

means of motor transport. Selected problems. Seria: Transport, Politechnika Rzesowska, Poland, 2013. S. 245-250. 4. Kogeneratsiyna ustanovka z gazovim dvigunom / A.A. Lisoval, M.E. Nizhnik, V.S. Verbovskiy // Vodnyi transport. Zbirnik naukovih prats. Kiyivskoyi derzh. akademiyi vodnogo transtu Im. Petra Konashevicha-Sagaydachnogo. K.: KDAVT, 2013. – № 3 (18). – S.

51 – 55. 5. Polpshennya palivnoyi ekonomichnosti ta ekologich-nih pokaznikiv transportnih zasobiv udoskonalennyam sistem reguluyuvannya ta vikoristannya alternativnih paliv : zvl't pro NDR (za-klyuch.) / M-vo osviti nauki, molodi ta sportu UkraYini ; Nats. trans. un-t.; ruk. A. Govorun. – UDK 621.43 ; № derzhrest.0110U000128. – K., 2012. – 116 s.

Поступила в редакцию 19.06.2014

Лисовал Анатолий Анатолиевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Нижник Максим Евгеньевич – аспирант кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: free-time@bigmir.net.

Свистун Юрий Анатольевич – аспирант кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: svystun_yurec@ukr.net.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА ПАЛИВАХ З РІЗНИМ ВМІСТОМ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ

A. A. Lisoval, M. Ye. Nyzhnyk, Yu. A. Svistun

У статті описані особливості і результати експериментальних досліджень при фізичному моделюванні альтернативних газових палив. Виконано індицирування двигуна при добавці до метану вуглекислого газу. Частка заміщення метану вуглекислим газом становила 8 ... 30% залежно від навантаження. При таких значеннях заміщення досягли стійкої роботи двигуна 8Ч10 / 8,8 на привід електричного генератора.

RESEARCH OF THE GAS ENGINE FUELS WITH DIFFERENT CONTENT OF CARBON DIOXIDE

A. A. Lisoval, M. Ye. Nyzhnyk, Yu. A. Svistun

The article describes the results of experimental research while alternative gas fuels simulating. The research carried out on the installation of 30 kW electrical power. Test was taken on 8-cylinder gas combustion engine with a cylinder bore of 100 mm and 88 mm stroke, 8.5 compression ratio.

The controller for dosing the amount of gas-air mixture was installed on the engine. Controller was designed based on the firm knots HEINZMANN.

The aim of the research was to measure in-cylinder pressure in the engine running on the fuel with the addition of carbon dioxide (CO₂) to methane (CH₄). The number of substituted of CH₄ was 8 ... 30%, depending on the load. The criterion of ratio of CO₂ to CH₄ was the stability of the spark-ignition engine with off and on by the load on the electric generator.

When addition of CO₂ the combustion duration increases for 4 ... 7% in crankshaft rotation degrees.

УДК 621.43

А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ В ДВИГУНІ З ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ 11ГД100М

Робота присвячена дослідженню особливостей протікання процесу згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М. За результатами експериментальних досліджень проаналізовано показники процесу згоряння в циліндрі двигуна на режимах навантажувальної характеристики. Обґрунтовано вибір математичної моделі для опису процесу згоряння в циліндрі дослідного двигуна. Запропоновано емпіричні залежності для визначення показників тривалості згоряння φ_z та характеру згоряння m моделі І.І. Вібе від коефіцієнту надлишку повітря α .

Вступ

Сьогодні важливим напрямком у розвитку двигунобудування є удосконалення робочого процесу ДВЗ з примусовим запалюванням, що забезпечує згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей. Стабільність процесу згоряння при цьому може бути досягнута за допомогою різних заходів, таких як пошарове сумішоутворення, збільшення енергії запалювання, а також введення різних дода-

ткових речовин у паливно-повітряну суміш, наприклад водню.

Організація процесу згоряння палива в двигунах 11ГД100М, що живляться природним газом, відрізняється від більшості газових двигунів. Як відомо, межа збіднення паливо-повітряної суміші при використанні природного газу при традиційній організації робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням суміші не перевищує 1,6, тобто організація виключно якісного сумішоутворення є

неможливою. В двигуні 11ГД100М забезпечується надійне запалювання та згорання сумішей природного газу та повітря в досить широких концентраційних межах ($\alpha=1,77\dots 3$). Більш того, завдяки високій енергії форкамерного факелу, що виривається в циліндр та запалює збіднену паливо-повітряну суміш, стає можливим конвертувати двигун 11ГД100М для використання газів з низькою теплотворною здатністю, зокрема шахтного газу, біогазу, синтез-газу тощо.

Процес згорання вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей на сьогодні є недостатньо дослідженим. Бракує відомостей з впливу ступеня збіднення суміші на процеси сумішоутворення, показники тривалості, динаміки та повноти згорання. Дослідження процесу згорання збіднених паливо-повітряних сумішей та проведення багатопараметричної оптимізації конструкції двигуна можливо проводити на основі математичних моделей, які адекватно відображають протікання процесів у двигуні. Подібні моделі, які враховують особливості робочого процесу газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливо-повітряних сумішей та якісним регулюванням потужності зараз відсутні.

Вказане ускладнює математичне моделювання згорання і робочого процесу двигуна 11ГД100М в цілому, що стримує розвиток робіт з його подальшого вдосконалення.

Розробка адекватної математичної моделі неможлива без проведення експериментальних досліджень, оскільки потребує перевірки правильності запропонованих залежностей, уточнення емпіричних коефіцієнтів. В свою чергу, розробка математичних моделей робочих процесів ДВС потребує окремих детальних досліджень фізико-хімічних властивостей робочого тіла, процесів газообміну, теплообміну, згорання та інш.

Метою роботи є дослідження особливостей протікання процесу згорання збіднених і вкрай збіднених сумішей природного газу з повітрям, обґрунтування вибору та верифікація математичної моделі згорання для двигуна 11ГД100М.

Аналіз математичних моделей процесу згорання в двигунах із примусовим запалюванням суміші

Дослідженнями процесу згорання в поршневих двигунах з примусовим запалюванням займалися Н.Н.Семенов, К.І. Генкін, А.С. Соколик, А.Н. Воїнов, Н.В. Іноземцев, Р.М. Петриченко, J.B. Neuwold та ін. Особливу увагу слід приділити роботі Генкіна К.І. [1], яка присвячена дослідженню згорання вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей в газових двигунах типу ГД100.

Відомі моделі згорання палива в ДВС можна умовно поділити на CFD-моделі з детальною хімічною кінетикою [2], та емпіричні моделі, що описують швидкість розповсюдження турбулентного фронту полум'я [3] або швидкість тепловиділення у циліндрі двигуна [4].

Найбільш складні моделі реалізують технологію CFD - тривимірне моделювання на основі рівнянь Нав'є-Стокса течії газу та палива, що впорскується в циліндри або колектори ДВС. Достовірність одержуваних результатів залежить від правильності визначення початкових та краєвих умов. Процес визначення цих умов в свою чергу потребує проведення додаткових розрахунково-експериментальних досліджень. Застосування та верифікація CFD моделей вимагає чисельних трудомістких дослідницьких зусиль. Вказане ускладнює використання означених моделей і проведення оптимізації параметрів двигунів.

Як відомо, процес згорання паливо-повітряних сумішей в циліндрі ДВС характеризується турбулентною швидкістю руху полум'я. Для визначення цієї швидкості запропоновано ряд емпіричних залежностей [3,5]. Турбулентну швидкість представляють як функцію від ламінарної швидкості та параметрів, що обумовлюють інтенсивність турбулентних пульсацій. Ламінарну швидкість визначають за результатами експериментальних досліджень згорання палива у бомбах.

Подібні моделі розроблені і широко використовуються для опису згорання бензину та різних газових палив в сумішах із повітрям, близьких до стехіометричного складу. Широко представлені математичні моделі для опису згорання водню в сумішах із повітрям широкого складу [6,7]. Проте на цей час майже відсутні моделі згорання природного газу в широкому діапазоні складу паливо-повітряних сумішей, що мають місце в газовому двигуні 11ГД100М.

Найбільше поширення отримали емпіричні моделі згорання, що описують геометричну форму кривої тепловиділення [4]. Наприклад, у моделі І.І. Вібе відносна кількість виділеної теплоти

$$x = 1 - \exp \left[-C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

де φ_0 , φ_z , φ , – відповідно, кут початку згорання, тривалість згорання і поточне значення кута повороту кривошипа в процесі згорання; C – константа; m – показник характеру згорання.

Константа C залежності (1) характеризує повноту згорання палива, її визначають з рівняння

$$C = \ln(1 - X_z),$$

де X_z – доля палива, що повністю згоряє за цикл.

Коефіцієнти m і φ_z , що опосередковано відображають кінетику згоряння, визначають характер розповсюдження полум'я в циліндрі двигуна. Тривалість згоряння φ_z оцінює час, що необхідний для закінчення процесу, та його середню швидкість. Показник динаміки згоряння визначає форму кривої тепловиділення та характеризує відносну щільність генерації активних центрів реакції [4]. Значення коефіцієнтів m і φ_z знаходять за результатами стендових випробувань двигунів [4]. Для дизелів коефіцієнт m задають в межах $m=0,3\dots 0,7$ [8], для двигунів з примусовим запалюванням - $m=2\dots 4$ [4].

Модель І.І. Вібе не враховує вплив на процес згоряння параметрів конструкції та режиму роботи двигуна. Тому в ряді робіт запропоновані залежності коефіцієнтів m і φ_z від коефіцієнту надлишку повітря, частоти обертання двигуна, циклової подачі, кута випередження запалювання [9,10] та інших факторів. Інколи показник m є змінною величиною для різних етапів процесу згоряння [6,8,9].

Основною перевагою моделі І.І. Вібе є її простота та універсальність використання. Розробка та верифікація цієї моделі не потребує проведення додаткових трудомістких експериментальних досліджень (наприклад, у бомбах або з отримання краєвих умов) крім стендових випробувань ДВЗ із зняттям індикаторних діаграм. З іншої сторони на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» накопичений значний досвід математичного моделювання процесу згоряння з використанням моделі І.І. Вібе, зокрема зі змінним показником характеру згоряння m . Тому модель Вібе І.І. обрано як базу для дослідження і математичного моделювання специфічного процесу згоряння в двигуні 11ГД100М.

Дослідження і математичне моделювання процесу згоряння

Вище показано, що рівняння (1) містить два емпіричних коефіцієнти – показник динаміки згоряння m та тривалість згоряння φ_z . Їх визначають за результатами аналізу індикаторних діаграм та характеристик тепловиділення у циліндрі.

Тривалість згоряння φ_z представляє собою різницю між кутами закінчення та початку згоряння. Момент початку згоряння в роботі знаходили за методом накладання індикаторної діаграми на діаграму стиску-розширення [9] як момент відриву індикаторної діаграми від діаграми стиску-розширення (рис. 1,а).

Найбільша складність при аналізі індикаторних діаграм полягає у визначенні моменту закінчення процесу згоряння. Так, в [9,10] приймають,

що процес видимого згоряння закінчується по досягненні максимальної температури циклу, в роботі [11] – максимального значення x на ефективній характеристиці тепловиділення. В дослідженні [12] умовно задають момент закінчення згоряння, коли відносна доля виділеної теплоти сягає $x_z = 0,95$. Інколи застосовують графічний спосіб, де індикаторну діаграму представляють в логарифмічних координатах $\ln P - \ln V$. Момент, коли крива згоряння переходить в пряму розширення, вважають точкою кінця згоряння. В даній роботі приймали, що згоряння закінчується у момент досягнення максимуму на кривій ефективного тепловиділення x .

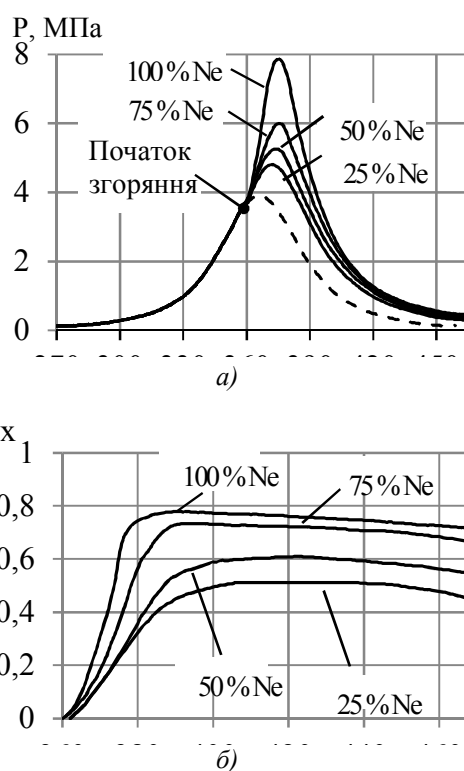


Рис. 1. Експериментальні індикаторні діаграми (а) та характеристики тепловиділення (б) двигуна 11ГД100М при $n=750\text{хв}^{-1}$ [2]

За результатами обробки експериментальних індикаторних діаграм (рис.1, а) отримано характеристики ефективного тепловиділення на кожному режимі навантажувальної характеристики (рис.1, б), з яких визначено моменти закінчення згоряння. На рис. 2 показано вплив навантаження двигуна на тривалість згоряння φ_z . Видно, що φ_z змінюється в широкому діапазоні значень $\varphi_z = 30\text{--}70$ гр.п.к.в. і залежить від навантажувального режиму роботи двигуна: зменшення навантаження призводить до зростання тривалості згоряння і навпаки.

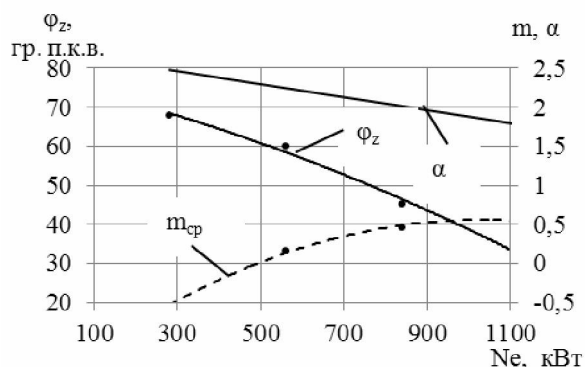


Рис. 2. Вплив навантаження двигуна 11ГД100М на коефіцієнт надлишку повітря, тривалість згоряння ϕ_z та середнє значення показника характеру згоряння m_{cp} при $n=750 \text{ хв}^{-1}$

Поточні значення показника характеру згоряння m по ходу процесу згоряння можна визначити з рівняння І.І. Вібе:

$$m = -1 - \log \frac{C}{\phi_z \ln(1 - X_i)} \quad (2)$$

де X_i – відносна кількість теплоти, що виділилася від початку згоряння.

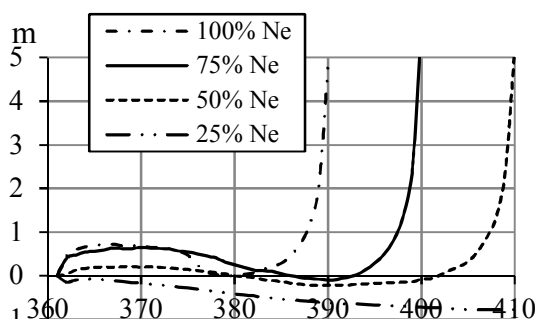


Рис. 3. Зміна показника характеру згоряння m , знайденого за рівнянням (2) в процесі згоряння на режимах навантажувальної характеристики

З рис. 3 видно, що показник характеру згоряння m , розрахований за залежністю (2), є змінним. В основній фазі згоряння показник m спочатку збільшується, потім дещо зменшується, після чого стрімко зростає. Означений характер зміни показника m корелюється з результатами інших досліджень [9].

Середньоінтегральні за циклом значення m_{cp} на режимах навантажувальної характеристики наведені на рис. 2. Аналіз рис. 2 показує, що зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря від 1,77 до 2,5 тривалість згоряння зростає з 30 до 70 гр.п.к.в., а середній показник характеру згоряння навпаки зменшується від 0,55 до -0,5.

Такий характер зміни показника динаміки згоряння з ростом α в двигуні 11ГД100М відрізняється від результатів досліджень традиційних двигунів із

примусовим запалюванням, у яких при збільшенні α згоряння затягується, а показник m збільшується. Це пояснюється особливостями форкамерно-факельної організації робочого процесу дослідного двигуна. Зі зменшенням навантаження суміш в циліндрі збіднюється, проте в форкамері незалежно від режиму роботи двигуна підтримується коефіцієнт надлишку повітря 0,6-1,3. Якщо на режимах високих навантажень доля газу, що згоряє у форкамері, не перевищує 3%, і процес згоряння в форкамері майже не впливає на динаміку згоряння основної порції палива, то на режимах близьких до холостого ходу доля природного газу, що згоряє у форкамері, перевищує 90% [1]. Це призводить до підвищення швидкості згоряння в основній стадії, а потім затягнутого згоряння.

В роботі було виконане моделювання процесу згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М за формулою І.І. Вібе, в яку підставляли експериментальне значення ϕ_z та постійне середньоінтегральне значення m_{cp} .

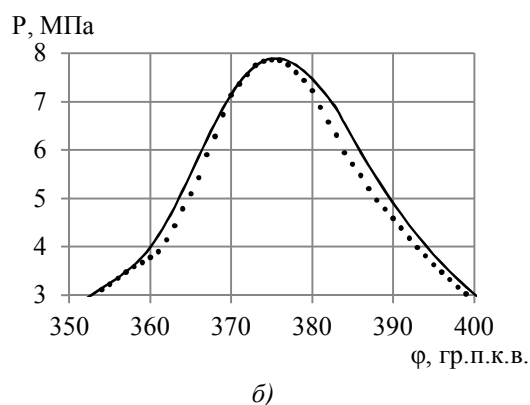
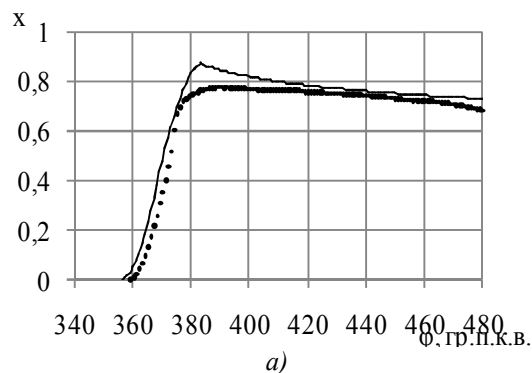


Рис. 4. Характеристика ефективного тепловиділення (а) та індикаторна діаграма (б) на режимі номінальної потужності двигуна ($N_e=1100 \text{ кВт}$, $n=750 \text{ хв}^{-1}$). – експериментальні дані

Експериментальні та розрахункові характеристики тепловиділення і індикаторні діаграми наведені на рис. 4. Видно, що моделювання з постійним

середньо інтегральним значенням m_{cp} не дозволяє достовірно описати процес згоряння в циліндрі.

При моделюванні згоряння запропоновано використовувати показник динаміки згоряння, що змінюється за лінійною залежністю від m_1 до m_2 (рис. 5):

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \bar{\varphi} + m_1. \quad (3)$$

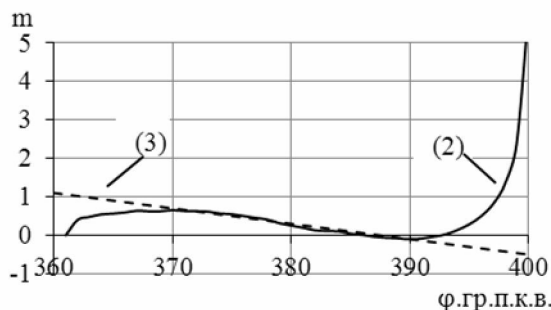
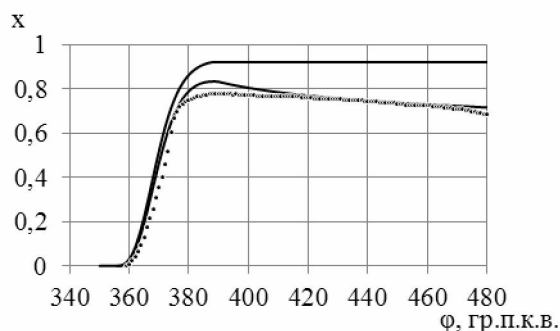
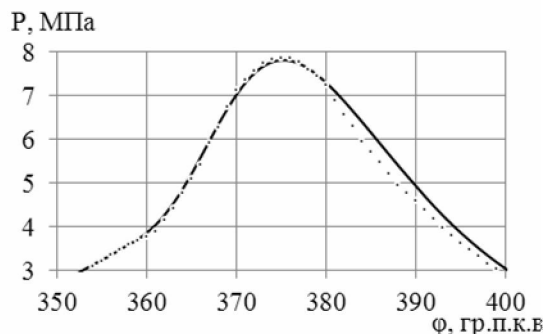


Рис. 5. Зміна показника характеру згоряння по куті повороту колінчастого валу по залежностям (2) і (3) на режимі $75\% N_e$, $n=750 \text{ хв}^{-1}$

В цьому випадку швидкість згоряння



а)



б)

Рис. 6. Індикаторна та ефективна характеристики тепловиділення (а) та індикаторні діаграми (б) на режимі номінальної потужності двигуна ($N_e=1100 \text{ кВт}$, $n=750 \text{ хв}^{-1}$)
..... – експериментальні дані

Як правило, більшість дослідників для визначення показників тривалості згоряння φ_z та динаміки згоряння m задаються емпіричними функціями від конструктивних та режимних параметрів робочого процесу двигуна (коефіцієнту надлишку повітря α , частоти обертання n , кута випередження запалювання, коефіцієнту наповнення тощо), а потім використовують ці залежності при оптимізації, доводці робочого процесу та інших цілях [6,9,10,12].

В роботі виконано аналіз впливу режимних параметрів робочого процесу на процес згоряння. Аналіз літератури показав, що найбільшим чином на тривалість та динаміку згоряння впливає коефіцієнт надлишку повітря α [6]. Зокрема в двигуні 11ГД100М α змінюється в межах від 1,8 до 3.

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{1}{\varphi_z} \bar{\varphi}^{-m} \exp(C \bar{\varphi}^{-m+1}) \times \left[(m+1) \cdot \bar{\varphi}^{-m} + \bar{\varphi}^{-m+1} \ln(\bar{\varphi}) \cdot (m_2 - m_1) \right].$$

Коефіцієнти m_1 та m_2 підбиралися виходячи із забезпечення найкращого погодження між розрахунковими та експериментальними характеристиками тепловиділення та індикаторними діаграмами. Критерієм правильності вибору цих коефіцієнтів було забезпечення задовільної кореляції між середньоінтегральними значеннями показника m_{cp} , що визначено за результатами обробки експериментальних даних та розрахунком за формулою (3).

Приклад результатів розрахунку характеристик тепловиділення та індикаторних діаграм за запропонованою методикою на режимі номінальної потужності наведений на рис. 6. Найкраща кореляція між розрахунковими та експериментальними даними на цьому режимі забезпечується при $m_1 = 1,5$ та $m_2 = -0,5$.

Тому було запропоновано залежності

$$\varphi_z = 18,32 \cdot \alpha^2 - 129,45 \cdot \alpha - 139,95, \quad (4)$$

$$m_1 = -2,059 \cdot \alpha - 5,186. \quad (5)$$

Коефіцієнт m_2 на кожному навантажувальному режимі роботи двигуна 11ГД100М приймався постійним $m_2=-0,5$.

Порівняння розрахованих за формулою (4) і експериментальних значень φ_z , а також середньоінтегральних за циклом показників характеру згоряння m_{cp} залежно від коефіцієнту надлишку повітря наведено на рис. 7. Видно, що запропоновані залежності (4) і (5) забезпечують добре узгодження розрахункових та експериментальних даних.

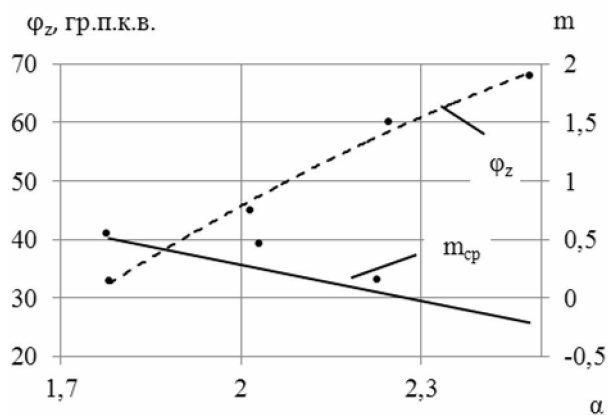


Рис. 7. Вплив коефіцієнту надлишку повітря на показники моделі І.І. Вібе та ϕ_z . Точками показано експериментальні значення

Математичну модель згоряння інтегровано в термодинамічну модель замкненого робочого циклу двигуна з форкамерно-факельним запалюванням суміші і якісним сумішоутворенням. Розроблена математична модель дозволяє розраховувати робочий процес двигуна при використанні газових палив довільного компонентного складу. Теплообмін

зі стінками моделювався за залежністю Ньютона-Ріхмана, у якій коефіцієнт тепловіддачі визначався за формулою В. Аннанда. Механічні втрати задавалися емпіричною залежністю від середнього ефективного тиску.

Адекватність математичної моделі оцінювалася співставленням розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм, характеристик тепловиділення та індикаторних показників (табл.1, рис.8).

Таблиця 1. Порівняння розрахункових та експериментальних значень показників двигуна 11ГД100М на режимах навантажувальної характеристики

Режим навантаження Ne,%	η_e	η_i	α	P_z , МПа
	експ/рознр	експ/рознр	експ/рознр	експ/рознр
100%	0,33/0,320	0,44/0,430	1,777/1,78	7,86/7,81
75%	0,27/0,271	0,4/0,399	2,03/2,025	6,0/6,01
50%	0,20/0,198	0,35/0,346	2,227/2,24	5,26/5,14
25%	0,11/0,107	0,28/0,275	2,49/2,48	4,8/4,86

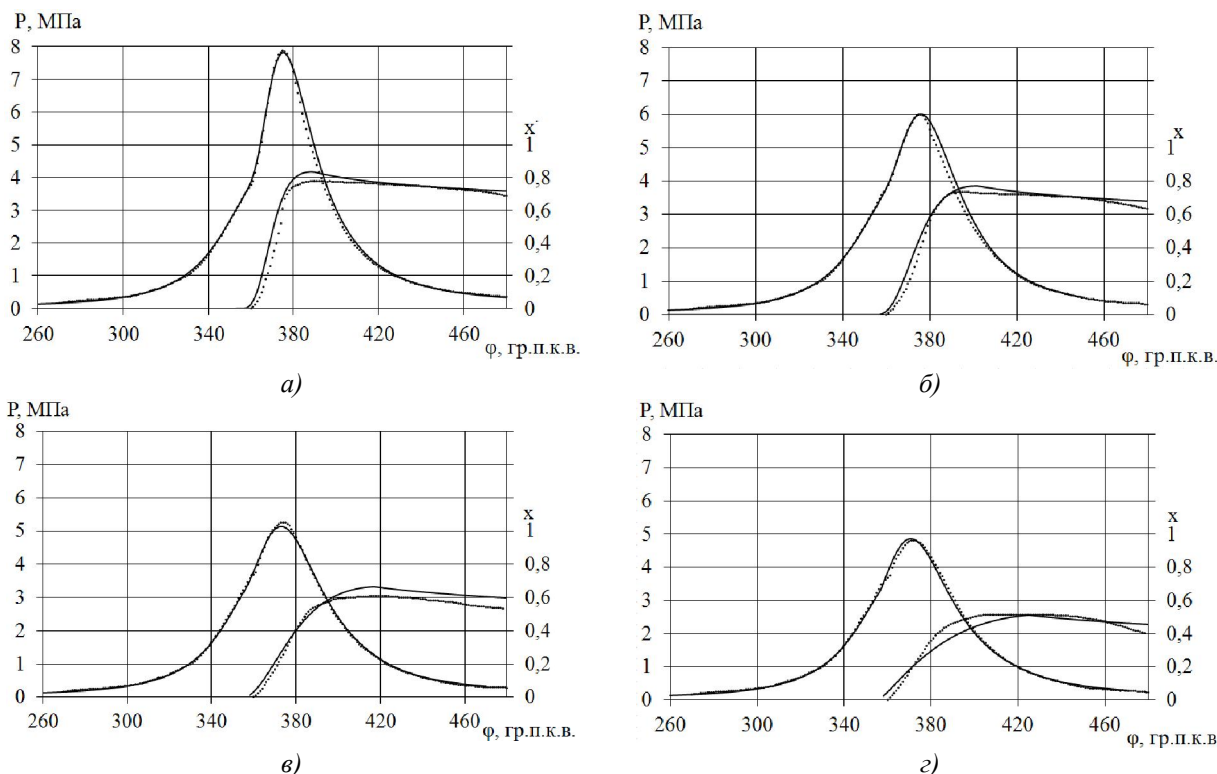


Рис. 8. Індикаторні діаграми та характеристики тепловиділення на режимах навантажувальної характеристики при $n=750 \text{ хв}^{-1}$ і 100%Ne (а), 75%Ne (б), 50%Ne (в); 25%Ne (з)
..... – експериментальні дані

Слід відзначити, що розрахункова та експериментальна характеристики тепловиділення на режимах малих навантажень суттєво відрізняються.

Це пояснюється невідповідністю експоненціального закону тепловиділення І.І. Вібе для опису згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М на режимах

малих навантажень. Незважаючи на це розроблена математична модель дозволяє отримати задовільний збіг розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм і показників двигуна на вказаних режимах його роботи. Похибка розрахунку індикаторних показників за розробленою методикою не перевищує 5% (табл. 2), що знаходиться в межах сумарної точності експерименту.

Таблиця 2. Відносна похибка розрахунку показників двигуна 11ГД100М

Режим навантаження Ne, %	Відносна похибка розрахунку показника Δ , %			
	η_e	η_i	α	P_z
100%	3,13	2,27	0,17	0,64
75%	0,48	0,13	0,25	0,18
50%	0,84	1,13	0,81	2,22
25%	2,85	1,83	0,44	1,24

Висновки

1. Досліджено особливості протікання процесу згоряння збіднених і вкрай збіднених сумішей природного газу з повітрям у двигуні з форкамерно-факельним запалюванням і якісним сумішоутворенням 11ГД100М.

2. На основі моделі І.І. Вібе запропоновано математичну модель процесу згоряння збіднених і вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей, що враховує особливості форкамерно-факельного запалювання та відрізняється від базової використанням змінного показника характеру згоряння на різних стадіях згоряння.

3. Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що характер згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М відрізняється від характеру згоряння в традиційних бензинових та дизельних двигунах. Зокрема, зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі дослідного двигуна показник динаміки згоряння зменшується (від 0,55 до -0,5 при відповідній зміні α від 1,77 до 2,5). Це пояснюється особливостями форкамерно-факельної організації робочого процесу. Зі зменшенням навантаження суміш в циліндрі збіднюється, проте в форкамері незалежно від режиму роботи двигуна підтримується коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 0,6...1,3$. На режимах високих навантажень доля форкамерного газу не перевищує 3%, тому процес згоряння в форкамері майже не впливає на динаміку згоряння суміші в циліндрі двигуна. На режимах низьких навантажень відносна доля природного газу, що згоряє в форкамері, складає близько 90%. Це призводить до підвищення швидкості згоряння на початку процесу, а потім затягнутого згоряння.

4. Для показників ϕ_z і m моделі І.І. Вібе запропоновані емпіричні залежності від коефіцієнту надлишку повітря.

5. Похибка розрахунку показників дослідного двигуна на режимах навантажувальної характеристики не перевищує 5%, що свідчить про достовірність запропонованої математичної моделі.

Список литературы:

1. Генкин, К.И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К.И. Генкин, Д.Т. Аксенов, Б.Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970. – 328 с. 2. Lammler C. Numerical and experimental study of flame propagation and knock in a compressed natural gas engine: diss. for the doctor of technical sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 p. 3. Beretta G. P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines / G. P. Beretta, M. Rashidi, J. C. Keck // Combustion and flame. – 1983. - № 52. pp.217 – 245. 4. Вибє І.І. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибє. – М. – Свердловск: Машиз, 1962. – 272 с. 5. C. Borgnakke. Spark ignition engine simulation models / C. Borgnakke, P. Puzinauskas, Y. Xiao. – USA: University of Michigan, 1986. – 74p. 6. Марченко А.П. Анализ процесса и математическое моделирование сгорания процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением / А.П. Марченко, А.А. Осетров, И. Дубей, Р. Маамири // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 24-28. 7. Verhelst, S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst. – USA: Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics. Ghent University, 2005. – 222 p. 8. Marchenko A. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines. Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications / A. Marchenko A. Osetrov, O. Linkov D. Samoilenko //Intech. - 2013. P.407-433. - Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.5772/52/> 9. Абрамчук Ф.И. Методика расчета процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 67-73. 10. Бородин Д.Ю. Поліпшення техніко-економічних показників двотактного транспортного дизеля 6ТД на основі вибору оптимальних параметрів системи наддува: Автореф. дисс. канд. техн. наук. - Харків: ХарДЗТ, 2000. – 14 с. 11. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с. 12. Орехов С.Н. Математическая модель рабочего процесса ДВС и ее идентификация / С.Н. Орехов // Наука и образование: Электронное научное издание. – 2009. – №12.- Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/134544.html>.

Bibliography (transliterated):

1. Genkin, K.I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K.I. Genkin, D.T. Aksenov, B.N. Strunge. – L. : Nedra, 1970. – 328 s. 2. Lammler C. Numerical and experimental study of flame propagation and knock in a compressed natural gas engine: diss. for the doctor of technical sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 p. 3. Beretta G. P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines / G. P. Beretta, M. Rashidi, J. C. Keck // Combustion and flame. – 1983. - № 52. pp.217 – 245. 4. Vibe I.I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej / I.I. Vibe. – M. – Sverdlovsk: Mashgiz, 1962. – 272 s. 5. C. Borgnakke. Spark ignition engine simulation models / C. Borgnakke, P. Puzi-nauskas, Y. Xiao. – USA: University of Michigan, 1986. – 74p. 6. . Marchenko A.P.

Analiz processa i matemati-cheskoe modelirovanie sgoraniya processa sgoraniya vodoroda v chetyrehtaktnom odnocilindrovom dviga-tele s iskrovym vospalmeniem / A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, I. Dubej, R. Maamri // Dvigateli vnutrenne-go sgoraniya. – 2010. – № 1. – S. 24-28. 7. Verhelst, S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal com-bustion engines / S. Verhelst. – USA: Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics. Ghent University, 2005. – 222 p. 8. Marchenko A. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines. Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications / A. Marchenko A. Osetrov, O. Linkov D. Samoilenko //Intech. - 2013. R.407-433. - Rezhim dostu-pa: <http://dx.doi.org/10.5772/52/9>. Abramchuk F.I. Metodika rascheta processa sgoraniya gazovogo dviga-telja s vysokojenergeticheskoj

sistemoj zazhiganiya / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2007. – № 2. – S. 67-73. 10. Borodin D.Ju. Polipshennja tehniko-ekonomichnih pokaznikov dvotakt-nogo transportnogo dizelja 6TD na osnovi voboru op-timal'nih parametrv sistemi nadduva: Avtoref. diss. kand. tehn. nauk. - Harkiv: HarDZT, 2000. – 14 s. 11. Rozenblit G.B. Teploperedacha v dizeljah / G.B. Ro-zenblit. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 216 s. 12. Orehov S.N. Matematicheskaja model' rabocheho proces-sa DVS i ee identifikacija / S.N. Orehov // Nauka i obrazovanie: Jelektronnoe nauchnoe izdanie. – 2009. – №12.- Rezhim dostupa: <http://techomag.bmstu.ru/doc/134544.html>.

Поступила в редакцию 12.05.2012

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, зав. кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Кравченко Сергій Сергійович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Skyler-tm@yandex.ru.

ИССЛЕДОВАНИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ 11ГД100М

А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко

Работа посвящена исследованию особенностей протекания процесса сгорания обедненных топливно-воздушных смесей в двигателе с форкамерно-факельным зажиганием. По результатам экспериментальных исследований проанализированы показатели процесса сгорания в цилиндре двигателя на режимах нагрузочной характеристики. Обоснован выбор математической модели для описания процесса сгорания в цилиндре исследуемого двигателя. Предложено эмпирические зависимости для определения показателей продолжительности сгорания φ_2 и характера сгорания m модели И. И. Вибе от коэффициента избытка воздуха α .

STUDY AND MATHEMATICAL MODELING OF THE COMBUSTION PROCESS IN THE ENGINE WITH PRE-CHAMBER IGNITION

A. Marchenko, A. Osetrov, S. Kravchenko

The paper studies the features of the process of combustion of lean air-fuel mixture in the engine with pre-chamber - torch ignition. Experimental studies analyzed performance of the combustion process in the engine cylinder modes for load characteristics. The choice of a mathematical model to describe the process of combustion in the cylinder of the test engine was back-grounded. Empirical correlations for indicators of combustion duration and character of combustion φ_2 model I. Vibe of the excess air ratio α were proposed.

УДК 621.438

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6, РАБОТАЮЩЕГО НА ЭТАНОЛЕ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Представлены результаты экспериментальных исследований энергетической установки на базе поршневого двигателя 2Ч 7,2/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. Определено, что 100 % конверсия этанола достигается при 635 °С и весь поступивший в реактор этанол полностью преобразуется в синтез-газ. При работе на синтез-газе, по сравнению с этанолом, расширились пределы воспламенения горючей смеси, что обеспечило работу двигателя в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха 1,25...1,7. При использовании термохимической утилизации экономия этанола достигается во всем диапазоне работы двигателя и составляет 27...38%.

Постановка проблемы

Как известно, в ДВС с принудительным зажиганием мощность тепловых потерь с отходящими газами и охлаждающей жидкостью соизмеримы с эффективной мощностью двигателя [1]. При утили-

зации потерь вторичных энергоресурсов возможно получение дополнительной полезной работы, которая может улучшить эффективные и экономические показатели работы двигателя и энергетической установки (ЭУ) в целом.

Потери с охлаждающей жидкостью вследствие низкого температурного потенциала в основном используются для подогрева или охлаждения других теплоносителей [2].

Тепловая энергия отходящих газов двигателей с принудительным зажиганием имеет более высокий температурный уровень (400 – 600 °С) и поэтому может успешно использоваться в утилизационных схемах и установках. Эти схемы получили развитие для дизельных ДВС в судовой и стационарной энергетике, где используются, как для обеспечения теплотой потребителей, так и для получения дополнительной работы [3-6].

Анализ исследований и публикаций

Одним из перспективных способов утилизации тепловой энергии ОГ для двигателей с принудительным зажиганием является термохимическая утилизация. Данный способ основывается на использовании теплоты ОГ для осуществления эндотермической реакции химического превращения топлива в синтез-газ. В результате реакции теплота сгорания синтез-газа увеличивается на величину утилизированной энергии отходящих газов [7,8]. Полученный синтез-газ может полностью заменять базовое топливо, либо использоваться в качестве добавки к нему [9,10].

Для эффективности применения данного способа утилизации в ДВС с принудительным зажиганием необходимо выполнение определенных условий: температура ОГ на входе в утилизационное устройство должна превышать температуру реакции конверсии топлива, и тепловой мощности отходящих газов должно быть достаточно для получения необходимого количества синтез-газа [11].

На эффективность применения системы термохимической утилизации влияют температура процесса конверсии, теплота химической реакции, свойства исходного топлива, состав полученного синтез-газа, тепловая мощность ОГ ДВС и др.

Цель работы – исследование основных параметров работы двигателя при использовании термохимической утилизации теплоты ОГ, а также определение эффективности применения данного способа утилизации.

Изложение основного материала

Для решения поставленных задач использована экспериментальная установка с помощью которой исследовались особенности работы четырехтактного ДВС с искровым зажиганием 2Ч 7,2/6, работающего на этаноле с системой термохимической утилизации теплоты ОГ [12]. Установка состоит из 2 стендов.

1) Экспериментальный стенд ТХР – 2.0, в котором исследовались процессы, протекающие при термохимической утилизации теплоты ОГ;

2) Экспериментальный стенд на базе двигателя с внешним смесеобразованием 2Ч 7,2/6, в котором исследовались параметры двигателя при работе на синтез-газе.

Экспериментальный стенд ТХР – 2.0

С целью исследования процессов, протекающих в системе термохимической утилизации теплоты ОГ, а также для получения синтез-газа был использован экспериментальный стенд ТХР – 2.0.

Стенд ТХР-2.0 позволяет проводить физическое моделирование работы системы термохимической утилизации теплоты ОГ, которая входит в состав ЭУ на базе ДВС с принудительным зажиганием. В качестве утилизирующего устройства используется термохимический реактор, в состав которого входят: реакционная трубка, выполненная из нержавеющей стали 12Х18Н10Т (общая длина – 6 м, внутренний диаметр – 7,8 мм, наружный диаметр – 9 мм), устройства подвода электрической энергии, устройства измерения температуры синтез-газа на выходе из реактора и температур стенки трубки, изоляционный материал.

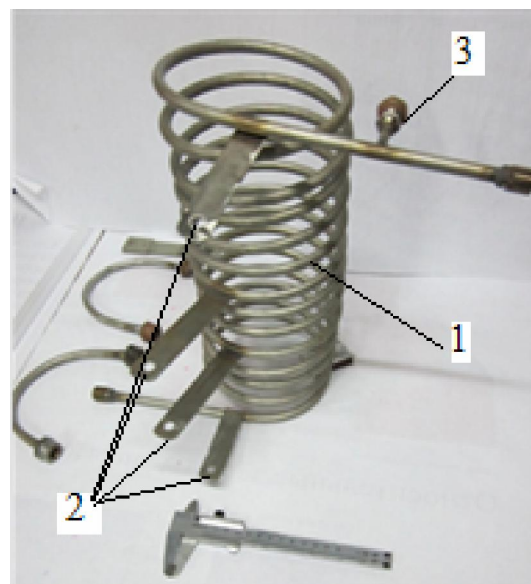


Рис. 1. Реактор для термохимической утилизации теплоты ОГ со снятой теплоизоляцией:

1 – реакционная трубка; 2 – подвод электрической энергии; 3 – штуцер для измерения температуры реакции

Подвод необходимой теплоты для протекания реакции имитируется путем пропускания через трубку змеевика постоянного тока от источника питания напряжением 24...31 В.

Главными параметрами, которые определяют эффективность применения системы термохимической утилизации теплоты ОГ, являются: температура процесса конверсии, теплота химической реакции, степень конверсии и удельный расход топлива на конверсию. На экспериментальном стенде ТХР – 2.0 исследованы основные параметры процесса конверсии (реакция разложения) этанола, в результате которого образуется горючий синтез-газ, на котором в дальнейшем работал ДВС 2Ч 7,2/6.

Как следует из результатов исследований, максимальная достигнутая степень конверсии этанола составила 100 % при температуре реакции (температура синтез-газа на выходе из реактора) 635 °С (рис.2). При достижении 100 % конверсии для получения 1 кг синтез-газа расходуется 1 кг этанола (удельный расход этанола), т.е. весь жидкий этанол, который поступил в реактор, полностью преобразовался в горючее газообразное топливо, при этом удельная теплота химической реакции (количество энергии, необходимое для конверсии 1 кг этанола) составила 3,572 МДж (рис.3).

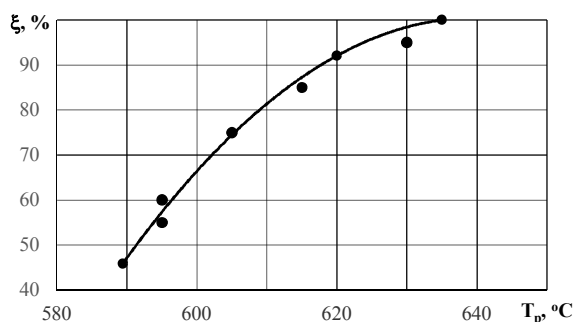


Рис. 2. Влияние температуры синтез-газа на выходе из реактора на степень конверсии этанола

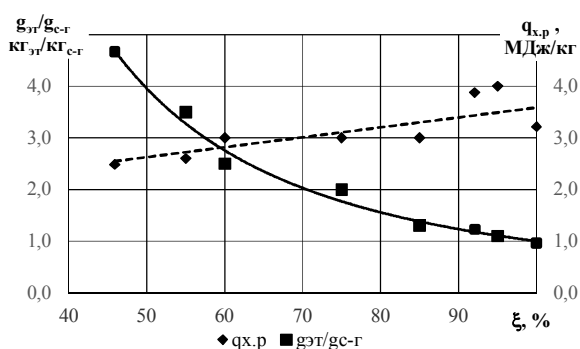


Рис. 3. Влияние степени конверсии на удельный расход этанола и удельную теплоту химической реакции

Состав синтез-газа определялся химическим анализом с помощью хроматографа NeoCHROM Class B, который проходил предварительную тарировку с помощью образцовых смесей по ТУ-6-16-

2956-87. По данным хроматографического анализа в составе синтез-газа, полученного при 100% конверсии этанола присутствуют 3 основные компонента (об. %): водород H_2 (43 %), оксид углерода II CO (34 %) и метан CH_4 (23 %).

Экспериментальный стенд на базе двигателя 2Ч 7,2/6

На базе двигателя 2Ч 7,2/6 с принудительным зажиганием проводились исследования параметров работы на жидком и газообразном топливе.

В качестве жидкого топлива использовался этанол марки А по ГОСТ 17299-78, а в качестве газообразного – синтез-газ, полученный на экспериментальном стенде ТХР – 2.0 при 100% конверсии.

На рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований основных параметров работы двигателя 2Ч 7,2/6 при работе на синтез-газе и этаноле по нагрузочной характеристике.

Максимальная мощность, которая была достигнута при работе двигателя на синтез-газе и этаноле, составила 4 кВт.

Как известно, наличие в составе газообразного топлива большого количества H_2 и CO значительно расширяет пределы воспламенения горючей смеси. Поэтому при работе двигателя на синтез-газе коэффициент избытка воздуха изменялся в диапазоне 1,25...1,7, а при работе на этаноле – 0,9...1,1.

Вследствие увеличения коэффициента избытка воздуха при использовании синтез-газа уменьшилась температура ОГ во всем диапазоне работы двигателя.

С целью оценки эффективности применения термохимической утилизации теплоты ОГ для двигателя 2Ч 7,2/6 было выполнено сравнение расхода этанола на двигателе и количества затрачиваемого этанола для получения синтез-газа на соответствующем режиме работы, а также определялась доля тепла ОГ, которую необходимо утилизировать для получения синтез-газа (рис. 5).

При условии осуществления 100 % конверсии этанола в синтез-газ на каждом режиме работы двигателя, экономия этанола при использовании термохимической утилизации лежит в диапазоне 27...38%. При этом необходимая доля утилизированной энергии ОГ, включающая в себя затраты на нагрев, испарение, перегрев, преодоление химической реакции и потери, составляет 0,4...0,44.

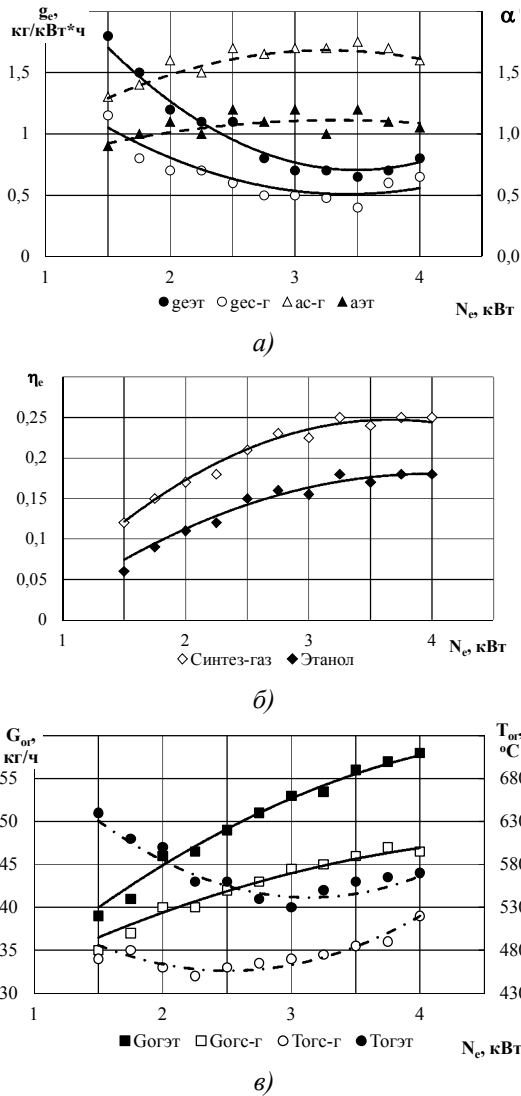


Рис. 4. Основные параметры двигателя при работе на этаноле и синтез-газе по нагрузочной характеристике: а – удельный эффективный расход топлива и коэффициент избытка воздуха; б – эффективный КПД; в – температура и расход ОГ

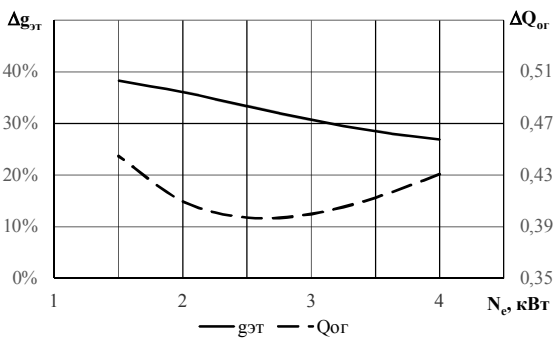


Рис. 5. Экономия этанола и доля утилизированной энергии ОГ при работе двигателя по нагрузочной характеристике

Выводы

1. Установлено что при температуре $635 \text{ }^\circ\text{C} \pm 25 \text{ }^\circ\text{C}$ достигается 100 % конверсия поступившего в реактор жидкого этанола.
2. При работе двигателя 2Ч 7,2/6 по нагрузочной характеристике на синтез-газе расширились пределы воспламенения горючей смеси, что обеспечило работу двигателя в диапазоне коэффициента избытка воздуха 1,25... 1,7.
3. При использовании термохимической утилизации ОГ для двигателя 2Ч 7,2/6 экономия жидкого топлива (этанола) составляет 27...38% во всем диапазоне режимов работы двигателя.

Список литературы:

1. Матиевский, Д. Д. Перспективы использования поршневых ДВС в качестве источника тепловой и электрической энергии для энергоснабжения промышленных объектов [Текст] / Д. Д. Матиевский, В. В. Логвиненко, А. Г. Кузьмин // Ползуновский вестник. – 2003. – № 1,2. – С. 4-8.
2. Маслов, В. В. Утилизация теплоты судовых дизелей [Текст] / В. В. Маслов – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
3. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: Учеб для вузов [Текст] / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. Ф. Большаков и др. – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.
4. Захаров, Г. В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / Г. В. Захаров – М.: Транслит, 2009. – 256 с.
5. Возницкий, И. В. Современные малооборотные двухтактные двигатели [Текст] / И. В. Возницкий – М.: Моркнига, 2009. – 256 с.
6. Руднев, В. В. Повышение экономических и экологических показателей дизель-генераторных установок утилизацией теплоты отработавших газов в двигателе с внутренним объемным смесеобразованием : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / В. В. Руднев. – Челябинск., 2007. – 123 с.
7. Хрипач, Н. А. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива [Текст] / Н. А. Хрипач, В. Ф. Каменев, В. М. Фолин [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – №4(36) – С. 45-50.
8. Тимошевский, Б. Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив применяемых в ДВС [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин // Вісник НУК. – 2011. – №3. – С. 36-42.
9. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42-50.
10. Кириллов, В. А. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы [Текст] / В. А. Кириллов, Н. А. Кузин, В. В. Киреевков [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2011. – №2(45) – С. 139-154.
11. Експериментальне дослідження параметрів поршневого ДВЗ із системою термохімічної конверсії біоетанолу [Текст] / Б. Г. Тимошевський, М. Р. Ткач, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраїнський науково-технічний журнал. – 2011. – № 2. – С. 3-8.
12. Характеристики экспериментальной системы конверсии биоэтанола ДВС 2Ч 7,2/6 [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский, А. Ю.

Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2013. – № 1. – С. 28–32.

Bibliography (transliterated):

1. Matievskiy, D. D. Perspektivy ispolzovaniya porshnevnykh DVS v kachestve istochnika teplovoiy i elektricheskoy energii dlya energosnabzheniya promyshlennykh ob'ektov [Tekst] / D. D. Matievskiy, V. V. Logvinenko, A. G. Kuzmin // Polzunovskiy vestnik. – 2003. – № 1,2. – S. 4-8. 2. Maslov, V. V. Utilizatsiya teploiy sudovykh dizeley [Tekst] / V. V. Maslov – M.: Transport, 1990. – 144 s. 3. Eksploatatsiya sudovykh dizelnykh energeticheskikh ustanovok: Ucheb dlya vuzov [Tekst] / S. V. Kamkin, I. V. Voznitskiy, V. F. Bolshakov i dr. – M.: Transport, 1996. – 432 s. 4. Zaharov, G. V. Tehnicheskaya eksploatatsiya sudovykh dizelnykh ustanovok [Tekst] / G. V. Zaharov – M.: TransLit, 2009. – 256 s. 5. Voznitskiy, I. V. Sovremennyye malooborotnyye dvuhtaktnyye dvigateli [Tekst] / I. V. Voznitskiy – M.: Morkniga, 2009. – 256 s. 6. Rudnev, V. V. Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazateley dizel-generatornykh ustanovok utilizatsiey teploiy otrabotavshih gazov v dvigatele s vnutrennim ob'emnym smeseobrazovaniem : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.04.02 / V. V. Rudnev. – Chelyabinsk., 2007. – 123 s. 7. Hripach, N. A. Termodinamicheskyy analiz rabocheho tsikla dvi-

gatelya s termohimicheskim generirovaniem vodorodnogo topliva [Tekst] / N. A. Hripach, V. F. Kamenev, V. M. Fomin [i dr.] // Alternativnaya energetika i ekologiya. – 2006. – №4(36) – S. 45–50. 8. Timoshevskiy, B. G. Effektivnost termohimicheskoy konversii uglevodorodnykh topliv primenyaemykh v DVS [Tekst] / B. G. Timoshevskiy, M. R. Tkach, A. Yu. Proskurin // VIsnik NUK. – 2011. – #3. – S. 36-42. 9. Nosach, V. G. Povyshenie effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoschy termohimicheskoy regeneratsii [Tekst] / V. G. Nosach, A. A. Shrayber // Promyshlennaya teplotehnika. – 2009. – T.31, №3 – S. 42–50. 10. Kirillov, V. A. Primenenie sintez-gaza v kachestve dobavki k osnovnomu toplivu v transportnykh sredstvakh: sostoyanie i perspektivy [Tekst] / V. A. Kirillov, N. A. Kuzin, V. V. Kireenkov [i dr.] // Teoreticheskie osnovy himicheskoy tehnologii. – 2011. – №2(45) – S. 139–154. 11. Eksperimentalne doslidzhennya parametrv porshnevo DVZ Iz sistemoyu termohimicheskoy konversiyi bioetanolu [Tekst] / B. G. Timoshevskiy, M. R. Tkach, O. S. Mitrofanov, A. S. Poznanskiy, A. Yu. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskyy zhurnal. – 2011. – № 2. – S. 3–8. 12. Harakteristiki eksperimentalnoy sistemy konversiyi bioetanola DVS 2Ch 7,2/6 [Tekst] / M. R. Tkach, B. G. Timoshevskiy, A. S. Mitrofanov, A. S. Poznanskiy, A. Yu. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskyy zhurnal. – 2013. – №1. – S. 28–32.

Поступила в редакцию 31.05.2014

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mksat.net.

Ткач Михаил Романович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Mikhaylo.Tkach@nuos.edu.ua.

Проскурин Аркадий Юрьевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.

Митрофанов Александр Сергеевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dvs84@inbox.ru.

Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6, РАБОТАЮЩЕГО НА ЭТАНОЛЕ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

В.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурін, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський

Представлені результати експериментальних досліджень енергетичної установки на базі поршневого двигуна 2Ч 7,2 / 6 з термохімічною утилізацією теплоти відпрацьованих газів. На стенді ТХР - 2.0 визначено, що 100% конверсія етанолу досягається при 635 °С і весь надійшовший в реактор етанол повністю перетворюється в синтез-газ. При роботі на синтез-газі, в порівнянні з етанолом, розширилися межі займання горючої суміші, що забезпечило роботу двигуна в широкому діапазоні зміни коефіцієнта надлишку повітря від 1,25 до 1,7. При використанні термохімічної утилізації економія етанолу досягається у всьому діапазоні роботи двигуна і змінюється від 27 до 38%.

EFFICIENCY OF EXHAUST GASES THERMOCHEMICAL HEAT UTILIZATION FOR THE ETHANOL 2 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 7,2/6

B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.Y. Proskurin, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky

The results of the power plant features experimental studies based on reciprocating engine 2 cylinder 4-stroke engine 7,2/6 with the thermochemical heat recovery of exhaust gases are presented. On TCR - 2.0 test bench was determined that 100% conversion of ethanol at 635 °C is achieved and the entire incoming reactor ethanol is completely converted to synthesis gas. When working on the synthesis gas, as compared with ethanol, expanded the limits of ignition of the combustible mixture, which provided engine performance in a wide range of excess air ratio of 1.25 to 1.7. When using waste thermochemical ethanol savings achieved throughout the engine operating range and varies from 27 to 38%.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ПОРШНЯ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

Робота присвячена експериментальному дослідженню впливу регулювання інтенсивності масляного охолодження поршнів на паливну економічність дизеля та емісію шкідливих речовин з його відпрацьованими газами. Проаналізовано дані попередніх експериментальних та розрахункових досліджень в цьому напрямі. Описано експериментальний стенд та обрані цикли випробувань. Виявлено позитивний вплив регулювання теплового стану поршнів дизеля на викиди монооксидів вуглецю та сумарних оксидів азоту, а також на димність відпрацьованих газів. За результатами дослідження дані рекомендації щодо зниження паливної економічності та обрано напрямок подальших досліджень.

Вступ

В даний час широко застосовується масляне охолодження поршнів як спосіб зниження температур – максимальних і в зоні верхнього поршневого кільця. Однак, нерегульоване масляне охолодження поршнів разом з перевагами має ряд недоліків. Головний із них – переохолодження поршнів на номінальних, особливо при малих, навантаженнях. Це може призвести до збільшення відносних теплових втрат і погіршення сумішоутворення та повноти згоряння [1, 2].

Одним з напрямів покращення ефективності двигунів внутрішнього згоряння є раціональне регулювання їхнього теплового стану, в тому числі теплового стану поршнів (ТСП).

Результати роботи [3] показали, що відключення охолодження поршнів дизеля типу ЧН21/21 на режимах холостого ходу та малих навантажень призвело до покращення паливної економічності та знизило вміст продуктів неповного згоряння в відпрацьованих газах. Проведене індиціювання з подальшою обробкою індикаторних діаграм показало, що відключення охолодження поршнів призводить до скорочення періоду затримки спалахування та збільшення повноти згоряння.

Подібне дослідження було проведено на тепловозному дизелі 8ЧН26/26 зі складеними охолоджуваними поршнями [4]. Експлуатація на режимах номінальної потужності показала високу надійність поршнів, тому автори провели роботи по вивченню можливості відключення охолодження поршнів на часткових режимах. Цей захід призвів до зменшення питомої ефективної витрати палива на 4 г/кВт·год.

Відомі розрахункові дослідження [5-7], які показали відсутність негативного впливу регулювання ТСП на ресурс поршнів. Крім того, в [8] показано, що збільшення температури кромки камери згоряння поршня на часткових режимах при менших частотах обертання колінчастого валу дозволяє підвищити ресурсну міцність кромки практично в 2 рази.

Але комплексних експериментальних досліджень впливу регулювання ТСП на показники паливної економічності, екологічності та надійності дизелів до цього часу проведено не було.

Враховуючи все вищесказане, напрям досліджень слід вважати актуальним.

Метою даного дослідження є аналіз можливості покращення паливної економічності та зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН12/14 шляхом регулювання теплового стану його поршнів.

Об'єкт дослідження – автотракторний дизель 4ЧН12/14, установлений на моторний стенд та препаарований термопарами на поршні, гільзі циліндра та вогневому днищі головки циліндрів. На дизелі використовуються поршні з покриттям корунду (Al_2O_3). За експериментальними даними [9] цей захід сприяє зменшенню димності відпрацьованих газів. Експериментальний стенд було дороблено: можливість регулювання подачі масла форсунками струминного охолодження поршнів забезпечувалась встановленням розроблених запірних органів в форсунки; для здійснення аналізу відпрацьованих газів у випускний колектор після турбокомпресора було введено зонд з газовідбірником.

Режими експериментального дослідження (табл. 1) обрано за циклом, який рекомендовано в [10].

Таблиця 1. Режими експериментального дослідження тракторного дизеля

№№ режимів	Частота обертання колінчастого валу	Крутний момент
1	n_n	$M_{кр n}$
2	n_n	$0,75 M_{кр n}$
3	n_n	$0,5 M_{кр n}$
4	n_n	$0,25 M_{кр n}$
5	$0,85 n_n$	$1,1 M_{кр n}$
6	$0,85 n_n$	$0,7 M_{кр n}$
7	$0,85 n_n$	$0,3 M_{кр n}$
8	$n_x/ходу min$	0

Реєстрація досліджуваних показників здійснювалася при ustalених значеннях температур відпрацьованих газів і поршня та при неусталених значеннях температури масла.

Результати експериментального дослідження

За отриманими результатами встановлено (рис. 1), що відключення масляного охолодження поршнів дослідного двигуна призводить до збільшення температури стінки камери згоряння (КЗ) на $10 \div 13$ °C при $n = 1500$ хв⁻¹ та на $6 \div 15$ °C при $n = 1800$ хв⁻¹.

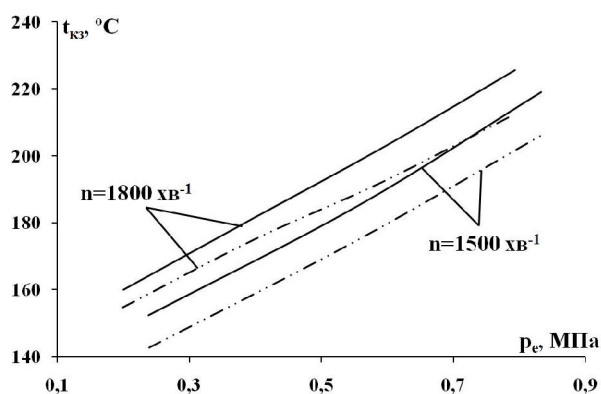


Рис. 1. Вплив масляного охолодження поршнів на температуру стінки камери згоряння:
 — охолодження відключене;
 - - - охолодження включене

При відключенні охолодження поршнів тепловідвід від поршнів в масло значно зменшується, особливо, при зростанні навантаження, тому рівень температур масла дещо знижується (рис. 2).

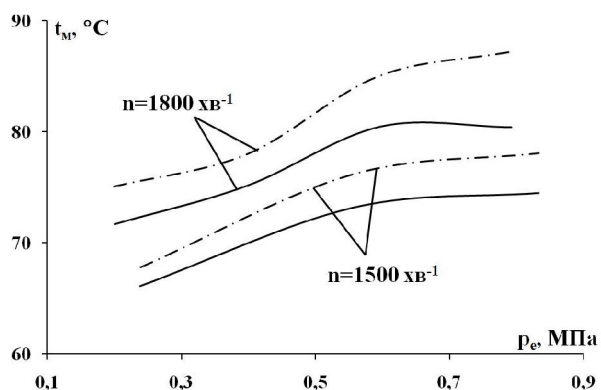


Рис. 2. Вплив масляного охолодження поршнів на температуру масла:
 — охолодження відключене;
 - - - охолодження включене

Останнє свідчить, що регулювання ТСП може супроводжуватися регулюванням інтенсивності

охолодження масла з метою підвищення його температур до таких, що відповідають оптимальній ділянці в'язкісно-температурної характеристики.

Дослідження показало, що зростання температури стінки КЗ, яке відбувається при відключенні масляного охолодження поршнів, позначається на питомій ефективній витраті палива (рис. 3) при її зменшенні на $1 \div 3$ г/кВт-год на часткових режимах.

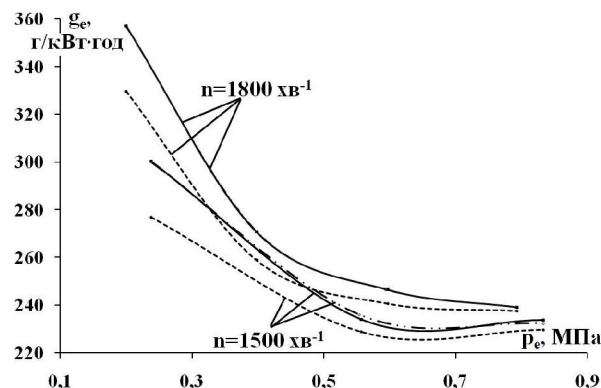


Рис. 3. Вплив масляного охолодження поршнів на питому ефективну витрату палива:
 - - - охолодження відключене;
 — охолодження включене;
 - - - - охолодження відключене (приведена)

Але приведення питомих витрат палива до ідентичних умов, яке враховувало вплив температури масла на механічні втрати в дизелі [11] показало значно більший ефект – $5 \div 22$ г/кВт-год при $n = 1500$ хв⁻¹ та $7 \div 28$ г/кВт-год при $n = 1800$ хв⁻¹.

Необхідно врахувати, що використання синтетичних та напівсинтетичних моторних мастил, в'язкість яких значно менше залежить від температури, приблизить питомі ефективні витрати палива до рівня приведених.

Дослідження емісії шкідливих речовин та димності відпрацьованих газів дизеля також виявило позитивний вплив регулювання ТСП.

Так, при $n = 1800$ хв⁻¹ спостерігається зменшення викидів монооксиду вуглецю (рис. 4, а) на $40 \div 90$ млн⁻¹ ($15,4 \div 30\%$), димності відпрацьованих газів (рис. 4, б) – на $0,6 \div 3,5\%$ на всьому діапазоні навантажувальної характеристики, викидів оксидів азоту (рис. 4, в) – на 140 млн⁻¹ (10%) на номінальному режимі.

При $n = 1500$ хв⁻¹ відключення охолодження поршнів призведе до зменшення викидів монооксиду вуглецю (рис. 4, а) на 40 млн⁻¹ ($12,6\%$) на часткових режимах та збільшення на 47 млн⁻¹ ($6,3\%$) на режимі максимального крутного моменту.

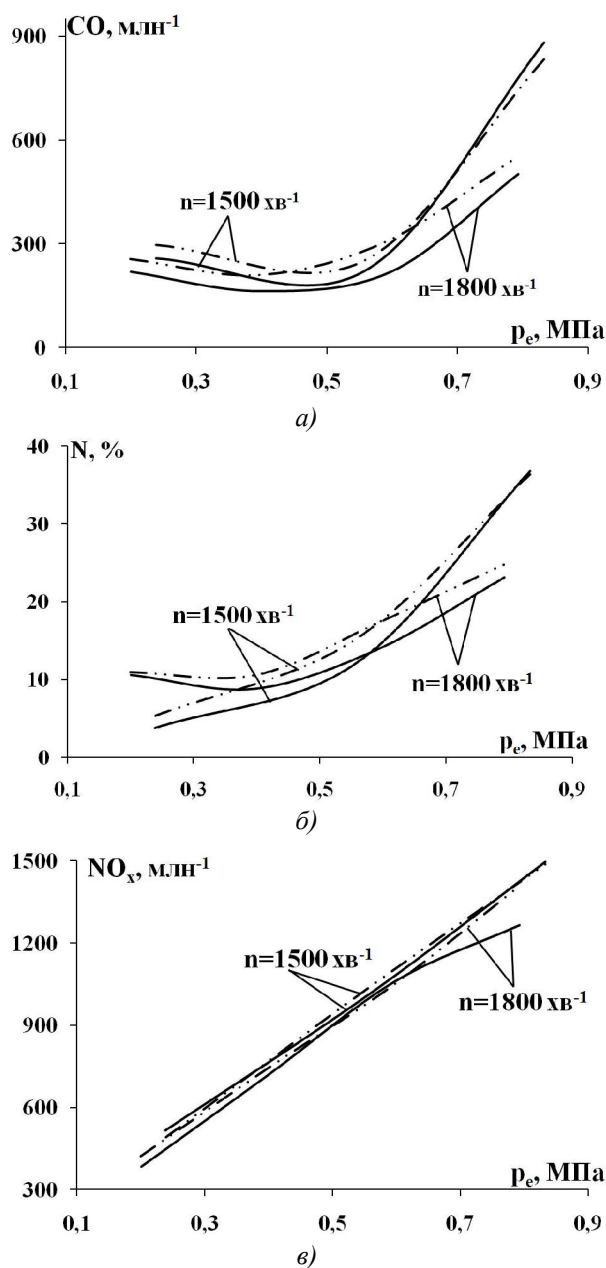


Рис. 4. Дослідження впливу теплового стану поршнів на екологічні показники дизеля:
 а) викиди монооксиду вуглецю; б) димність відпрацьованих газів; в) викиди сумарних оксидів азоту;
 ————— — охолодження відключене;
 - - - - - — охолодження включене

Рівень викидів сумарних оксидів азоту (рис. 4, в) практично не змінюється, а димність відпрацьованих газів (рис. 4, б) зменшується на 6% на часткових режимах при однаковому рівні на режимі максимального крутного моменту.

Висновки

За результатами проведеного експериментального дослідження можна зробити висновок, що

зменшення інтенсивності струминного охолодження поршнів має позитивний вплив на показники паливної економічності та екологічності дизеля в усьому діапазоні його навантаження. Однак, з урахуванням [8] цей захід сприятиме покращенню надійності поршня тільки на часткових швидкісних та навантажувальних режимах роботи дизеля.

Отримані експериментальні дані дозволяють реалізувати подальший напрям робіт, який направлено на максимальне покращення екологічності дизеля шляхом збільшення температури поверхні камери згоряння поршня за умови забезпечення достатнього рівня ресурсної міцності конструкції.

Список літератури:

1 Минак А.Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршней: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А.Ф. Минак – Харьков, 1982. – 21 с. 2. Кареньков А.В. Влияния интенсивности масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС: дис. канд.техн.наук: 05.04.02 / Кареньков Алексей Вячеславович. – М., 2006. – 134 с. 3. Вейнблат М.Х. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля. / М.Х. Вейнблат, В.Ю.Быков // Двигателестроение. – 1985. – № 6. – С. 20–21. 4. Ибрагимов С.А. Исследование температурного состояния составного поршня дизелей 8ЧН26/26 / С.А. Ибрагимов, А.В. Касьянов, Г.Б. Розенблит // НИИИНФОРМТЯЖМАШ, реферативная информация, Двигатели внутреннего сгорания. – М. – 1981. – №17. – С. 1-4. 5. Матвеевко В.В. Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания // В.В. Матвеевко., В.Т. Турчин, В.А. Пылев, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, И.А. Нестеренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів». - Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №21. – С. 29–33. 6. Матвеевко В.В. Оценка влияния двухступенчатого масляного охлаждения поршня на его ресурсную прочность // В.В. Матвеевко, В.А. Пылев, В.Т. Коваленко, И.А. Нестеренко // Решение энергоекологических проблем в автотранспортном комплексе: науч.-техн. конф. 5-е Луканинские чтения, 14 марта, 2011 г.: тезисы докл. – М.:МАДИ. – 2011. – С. 137. 7. Пильов В.О. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В.О. Пильов, О.М. Клименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – X. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 14 (1057). – С. 83–88. 8. Матвеевко В.В. Оцінка ресурсної міцності поршня у САПР з урахуванням експлуатаційних режимів роботи двигуна / В.В. Матвеевко, В.О. Пильов, О.М. Клименко, А.А. Котуха // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №1. – С. 120–123. 9. Парсаданов І.В. Оцінка впливу гальванооплазменного покриття поршня на викиди твердих часток з відпрацьованими газами дизеля / І.В. Парсаданов, А.П. Полив'ячук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 94-

96. 10. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография – Х.: НТУ «ХПИ». – 2003. – 244 с. 11. Белик С.Ю. Оценка механических потерь автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом: дисс. канд. техн. наук: 05.05.03 / Белик Сергей Юрьевич. – Харьков. – 2013. – 178 с.

Bibliography (transliterated):

1 Mynak A.F. Uluchshenye pokazatelej forsyrovannogo traktornogo dyzelja putem regulirovannya masljanogo ohlazhdenija porshnej: avtoref. dys. na soyskanye uchenoj stepeny kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / A.F. Mynak – Har'kov, 1982. – 21 s. 2. Karen'kov A.V. Vlyjanyja yntensyvnyosti masljanogo ohlazhdenija na teplovoe sostojanye porshnej DVS: dys. kand.tehn.nauk: 05.04.02 / Karen'kov Aleksej Vjacheslavovych. – M., 2006. – 134 s. 3. Vejnblat M.X. Otkljuchenyje ohlazhdenija porshnej na chastychnyh rezhymah – rezerv uluchshenija ekspluatacyonnyh pokazatelej forsyrovannogo turboporshnevoego dyzelja. / M.X. Vejnblat, V.Ju. Bykov // Dvygatelstrojenje. – 1985. – № 6. – S. 20–21. 4. Ybragymov S.A. Yssledovanye temperaturного sostojanya sostavnogo porshnja dyzelej 8ChN26/26 / S.A. Ybragymov, A.V. Kas'janov, G.B. Rozenb-lyt // NYNYNFORMTJaZhMASH, referatyvnaja ynfarmacyja, Dvygately vnutrennego sgoranyja. – M. – 1981. – №17. – S. 1-4. 5 Matveenko V.V. Vlyjanye regulirovannogo strujnogo masljanogo ohlazhdenija porshnja na resursnuju prochnost' kromky ego kamery sgoranyja // V.V. Matveenko., V.T. Turchyn, V.A. Pylev, V.T. Kovalenko, S.V. Oboznyj, Y.A. Nesterenko

// Visnyk nacional'nogo tehničnogo universytetu «Harkiv's'kyj politehničnyj instytut». Zbirnyk naukovykh prac'. Tematychnyj vyputsk «Innovacijni doslidzhennja u naukovykh robotah studentiv». – Harkiv: NTU «HPI». – 2011. – №21. – S. 29–33. 6. Matveenko V.V. Ocenka vlyjanyja dvuhstupenchatogo masljanogo ohlazhdenija porshnja na ego resursnuju prochnost' // V.V. Matveenko, V.A. Pylev, V.T. Kovalenko, Y.A. Nesterenko // Reshenija energoekologičeskyh problem v avtotransportnom komplekse: nauch-tehn. konf. 5- e Lukanyns'ke chtenija, 14 marta, 2011 g.: tezysy dokl. – M.:MADY. – 2011. – S. 137. 7. Pyl'ov V.O. Poperednja ocinka rezerviv pidvyshhennija resursnoi' micnosti porshnja pry vykorystanni system avtomatychnogo reguljuvannya jogo masljanogo oholodzhennja / V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko // Visnyk NTU «HPI». Serija: Transportne mashynobuduvannya. – H. : NTU «HPI». – 2014. – № 14 (1057). – S. 83–88. 8. Matvejenko V.V. Ocinka resursnoi' micnosti por-shnja u SAPR z urahuvannjam ekspluatacijnyh rezhymiv roboty dvyguna / V.V. Matvejenko, V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko, A.A. Kotuha // Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja. – 2012. – №1. – S. 120–123. 9. Parsadanov I.V. Ocinka vplyvu gal'vanoplazmennogo pokrytja porshnja na vykydy tverdyh chastok z vidprac'ovanymy gazamy dyzelja / I.V. Parsadanov, A.P. Polyv'janchuk // Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja. – 2009. – №2. – S. 94-96. 10. Parsadanov Y.V. Povyshenye kachestva y konkurentosposobnosti dyzelej na osnove kompleksnogo toplivno-ekologičeskogo kryterija: monografija – H.: NTU «HPY». – 2003. – 244 s. 11. Belyk S.Ju. Ocenka mehanyčeskyh poter' avtotraktornykh dyzelej s gazoturbynnyim nadduvom: dys. kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Belyk Sergej Jur'evyč. – Har'kov. – 2013. – 178 s.

Поступила в редакцию 02.07.2014

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, професор, в. о. зав. кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Клименко Олександр Миколайович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: klim23051987@rambler.ru.

Обозний Сергій Володимирович – науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

В.А. Пылев, А.Н. Клименко, С.В. Обозный

Работа посвящена экспериментальному исследованию влияния регулирования интенсивности масляного охлаждения поршней на топливную экономичность дизеля и эмиссию вредных веществ с его отработавшими газами. Проанализированы данные предшествующих экспериментальных и расчетных исследований в этом направлении. Описан экспериментальный стенд и выбраны циклы испытаний. Выявлено положительное влияние регулирования теплового состояния поршней дизеля на выбросы монооксида углерода и суммарных оксидов азота, а также на дымность отработавших газов. По результатам исследования даны рекомендации по снижению топливной экономичности и выбрано направление дальнейших исследований.

EXPERIMENTAL STUDY OF INFLUENCE OF PISTON THERMAL STATE REGULATION FOR DIESEL ENGINE PARAMETERS

V. Pyl'ov, O. Klymenko, S. Oboznyj

The paper is devoted to experimental investigation of the influence of regulation the pistons oil cooling intensity for diesel fuel economy and emissions of harmful substances from its exhaust gases. Data from previous experimental and theoretical research in this direction was analyzed. Experimental stand and test cycles was selected are described. The positive impact of the piston thermal state regulation for carbon monoxide and total nitrogen oxides emissions, as well as to smoke in exhaust gases was detected. The study provides recommendations to reduce fuel economy and further research direction is selected.

**М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов,
В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко**

ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ ПОРІВНЯЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ БЕЗШАТУННОГО ТА КЛАСИЧНОГО ДВИГУНІВ

У статті описуються деякі результати експериментальних і розрахункових досліджень двох одноциліндрових двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з кривошипно-кулісним механізмом і класичного з кривошипно-шатунным механізмом. Розглянуто зміну складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя по швидкісним і навантажувальним характеристикам двигунів. Відзначається більш низький рівень механічних втрат в безшатунному двигуні (в середньому на 20...25%) і кращі на 10...20% ефективні показники.

Вступ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння в даний час займають домінуюче становище на автомобільному транспорті, оскільки є найбільш досконалими по конструкції, робочому процесу, технологічності виготовлення і т. п. Разом з тим розвиток автомобільного транспорту вимагає постійного поліпшення економічних і екологічних показників, зниження вібрації і шуму сучасних ДВЗ, а також сприяє розробці і дослідженню принципово нових поршневих двигунів.

Удосконалення поршневих ДВЗ може йти різними шляхами такими, як застосування незвичайних способів організації робочого процесу (форкамерно-факельне запалювання, розшарування заряду в камері згоряння, способи Міллера і Аткинсона та ін.), застосування на часткових режимах регульованого ступеня стиску і відключення частини циліндрів. Поряд з цим багато двигунобудівних фірм проводять пошук принципово нових нетрадиційних конструкцій, наприклад, двигуни із змінним ступенем стиснення – SAAB SVC (Швеція) [1], MCE-5 (Франція) [2]; двигуни з регульованим ходом поршня – Scalzo [3], GoEngine [4], H.Pouliot [5]; безшатунні двигуни С. Баландіна [6], з кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [7] та ін.

Кожен з цих двигунів має свої переваги і недоліки. Однак більш перспективним для застосування на автомобілі можна вважати безшатульний двигун з ККМ завдяки його істотним перевагам у порівнянні з класичним ДВЗ, а саме – краща паливна економічність, ідеальна зрівноваженість при будь-якому числі циліндрів, надзвичайно тихий хід та низький рівень шуму і вібрації.

В останні роки в АДІ ДонНТУ (м. Горлівка) спільно з ПДАБА (м. Дніпропетровськ) за участю авторів проводиться комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на створення безшатунного бензинового двигуна з ККМ стосовно легкового автомобіля [8]. Деякі результати цих досліджень викладаються у цій статті, де

наводиться порівняльний аналіз ефективності безшатунного та класичного двигунів.

Мета роботи – розрахункові та експериментальні дослідження механічних втрат, а також індикаторних та ефективних параметрів двох двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з ККМ і класичного з кривошипно-шатульний механізм (КШМ).

Результати досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на двох одноциліндрових бензинових двигунах – безшатунному з ККМ і класичному КШМ в лабораторії ДВЗ АДІ ДонНТУ, а також на кафедрі «ЕРМ» ПДАБА. Розрахункові дослідження виконані за допомогою математичних моделей робочого циклу і механічних втрат ДВЗ.

На рис. 1 представлені залежності, відповідно, складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя двох двигунів від частоти обертання n .

Порівняння графіків показує, що рівень механічних втрат в безшатунному двигуні на 20...25 % нижче, ніж в класичному. Це вказує на те, що навіть при однакових індикаторних показниках безшатульний двигун з ККМ в порівнянні з класичним має більш високу питому ефективну потужність і меншу витрату палива. До того ж, як буде показано нижче, безшатульний двигун перевершує класичний і за індикаторними показниками.

Насосні втрати $p_{нас}$ безшатунного двигуна в середньому на 3...4 % вище, ніж класичного. Тут у безшатунному двигуні фази газорозподілу були прийняті такими ж як у класичному ДВЗ і є неоптимальними. Експериментальні та розрахункові дослідження показують, що при оптимальних фазах газорозподілу в безшатунному двигуні величина $p_{нас}$ на 6...12 % менше, ніж в класичному ДВЗ.

Абсолютні значення від'ємної роботи випуску в безшатунному двигуні більш низькі у порівнянні з класичним, що може бути пояснено переважаючим розходженням кінематики двигунів.

Розрахункові дані показують, що по мірі відкриття дросельної заслінки і зменшення частоти

обертання колінчастого вала різниця робіт випуску $L_{\text{вип}}$ збільшується. Так, при $\phi_{\text{др}} = 30\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ робота випуску для класичного і безшатунного ДВЗ становить, відповідно, 6,55 і 5,24 Дж (відносно зменшення дорівнює 25%). При $\phi_{\text{др}} = 100\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ робота випуску класичного двигуна дорі-

вноє $L_{\text{випК}} = 1,92 \text{ Дж}$, а безшатунного ДВЗ $L_{\text{випБ}} = 0,26 \text{ Дж}$, тобто робота $L_{\text{випК}}$ більше роботи $L_{\text{випБ}}$ в 3,57 рази. У разі роботи двигунів на режимі $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{\text{др}} = 30\%$ $L_{\text{випБ}}$ менше $L_{\text{випК}}$ в 2,4 рази, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{\text{др}} = 100\%$ – в 7,3 рази.

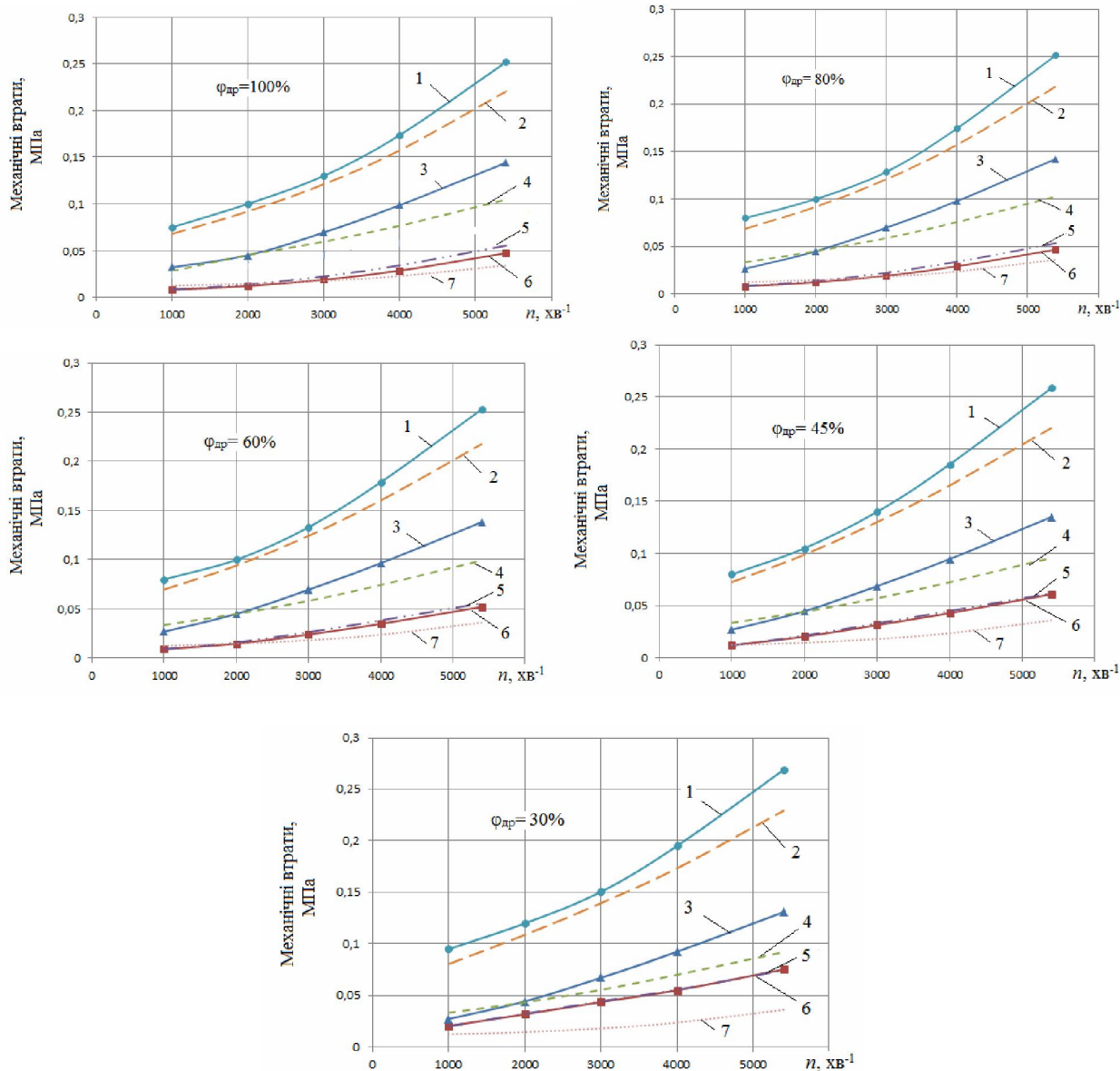


Рис.1. Залежність механічних втрат експериментальних двигунів з КШМ та ККМ від частоти обертання n для різної величини відкриття дросельної заслінки $\phi_{\text{др}}$:
 1, 2 – сумарні механічні втрати (p_m), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 3, 4 – втрати на тертя ($p_{\text{тр}}$), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 5, 6 – насосні втрати ($p_{\text{нас}}$), відповідно, двигуна з ККМ та КШМ; 7 – втрати на привід допоміжних агрегатів ($p_{\text{пр}}$)

На рис.2 та 3 представлені деякі параметри безшатунного та класичного ДВЗ по навантажувальним характеристикам.

З наведених даних видно, що при номінальному навантаженні ($\phi_{\text{др}} = 100\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$) індикаторні показники такі, як N_i , g_i і η_i практично однакові для безшатунного та класичного ДВЗ. По

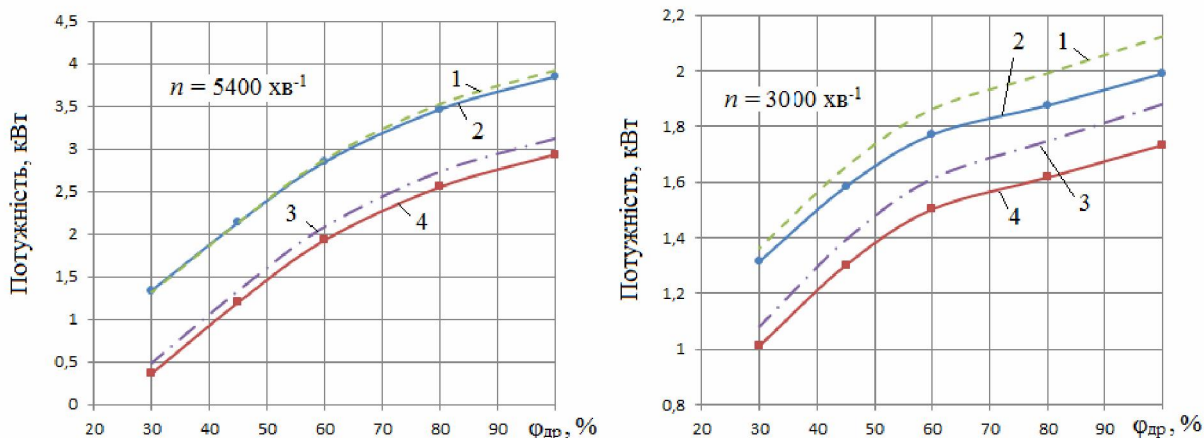
мірі зниження навантаження і частоти обертання різниця між цими показниками збільшується на користь безшатунного двигуна. Ця різниця пояснюється впливом ряду факторів, що залежать від кінематики поршня.

Наприклад, при постійній частоті обертання $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ індикаторна потужність при

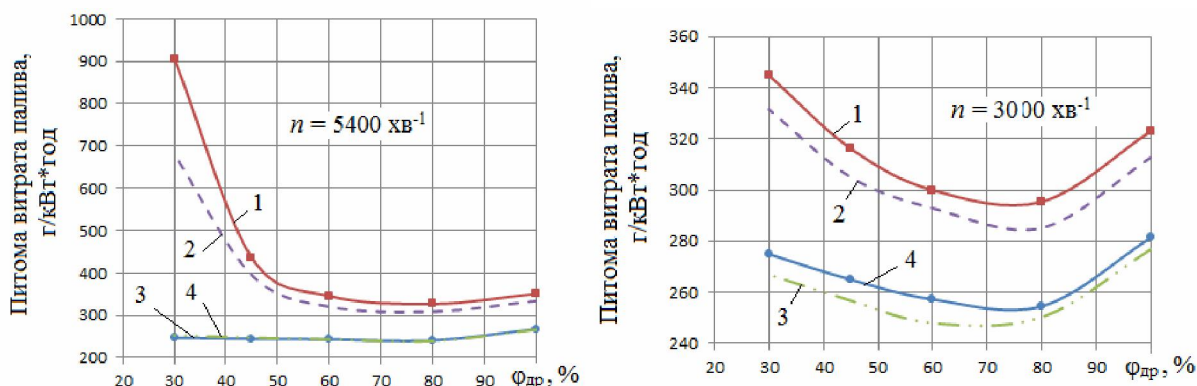
$\varphi_{др} = 100\%$ в беззатунном двигуни більше, ніж у класичному на 0,11 кВт (3,7%), а при $\varphi_{др} = 30\%$ величини N_i в обох двигунах майже рівні. При $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\varphi_{др} = 100\%$ різниця в N_i становить 0,09

кВт (3%), а при $\varphi_{др} = 30\%$ різниця в індикаторній потужності менше на 1%.

Різниця між ефективними показниками двигунів (N_e, g_e, η_e) більш істотна внаслідок більшого механічного ККД η_m у беззатунному ДВЗ.



1, 2 – індикаторна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – ефективна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ



1, 2 – ефективна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ;
3, 4 – індикаторна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ

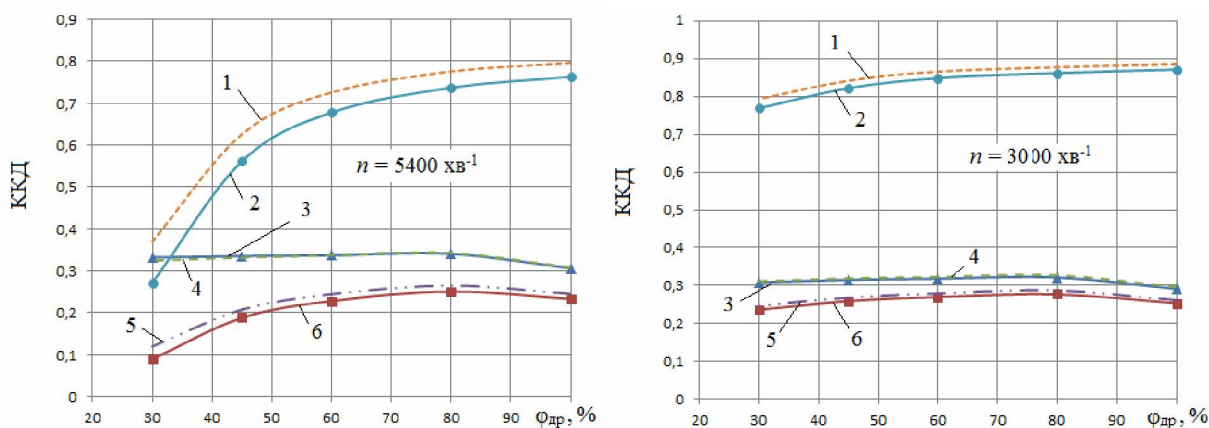


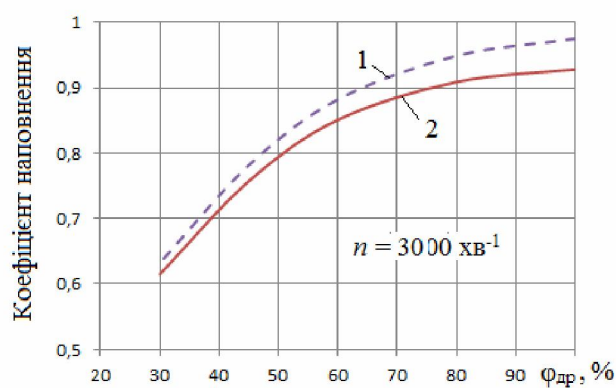
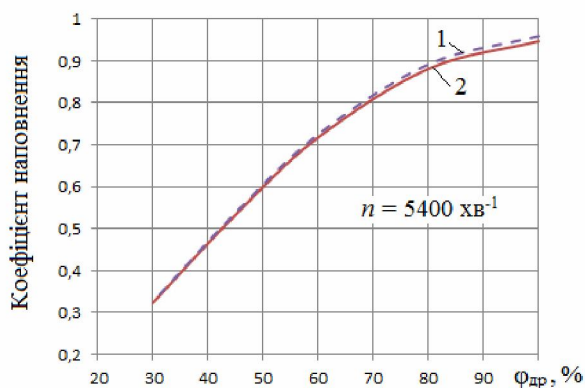
Рис.2. Навантажувальні характеристики експериментальних двигунів по куту відкриття осрельної заслінки $\varphi_{др}$

1, 2 – механічний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – індикаторний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
5, 6 – ефективний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ

Коефіцієнт залишкових газів γ_r в безшатунно-му двигуні у порівнянні з класичним менше на всіх часткових режимах (рис.3).

Це можна пояснити більш тривалим у безшатунному двигуні часом знаходження поршня в районі ВМТ, що сприяє кращому очищенню камери згоряння від продуктів згоряння. Різниця в γ_r безшатунного та класичного ДВЗ зростає із збільшен-

ням навантаження (відкриттям дросельної заслінки) і зменшенням частоти обертання колінчастого вала, причому при номінальному режимі величини γ_r цих двигунів практично рівні (розходження становить не більше 1,3 %). Зі зменшенням частоти обертання n різниця в γ_r помітно зростає і досягає 45 % на режимі: $\phi_{др} = 100\%$ і $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.



1, 2 – відповідно, двигун з ККМ та КШМ

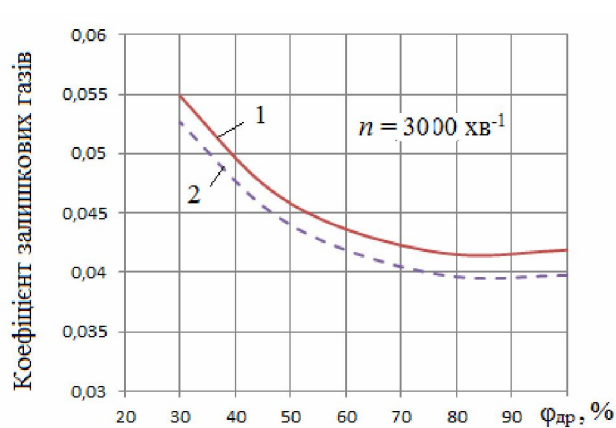
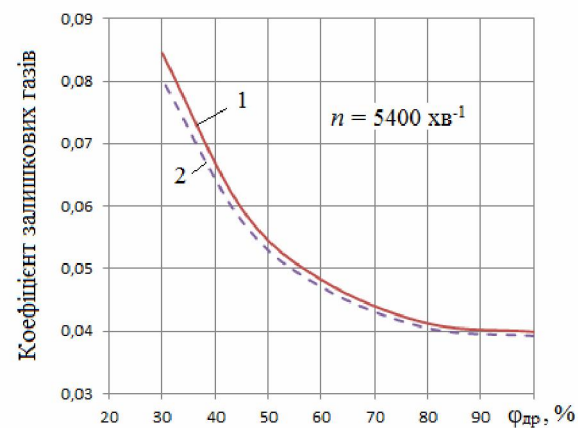
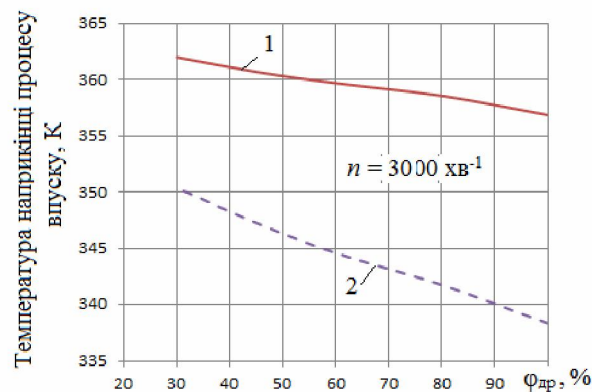


Рис.3. Параметри процесу впуску
1, 2 – відповідно, двигун з КШМ та ККМ

З рис. 3 видно, що по мірі підвищенні навантаження (відкриття дросельної заслінки) відмінність у величині коефіцієнта наповнення η_V збільшується. При цьому абсолютна величина коефіцієнта наповнення в безшатунному двигуні більша, ніж в класичному внаслідок більш низького коефіцієнта залишкових газів. Аналогічний характер зміни η_V спостерігається і при зниженні частоти обертання.

Для навантажувального режиму $\phi_{др} = 100\%$ величина η_V безшатунного двигуна змінюється від 0,936 при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ до 0,782 при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; в класичному ДВЗ η_V змінюється, відповідно, від 0,923 до 0,731. Подібне розходження величини η_V при зниженні частоти обертання (1,4 і 7 % при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і 2000 хв^{-1}) пов'язане з тим, що в цьому випадку вплив швидкості поршня на η_V в безшатунному двигуні виявляється більшою мірою, ніж у класичному ДВЗ.

У безшатунного двигуна з ККМ в порівнянні з класичним цікавим, з точки зору застосування наддуву або підвищення ступеня стиску, є більш низька температура в кінці впуску T_{ax} на всіх навантажувальних і швидкісних режимах. На номінальному режимі $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ різниця температури становить $\Delta T = 11 \text{ К}$; при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ $\Delta T = 8,95 \text{ К}$, а при $\phi_{др} = 30\%$ $\Delta T = 13 \text{ К}$.

Розрахунки показують, що із-за меншої температури в кінці впуску при інших рівних умовах в безшатунному двигуні можна збільшити ступінь стиску на 1...2 одиниці щодо базового ступеня стиску класичного ДВЗ. Це дозволяє підвищити загальний ступінь розширення і, відповідно, підняти індикаторний ККД.

Величина кута випередження запалювання в безшатунному двигуні в порівнянні з класичним менше в середньому на 10° п.к.в. при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ менше на $2,5^\circ \text{ п.к.в.}$ Це вказує на те, що в безшатунному ДВЗ в момент подачі іскри поршень знаходиться ближче до ВМТ, а, відповідно, ступінь розширення більше і більше ефективність використання підведеної теплоти.

Висновки

1. Безшатунний двигун в порівнянні з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і більш високу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

2. В безшатунному двигуні, внаслідок меншої температури в кінці впуску, є резерв підвищення ступеня стиску на 1...2 одиниці без ризику появи детонації, що дозволить додатково поліпшити показники робочого процесу.

3. Безшатунний двигун з ККМ забезпечує таку паливну економічність, яка недосяжна в сучасному класичному ДВЗ.

Список літератури:

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.
2. Пат. № 2786530 Франція. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Оубл. 19.01.2001.- Бюл. № 01/03.
3. Пат. № 7174863 В2 США, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Оубл. 13.02.2007.
4. Пат. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Заявл. 30.03.2001; Оубл. 10.10.2002.
5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978.
6. Баландин С. С. Бешшатунные двигатели внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1972. - 176 с.
7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. - 1985. - 41, № 19. - P. 212 - 220.
8. Міщенко М. І. Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згорання / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Ю. В. Юрченко, В. Л. Супрун, В. С. Шляхов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2013. - №1. - С.51-55.

Bibliography (transliterated):

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.
2. Pat. № 2786530 Francija. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Opubl. 19.01.2001.- Bjul. № 01/03.
3. Pat. № 7174863 V2 SShA, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Opubl. 13.02.2007.
4. Pat. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Zjavl. 30.03.2001; Opubl. 10.10.2002.
5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978.
6. Balandin S. S. Beshshatunnye dvigateli vnutrennego sgoranja. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 176 s.
7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. - 1985. - 41, № 19. - P. 212 - 220.
8. Mishhenko M. I. Vznachennja mehanichnih vtrat u porshnevomu dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja / Mishhenko M. I., Zarenbin V. G., Jurchenko Ju. V., Suprun V. L., Shljahov V. S. // Dvigateli vnutrennego sgoranja. - 2013.-№1.-S.51-55.

Поступила в редакцию 25.06.2014

Міщенко Микола Іванович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Заренбін Володимир Георгійович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

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

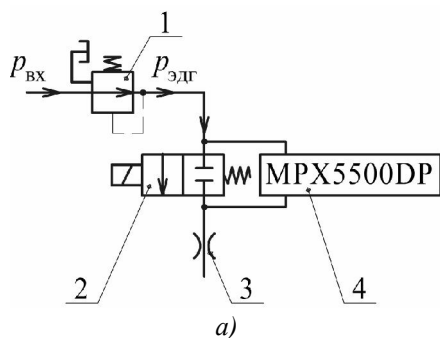
$$v_z = \frac{B_0 \cdot n \cdot 30}{\rho_z}, \quad (5)$$

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)

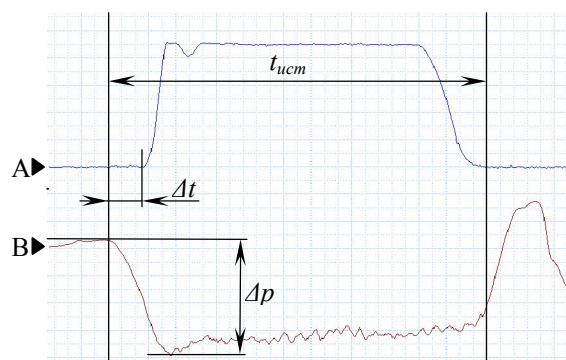


Рис.3. Осциллограммы перемещения клапана ЭДГ (канал А) и изменения перепада давления при истечении (канал В):

Δt – запаздывание перемещения клапана; Δp – перепад давления на клапане; $t_{исч}$ – 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 високообертового 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: materlali V-o-yi vseukrayinsko-yi naukovo-tehnichno-yi 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 // Mzhvuzivskiy zbirnik naukovih prats «NaukovI notatki». – 2012. – №36. – S. 4 – 9.
7. Vrublevskiy O.M. NaukovI osnovi vboru parametrv akumulyatornoyi palivnoyi aparatury z elektronnim keruvannya dlya visoko-obertovogo dizelya: avto-ref. dis. na zdobutya nauk. stupenya doktora tehn. nauk: spets. 05.05.03 «Dviguni ta energetichni 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, turbocharging, 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 supercharge, 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 advancements 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

gas. Waste heat losses arise both from equipment inefficiencies and from thermodynamic limitations on equipment and processes. For example, consider internal combustion engine approximately 30 to 40% is converted into useful mechanical work. The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems [3]. It means approximately 60 to 70% energy losses as a waste heat through exhaust (30% as engine cooling system and 30 to 40% as environment through exhaust gas). Total energy distributions from internal combustion engine is shown on Fig. 1

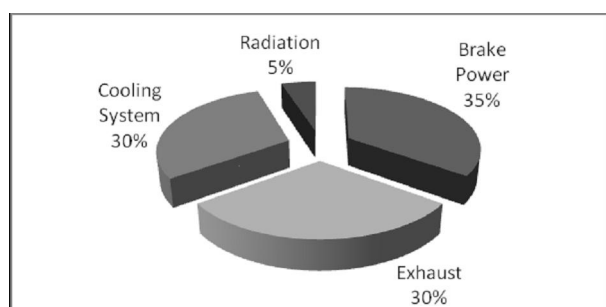


Fig. 1 Total energy distributions from internal combustion engine

Exhaust gases immediately leaving the engine can have temperatures as high as 450-600°C. Consequently, these gases have high heat content, carrying away as exhaust emission. Efforts can be made to design more energy efficient reverberatory engine with better heat transfer and lower exhaust temperatures; however, the laws of thermodynamics place a lower limit on the temperature of exhaust gases [4].

Benefits of 'waste heat recovery' can be broadly classified in two categories

1. Direct Benefits:

Recovery of waste heat has a direct effect on the combustion process efficiency. This is reflected by reduction in the utility consumption and process cost.

2. Indirect Benefits:

a) Reduction in pollution: A number of toxic combustible wastes such as carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO_x), and particulate matter (PM) etc, releasing to atmosphere. Recovering of heat reduces the environmental pollution levels.

b) Reduction in equipment sizes: Waste heat recovery reduces the fuel consumption, which leads to reduction in the flue gas produced. This results in reduction in equipment sizes.

c) Reduction in auxiliary energy consumption: Reduction in equipment sizes gives additional benefits

in the form of reduction in auxiliary energy consumption [5].

Diesel engines

In general, diesel engines have an efficiency of about 35% and thus the rest of the input energy is wasted. Despite recent improvements of diesel engine efficiency, a considerable amount of energy is still expelled to the ambient with the exhaust gas. In a water-cooled engine about 35 kW and 30-40% of the input energy is wasted in the coolant and exhaust gases respectively.

The amount of such loss, recoverable at least partly, greatly depends on the engine load [6]. The wasted energy represents about two-thirds of the input energy and for the sake of a better fuel economy, exhaust gas from Internal Combustion engines can provide an important heat source that may be used in a number of ways to provide additional power and improve overall engine efficiency. These technical possibilities are currently under investigation by research institutes and engine manufacturers. For the heavy duty diesel engines, one of the most promising technical solutions for exhaust gas waste heat utilization appears to be the use of a useful work.

Availability of Waste Heat from I.C. Engine the quantity of waste heat contained in a exhaust gas is a function of both the temperature and the mass flow rate of the exhaust gas:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

Where, Q is the heat loss (kJ/min); m is the exhaust gas mass flow rate (kg/min); C_p is the specific heat of exhaust gas (kJ/kg°C); and ΔT is temperature gradient in °K. In order to enable heat transfer and recovery, it is necessary that the waste heat source temperature is higher than the heat sink temperature. Moreover, the magnitude of the temperature difference between the heat source and sink is an important determinant of waste heats utility or "quality".

The source and sink temperature difference influences the rate at which heat is transferred per unit surface area of recovery system, and the maximum theoretical efficiency of converting thermal from the heat source to another form of energy (i.e., mechanical or electrical). Finally, the temperature range has important function for the selection of waste heat recovery system designs [7-8].

Heat recovery system for engine

Large quantity of hot flue gases is generated from internal combustion engine etc. If some of this waste heat could be recovered, a considerable amount of primary fuel could be saved. It is depends upon mass flow rate of exhaust gas and temperature of exhaust gas. The internal combustion engine energy lost in waste gases

cannot be fully recovered. However, much of the heat could be recovered and losses be minimized by adopting certain measures. There are different methods of the exhaust gas heat recovery namely for space heating, refrigeration and power generation. The mass flow rate of exhaust gas is the function of the engine size and speed, hence larger the engine size and higher the speed the exhaust gas heat is larger. So heat recovery system will be beneficial to the large engines comparatively to smaller engines. The heat recovery from exhaust gas and conversion in to mechanical power is possible with the help of Rankine, Stirling and Brayton thermodynamic cycles, vapour absorption cycle.

These cycles are proved for low temperature heat conversion in to the useful power. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective means and it has become a research hotspot recently.

For example, Doyle and Patel [9] have designed a device for recovering exhaust gas heat based on Rankine cycle on a truck engine. The commissioning experiment of 450 kilometers showed that this device could save fuel consumption by 12,5%. Cummins Company has also done some research on waste heat recovery on truck engines, and the results showed that engine thermal efficiency could improve by 5,4% through exhaust heat recovery. James C. Conklin and James P. Szybist [10] have designed a six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery which has the potential to significantly improve the engine efficiency and fuel economy. R. Saidur et al [11] Rankine bottoming cycle technique to maximize energy efficiency, reduce fuel consumption and green house gas emissions.

Recovering engine waste heat can be achieved via numerous methods. The heat can either be reused within the same process or transferred to another thermal, electrical, or mechanical process.

Waste heat can be utilized for some useful works and it is reduces pollution. The diesel engine exhaust gas waste heat recovery rate increase with increasing diesel engine exhaust gas emission rate.

The increasing fuel costs and diminishing petroleum supplies are forcing governments and industries to increase the power efficiency of engines. A cursory look at the internal combustion engine heat balance indicates that the input energy is divided into roughly three equal parts: energy converted to useful work, energy transferred to coolant and energy lost with the exhaust gases. There are several technologies for recovering this energy on a internal combustion engine, where as the dominating ones are: Waste heat can utilized for heating purpose, power generation purpose, refrigeration purpose, etc.

A Using of exhaust gas. Heating Purpose

Waste heat can be utilized for the heating purpose like space heating, Preheating intake air and fuel, dryer etc. Typical examples of use would be preheating of combustion air, space heating, or pre-heating boiler feed water or process water etc. waste heat recovery system can utilized for pre heating intake air and intake fuel [12].

Heat energy is recovered from the exhaust gases, which causes lower heat addition, thus improving engine thermal efficiency. Low grade fuel, such as, kerosene can be used in diesel engine by blending with conventional diesel fuel. Using the air preheating system and 10% kerosene blend as fuel, the thermal efficiency is improved and exhaust emissions (NO_x and CO) is reduced as compared to neat diesel fuel without using air preheating system [13]. The general view of heat recovery system is shown on Fig.2.

Waste heat recovery is useful for preheating alternative fuel so reduce viscosity of fuel, better fuel atomization and low volatility of fuel.

B Using of exhaust gas. Power Generation Purpose

Waste heat can also be utilized indirectly for the power generation using rankine cycle. Bryton cycle, Stirling cycle and directly used for thermoelectric generator etc

Generating power from waste heat typically involves waste heat utilization from internal combustion engine to generate mechanical energy that drives an electric generator. Electricity generation is directly from heat source such as thermoelectric and piezoelectric generator. A factor that affects on power generation is thermodynamic limitations for different temperature range.. The efficiency of power generation is heavily depended on the temperature of the waste heat gas and mass flow rate of exhaust gas.

Thermoelectric generation

The exhaust pipe contains a block with thermo electric materials that generates a direct current, thus providing for at least some of the electric power requirements. In which two different semiconductors are subjected to a heat source and heat sink. A voltage is created between two conductors. It is based on the seeback effect. The Cooling and Heating is done by applying electricity. It is low efficiency approximately (2 to 5%) and high cost.

Thermoelectric generator and its components. Thermoelectric devices may potentially produce twice the efficiency as compared to other technologies in the current market [14]. Thermo Electric Generator is used to convert thermal energy from different temperature gradients existing between hot and cold ends of a semiconductor into electric energy. This phenomenon

was discovered by Thomas Johann Seebeck in 1821 and called the „Seebeckeffect“.

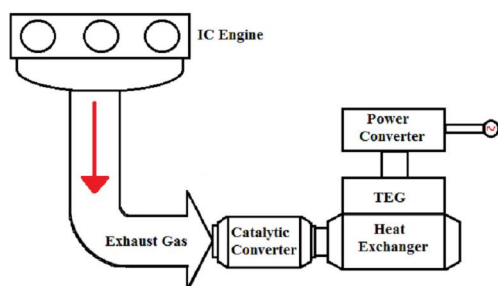


Fig. 2 Thermo Electric Generator

The device offers the conversion of thermal energy into electric current in a simple and reliable way. Advantages of Thermo Electric Generator include free maintenance, silent operation, high reliability and involving no moving and complex mechanical parts. Recycling and reusing waste exhaust gas can not only enhance fuel energy use efficiency, but also reduce air pollution [15].

Thermal power technology such as the Thermo Electric Generator arises, therefore, significant attention worldwide. Thermo Electric Generator is a technology for directly converting thermal energy into electrical energy. It has no moving parts, is compact, quiet, highly reliable and environmentally friendly. Because of these merits, it is presently becoming a noticeable research direction. The mathematical model of a Thermo Electric Generator device using the exhaust gas of vehicles as heat source, and preliminary analysis of the impact of relevant factors on the output power and efficiency of Thermo Electric Generator

1.2 Piezoelectric Generation

It is used for low temperature range of 100 to 150 C. Piezoelectric devices convert mechanical energy in the form of ambient vibration to electric energy. This is thin film membrane can take advantage of oscillatory gas expansion to create a voltage output.

Conclusion

It has been identified that there are large potentials of energy savings through the use of waste heat recovery technologies. Waste heat recovery defines capturing and reusing the waste heat from internal combustion engine for heating, generating mechanical or electrical work and refrigeration system.

The waste heat recovery from exhaust gas and conversion in to mechanical power is possible with the help of Rankine, Stirling and Brayton thermodynamic cycles, vapour absorption. For waste heat recovery thermoelectric generator is use low heat, which has low efficiency. It is helpful for the same amount of in-

creases in thermal efficiency and reduction in emission.

New regulations and standards for noise emission increasingly make the automotive improvements about decreasing the engine noise. Considering the cost and the volume of the muffler in the vehicle, the aim is to develop smaller and more compact designs without any loss from the back pressure in muffler. Proposed new designs should be analyzed with respect to both acoustics and back pressure. In this study, a new design reactive perforated muffler is investigated. The present new design muffler was analyzed to obtain minimal back pressure affects for the engine. Back pressure values from numerical analysis were calculated. It was established that new design muffler has less back pressure effect for the engine. The difference between total pressure drops is 686 Pa which is essential. Next step for investigation should include simulation of acoustic effects and temperature fields in the muffler units for new design muffler.

Bibliography:

1. Nantha Gopal K. Thermodynamic analysis of a diesel engine integrated with a PCM based energy storage system / K. Nantha Gopal, Rayapati Subbarao, V. Pandiyarajan, R. // *Velraj International Journal of Thermodynamics*. – 2010. – №13 (1). P. 15-21.
2. Hakan Özcan Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition / Hakan Özcan, M.S. Söylemez // *Energy Conversion and Management*. – 2006. – № 47 (5). –570-581.
3. Sathiamurthi P. Design and Development of Waste Heat Recovery System for air Conditioning / P. Sathiamurthi // *Unit European Journal of Scientific Research*. – 2011. – Vol.54 No.1. – P.102-110.
4. Karellasa S. Energetic And Exergetic Analysis Of Waste Heat Recovery Systems In The Cement Industry / S. Karellasa, A.-D. Leontaritisa, G. Panousisa, E. Bellos A, E. Kakaras // *Proceedings of ECOS 2012 - The 25th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems: June 26-29; Perugia, Italy, 2012*.
5. Teng H. Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines / H. Teng, G. Regner, C. Cowland // *SAE Int. Publication*. 2007. –№ 2007-01-0537.
6. Hatazawa M. Performance of a thermo acoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine / M. Hatazawa // *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. – 2004. –№ 70 (689). Part B. – P. 292–299.
7. Heywood John B. *Internal Combustion Engine Fundamental* / John B. Heywood // *Tata McGraw Hill Education Private Limited, Edition*. – 2011. – P. 249-250.
8. Ganeshan V. *Internal Combustion Engine* / V Ganeshan // *Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, Second Edition*. – pp 35. – P. 606-670.
9. Doyle E.F. *Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system* / E.F. Doyle, P.S. Patel // *Society of Automotive Engineers (SAE)*. – 1976. – №760343.
10. Conklin C. James. *A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery* / C. James Conklin, P. James Szybist // *Energy*. – 2010. – № 35 (4). – P. 1658-1664.
11. Saidur R. *Technologies to recover exhaust heat from internal combustion en-*

gines / R. Saidur, M.Rezaei, W.K.Muzammil, M.H.Hassan, S.Paria, M.Hasanuzzaman // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – №16. –P. 5649–5659. 12. Mhia Md. Zaghlul Shahadat. Diesel Nox Reduction By Preheating Inlet Air / Mhia Md. Zaghlul Shahadat, Md. Nurun Nabi And Md. Shamim Akhter // *Proceedings Of The International Conference On Mechanical Engineering, 2005*. 13. Karaosmanoglu F. Vegetable oil fuels: a review / F. Karaosmanoglu // *Energy Sources*. – 1999. – №21. P. 221–231. 14. Zhang X.

An automotive thermoelectric–photovoltaic hybrid energy system using maximum power point tracking / X. Zhang // *Energy Conversion and Management*. – 2011. – 52(1). P. 641–7. 15. Vazquez J. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles / J. Vazquez, Bobi M. Sanz-, R.Palacios // *In: Proceedings of the seventh European workshop on thermoelectrics, 2002*.

Поступила в редакцию 21.07.2014

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Али Адель Хамза - аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Омар Адель Хамза - аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВС: КЛАСИФІКАЦІЯ І ПЕРЕВАГИ

А.П. Марченко, Д.Є. Самойленко, Али Адель Хамза, Омар Адель Хамза

Серед енергетичних установок, представлених у світі, ДВЗ є основним споживачем викопних палив. Теплота і енергія відпрацьованих газів ДВЗ, а також теплота, відведена з охолоджувальною рідиною призводять до зростання ентропії і забруднень навколишнього середовища. Використання цієї теплоти для отримання корисної роботи - один із шляхів зниження навантаження на навколишнє середовище. Розглянуто основні методи утилізації вторинної теплоти ДВЗ. Виконана їх класифікація та оцінка ефективності.

СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС: КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРЕИМУЩЕСТВА

А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, Али Адель Хамза, Омар Адель Хамза

Среди энергетических установок, представленных в мире, ДВС является основным потребителем ископаемых топлив. Теплота и энергия отработавших газов ДВС, а также теплота, отводимая с охлаждающей жидкостью приводят к росту энтропии и загрязнениям окружающей среды. Использование этой теплоты для получения полезной работы – один из путей снижения нагрузки на окружающую среду. Рассмотрены основные методы утилизации вторичной теплоты ДВС. Выполнена их классификация и оценка эффективности.

УДК 621.43

Д.В. Мешков

ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОГРЕШНОСТИ ИНДИЦИРОВАНИЯ ДВС

Рассмотрен выбор и обоснования исходных данных при расчете термодинамической погрешности при индицировании ДВС исследовательскими комплексами с использованием пьезокерамического датчика давления. Даны рекомендации относительно выбора значений, предложены пути совершенствования метода расчета термодинамической погрешности.

Введение

При индицировании ДВС современными исследовательскими комплексами с пьезокерамическим датчиком давления необходимо учитывать термодинамическую погрешность. Методика расчета погрешности подробно рассмотрена в [1, 2]. Анализ показывает, что существуют различные точки зрения на методику учета данной погрешно-

сти, которые отличаются методом выбора исходных данных и глубиной усреднения итоговой индикаторной диаграммы.

Формулирование проблемы

Методика расчета термодинамической погрешности представлена в [1, 2]. В соответствии с данной методикой исходными данными являются: P_{1mess} , P_{2mess} – измеренное давление; $V_{1,2}$ – объем

цилиндра при п.к.в. φ_1, φ_2 ; φ - угол поворота коленчатого вала; N – число принятых для расчета точек.

Формула для расчета значения погрешности для заданного числа точек расчета N представлена в виде:

$$\Delta P_{\Sigma} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{P_{(i+N)mess} - P_{(i)mess} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}{1 - \left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}; \quad (1)$$

где ΔP_{Σ} - усредненное значение погрешности по N .

Метод расчета можно применять для N измеренных значений, для чего выбираем значения φ_1 и φ_2 из диапазона $\varphi_{1,2} + \Delta\varphi$. Значение погрешности определяется усреднением среди N принятых значений.

На рисунке 1 представлены параметры для расчета термодинамической погрешности.

Для выбора исходных данных для расчета погрешности, выполнено исследование с использованием данных испытаний дизеля легкового автомобиля.

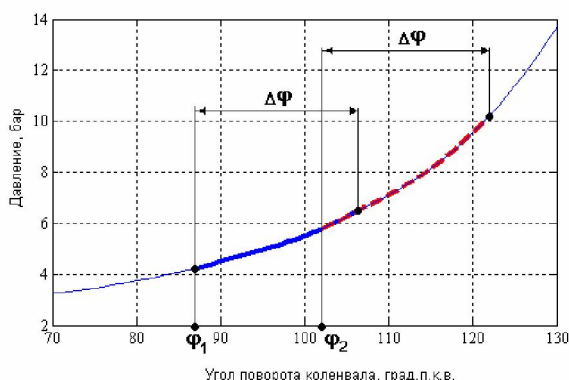


Рис. 1. Параметры необходимые для расчета

Расчет и обработка данных выполнены с использованием программ разработанных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» с использованием средств компьютерной математики MatLab.

Таблица 1. Зависимость n от α (C_v, C_p) при 500 К и 1 бар для ОГ

α	C_v	C_p	$\chi = n$
0,8	0,842	1,150	1,366
2	0,785	1,074	1,369
∞ (чистый воздух)	0,740	1,030	1,392

Таблица 2. Зависимость n от α (C_v, C_p) при 500 К и 100 бар для ОГ

α	C_v	C_p	$\chi = n$
0,8	0,845	1,150	1,361
2	0,785	1,072	1,366
∞ (чистый воздух)	0,740	1,030	1,392

Основная часть

В качестве исследуемых исходных данных выбраны: показатель политропы сжатия, начальный угол φ_1 , ширина расчетных значений $\Delta\varphi$, совместное влияние φ_1 и φ_2 . Оценка результатов проводилась путем анализа графиков значений погрешностей и оценки величины стандартного отклонения.

Влияние показателя политропы на значение погрешности

Показатель политропы для заданных температурных областей и давлений принимается в диапазоне от $n = 1,36$ при $\alpha \approx 0,8$ (ОГ в богатой области) до $n = 1,39$ при $\alpha \approx \infty$ (чистый воздух). Данные параметры представлены в таблице 1 и 2.

Влияние показателя политропы на значение погрешности представлено на рисунке 2.

Можно видеть практически линейную зависимость значения погрешности от показателя политропы. Чем больше показатель политропы, тем выше значение погрешности (около 0,5 бара на 0,1n).

Точность всех методов корректировки погрешности зависит от того, каким принято значение показателя политропы в начале расчета.

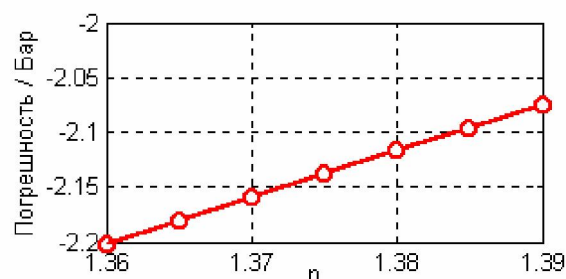


Рис. 2. Влияние показателя политропы на значение погрешности

Предполагаются одинаковые заряды и начальные условия для цилиндров (теплопередача, утечки и др.), поэтому нет необходимости в задании индивидуального значения показателя политропы для каждого цилиндра.

При постоянной нагрузке можно принять постоянный коэффициент n от цикла к циклу, для того чтобы, снизить отличия от цикла к циклу при неправильном принятии показателя политропы.

Теоретически, показатель политропы должен выбираться в зависимости от условий в цилиндре двигателя (например, уровень рециркуляции ОГ, см. табл. 1 и 2) и температурных условий (теплопередача в зависимости от температуры двигателя и нагрузки). В связи с указанными выше табличными данными, отличия в значениях части ОГ ушедшего на рециркуляцию, находится в довольно узком диапазоне значений (от 0,03 величины на показатель политропы). Допустимость принятия одинаковых начальных условий, зависит от выбора области угла поворота коленчатого вала, в которой происходит подсчет погрешности.

Влияние начального угла φ_1 на значение погрешности ΔP

Исследование проводилось при постоянном угле φ_2 , $\Delta\varphi = 15^\circ$ п.к.в. и $N = 16$ (см. рис. 1). Таким образом, происходит последовательное изменение параметра φ_1 на 50 градусов п.к.в. Начиная с определенного момента, начинается наложение двух областей друг на друга.

На рисунке 3 представлены зависимость среднего значения погрешности от начального угла φ_1 для 40 рабочих циклов. Полученные результаты аналогичны для всех рабочих точек.

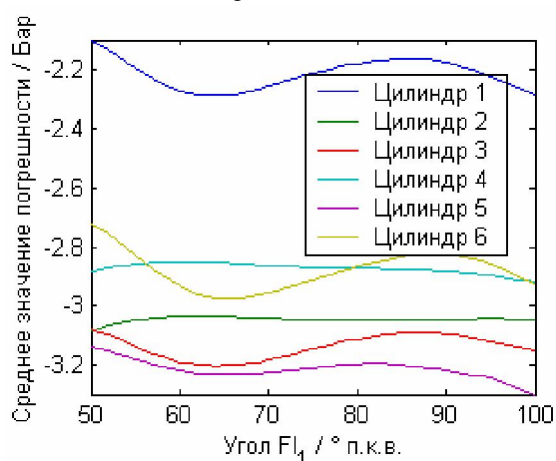


Рис. 3. Зависимость среднего значения погрешности от начального угла φ_1

При расчете среднего значения нет четкой зависимости от выбора начального угла φ_1 . Отдельные цилиндры демонстрируют сильное отличие значений погрешности, как и сам характер изменения. Колебания значений погрешностей для всех цилиндров незначительно увеличивается с увеличением φ_1 . Для достижения незначительных колебаний значений погрешности необходимо выби-

рать угол φ_1 в диапазоне от момента закрытия впускного клапана до, примерно, 80° п.к.в. после НМТ. Но это влияние довольно незначительно.

Влияние ширины расчетных значений $\Delta\varphi$ на значение погрешности

Исследование проводилось при постоянных значениях углов $\varphi_1 = 70^\circ$ п.к.в., $\varphi_2 = 85^\circ$ п.к.в. и $N = \Delta\varphi + 1$ (с $\Delta\varphi \geq 15^\circ$ п.к.в. начинается наложение значений).

На рисунке 4 представлены характеристики изменения значения погрешности для всех 6-ти цилиндров (40 рабочих циклов). Как и при изучении параметра φ_1 нельзя определить однозначного влияния $\Delta\varphi$ на величину значений погрешности. Характеристики средней величины погрешности носят различный характер.

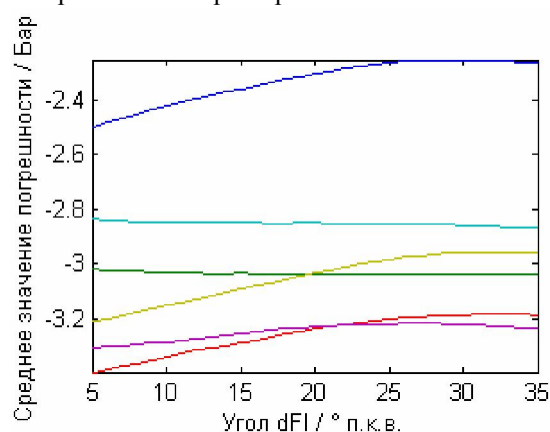


Рис. 4. Зависимость среднего значения погрешности при изменении $\Delta\varphi$

Можно сделать следующую рекомендацию: значение $\Delta\varphi$ лучше выбирать порядка 10...15 значений. При большом расстоянии между точками φ_1 и φ_2 возрастает погрешность при определении погрешности, т.к. на процессе сжатия меняется показатель политропы сжатия.

Совместное влияние φ_1 и φ_2

Исследование было проведено при постоянной ширине окна $\Delta\varphi = 15^\circ$ п.к.в. На рисунке 5 представлены характер изменения величин средней погрешности при изменении φ_1 и φ_2 . На рисунке по горизонтальной оси представлено только φ_1 . Полученная характеристика аналогична для всех рабочих режимов двигателя: различных частот вращения и нагрузок.

Влияние угла φ_1 на среднее значение погрешности на цилиндры не одинаково. Некоторые цилиндры имеют ярко обозначенный минимум в районе приблизительно 65 градусов п.к.в., другие имеют максимум в районе 60-ти градусов.

Просуммировав все представленные результатами, можно резюмировать два основных влияния

на разброс значений при подсчете погрешности: при движении измерительных окон φ_1 и φ_2 друг на друга, слегка повышается разброс значений погрешностей; при равном расстоянии между измерительными окнами снижается разброс значений погрешностей. Это влияние является доминирующим.

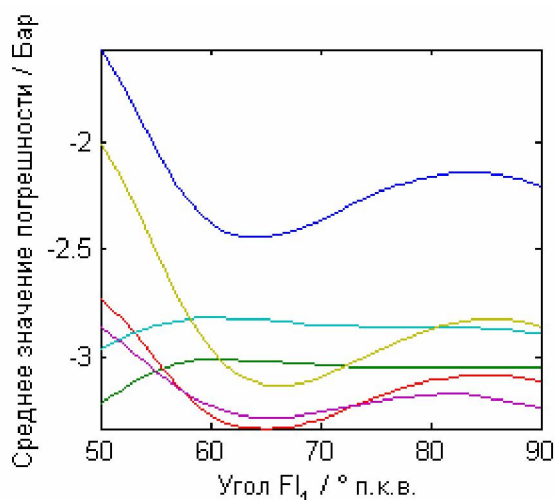


Рис. 5. Зависимость погрешности при совместном изменении φ_1 и φ_2

Заключение

Выполнено обоснование исходных данных для расчета термодинамической погрешности, возникающей при индицировании ДВС пьезокерамическим датчиком давления.

Установлено, что при вариации различных начальных значений φ_1 и φ_2 явных закономерностей обнаружено нет. Отдельные цилиндры демонстрируют отличающиеся друг от друга характеристики и в данном случае трудно установить взаимосвязь параметров, тем более стараться описать данные зависимости математическим законом. Можно только ограничиться общими рекомендациями по

выбору значений, которые должны снизить колебания значений погрешности:

Для достижения незначительных колебаний значений погрешности выбор угла φ_1 осуществлять в диапазоне от момента закрытия впускного клапана ($\sim 48^\circ$ п.к.в. после НМТ) до 80° п.к.в. после НМТ. Но это влияние незначительно.

Значение $\Delta\varphi$ лучше выбирать порядка 10...15 значений. При большом расстоянии между точками φ_1 и φ_2 возрастает погрешность, т.к. во время процесса сжатия меняется показатель политропы сжатия.

При движении измерительных окон φ_1 и φ_2 друг на друга, повышается разброс значений погрешностей. При равном расстоянии между измерительными окнами снижается разброс значений погрешностей. Это влияние является доминирующим.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – 140 с. 2. Pischinger R. Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – 136 s.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P. Universal'nyj avtomatizirovannyj stend dlja ispytanij DVS / A.P. Marchenko, A.A. Prohorenko, D.E. Samojlenko, D.V. Meshkov // Vestnik Nacional'nogo tehniceskogo universiteta «HPI». – 2006. – 140 s. 2. R. Pischinger, Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – 136 s.

Поступила в редакцию 18.06.2014

Мешков Денис Викторович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПОГРІШНОСТІ ІНДИЦЮВАННЯ ДВЗ

Д.В. Мешков

Розглянута методика вибору й обґрунтування вихідних даних при розрахунках величини термодинамічної погрешності при індициюванні ДВЗ дослідницькими комплексами з використанням п'єзокерамічного датчика тиску. Дані рекомендації щодо вибору оптимальних значень, запропоновані шляхи вдосконалювання методу розрахунків термодинамічної погрешності.

CHOICE OF INITIAL DATA IN THE CALCULATION OF ERRORS INDEXING ENGINE

D.V. Meshkov

The article discusses the methodology and justification of choice of initial data in the calculation of the value of thermodynamics-dynamical errors in the indexing engine research complexes using piezo-ceramic pressure sensor. Recommendations on the selection of the optimal values, pre-lozheny ways to improve the method of calculation of the thermodynamic uncertainty.