

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Кузьменко Анатолій Петрович

УДК 621.43.05

**ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАЛОЛІТРАЖНОГО ГАЗОВОГО  
ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ЗА РАХУНОК  
ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ПРОЦЕС  
ЗГОРЯННЯ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2012

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор  
**Абрамчук Федір Іванович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, м. Харків, завідувач кафедри двигунів  
внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Матейчик Василь Петрович**,  
Національний транспортний університет,  
м. Київ, завідувач кафедри екології та безпеки життє-  
діяльності

кандидат технічних наук,  
старший науковий співробітник  
**Лєвтеров Антон Михайлович**,  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А.Н. Підгорного НАН України, м. Харків, стар-  
ший науковий співробітник відділу  
поршневих енергоустановок

Захист відбудеться «21» червня 2012 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалі-  
зованої вченої ради Д64.050.13 в Національному технічному університеті «Хар-  
ківський політехнічний інститут» за адресою: 61002,  
м. Харків, вул. Фрунзе, 21, кафедра двигунів внутрішнього згоряння, ауд. 11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного  
університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002,  
м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий «16» травня 2012 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Осетров О.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Необхідність виконувати жорсткі норми викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами бензинових двигунів спонукають до конвертування цих двигунів на газіві. Одним із шляхів зниження токсичності і поліпшення паливної економічності такого типу двигунів є застосування природного газу.

Сьогодні накопичений великий досвід використання природного газу в бензинових двигунах без зміни ступеня стиснення  $\epsilon$ . Однак при роботі таких двигунів на природному газі не реалізуються потенційні можливості газового палива. Так, октанове число природного газу дорівнює 110...115 одиниць. Це дозволяє збільшити ступінь стиснення до  $\epsilon \approx 14$ , що забезпечує підвищення потужності та економічності двигуна. Крім того, можливість роботи газового двигуна на збіднених сумішах дозволяє значно покращити його екологічні показники.

Створення газового двигуна з підвищеним ступенем стиснення передбачає його експлуатацію тільки на природному газі, хоча є випадки, коли такий двигун створюють двопаливним: можливість роботи на бензині залишають як резервну на випадок, коли поповнення балонів газом неможливе. При переключенні на живлення бензином електронний блок управління двигуном встановлює кути випередження запалювання  $\theta$  і коефіцієнти надлишку повітря  $\alpha$ , оптимальні для роботи на бензині на даній частоті обертання колінчастого валу, а також, з метою виключення детонації, слідкує, щоб двигун не працював на режимах високих навантажень.

Як показали експериментальні дослідження, для газових двигунів існують проблеми холодного пуску і запалювання збідненої паливо-повітряної суміші. Для підвищення надійності цих процесів на газових двигунах встановлюють багатоіскрові системи запалювання високої енергії.

Вочевидь, що для одержання високих економічних та екологічних показників газового двигуна необхідно вибирати оптимальні значення  $\alpha$  і  $\theta$  для всього діапазону експлуатаційних режимів, а також вибрати оптимальне значення  $\epsilon$ . Питання максимальної реалізації потенційних можливостей природного газу в якості моторного палива при конвертуванні малолітражних двигунів на газове паливо системно не досліджено. У зв'язку з цим тема дисертаційної роботи, яка спрямована на вибір і обґрунтування параметрів, що визначають процес згоряння малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням, є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана на кафедрі ДВЗ ХНАДУ і пов'язана з виконанням держбюджетних науково-дослідних робіт МОН України: 2007–2008 роки – «Розробка та дослідження автомобільного малолітражного екологічно чистого двигуна внутрішнього згоряння, що працює на стиснутому природному газі» (ДР № 0107U007789); 2009–2010 роки – «Розробка та дослідження автомобільного малолітражного екологічно чистого двигуна внутрішнього згоряння, що працює на суміші при-

родного газу та водню» (ДР № 0109U007619), в яких здобувач був виконавцем окремих етапів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення економічних і екологічних показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору конструктивних і регулювальних параметрів, що найбільше впливають на процес згоряння.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- визначення параметрів робочого тіла в циліндрі за допомогою вдосконаленої двозонної моделі і створення програми розрахунку робочого процесу малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням;

- визначення конструктивних і регулювальних параметрів, які найбільше впливають на економічні та екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням;

- проведення експериментального дослідження робочого процесу газового двигуна з метою одержання вихідних даних для двозонної математичної моделі і перевірки її адекватності;

- обґрунтування оптимальних значень обраних конструктивних і регулювальних параметрів у всьому діапазоні робочих режимів газового двигуна;

- розробка характеристичних карт для системи управління малолітражного двигуна 4ГЧ7,5/7,35 з іскровим запалюванням на основі результатів проведеного дослідження;

- розробка шляхів підвищення надійності запалювання газоповітряної суміші від іскри електричного розряду.

*Об'єкт дослідження* – процес згоряння малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням 4ГЧ7,5/7,35.

*Предмет дослідження* – вплив ступеня стиснення, коефіцієнта надлишку повітря та кута випередження запалювання на параметри процесу згоряння, економічні і екологічні показники газового двигуна.

**Методи дослідження.** В основу дисертаційного дослідження покладені фундаментальні положення теорій ДВЗ, горіння, теплообміну, зокрема використані:

- метод математичного моделювання процесу згоряння для отримання розрахункових характеристик тепловиділення;

- методи класичної термодинаміки для визначення параметрів робочого тіла в згорілій та незгорілій зонах двозонної моделі;

- метод Ньютона-Ріхмана для розрахунку тепловіддачі від робочого тіла до стінок камери згоряння;

- метод дослідження простору параметрів для оптимізації конструктивних та регулювальних параметрів двигуна, які найбільшою мірою впливають на його економічні та екологічні показники, при реалізації їздового циклу автомобіля;

- методи експериментального дослідження газового двигуна для визначення показників процесу згоряння, а також економічних та екологічних показників.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

1. Запропоновано двозонну математичну модель розрахунку параметрів робочого тіла в циліндрі, яка відрізняється новими залежностями для визначення поверхонь тепловіддачі, що не потребують врахування геометрії камери зго-

ряння, а також новими, більш точними залежностями для розрахунку показників характеру і тривалості згоряння І.І. Вібе.

2. Вперше на основі розрахункового критерію детонації для малолітражного газового двигуна вибрано і обґрунтовано ступінь стиснення, що дозволяє підвищити економічні показники двигуна.

3. Запропоновано новий метод оптимізації основних регульовальних параметрів, який відрізняється урахуванням повного діапазону робочих режимів малолітражного газового двигуна при реалізації їздового циклу автомобіля.

**Практичне значення одержаних результатів:**

- розроблено програму розрахунку процесу згоряння за двозонною моделлю, що дозволяє підвищити точність розрахунку параметрів робочого тіла, і визначити умови виникнення детонації у незгорілій зоні та розрахувати вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах згорілої зони;

- визначено вплив параметрів процесу згоряння на економічні та екологічні показники малолітражних газових двигунів з іскровим запалюванням;

- створено характеристичні карти подачі палива, випередження запалювання, положення дросельної заслінки для мікропроцесорної системи управління двигуном 4ГЧ7,5/7,35.

Результати досліджень передані для використання в ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» (м. Мелітополь) і впровадженні в КП ХКБД, науково-дослідній лабораторії кафедри ДВЗ ХНАДУ, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 7.05050304, 8.05050304 – двигуни внутрішнього згоряння в ХНАДУ.

**Особистий внесок здобувача.** При виконанні дослідження здобувачем особисто: уточнено двозонну математичну модель розрахунку параметрів робочого тіла в процесі згоряння; запропоновано методику вибору ступеня стиснення на основі критерію детонації; проведено експериментальне дослідження двигуна 4ГЧ7,5/7,35; створені тривимірні характеристичні карти для мікропроцесорної системи управління подачею газового палива та кутом випередження запалювання двигуна 4ГЧ7,5/7,35.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертації доповідались на: XVII–XIX Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2009–2011 рр.); 72–75 науково-технічній та науково-методичній сесії ХНАДУ (м. Харків, 2009–2011 рр.); Міжнародних науково-практичних конференціях студентів та молодих вчених вищих технічних навчальних закладів на іноземних мовах «Активні процеси у вищій технічній освіті при підготовці спеціалістів для транспортної та автомобільно-дорожньої промисловості» та «Інтеграційні процеси та інноваційні технології у світовому та національному вимірі. Досягнення та перспективи технічних наук» (м. Харків, 2009 – 2010 рр.); Всеукраїнській науковій конференції молодих учених та студентів «Сучасні проблеми фізики та хімії на транспорті і в будівництві» (м. Харків, 2008 р.), XVI Міжнародному конгресі двигунобудівників (с. Рибаче 2011 р., Крим);

Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної галузі» (м. Луцьк, 2010 р.).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено в 14 наукових публікаціях, з них: 12 публікацій у наукових фахових виданнях України, 1 публікація в реферативному зарубіжному виданні, 1 патент на корисну модель України.

**Структура дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків і 3 додатків. Загальний обсяг роботи становить 197 сторінок, з них 39 рисунків по тексту; 5 рисунків на 5 окремих сторінках; 22 таблиці по тексту; 3 таблиці на 5 окремих сторінках; список використаних джерел з 153 найменування на 17 сторінках; 3 додатки на 13 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** розкриті сутність і стан наукової проблеми, обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета роботи і її основні задачі, а також шляхи їх вирішення.

У **першому розділі** виконаний аналіз ефективності застосування в малолітражних автомобільних двигунах природного газу як найбільш перспективного альтернативного палива. Експерти вважають, що в перехідний період між нафтовою і водневою енергетиками найбільш доцільно застосовувати в якості палива для автомобільних ДВЗ природний газ.

Вже сьогодні для підтримки і розвитку автомобільного парку, що працює на альтернативних видах палива, в європейських країнах створені відповідні державні програми. Наприклад, суттєво зменшені податки на автомобілі, що працюють на природному газі: в Німеччині – в 1,5 рази, в Нідерландах – в 1,7 рази.

Систематизовано світовий досвід використання природного газу для малолітражних автомобільних двигунів. Заслужують уваги автомобілі фірми «Volkswagen» (наприклад, Caddy Eco Fuel) і фірми «Opel» (наприклад, Astra CNG), які відрізняються високими економічними та екологічними показниками.

У розділі зроблено висновок, що при створенні малолітражних газових двигунів з іскровим запалюванням (МГДІЗ) доцільно збільшувати ступінь стиснення та реалізовувати концепцію «бідного горіння», тобто роботу двигуна при високих значеннях коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$ .

**Другий розділ** присвячений удосконаленню двозонної моделі для визначення параметрів робочого тіла у процесі згоряння газового двигуна з іскровим запалюванням.

Для характеристики тепловиділення використана модель на базі залежності проф. І.І. Вібе

$$x = 1 - \exp \left( -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z(\alpha, \theta, \eta_v, n, \varepsilon)} \right)^{m(\alpha, \theta, \eta_v, \varepsilon, n) + 1} \right), \quad (1)$$

де  $\varphi_0$  – кут початку згоряння, град. п.к.в.;  $\varphi$  – поточний кут повороту колінчастого валу, град. п.к.в.;  $\varphi_z$  – кут, що відповідає тривалості згоряння, град. п.к.в.;  $m$  – показник характеру згоряння І.І. Вібе.

Експериментальні дослідження, виконані в ХНАДУ на двигуні 6ГЧ13/14, показали, що в газовому двигуні з іскровим запалюванням показник характеру згоряння І.І. Вібе змінюється протягом процесу згоряння, і що заміна постійного значення показника характеру згоряння  $m$  його змінним значенням суттєво збільшує точність розрахунку характеристики тепловиділення.

Порівняння експериментальних індикаторних діаграм, одержаних на МГДІЗ 4ГЧ7,5/7,35, з розрахунковими, одержаними з використанням рівнянь для  $m$  і  $\varphi_z$  для газового двигуна 6ГЧ13/14, показало, що ці рівняння не підходять для розрахунку значень  $m$  і  $\varphi_z$  в МГДІЗ. Отже, для МГДІЗ виникла необхідність розробки рівнянь для  $m$  і  $\varphi_z$ .

Шляхом обробки експериментальних характеристик тепловиділення одержані емпіричні залежності для розрахунку  $m$  і  $\varphi_z$  для МГДІЗ 4ГЧ7,5/7,35:

$$m_i = 10,639\bar{\varphi}_i (\alpha + 0,00025) \frac{\theta + 18}{40} \cdot \frac{\eta_v - 0,25}{0,8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - \dots \quad (2)$$

$$\dots - 28,025\bar{\varphi}_i^2 + 98,045\bar{\varphi}_i^3 - 156,86\bar{\varphi}_i^4 + 86,88\bar{\varphi}_i^5;$$

$$\varphi_z = 25,17 \cdot \alpha - 1,395 \cdot \theta + 1,31 \cdot 10^{-2} \cdot n - 3,9 \cdot \eta_v - 1,36 \cdot \varepsilon + 50,56, \quad (3)$$

де  $i$  – порядковий номер елемента в масиві;  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;  $\theta$  – кут випередження запалювання, град. п.к.в. до ВМТ;  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;  $\varepsilon$  – ступінь стиснення;  $n$  – частота обертання колінчастого валу, хв<sup>-1</sup>;  $\bar{\varphi}_i$  – відносний кут згоряння (початку згоряння відповідає  $\bar{\varphi}_i = 0$ , кінцю згоряння –  $\bar{\varphi}_i = 1$ ).

Залежності (2) і (3) експериментально перевірені у діапазонах зміни показників робочого процесу МГДІЗ, наведених у табл. 1.

Таблиця 1

**Діапазони зміни параметрів, що впливають на показники процесу згоряння двигуна 4ГЧ7,5/7,35, для яких здійснювалась перевірка рівнянь (2) і (3)**

$\alpha$	$\theta$ , град. п.к.в. до ВМТ	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$\eta_v$
1–1,5	5–70	800–5600	0,86–0,21

Експериментальна перевірка залежностей (2) і (3) у діапазоні, що заданий в табл. 1, показала максимальну похибку визначення середнього індикаторного тиску  $p_i$  у 3,1 %, а використання постійного значення  $m$  – максимальну похибку визначення  $p_i$  8,6 % у тому самому діапазоні.

Порівняння розрахункової і експериментальної характеристики змінного показника характеру згоряння І.І. Вібе  $m$  наведено на рис. 1.

Для адекватного математичного моделювання процесів утворення шкідливих речовин у МГДІЗ треба врахувати розподіл температур у циліндрі двигуна в процесі згоряння.

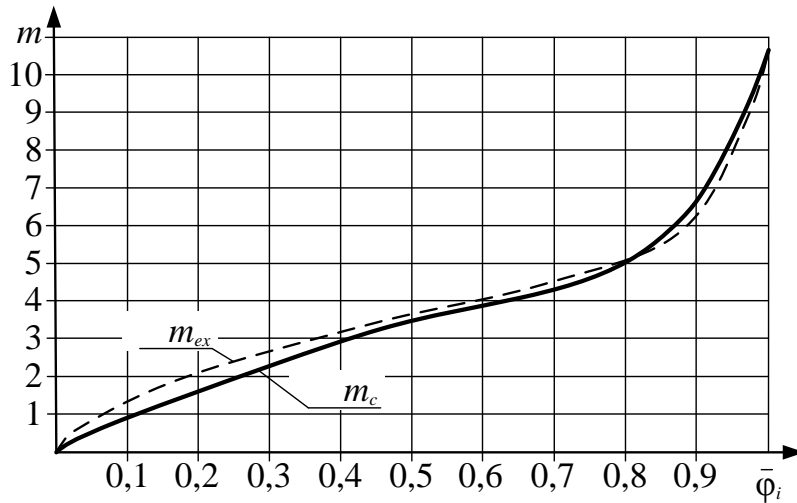


Рис. 1. Зміна показника характеру згоряння І.І. Вібе в процесі згоряння:  $m_{ex}$  – експеримент ( $n = 4500 \text{ хв.}^{-1}$ ;  $\eta_v = 0,79$ ;  $\alpha = 1,05$ ;  $\varepsilon = 12$ ;  $\theta = 32 \text{ град.}$ ,  $N_e = 39 \text{ кВт}$ );  $m_c$  – розрахунок

Для забезпечення точності розрахунків утворення шкідливих речовин у відпрацьованих газах і для оцінки можливості виникнення детонації модель І.І. Вібе використано разом із двозонною моделлю процесу згоряння, розрахункова схема якої наведена на рис. 2.

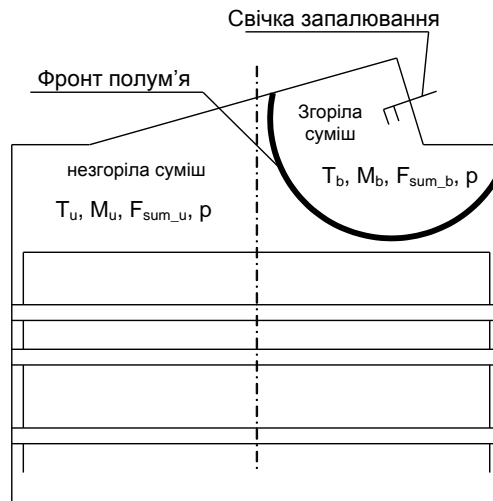


Рис. 2. Розрахункова схема двозонної моделі

Двוזонна модель, що пропонується для розрахунку розподілу температур в процесі згоряння в циліндрі МГДІЗ, має наступні особливості:

- характеристика тепловиділення визначається за формулою І.І. Вібе;



– за експериментальними даними, одержаними в результаті випробувань газового двигуна – прототипу, визначені емпіричні залежності змінного показника характеру згоряння і тривалості процесу згоряння (за І.І. Вібе) виду  $m_i = f(\alpha, \theta, \eta_v, \varepsilon, n)$  і  $\varphi_z = f(\alpha, \theta, n, \eta_v, \varepsilon)$  відповідно;

– кількість теплоти, що передається у стінки КЗ за законом Ньютона-Ріхмана, визначається з використання  $\alpha$ -формул;

– можливість виникнення детонаційного згоряння оцінювалася із застосуванням критерію детонації.

Маса робочого тіла у надпоршневому просторі відповідно до закону збереження маси незмінна та підпорядковується співвідношенню

$$M = M_u + M_b, \quad (4)$$

де  $M_u$  – маса незгорілої суміші, кг;  $M_b$  – маса згорілої суміші, кг.

Об'єм робочого тіла в надпоршневому просторі

$$V = V_u + V_b, \quad (5)$$

де  $V_u$  – об'єм незгорілої суміші, м<sup>3</sup>;  $V_b$  – об'єм згорілої суміші, м<sup>3</sup>.

Тиск  $p$ , Па, і середня температура  $T$ , К, у надпоршневому просторі розраховуються за допомогою вирішення системи рівнянь енергетичного балансу, стану і згоряння за методикою І.І. Вібе. Оскільки нам відомі маса і тиск суміші у надпоршневому просторі, а також склад робочої суміші у зоні з продуктами згоряння та незгорілій зоні, для розрахунку температур у цих зонах використовуються прості співвідношення термодинаміки. Температура суміші в незгорілій зоні

$$T_{u_{i+1}} = T_{u_i} \cdot \left( \frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{n_u+1}{n_u}}, \quad (6)$$

де  $T_u$  – температура незгорілої суміші, К;  $p$  – тиск у циліндрі, Па;  $n_u$  – показник політропи стиснення незгорілої суміші;  $i$  – порядковий номер елемента в масиві.

Показник адіабати стиснення незгорілої суміші

$$k_u = 1 + \frac{R_u}{C_{vu}}, \quad (7)$$

де  $R_u$  – газова стала незгорілої суміші, Дж/(кг·К);  $C_{vu}$  – ізохорна теплоємність незгорілої суміші Дж/(кг·К).

Температура згорілої суміші розраховується з використанням рівняння стану

$$p \cdot V_b = M_b \cdot R_b \cdot T_b, \quad (8)$$

де  $R_b$  – газова стала згорілої суміші, Дж/(кг·К);  $T_b$  – температура згорілої суміші, К.

Маси згорілої та незгорілої суміші в будь-який момент процесу згоряння розраховуються наступним чином

$$M_b = M \cdot x, \quad (9)$$

$$M_u = M \cdot (1 - x). \quad (10)$$

У рівнянні (8), крім  $T_b$ , присутня друга невідома –  $V_b$ . Після її вираження через параметри стану незгорілої зони і суміші в цілому, температура згорілої суміші визначається за формулою:

$$T_{b_i} = \frac{p_i \cdot V_i - M \cdot R_u \cdot T_u \cdot (1 - x_i)}{x_i \cdot M \cdot R_b}. \quad (11)$$

Для розрахункового визначення тепловіддачі до стінки камери згоряння від кожної зони окремо реалізований наступний підхід. Відповідно до закону збереження енергії, загальна кількість теплоти, що передана через стінки камери згоряння на кожному розрахунковому кроці

$$Q_w = Q_{wu} + Q_{wb}, \quad (12)$$

де  $Q_{wu}$ ,  $Q_{wb}$  – кількість теплоти, що передана через стінки циліндра з незгорілої та згорілої зони відповідно, Дж.

Згідно закону Ньютона-Ріхмана:

$$Q_w = \alpha_t \cdot F_{sum} \cdot (T - T_w) \cdot \Delta\tau; \quad (13)$$

$$Q_{wu} = \alpha_{tu} \cdot F_{sum\_u} \cdot (T_u - T_w) \cdot \Delta\tau; \quad (14)$$

$$Q_{wb} = \alpha_{tb} \cdot F_{sum\_b} \cdot (T_b - T_w) \cdot \Delta\tau, \quad (15)$$

де  $\Delta\tau$  – час, с;  $T_w$  – температура стінок циліндра, К;  $T$  – середня температура в циліндрі двигуна, К;  $\alpha_t$  – коефіцієнт тепловіддачі до стінки циліндра при температурі  $T$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_{tu}$ ,  $\alpha_{tb}$  – коефіцієнти тепловіддачі з незгорілої та згорілої зони відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_{sum}$  – сумарна площа поверхні тепловіддачі, м<sup>2</sup>,

$$F_{sum} = F_{sum\_u} + F_{sum\_b}, \quad (16)$$

де  $F_{sum\_u}$  – площа поверхні тепловіддачі незгорілої зони, м<sup>2</sup>;  $F_{sum\_b}$  – площа поверхні тепловіддачі згорілої зони, м<sup>2</sup>.

Для розрахунку поверхні  $F_{sum}$  достатньо знати площу поверхні головки циліндрів, що межує з відпрацьованими газами (постійна величина), площу поршня (постійна величина) і площу поверхні циліндра між поверхнями поршня і головки циліндрів (розраховується за простим співвідношенням).

Оскільки залежність між об'ємами і поверхнями зон не є лінійною, для розрахунку поверхонь тепловіддачі  $F_{sum\_u}$ ,  $F_{sum\_b}$  використовують геометричні

побудови або чисельне моделювання. У даній роботі для розрахунку поверхонь  $F_{sum\_u}$ ,  $F_{sum\_b}$  використовується математична модель, що не потребує врахування геометрії камери згоряння та будь-яких геометричних побудов. Ця модель базується на розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі окремо для згорілої суміші ( $\alpha_{tb}$ ), незгорілої суміші ( $\alpha_{tu}$ ) і середнього його значення ( $\alpha_t$ ) для всієї поверхні камери згоряння.

Розрахункові формули для поверхонь тепловіддачі  $F_{sum\_u}$ ,  $F_{sum\_b}$  виводяться з формул (12)...(15) і мають наступний вигляд:

$$F_{sum\_u} = \frac{F_{sum} \cdot (\alpha_t \cdot (T - T_w) - \alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w))}{\alpha_{tu} \cdot (T_u - T_w) - \alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w)}; \quad (17)$$

$$F_{sum\_b} = \frac{F_{sum} \cdot (\alpha_t \cdot (T - T_w) - \alpha_{tu} \cdot (T_b - T_w))}{\alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w) - \alpha_{tu} \cdot (T_u - T_w)}. \quad (18)$$

На основі проведених досліджень для розрахунку процесу тепловіддачі від газу до стінок камери згоряння рекомендовано формулу В. Аннанда

$$\alpha_t = 0,26 \cdot \lambda \cdot \frac{\rho^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} (T_{пл}^4 - T_w^4), \quad (19)$$

де  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  – відповідно коефіцієнт теплопровідності, густина і динамічна в'язкість газу;  $C_m$  – середня швидкість поршня;  $D$  – діаметр циліндра;  $T_{пл}$  – температура полум'я;  $T_w$  – температура стінок циліндра.

Температура полум'я розраховується за наступною залежністю

$$T_{пл} = \frac{\Delta Q_{пл} + U_{\phi}^B + U_{\phi}^T - Q_{дис}}{C_{vb} \cdot M_c \cdot \Delta x}, \quad (20)$$

де  $\Delta Q_{пл}$  – теплота згоряння палива, що виділилась в полум'ї на даному кроці;  $U_{\phi}^B$ ,  $U_{\phi}^T$  – внутрішня енергія повітря і палива;  $Q_{дис}$  – теплота дисоціації продуктів згоряння;  $C_{vb}$  – ізохорна теплоємність продуктів згоряння;  $M_c$  – маса паливоповітряної суміші в циліндрі;  $\Delta x$  – масова доля палива, що вигоріла на даному розрахунковому кроці.

Для вибору максимально можливого значення ступеня стиснення використовувався критерій детонації, запропонований вченими Університету Калгарі (Канада) для аналізу процесу детонації в газових двигунах

$$K_{d_i} = \frac{(h_i - h_{c'})}{H_u} \cdot (1 - x_i) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (21)$$

де  $h_{c'}$  – питома ентальпія незгорілої суміші в момент початку згоряння, кДж/кг;  $h$  – питома ентальпія незгорілої суміші в будь-який момент часу, кДж/кг;

$H_u$  – нижча теплота згоряння паливоповітряної суміші, кДж/кг,  $x$  – частка палива, що вигоріло;  $\varepsilon$  – ступінь стиснення;  $i$  – порядковий номер елемента в масиві.

Оскільки ентальпія  $h$  фактично є функцією температури незгорілої зони ( $h = f(T_u)$ ), критерій  $K_d$  може відображати вплив на детонацію різних чинників, що можуть бути виміряні напряму або розраховані: навантаження, температура охолоджуючої рідини (через температури стінок камери згоряння), коефіцієнту залишкових газів, коефіцієнту надлишку повітря тощо. Згідно експериментальних даних детонація з'являється на режимах, на яких  $K_{d\max} \geq 1,5$ .

Розрахунок токсичності відпрацьованих газів становить собою розв'язання системи із 10 нелінійних рівнянь з 10 невідомими:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{H}$ . Вміст  $\text{NO}$  у відпрацьованих газах уточнювався за кінетичним рівнянням Я.Б. Зельдовича.

В **третьому розділі** обґрунтована методика експериментального дослідження МГДІЗ 4ГЧ7,5/7,35 з високоенергетичною системою запалювання, створеного на базі малолітражного бензинового двигуна MeM3-307.

Навантаження на двигун забезпечувалося за допомогою електричної балансирної машини МПБ-100, максимальна потужність якої складає 100 кВт. Значення крутного моменту визначалося ваговим електродинамометром ВКМ-57. Частота обертання колінчастого вала двигуна визначалася за допомогою цифрового тахометра 7ЭД.

Вимірювання витрати повітря здійснювалося газовим лічильником РГ-250. Для визначення витрати природного газу використаний простий, дешевий і ефективний метод непрямого вимірювання: фіксується тиск і температура природного газу в балоні на початку та в кінці відліку часу при роботі двигуна на усталеному режимі; об'єм балону при цьому не змінюється.

Для вимірювання вмісту  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  і  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах використовувався газоаналізатор «Інфракар 5М2Т». Калібрування газоаналізатора виконувалась за допомогою балонів з еталонними газовими сумішами.

Реєстрація експериментальних індикаторних діаграм здійснювалася за допомогою вимірювально-обчислювального комплексу «ІВК ДВС», розробленого на кафедрі ДВЗ ХНАДУ. Цей вимірювально-обчислювальний комплекс включає в себе: персональний комп'ютер ІВМ РС; модуль аналого-цифрового перетворювання L-783 (виробництво ЗАО «Л-Кард»); спеціальне програмне забезпечення для реєстрації індикаторних діаграм і збереження їх у форматі, придатному для подальшої обробки; комплект периферійних пристроїв вимірювальної апаратури, до складу якого входять датчики, підсилювачі електричних сигналів, джерела живлення та електричні лінії зв'язку. Визначення тиску в циліндрі двигуна виконувалося за допомогою датчика тиску 8QP500 фірми AVL. Обробка індикаторних діаграм газового двигуна виконувалася за методикою, розробленою на кафедрі ДВЗ ХНАДУ. Ця методика реалізована у вигляді комп'ютерної програми, створеної у візуальному середовищі за допомогою мови програмування Delphi.

Найбільш дешевим, простим і ефективним способом зміни ступеню стиснення двигуна в процесі експерименту є заміна поршнів. Для реалізації цієї ме-

тодики були виготовлені комплекти поршнів, що давали змогу одержати крім серійного ( $\varepsilon = 9,8$ ) експериментальні ступені стиснення  $\varepsilon = 12$  та  $\varepsilon = 14$ . Для забезпечення виготовлення цих комплектів поршнів були виконані відповідні конструкторські розробки, створені усі необхідні креслення.

У **четвертому розділі** наведено результати досліджень з вибору оптимального ступеня стиснення, а також регулювальних параметрів, що визначають процес згоряння МГДІЗ двигуна 4ГЧ7,5/7,35 (рис. 3).

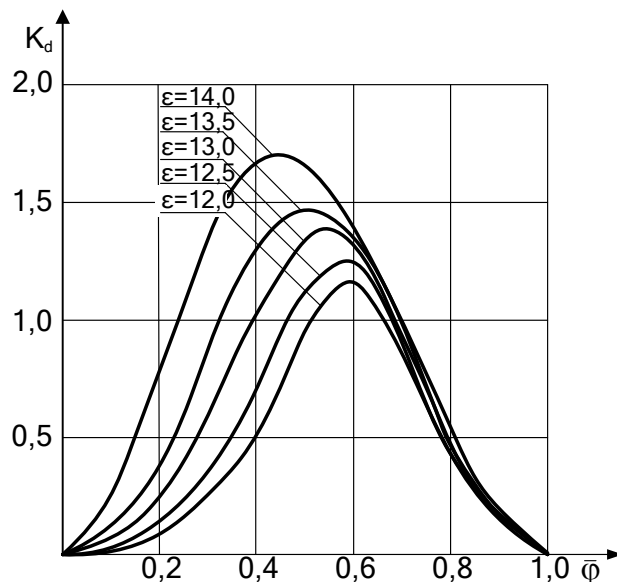


Рис. 3. Зміна критерію детонації в газівому двигуні 4ГЧ7,5/7,35 протягом процесу згоряння ( $n = 3500 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\theta = 35$  град. п.к.в. до ВМТ)

Критерій детонації  $K_d$  змінюється протягом процесу згоряння. Чим більше значення  $K_d$ , тим більша вірогідність детонації на режимі, і тим менше значення відносного кута згоряння  $\bar{\varphi}$ , що відповідає  $K_{d\max}$ .

Відомо, що найбільш імовірним режимом з детонацією є режим зовнішньої швидкісної характеристики в зоні максимального крутного моменту. Розрахунки цього режиму з використанням критерію детонації  $K_d$  показали, що максимальне значення ступеня стиснення, що забезпечує бездетонаційне згоряння, є  $\varepsilon = 13,5$  (рис. 3).

Вибір регулювальних параметрів двигуна здійснювався наступним чином:

- регулювальні параметри на режимах зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (ЗШХД) налаштовують на максимальну потужність;
- регулювальні параметри на часткових режимах налаштовують на максимальну економічність;
- регулювальні параметри на режимі холостого ходу налаштовують на мінімальну часову витрату палива з урахуванням стабільності роботи двигуна на цих режимах;
- оскільки характеристичні карти для системи управління двигуном становлять собою чисельні матриці, режими змінюються дискретно, з кроками дискретності  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$  і  $\bar{M}_e = 0,05$ ;

– зміна регулювальних параметрів при переході з режиму на режим (з однієї точки чисельної матриці характеристичної карти на іншу) відбувається за лінійною залежністю.

У зв'язку з тим, що двигун 4ГЧ7,5/7,35 рекомендується для встановлення на легковий автомобіль «Daewoo Sens», визначення питомих викидів нормованих токсичних компонентів треба виконувати за їздовим циклом на бігових барабанах у відповідності з міжнародними правилами, які діють для легкових автомобілів повною масою менш ніж 3,5 т.

Для проведення дослідження був обраний європейський їздовий цикл NEDC (ECE15+EUDC).

Прогнозування економічності та питомих викидів нормованих токсичних компонентів здійснювалось розрахунковим методом, що запропонований в Національному транспортному університеті (м. Київ).

Для розрахунку показників МГДІЗ при роботі за їздовим циклом такий розбивається на елементарні режими, на яких параметри роботи двигуна не змінюються. Перехідний режим, протягом якого автомобіль рухається з прискоренням або уповільненням, розбивається на елементарні квазістаціонарні ділянки тривалістю  $\Delta\tau = 1$  с з незмінними параметрами, швидкість умовно вважається сталою. На кожній такій ділянці враховуються зміни регулювальних параметрів двигуна під час перехідного процесу (наприклад, збагачення суміші при різкому збільшенні навантаження), і такі елементарні режими умовно вважаються стаціонарними.

Під час розрахунку квазістаціонарного режиму, показники робочого процесу двигуна вважаються незмінними, а при переході з одного такого режиму на інший змінюються дискретно. Використання такої методики дозволило отримувати показники економічності та токсичності двигуна віднесені до шляху пройденого автомобілем, що відповідає вимогам, які застосовуються до малолітражних автомобільних двигунів.

Виходячи із необхідності забезпечення заданих екологічних норм, запропонований алгоритм оптимізації регулювальних параметрів двигуна у відповідності із заданими обмеженнями за токсичністю відпрацьованих газів на основі методу дослідження простору параметрів з використанням сіток І.М. Соболя. Даний метод дозволяє не тільки скоротити кількість експериментів, але і обрати оптимальне сполучення вихідних параметрів для кожного режиму.

Критерієм економічності, вочевидь, слід обрати витрату палива на елементарному режимі  $Q_{т\text{ реж}}$ , г.

У якості критерію токсичності відпрацьованих газів обрані викиди оксидів азоту на елементарному режимі  $Q_{NO_x\text{ реж}}$ , г. Це обумовлено тим, що серед нормованих токсичних компонентів (СО, СН, NO<sub>x</sub>, тверді частинки) у газовому двигуні ця речовина є найбільш токсичною (викиди поліциклічних ароматичних канцерогенних вуглеводнів і їх носіїв – твердих частинок – практично відсутні через молекулярну структуру палива і високу гомогенізацію суміші). Рівень викидів СО в нашому випадку дуже низький, бо, по-перше, двигун 4ГЧ7,5/7,35 працює при  $\alpha > 1$ , по-друге, робота двигуна на природному газі відрізняється високою гомогенізацією суміші. Робота двигуна при високих зна-

ченнях  $\alpha$  і з високоенергетичною системою запалювання дозволяє уникнути пропусків спалахів в циліндрі і знизити викиди СН. Тобто, після вирішення задачі оптимізації регульовальних параметрів по  $Q_{T\_реж}$  і  $Q_{NOx\_реж}$  достатньо тільки перевірити обрані режими на викиди  $Q_{CO\_реж}$  і  $Q_{CH\_реж}$  і, якщо сумарні середні експлуатаційні викиди  $\Sigma Q_{CO}$  і  $\Sigma Q_{CH}$  перевищують задані норми – провести додаткове дослідження.

Варійовані фактори для наведеної моделі та діапазони їх варіювання наведені у табл. 2. Ці діапазони вибиралися виходячи з можливості забезпечення стабільної роботи двигуна на будь-якому з режимів, що оптимізуються.

Таблиця 2

### Варійовані фактори та їх діапазони

$\alpha$	$\theta$ , град. п.к.в. до ВМТ	$\Phi_{др}$ , %
1–1,5	5–70	0–100

Окрім того, пошук компромісу між  $Q_{NOx\_реж}$  і  $Q_{T\_реж}$  зручний тим, що збільшуючи  $\alpha$  вище за значення, що забезпечує мінімальне значення  $Q_{T\_реж}$ , ми одночасно збільшуємо  $Q_{T\_реж}$  і знижуємо  $Q_{NOx\_реж}$  (рис. 4). Спеціаліст, виходячи із міркувань забезпечення заданих норм токсичності, вибирає точку на компромісній кривій, яка забезпечить необхідний компроміс між  $Q_{NOx\_реж}$  і  $Q_{T\_реж}$ .

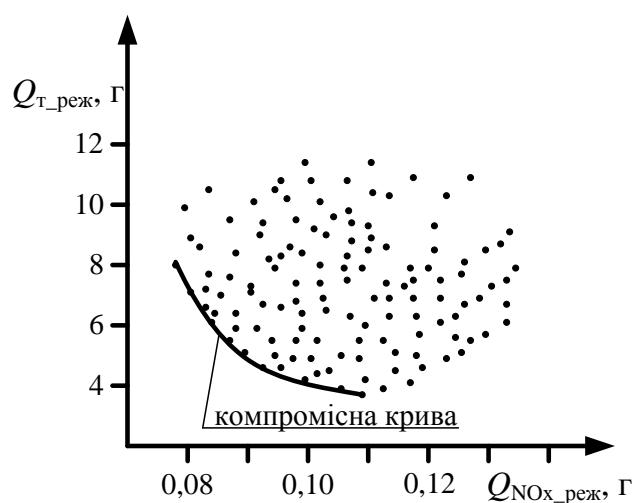


Рис. 4. Поле оптимізації  $Q_{T\_реж}$  і  $Q_{NOx\_реж}$  для режиму підтримування швидкості 50 км/ч

Одержані середні експлуатаційні викиди  $\Sigma Q_{NOx}$  перевіряються на відповідність обраним нормам токсичності і, якщо  $\Sigma Q_{NOx}$  обраним нормам не відповідає, задачу оптимізації для режимів їздового циклу вирішують знову у бік зменшення  $Q_{NOx\_реж}$ .

В результаті виконаного дослідження одержані характеристичні карти для мікропроцесорної системи управління газовим двигуном 4ГЧ7,5/7,35, що наведені на рис. 5 і 6.

Одержані характеристичні карти орієнтовані на застосування технології Drive-by-wire, яка передбачає відсутність прямого зв'язку між педаллю акселератора і дросельною заслінкою. Це визвано тим, що на двигуні застосовано змішане регулювання потужності: при збільшенні навантаження сигнал управління від педалі акселератора поступає до блоку управління двигуном, а від нього – виконавчий сигнал на привід дросельної заслінки та газові форсунки.

Додаткові експериментальні дослідження показали, що похибка розрахункового визначення регульовальних параметрів для характеристичних карт не перевищує 6 %.

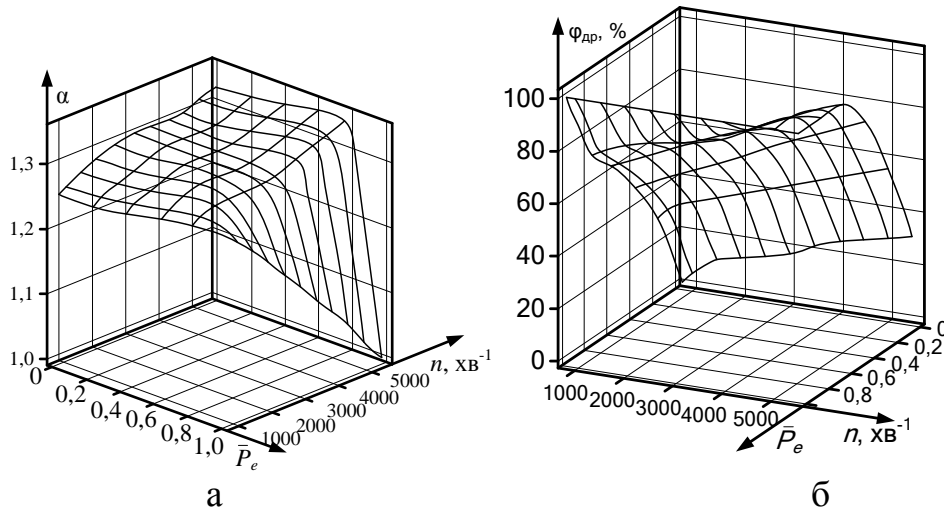


Рис. 5. Характеристичні карти двигуна 4ГЧ7,5/7,35: а – для системи управління подачею палива; б – кута відкриття дросельної заслінки

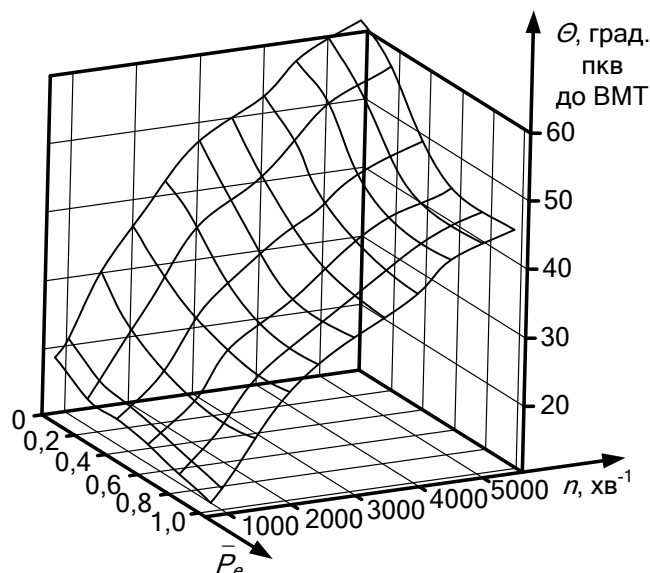


Рис. 6. Характеристична карта для системи управління кутом випередження запалювання двигуна 4ГЧ7,5/7,35

Виконане порівняння показників двигуна 4ГЧ7,5/7,35 зі ступенем стиснення  $\epsilon = 13,5$ , що працює з використанням одержаних характеристичних карт у блоку



управління двигуном, і двигуна MeM3-307, конвертованого на природний газ без зміни ступеня стиснення і програми управління двигуном у блоку управління.

На рис. 7 приведені навантажувальні характеристики двигунів, що порівнюються, при  $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ .

Підвищення ступеня стиснення з 9,8 до 13,5 дозволило, як видно з рис. 7, збільшити індикаторний ККД на 5...8 % і, як результат, збільшився ефективний ККД на 3...7 %. Підвищення коефіцієнта надлишку повітря значно зменшує викиди  $\text{NO}_x$  з відпрацьованими газами, а також викиди  $\text{CO}$  і  $\text{CH}$ .

Середньоексплуатаційні питомі викиди нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами двопаливного двигуна із ступенем стиснення і регульовальними параметрами бензинового двигуна MeM3-307 при роботі на природному газі за циклом NEDC склали, г/км:  $\text{NO}_x$  – 0,55,  $\text{CO}$  – 0,088,  $\text{CH}$  – 0,15, що не відповідає навіть нормам токсичності Euro II.

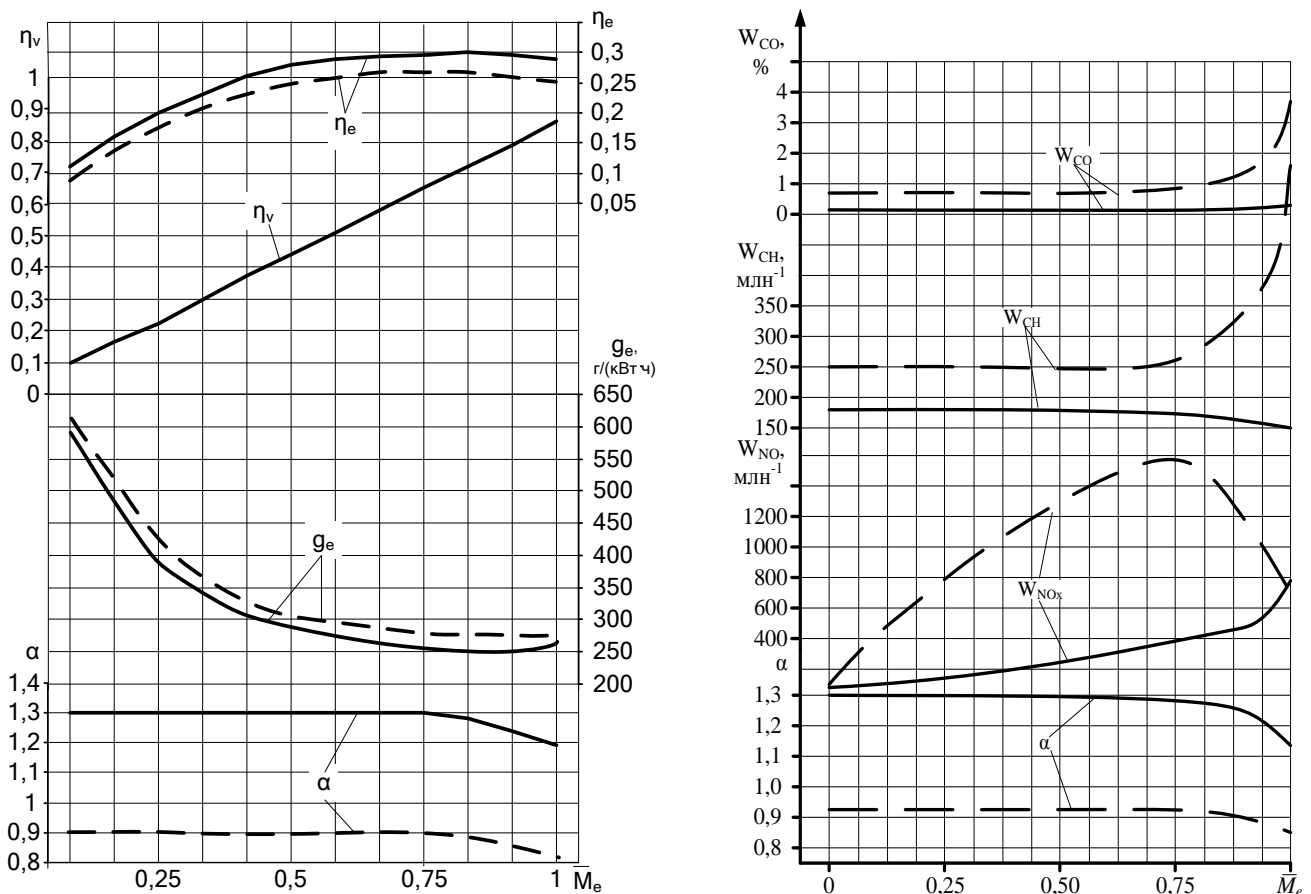


Рис. 7. Навантажувальні характеристики при  $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ :

- — — —  $\epsilon = 9,8, \alpha = 0,9 \dots 1,0$ ;
- $\epsilon = 13,5, \alpha = 1,0 \dots 1,3$

Для двигуна 4ГЧ7,5/7,35 зі збільшеним ступенем стиснення, що працює з використанням наведених характеристичних карт, викиди нормованих шкідливих речовин за випробувальним їздовим циклом NEDC склали, г/км:  $\text{NO}_x$  – 0,075,  $\text{CO}$  – 0,065,  $\text{CH}$  – 0,085, що відповідає нормам токсичності Euro IV.

Таким чином, показано, що використання спеціалізованого газового двигуна замість двопаливного дозволяє знизити середньоексплуатаційні викиди нормованих шкідливих компонентів:  $\text{NO}_x$  – на 86,4 %,  $\text{CO}$  – на 26,1 %,  $\text{CH}$  – на 43,3 %.

Для підвищення надійності запалювання виконано розрахунок енергії, необхідної для запалювання різноманітних за складом паливоповітряних сумішей природного газу та повітря. Визначено, що для зменшення енергії запалювання збіднених паливоповітряних сумішей доцільно до них додавати водень в кількості 2–10 % в залежності від режиму. У зв'язку з цим запропоновано спосіб подачі водню для живлення двигуна (патент № 64479 на корисну модель України).

## ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні поставлена та вирішена науково-практична задача підвищення економічних та екологічних показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння (на прикладі двигуна 4ГЧ7,5/7,35). Вирішення даної задачі дозволило одержати наступні наукові і практичні результати:

1. Запропоновано двозонну математичну модель розрахунку параметрів робочого тіла в циліндрі, яка відрізняється новими залежностями для визначення поверхонь тепловіддачі, що не потребують врахування геометрії камери згоряння, а також новими, більш точними залежностями для розрахунку показників характеру і тривалості згоряння І.І. Вібе.

2. Визначені параметри, які найбільше впливають на процес згоряння, економічні та екологічні показники двигуна; до них належить: ступінь стиснення  $\epsilon$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  та кут випередження запалювання  $\theta$ .

3. Експериментальне дослідження двигуна 4ГЧ7,5/7,35 дало можливість одержати значення змінного показника характеру згоряння І.І. Вібе і тривалості згоряння для малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням.

4. За результатами проведеного розрахунково-експериментального дослідження з використанням критерію детонації визначено, що для двигуна 4ГЧ7,5/7,35 найбільш доцільним є ступінь стиснення  $\epsilon = 13,5$  в відповідності з критерієм детонації.

5. Розроблено методику прогнозування техніко-економічних і екологічних параметрів двигуна 4ГЧ7,5/7,35 при реалізації їздового циклу, що використовує в якості вихідних даних параметри автомобіля, а також результати розрахунку робочого процесу двигуна або результати його стендових випробувань.

6. Запропоновано метод вибору оптимальних значень основних регульовальних параметрів, які найбільше впливають на процес згоряння, економічні і екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням, у всьому діапазоні його робочих режимів за критеріями мінімальної витрати палива і мінімальних викидів  $\text{NO}_x$ .

7. У результаті оптимізації значень основних регульовальних параметрів створені характеристичні карти для мікропроцесорної системи управління подачею палива, кутом випередження запалювання і управління дросельною заслінкою.

8. Порівняння екологічних та економічних показників двопаливного дви-

гуна MeM3-307 (при роботі на природному газі) і газового двигуна 4ГЧ7,5/7,35 показало, що використання чисто газового малолітражного двигуна з іскровим запалюванням, у якому реалізована концепція «бідного горіння» палива, впроваджена високоенергетична система запалювання і змішане регулювання потужності, замість двопаливного, працюючого за програмою управління бензинового двигуна без зміни ступеня стиснення при  $\alpha \approx 1$ , забезпечує підвищення ефективного ККД на 5...15 % в залежності від режиму роботи та зменшення середньоексплуатаційних питомих викидів нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами за випробувальним їздовим циклом NEDC: NO<sub>x</sub> – на 86,4 %, СО – на 26,1 %, СН – на 43,3 %. До того ж, використання високоенергетичної системи запалювання вирішує проблему холодного пуску двигуна в холодну пору року.

9. Розрахунок мінімальної енергії запалювання газоповітряної суміші показав, що додавання водню до природного газу в кількості 10 % дозволяє зменшити мінімальну енергію запалювання в 5,7 разів.

10. Результати досліджень передані для використання ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» і впровадження в КП ХКБД, науково-дослідній лабораторії кафедри ДВЗ ХНАДУ, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів ХНАДУ спеціальності 7.05050304, 8.05050304 – двигуни внутрішнього згорання.

### СПИСОК, ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Кузьменко А.П. Обоснование необходимости использования сжатого природного газа в качестве топлива для двигателей легковых автомобилей / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – Вип. 46. – С. 16–19. *Здобувачем виконано аналіз закордонних аналогів двигуна 4ГЧ7,5/7,35, що працює на природному газі.*

2. Кузьменко А.П. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания. / А.Н. Туренко, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2009. – Вип. 23. – С. 89–94. *Здобувачем розроблені структурні схеми моторного стенда та вимірювального комплексу.*

3. Кузьменко А.П. Снижение токсичности двигателей путем совершенствования процесса воспламенения / А.А. Тропина, А.П. Кузьменко, В.И. Стаценко, Г.В. Майстренко // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2009. – Вип. 24. – С. 50–56. *Здобувачем розроблено методику проведення експериментального випробування, виконано обробку результатів експерименту.*

4. Кузьменко А.П. Выбор подхода к определению турбулентной скорости распространения пламени в цилиндре газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, Г.В. Майстренко, А.П. Кузьменко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – Вип. 47. – С. 112–126. *Здобувачем виконано експериментальне дослідження процесу згорання газового двигуна 4ГЧ7,5/7,35.*

5. Kuzmenko A.P. Comparative analysis of engine ignition systems / A.A. Tropina, L. Lenarduzzi, S.V. Marasov, A.P. Kuzmenko // IEEE trans. on Plasma Science. – 2009. – Vol. 37. – № 12. – P. 2286–2292. *Здобувачем виконаний аналіз індикаторних діаграм з метою одержання індикаторних показників робочого процесу для аналізу впливу різних високоенергетичних систем запалювання на робочий процес двигуна.*
6. Кузьменко А.П. Методика расчёта объёмов сгоревшей и несгоревшей смеси в цилиндре газового двигателя 4ГЧ 7.5/7.35 в многозонной математической модели сгорания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, Г.В. Майстренко, А.П. Кузьменко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – № 1. – С. 120–131. *Здобувачем створена тривимірна геометрична модель камери згоряння двигуна 4ГЧ7,5/7,35.*
7. Кузьменко А.П. Методика расчета температур сгоревшей и несгоревшей смеси в цилиндре газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк: ЛНТУ. – 2010. – № 28. – С. 4–8. *Здобувачем виконана експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі.*
8. Кузьменко А.П. Способ подачи водорода для питания автомобильного двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, А.А. Дзюбенко // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2010. – Вип 26. – С. 63–66. *Здобувачем запропонована схема паралельної подачі водню і природного газу.*
9. Кузьменко А.П. Пути повышения надёжности воспламенения топливовоздушной смеси газовых двигателей от искры электрического разряда / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, Э.Р. Муртазаев // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2010 – Вип. 27. – С. 25–31. *Здобувачем підготовлені вихідні дані та виконані розрахунки процесу запалювання природного газу.*
10. Кузьменко А.П. Техническая реализация изменения степени сжатия малолитражного двигателя, который работает на природном газе / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2010. – Вип. 53. – С. 17–20. *Здобувачем розроблені конструкції поршнів та експериментально визначені об'єми камер згоряння.*
11. Кузьменко А.П. Двухзонная модель процесу згоряння малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням / Ф.І. Абрамчук, О.М. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинський, В.М. Муратов // Вісник Національного транспортного університету. – Київ: НТУ 2011. – № 23. – С. 56–65. *Здобувачем виконано розрахункове дослідження процесів тепловіддачі від робочого тіла в стінки камери згоряння, одержано рівняння змінного показника характеру згоряння Вібе.*
12. Кузьменко А.П. Многокритериальная оптимизация параметров процесса сгорания малолитражного автомобильного газового двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – №2. – С. 8–13. *Здобувачем*

*виконано розрахунково-експериментальне дослідження з метою одержання вихідних даних для вирішення задачі оптимізації.*

13. Кузьменко А.П. Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский // Автомобільний транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2011. – Вип. 28. – С. 37–42. *Здобувачем експериментально обґрунтоване граничне значення критерію детонації.*

14. Пат. №64479 Україна. МПК F02B 43/00 Спосіб подачі водню до основного палива двигуна внутрішнього згорання / Кузьменко А.П., Кабанов О.М., Дзюбенко О.А., Липинський М.С.; власник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – заявл. 11.04.2011; опубл. 10.11.2011, Бюл №21.

### **АНОТАЦІЇ**

**Кузьменко А.П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згорання.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2012.

Дисертація присвячена питанням поліпшення економічних і екологічних показників малолітражного газового двигуна шляхом оптимізації регулювальних параметрів, що визначають процес згорання. Вдосконалена двозонна математична модель розрахунку процесу згорання. Визначено найбільш доцільну ступінь стиснення газового двигуна. Визначені регулювальні параметри, які найбільше впливають на економічні та екологічні показники двигуна. Розроблено методику експериментального дослідження малолітражного газового двигуна. Проведене експериментальне дослідження двигуна 4ГЧ7,5/7,35. Розроблено методику вибору оптимальних значень основних регулювальних параметрів, які найбільше впливають на економічні і екологічні показники газового двигуна з іскровим запалюванням. Створені характеристичні карти для мікропроцесорної системи управління двигуном 4ГЧ7,5/7,35. Виконано порівняння екологічних та економічних показників двопаливного двигуна MeM3-307 і газового двигуна 4ГЧ7,5/7,35.

**Ключові слова:** газовий двигун, процес згорання, природний газ, критерій детонації, показник характеру згорання, ступінь стиснення, їздовий цикл.

**Кузьменко А.П. Улучшение показателей малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием за счёт выбора параметров, определяющих процесс сгорания.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2012.

Диссертация посвящена вопросам повышения экономических и экологических показателей малолитражного газового двигателя путём оптимизации регулировочных параметров, определяющих процесс сгорания.

Использование компримированного природного газа в качестве моторного топлива в двигателях с искровым зажиганием, без изменения степени сжатия, не

позволяет в полной мере реализовать его потенциальные моторные свойства, что приводит к ухудшению эксплуатационных показателей двигателя. Так, октановое число природного газа 110...115 единиц позволяет увеличить степень сжатия до 14, что обеспечивает повышение мощности двигателя при снижении расхода топлива. Кроме того, работа на обедненных смесях позволяет значительно улучшить экологические показатели автомобильного двигателя.

В диссертационной работе усовершенствована двухзонная математическая модель расчёта процесса сгорания: 1) предложены уравнения для расчёта изменения показателя сгорания и продолжительности сгорания в процессе сгорания; 2) показано, что для расчёта теплопередачи в стенки цилиндра может быть использована  $\alpha$ -формула, предложенная Аннандом; 3) предложен алгоритм методики расчёта равновесного состава продуктов сгорания.

Предложена методика определения оптимальной степени сжатия газового двигателя на основе критерия детонации. С помощью данной методики было определено, что оптимальная степень сжатия для малолитражного газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 составляет 13,5 единиц.

Определены регулировочные параметры, которые в наибольшей мере влияют на экономические и экологические показатели двигателя. Разработана методика экспериментального исследования малолитражного газового двигателя. С целью повышения надежности воспламенения смеси природного газа и воздуха двигатель оснащен высокоэнергетической системой зажигания.

Проведено экспериментальное исследование газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35.

Разработана методика выбора оптимальных значений основных регулировочных параметров, которые в наибольшей мере влияют на экономические и экологические показатели газового двигателя с искровым зажиганием. Созданы характеристические карты для микропроцессорной системы управления двигателем 4ГЧ7,5/7,35.

Выполнено сравнение экологических и экономических показателей двухтопливного двигателя MeM3-307 и газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35. Такое сравнение показало, что при переоборудовании двигателя MeM3-307 в 4ГЧ7,5/7,35 индикаторный КПД увеличивается в среднем на 5...8 %. Увеличение эффективного КПД при этом составляет в среднем 3...7 %.

Проведенное исследование энергии воспламенения различных смесевых топлив показало целесообразность применения добавки водорода к топливовоздушной смеси, с целью улучшения воспламенения обедненных смесей на различных режимах работы двигателя. Предложена схема топливной системы для питания двигателя смесевым топливом с добавкой водорода.

Ключевые слова: газовый двигатель, процесс сгорания, природный газ, критерий детонации, показатель характера сгорания, степень сжатия, ездовой цикл.

**Kuzmenko A. Improvement of characteristics of light-duty gas engine with spark ignition by choosing parameters which determine combustion process. – As the Manuscript.**

Candidate of technical sciences thesis by specialty 05.05.03 – Engines and Energy Plants. – National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute». – Kharkov, 2012.

Thesis is devoted to improving of economical and ecological parameters of light-duty gas engine by optimizing of adjusting parameters determining the combustion

process. Dual-zone mathematical model of combustion process calculation has been improved. The most rational compression ratio of the gas engine has been defined. Adjusting parameters that mostly affect economical and ecological engine parameters has been defined. Methodic of experimental study of light-duty gas engine has been developed. Experimental study of gas engine 4ГЧ7.5/7.35 has been carried out. Method of choosing of optimal values of basic adjusting parameters which mostly affect economical and ecological parameters of gas engine with spark ignition has been developed. Characteristic cards for microprocessor control system of 4ГЧ7.5/7.35 engine has been created. Comparison of ecological and economical parameters of MeM3-307 bi-fuel engine and 4ГЧ7.5/7.35 gas engine has been carried out.

**Key words:** gas engine, combustion process, natural gas, knock criterion, characteristic combustion, compression ratio, drive cycle.

Підписано до друку 14.05.2012 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі  
Ум. друк. арк. 0,9.  
Зам. № 465/12. Тираж 100 прим. Ціна договірна

**ВИДАВНИЦТВО**

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.  
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення  
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів  
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.