

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Юрченко Юрій Валерійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Супрун Володимир Леонідович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Шляхов Віталій Сергійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Касьяненко Дмитро Валерійович – магістрант каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕСШАТУННОГО И КЛАССИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЕЙ

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко

В статье описываются некоторые результаты экспериментальных и расчетных исследований двух одноцилиндровых двигателей с различной кинематикой силового механизма - бесшатунного с кривошипно-кулисным механизмом и классического с кривошипно-шатунным механизмом. Рассмотрено изменение составляющих суммарных механических потерь и потерь на трение по скоростным и нагрузочным характеристикам двигателей. Отмечается более низкий уровень механических потерь в бесшатунном двигателе (в среднем на 20 ... 25%) и лучшие на 10 ... 20% эффективные показатели.

SOME RESULTS OF COMPARATIVE RESEARCH OF CHARACTERISTICS IN NON-CONNECTING ROD AND CLASSICAL ENGINES

N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.S. Shlyahov, V.L. Suprun, D.V. Kasianenko

This paper describes some results of experimental and theoretical studies of two- single-cylinder engines with different power kinematics mechanism – non-connecting rod of crank-rocker mechanism and classical with crank mechanism. Consider changing the components of the total mechanical losses and friction losses in speed and load of the engine. There is a lower mechanical losses in the non-connecting rod engine (an average of 20 ... 25%) and the best 10 ... 20% effective performance.

УДК 621.433.2

А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук

ОПЕРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

В работе приведена методика определения цикловой подачи топливоподающей аппаратуры с электронным управлением, базирующаяся на использовании сигналов системы управления и термодинамической теории истечения газов. Обеспечиваемая точность определения цикловой подачи с использованием предложенной методики не превышает 5 %.

Введение

При исследовании и эксплуатации двигателей необходимо обеспечивать достоверное определение расхода топлива. Исследование переходных режимов, сокращение времени и стоимости испытаний являются актуальными вопросами, поэтому важно определять цикловой расход.

Определение циклового расхода топлива при стендовых испытаниях, а тем более в эксплуатации ставит перед исследователями определенного рода трудности, связанные с использованием оригинальных методик.

Анализ публикаций

Стандартами на проведение стендовых испытаний ГОСТ 14846-81, ГОСТ 18509-80 предусматривается измерение расхода топлива двумя способами – весовым и объемным. Так как большинство современных двигателей оснащаются топливопо-

дающей аппаратурой с электронным управлением, то возможно, используя сформированные контроллером сигналы, получить достоверные данные о расходе топлива. Широкое внедрение электроники позволяет автоматизировать процесс измерения расхода жидкого или газообразного топлива. Такой метод измерения расхода топлива основан на имеющихся данных о частоте и длительности срабатывания форсунок, наполнения цилиндров воздухом [1]. Дополнительно такой подход позволяет прогнозировать пробег транспортного средства на одной заправке, реализовать мониторинг расхода топлива в эксплуатации либо при дорожных испытаниях [1].

В практике двигателестроения, стендовых и ездовых испытаний двигателя такой подход позволяет реализовать непосредственное измерение расхода топлива как на режимах разгона и замедления

транспортного средства, так и при переходных и неустановившихся режимах работы двигателя и его систем.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение циклового расхода газового топлива при стендовых испытаниях двигателя. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- на основе известных положений термодинамической теории истечения газов предложить алгоритм определения циклового расхода топлива;
- сформировать каналы измерения параметров среды;
- провести апробацию методики измерения расхода топлива и оценить достоверность полученных результатов.

Алгоритм определения цикловой подачи газообразного топлива

В настоящее время получили широкое распространение системы подачи газа, оснащенные электромагнитными дозаторами газа (ЭДГ). Наилучшие результаты показывают системы, осуществляемые распределенную подачу газа с электронным управлением. Исследование пневматической схемы ЭДГ [2,3] показало, что определяющим истечение газа является эффективное сечение расходного жиклера, расположенного после запорного органа.

Допущение о том, что канал истечения открывается мгновенно, а время стабилизации перепада давления в моменты открытия и закрытия клапана очень малы, позволяет для определения расхода использовать известные положения термодинамической теории истечения газов. В таком случае секундный расход газа может определяться зависимостью, кг/с

$$m_z = f_{p.жс} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \cdot \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)}; \quad (1)$$

или

$$m_z \approx \frac{p_1}{\sqrt{R \cdot T_1}}, \quad (2)$$

где $f_{p.жс}$ – площадь поперечного лимитирующего сечения ЭДГ, м²; μ – коэффициент расхода для ЭДГ, на котором установлена система измерения (определялся экспериментально); $k = 1,3$ – показатель адиабаты для многоатомных газов; p_1 – давление газа перед клапаном ЭДГ, Па; v_1 – удельный объем газа в рампе ЭДГ; β – показатель, характеризующий режим истечения.

Определение перепада давления происходит по следующему алгоритму. Предварительно определяется давление газа перед клапаном ЭДГ (p_1). Далее определяется перепад давления на клапане (Δp). Давление среды, в которую происходит исте-

чение (давление газа после клапана), определяется выражением $p_2 = p_1 + \Delta p$.

Зная давления p_1 и p_2 можно определить режим истечения. Для определения режима истечения используется известная зависимость [4,5] $\beta = p_2 / p_1$.

Полученное значение β сравнивается с критическим значением $\beta_{кр}$, которое определит характер истечения, а также задаст максимальное значение секундного расхода газа [4]. Для многоатомных газов $\beta_{кр} = 0,546$. Если β соответствует условию $\beta_{кр} < \beta < 1$, то режим истечения докритический и секундный расход газа определяется зависимостью (1), а если $0 < \beta_{кр} < \beta$ – надкритический режим истечения, то для определения расхода газа используется зависимость (2). Так как исследуемый двигатель 6ГЧН 13/14 [6] оснащен газотурбинным наддувом и во впускном коллекторе давление воздуха является избыточным, то для лимитирующего сечения ЭДГ характерен докритический режим истечения газа.

Удельный объем газа в рампе определяется, исходя из уравнения состояния идеального газа, м³/кг

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \quad (3)$$

где R – газовая постоянная для природного газа, Дж/(кг·К); T_1 – температура газа перед клапаном ЭПК, К.

Зная секундный расход газообразного топлива через ЭДГ можно определить величину цикловой подачи, кг/цикл

$$B_0 = m_z \cdot t_{ист} \cdot 10^{-3}. \quad (4)$$

Объемный расход газового топлива одним ЭДГ определится зависимостью, м³/ч

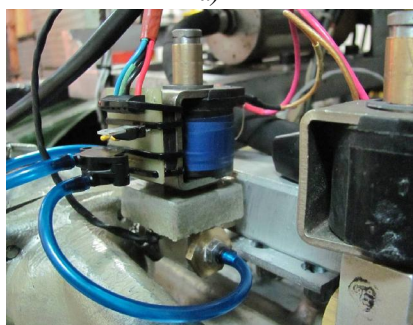
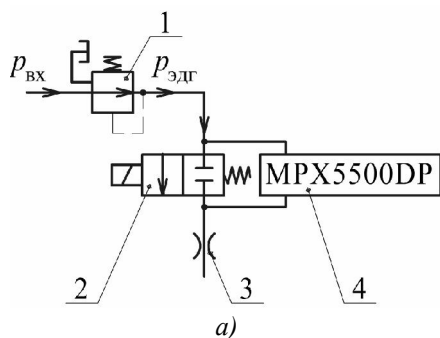
$$v_z = \frac{B_0 \cdot n \cdot 30}{\rho_z}, \quad (5)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; ρ_z – плотность газа, приведенная к условиям испытаний, кг/м³.

Таким образом, объемный часовой расход газа, потребляемый двигателем, определяется из условия $V_z = v_z \cdot i$, где i – количество цилиндров двигателя.

Формирование каналов измерения параметров среды

Для реализации поставленной цели измерительный комплекс моторного стенда [6] подвергся модернизации, которая заключалась в установке дополнительного дифференциального датчика давления на дозаторе газа (рис. 1) и организации соответствующего канала измерения.



б)

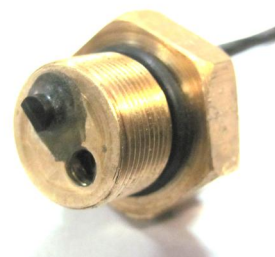
Рис.1. Схема установки датчика давления (а) и его размещение на ЭДГ (б):

1 – газовый редуктор, 2 – корпус дозатора с запорным органом, 3 – расходный жиклер, 4 – дифференциальный датчик давления MPX5500DP

Необходимые данные о перепаде давления газа, зарегистрированные дифференциальным датчиком, обрабатывались при помощи аналогово-цифрового преобразователя L-Card 140-14 и программного комплекса Power Graph. Для определения удельного объема газа при его истечении из ЭДГ в рампу (рис. 2) вмонтирован цифровой датчик температуры 18B20, показания которого отображались на шкале измерителя UDS-12.R. Для измерения давления среды до и после клапана ЭДГ в пробку расходного жиклера ЭДГ и рампу установлены штуцеры (рис.2).

Результаты измерения цикловой подачи топлива в ходе моторных испытаний

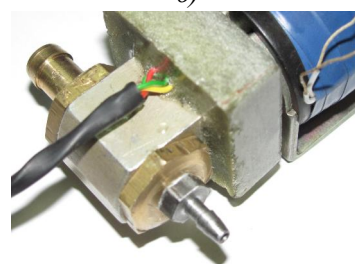
При обработке данных зафиксировано запаздывание перемещения клапана ЭДГ (Δt) относительно начала подачи сигнала управления на катушку ЭДГ (рис. 3). Аналогичное запаздывание выявлено при исследовании работы электрогидравлической форсунки системы CR [7]. Усредненное значение о данном запаздывании используется в качестве поправочного коэффициента в алгоритме выбора бортовым контроллером характеристик топливоподачи. Полученные в ходе моторных испытаний значения Δt не превышали 0,9 мс во всем рабочем диапазоне ЭДГ, что позволяет принять данный параметр постоянной величиной.



а)



б)



в)

Рис.2. Установка датчика температуры 18B20 в пробку рампы (а), монтаж штуцеров для отбора давления среды до клапана (б) и после клапана (в)

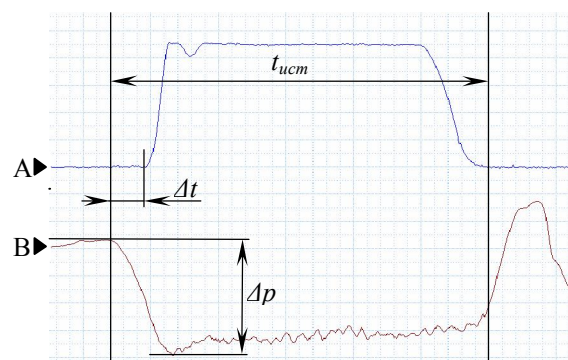


Рис.3. Осциллограммы перемещения клапана ЭДГ (канал А) и изменения перепада давления при истечении (канал В):

Δt – запаздывание перемещения клапана; Δp – перепад давления на клапане; $t_{ист}$ – время истечения газового топлива из дозатора

Точность определения циклового расхода газового топлива по предложенной методике зависит от достоверности определения времени истечения

($t_{уст}$). Так как $\Delta t = \text{const}$, то $t_{уст}$ можно с достаточной точностью (0,94 %) определять зависимостью $t_{уст} = t_{cy} + \Delta t = t_{cy} + 0,9$, где t_{cy} – длительность сигнала управления, подаваемого на катушку ЭДГ, мс.

Результаты определения цикловой подачи

В лаборатории двигателей, работающих на альтернативных топливах, кафедры ДВС ХНАДУ, проведены моторные испытания газового двигателя 6ГЧН 13/14, оснащенного системой измерения цикловой подачи. Сравнение результатов определения цикловой подачи по ГОСТ 14846-81, ГОСТ 18509-80 и по предложенной методике приведены в таблице 1. При этом величину цикловой подачи газа, полученную в том или ином случае рационально привести к нормальным условиям.

Таблица 1. Сравнение расхода газа по ГОСТ 14846-81 и предложенной методике

n	t_{cy}	$q_{ц}^{ГОСТ}$	$q_{ц}$	M_e	δ
мин ⁻¹	мс	мг/цикл	мг/цикл	Н·м	%
1300	10,2	58,07	61,02	484,6	4,82
855	6	29,20	28,83	8,8	1,28
1026	6	32,72	32,22	9,3	1,55
1319	12,7	46,41	46,92	485,6	1,08
1290	11,6	40,48	42,59	343,4	4,95
1339	11,1	4,15	4,25	486,6	2,23
1364	11,1	40,25	40,60	489,5	0,85

Как видно из табл. 1, погрешность определения расхода газа по предложенной методике не превышает 5 %.

Выводы

Предложена методика определения цикловой подачи газового топлива по условиям истечения в электромагнитном дозаторе газа. Погрешность определения расхода газового топлива по предложенной методике не превышает 5 %.

При организации автоматизации процесса измерения с использованием современных компьютерных технологий появляется возможность определения мгновенного и часового расхода топлива в реальном времени, что упрощает процесс обработки результатов испытаний на развернутом моторном стенде.

Применение описанной методики позволяет определять расход топлива в эксплуатации и при диагностировании двигателя.

Список литературы:

1. Multi-Set.ru-форум [Электронный ресурс] – Режим доступа к источнику: <http://multi-set.ru/forum/showthread.php?t=577>.
2. Абрамчук Ф.И. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14 / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.А. Дзюбенко [и др.] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №2/8 (56). – С. 38 – 42.
3. Манойло В.М. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14 / В.М. Манойло, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю, 22-23 травня 2013 р. – Первомайськ: ППІ НУК, 2013 р. – С. 320. 4. Кошкин, В.К. Термодинамическая теория истечения газов и паров, процесс дросселирования [Текст] / В. Кошкин, Т. Михайлова. – М.: МАИ, 1983. – 53 с.
5. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие / А.Н. Алабовский, И.А. Недужий. – Киев: «Вьща школа», 1990. – 255 с.
6. Абрамчук Ф.И. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и системой распределенной подачи газа / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский // Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки». – 2012. – №36. – С. 4 – 9.
7. Врублевський О.М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертowego дизеля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.М. Врублевський. – Харків, 2011. – 36 с.

Bibliography (transliterated):

1. Multi-Set.ru-forum [Elektronnyy resurs] – Re-zhim dostupa k istochniku: <http://multi-set.ru/forum/showthread.php?t=577>.
2. Abramchuk F.I. Opyitnyy obrazets elektromagnitnogo doza-tora gaza sistemy pitaniya avtotraktornogo dvigatelya 6GChN 13/14 / F.I. Abramchuk, V.M. Ma-noylo, A.A. Dzyubenko [i dr.] // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy. – 2012. – №2/8 (56). – S. 38 – 42.
3. Manoylo V.M. Issledovanie harakteristik sistemy upravleniya raspredelennoy podachei gaza dvigatelya 6GChN 13/14 / V.M. Manoylo, A.A. Dzyubenko, M.S. Lipinskiy // Suchasni problemi dvigunobuduvannya: stan, Ideyi, rIshennya: materIali V-oYi vseukraYinskoYi naukovu-tehnIchnoYi konferentsIyi z mIzhnarodnoyu ucha-styu, 22-23 travnya 2013 r. – Pervomaysk: PPI NUK, 2013 r. – S. 320. 4. Koshkin, V.K. Termodina-micheskaya teoriya istecheniya gazov i parov, protsess drosselirovaniya [Tekst] / V. Koshkin, T. Mihaylo-va. – M.: MAI, 1983. – 53 s.
5. Alabovskiy A.N. Teh-nicheskaya termodinamika i teploperedacha: uchebnoe posobie / A.N. Alabovskiy, I.A. Neduzhiy. – Kiev: «Vyischa shkola», 1990. – 255 s.
6. Abramchuk F.I. Stend dlya issledovaniya rabo-chego protsessa gazovogo dvigatelya 6GChN 13/14 s iskrovyim zazhi-ganiem i sistemoy raspredelennoy podachi gaza / F.I. Abramchuk, V.M. Manoylo, A.N. Kabanov, A.A. Dzyubenko, M.S. Lipinskiy // MlzhvuzIvskiy zblrnik naukovih prats «NaukovI notatki». – 2012. – №36. – S. 4 – 9.
7. Vrublevskiy O.M. NaukovI osnovi vIboru parametrvIv akumulyatornoYi palivnoYi aparaturI z elektronnim keruvannya dlya visoko-obertovogo dizelya: avto-ref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya doktora tehn. nauk: spets. 05.05.03 «Dviguni ta energetichniI ustanovki» / O.M. Vrub-levskiy. – HarkIv, 2011. – 36 s.

Поступила в редакцию 29.05.2014

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, проф., проф. кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: vanvfu@mail.ru

Дзюбенко Александр Андреевич – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры автомобильной электроники Харьковско-го национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: sashastar82@mail.ru

Липинский Михаил Сергеевич – ассистент кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского националь-ного автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: mehani_k@mail.ru

Кузьменко Анатолий Петрович – канд. техн. наук., ас. кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: kuzmatolja@mail.ru

Подлещук Сергей Олегович – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: podluy23@rambler.ru

ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛОВОЇ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ДВИГУНА З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ ПАЛИВОПОДАЧІ

О.М. Врублевський, О.А. Дзюбенко, М.С. Липинський, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук

В роботі наведено методику визначення циклової подачі паливоподавальної апаратури з електронним керуванням, яка базується на використанні сигналів системи керування та термодинамічної теорії витікання газів. Точність розраху-нку циклової подачі, що забезпечується використанням наведеної методики не перевищує 5 %.

DETERMINATION OF FLOW RATE IN GAS ENGINE WITH ELECTRONIC CONTROL OF FUEL DELIVERY SYSTEM

A. Vrublevskiy, A. Dzyubenko, M. Lipinskiy, A. Kuzmenko, S. Podleschuk

In this paper shows a method of determining the cyclic flow of fuel equipment with electronic control based on the use of the control system and the thermodynamic theory escape of gases. Ensures accuracy of determining the cyclic flow using the proposed method does not exceed 5%.

УДК 621.43.06:534.83

A. Marchenko, D. Samoilenko, Ali Adel Hamzah, Omar Adel Hamzah

WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES: CLASSIFICATION AND BENEFITS

Recent trend about the best ways of using the deployable sources of energy in to useful work in order to reduce the rate of consumption of fossil fuel as well as pollution. Out of all the available sources, the internal combustion engines are the major consumer of fossil fuel around the globe. The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems, resulting in to entropy rise and serious environmental pollution, so it is required to utilized waste heat into useful work. The recovery and utilization of waste heat not only conserves fuel, usually fossil fuel but also reduces the amount of waste heat and greenhouse gases damped to environment. It is imperative that serious and concrete effort should be launched for conserving this energy through exhaust heat recovery techniques. Such a waste heat recovery would ultimately reduce the overall energy requirement and also the impact on global warming.

Introduction

Presently, high fuel costs and concerns about foreign oil dependence have resulted in increasingly complex engine designs to decrease fuel consumption. For example, engine manufacturers have implemented techniques such as enhanced fuel-air mixing, turbo-charging, and variable valve timing in order to increase thermal efficiency. However, around 60-70% of the fuel energy is still lost as waste heat through the coolant or the exhaust. On the other hand, legislation of exhaust emission levels has focused on carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NOx), and particulate matter (PM).

Energy conservation on engine is one of best ways to deal with these problems since it can improve the energy utilization efficiency of engine and reduces emissions [1]. Given the importance of increasing energy conversion efficiency for reducing both the fuel consumption and emissions of engine, scientists and

engineers have done lots of successful research aimed to improve engine thermal efficiency, including super-charge, lean mixture combustion, etc.

However, in all the energy saving technologies studied. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective. Many researchers recognize that Waste Heat Recovery from engine exhaust has the potential to decrease fuel consumption without increasing emissions, and recent technological ad-ancements have made these systems viable and cost effective [2].

Possibility of heat recovery and availability from I.C. Engine

Waste heat is heat, which is generated in a process by way of fuel combustion or chemical reaction, and then “dumped” into the environment even though it could still be reused for some useful and economic purpose. This heat depends in part on the temperature of the waste heat gases and mass flow rate of exhaust