

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 // Vodniy 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 udoskonalenniam 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 a .

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 згоряння 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 згоряння 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 згоряння. Дослідження процесу згоряння 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 згоряння 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, згоряння та інш.

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

Аналіз математичних моделей процесу згоряння в двигунах із примусовим запалюванням суміші

Дослідженнями процесу згоряння в поршне-вих 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 згоряння вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей в газових двигунах типу ГД100.

Відомі моделі згоряння 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 згоряння 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 згоряння палива у бомбах.

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

Найбільше поширення отримали емпіричні моделі згоряння, 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 згоряння, тривалість згоряння і поточне значення кута повороту кривошипа в процесі згоряння; C – константа; m – показник характеру згоряння.

Константа C залежності (1) характеризує повноту згоряння 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 .

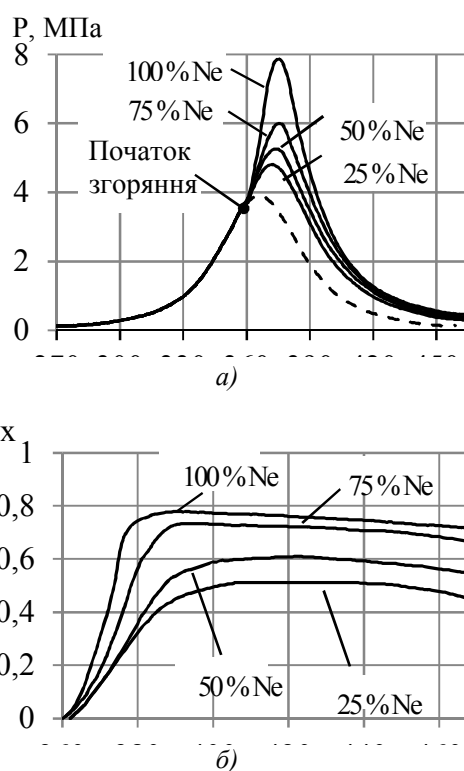


Рис. 1. Експериментальні індикаторні діаграми (а) та характеристики тепловиділення (б) двигуна 11ГД100М при $n=750\text{хв}^{-1}$ [2]

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.

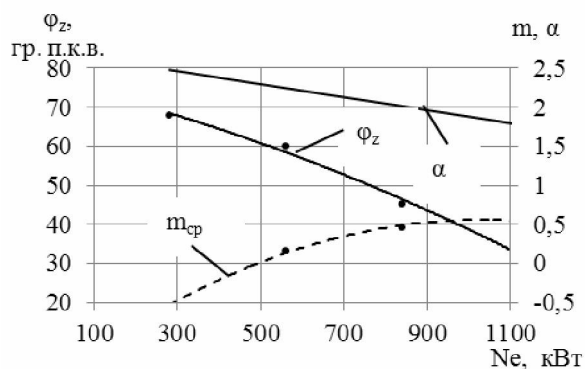


Рис. 2. Вплив навантаження двигуна 11ГД100М на коефіцієнт надлишку повітря, тривалість згоряння ϕ_z та середнє значення показника характеру згоряння m_{cp} при $n=750 \text{ хв}^{-1}$

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.

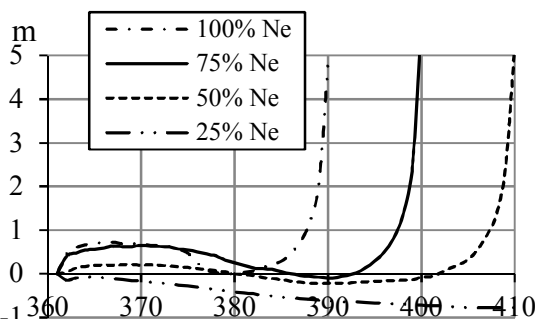


Рис. 3. Зміна показника характеру згоряння m , знайденого за рівнянням (2) в процесі згоряння на режимах навантажувальної характеристики

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} .

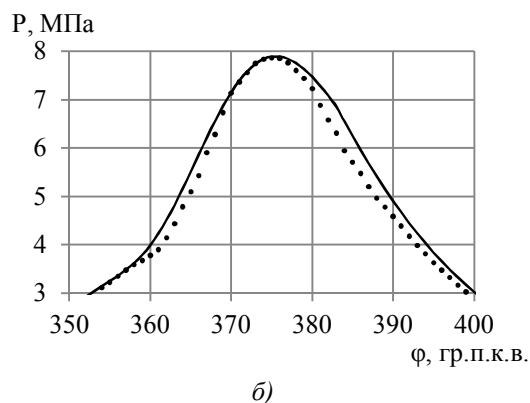
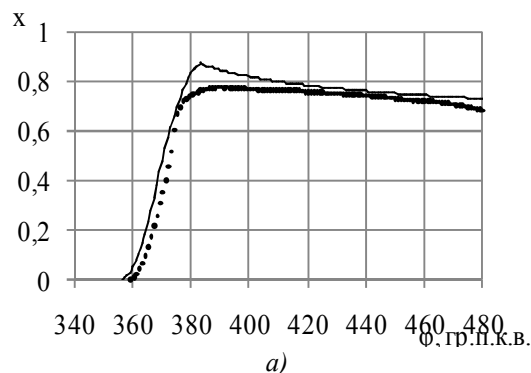


Рис. 4. Характеристика ефективного тепловиділення (а) та індикаторна діаграма (б) на режимі номінальної потужності двигуна ($N_e=1100 \text{ кВт}$, $n=750 \text{ хв}^{-1}$). – експериментальні дані

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):

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

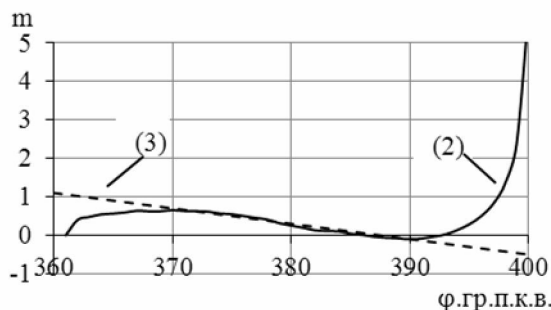
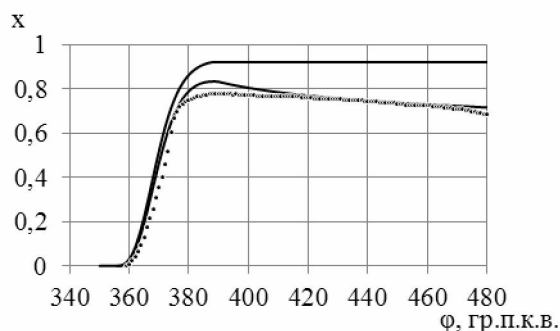
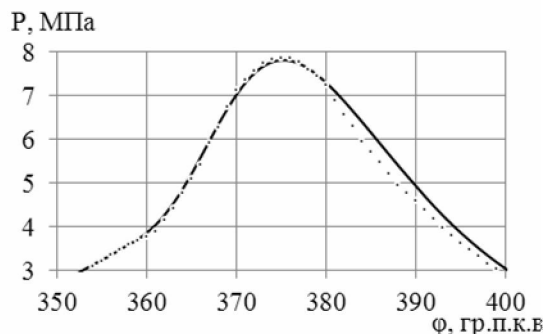


Рис. 5. Зміна показника характеру згоряння по куті повороту колінчастого валу по залежностям (2) і (3) на режимі $75\% N_e$, $n=750 \text{ хв}^{-1}$

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.

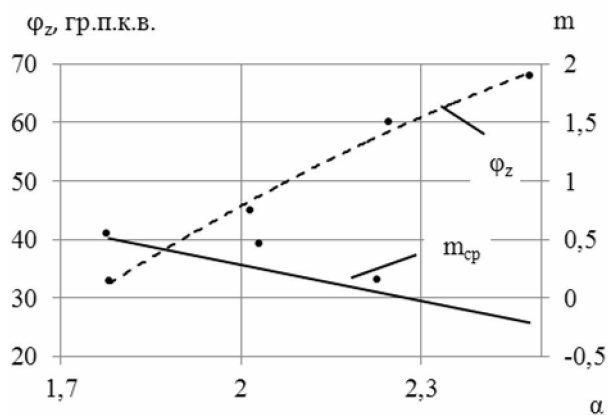


Рис. 7. Вплив коефіцієнту надлишку повітря на показники моделі І.І. Вібе та ϕ_z . Точками показано експериментальні значення

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

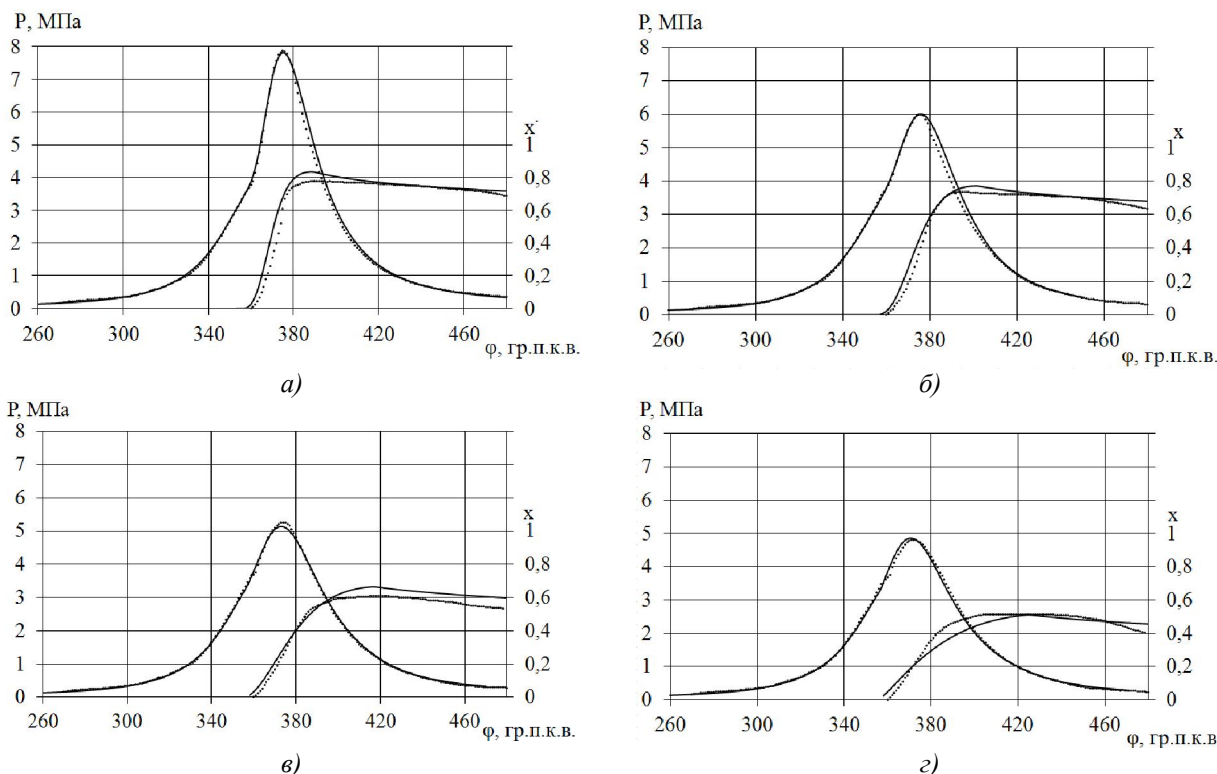


Рис. 8. Індикаторні діаграми та характеристики тепловиділення на режимах навантажувальної характеристики при $n=750 \text{ хв}^{-1}$ і 100%Ne (а), 75%Ne (б), 50%(в); 25%Ne (г)
..... – експериментальні дані

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 БТД 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 воспламенением / 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.