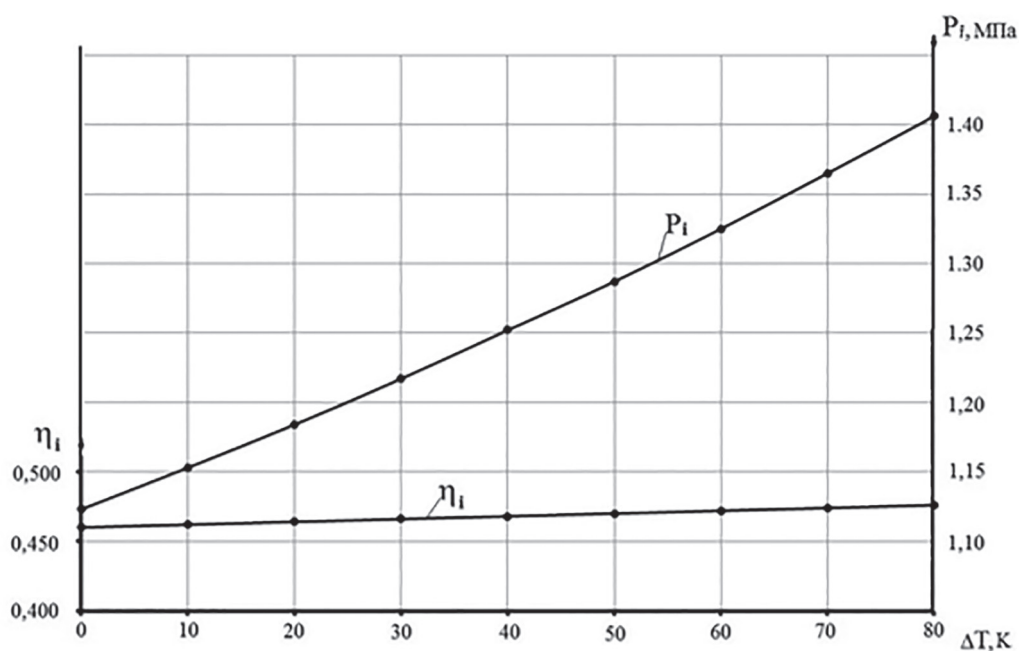


Рис. 1. Графики значений индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i исследованного газового двигателя на номинальном режиме работы при разных степенях охлаждения воздуха на впуске в двигатель

экономические, так и мощностные характеристики двигателя улучшаются, а главное, появляется потенциальный резерв для дальнейшего их улучшения за счет реализации процесса охлаждения наддувочного воздуха.

Апробация возможностей подобного резерва проведена для расчетного варианта № 9 с охлаждением воздушного заряда. Значения индикаторного к.п.д. η_i и среднего индикаторного давления p_i при разных степенях охлаждения, характеризуемых величиной ΔT , то есть разницей значений температуры воздуха на выходе из компрессора T_k и после охладителя $T_{вп}$ ($\Delta T = T_k - T_{вп}$), представлены в графическом виде на рисунке 1.

Расчет проводился для условий номинального режима работы газового двигателя при давлении наддува $p_k = 0,185$ МПа, температуре воздуха после компрессора $T_k = 389$ К и условно принятой температуре окружающей среды 293 К. Видно, что охлаждение наддувочного воздуха является эффективным средством увеличения мощностных свойств конвертированного газового двигателя, рабочий процесс которого организован на основе цикла Миллера. При этом по мере увеличения степени охлаждения рабочего тела наблюдается, хотя и незначительное, последовательное повышение экономичности рабочего цикла двигателя.

Анализ результатов исследования

Анализ полученных результатов расчета свидетельствует, что при увеличении геометрической степени сжатия газового двигателя от $\varepsilon_r = 12$ до $\varepsilon_r = 18$ показатели экономичности цикла возрастают, однако снижается мощность двигателя из-за необходимости уменьшения фактической степени сжатия за счет увеличения углов запаздывания закрытия впускных клапанов для исключения детонации (табл. 2, вар. № 1, 2, 3, 4). Физически это объясняется тем, что при этом, как показано выше, происходит уменьшение наполнения цилиндров.

Установлено, что существует возможность увеличения мощности двигателя при увеличении геометрической степени сжатия до величины $\varepsilon_r = 16$, уменьшении фактической степени сжатия ε_ϕ и одновременным увеличением давления наддува p_k (табл. 2, вар. № 5, 6, 7, 8, 9). Физически это объясняется тем, что при уменьшении фактической степени сжатия ε_ϕ и неизменном значении величины ε_r проис-

ходит уменьшение затрат энергии на работу сжатия, обуславливающее увеличение среднего индикаторного давления p_i и индикаторного к.п.д. η_i .

Эффективным способом увеличения мощностных свойств газового двигателя является охлаждение воздушного заряда на впуске. В исследованном варианте № 9 (табл. 2) за счет охлаждения воздуха среднее индикаторное давление увеличилось более чем на 25 % при снижении температуры заряда на 80 К. При этом несколько возросла и экономичность цикла: величина индикаторного к.п.д. увеличилась на 3 %. Физически это объясняется тем, что с уменьшением температуры увеличивается плотность воздуха, возрастает массовое наполнение цилиндров свежим зарядом. Рабочий процесс газового двигателя с параметрами, соответствующими варианту № 9 (табл. 2), но при условии обеспечения охлаждения рабочего тела, является лучшим из всех исследованных вариантов. Важно отметить, что организация рабочего процесса по данному варианту по всем эффективным показателям существенно превосходит вариант серийного газового двигателя типа КАМАЗ-820.74-300.

Заключение

Таким образом, в результате выполненных исследований предложен алгоритм расчетно-экспериментальной доводки рабочего процесса газового двигателя, основанный на использовании фактических данных его детонационной стойкости. Разработана программа расчета рабочего процесса газового двигателя, работающего по циклу Миллера, и найдены значения параметров цикла, обеспечивающие его высокую эффективность. На основе выполненных расчетов предложен вариант улучшения топливно-экономических и энергетических показателей серийного газового двигателя, разработанного на базе семейства дизелей КАМАЗ.

Литература

1. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатель с количественным бездроссельным регулированием мощности // Автомо-бильная промышленность. 2014. № 3. С. 4–11.
2. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV–14 / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков др. Под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. 2013. 784 с.

3. Тер-Мкртчян Г.Г. Конвертация дизеля в газовый двигатель с уменьшением фактической степени сжатия // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 5. С. 11–15.
4. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и продуктам их сгорания. М.-Л. Росэнергоиздат. 1962. 288 с.
5. Лукшо В.А. Математическая модель термодинамического цикла газового двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 6(30). С. 54–65.
6. Потапов В. Н., Орстик Л.С., Стативко В.Л., Лукшо В.А. Рекомендации по использованию компримированного природного газа в качестве моторного топлива для транспортно-энергетических средств сельскохозяйственного назначения. М.: Издательство ВИМ. 2003. 247 с.
2. Mechanical engineering industry. Encyclopedia. М.: Mechanical engineering industry. Internal combustion engines. V.1V–14. Grechov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. and others; under the editorship of Aleksandrov A.A., Ivaschenko N.A. 2013. 784 p.
3. Ter-Mkrtychyan G.G. Conversion of the diesel engine into the gas engine with the decrease in actual compression ratio. Current problems of science and education. 2014. No 5, pp. 11–15.
4. Dubovkin N.F. Reference book on hydrocarbon fuels and combustion residues. M.-L. Rosenergoizdat. 1962, 288 p.
5. Lushko V.A. Mathematical model of the thermodynamic cycle of the gas engine. Transport with alternative fuel. 2012. No 6(30), pp. 54–65.
6. Potapov V.N., Orsik L.C., Stativko V.L., Lushko V.A. Guidelines for using compressed natural gas as motor fuel for agricultural transport and power machine vehicles. Moscow: Publishing house ВИМ. 2003. 247 p.

References