

УДК 621.433

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

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛООБМІНУ
В ЦИЛІНДРІ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА 11ГД100М**

Heat transfer process in the cylinder of a stationary gas engine pre-chamber – torch ignition of lean fuel-air mixtures and qualitative power regulation was studied and mathematically modelled. During the investigation of heat transfer in the cylinder of the gas engine the components obtained by the results of experimental research of internal thermal balance were analyzed. It was shown that heat transfer in the cylinder of 11GD100M has distinctive features compared to the known petrol and diesel engines. The analysis of the temperature condition of the combustion chamber of the engine parts 11GD100M was carried out. According to the results of the experimental data, the empirical dependence of the average temperature of the cylinder wall of the geometrical and operational parameters was obtained. The empirical and semi-empirical models for determining the heat transfer coefficient were analyzed. According to the analysis of the internal heat balance, heat transfer model for application in a gas engine 11GD100M was chosen. It was shown that for the calculation of heat transfer in the test engine, the mathematical models of V. Annand and G. Rosenblit provide the most accurate results.

Keywords: gas engine pre-chamber-torch ignition, internal heat balance, the wall temperature, heat transfer, heat transfer coefficient.

Вступ

Двигуни 11ГД100М вітчизняного виробництва мають оригінальну організацію робочого процесу, що характеризується форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливоповітряних сумішей та якісним регулюванням потужності. Означені особливості робочого процесу забезпечують високі індикаторні й ефективні показники цих двигунів, які є близькими до показників дизелів.

Робочі процеси газових двигунів при згорянні збіднених паливоповітряних сумішей є на сьогодні недостатньо дослідженими. Це пов'язано з малою кількістю доведених газових двигунів у світі, що мають якісне регулювання потужності. В роботі досліджується теплообмін у циліндрі двигуна 11ГД100М як один з найважливіших робочих процесів, що впливають на його паливну економічність і надійність.

Як відомо, одним з інструментів дослідження будь-якого процесу є його математичне моделювання. При моделюванні процесу теплообміну найбільшого поширення отримало рівняння Ньютона–Ріхмана, за яким розраховується кількість теплоти, що передається через стінку теплосприймаючої поверхні. Аналіз літератури [1–6] свідчить, що певну складність становить вибір емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі і середньої температури поверхні камери згорання (КЗ), що входять до цього рівняння.

Як правило, дослідники при моделюванні теплообміну в циліндрі двигуна задаються постійною усередненою за циклом температурою

стінки на даному режимі роботи [1–4]. Інколи температуру стінки подають як функцію від геометрії циліндра, параметрів конструкції та режиму роботи двигуна [7, 8]. Для двигуна 11ГД100М подібні залежності є на сьогодні відсутніми в доступній літературі.

Не меншу складність становить вибір залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі. На сьогодні запропоновано ряд емпіричних і напівемпіричних залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі, який пов'язує з параметрами робочого тіла в циліндрі, конструкцією та режимом роботи двигуна [1–6, 9, 10]. Для газових двигунів у математичних моделях, як правило, використовують залежності Г. Ейхельберга, Г. Хохенберга, Г. Вошні, В. Аннанда [1, 2, 6] та ін. Варто також відзначити працю Г.Б. Розенбліта [9], в якій досліджено теплообмін у двотактних двигунах із зустрічно рухомими поршнями, зокрема в газових двигунах ГД100.

Порівняльну оцінку найбільш відомих формул для визначення коефіцієнта тепловіддачі та їх аналіз за результатами експериментальних досліджень наведено в [1–6]. Аналіз праць засвідчив, що поточні значення коефіцієнта тепловіддачі α , розрахованого за різними формулами, дуже відрізняються, інколи в декілька разів. На значення α впливає розмірність і швидкохідність двигуна. Також коефіцієнт тепловіддачі істотно залежить від вибору емпіричних коефіцієнтів [6], які знаходять за даними експериментальних досліджень. Порівняльна оцінка застосування різних залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі при моде-

люванні теплообміну в двигуні 11ГД100М не проводилася.

Таким чином, на сьогодні не вирішеними для газового двигуна 11ГД100М залишаються питання розрахункового визначення температурного стану деталей КЗ, а також обґрунтування вибору емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, що обумовлює мету дослідження.

Постановка задачі

Метою роботи є дослідження температурного стану деталей камери згоряння газового двигуна 11ГД100М, обґрунтування вибору емпіричних залежностей температури деталей від параметрів режиму роботи, дослідження і моделювання теплообміну в циліндрі двигуна, перевірка адекватності розрахункових емпіричних залежностей для коефіцієнта тепловіддачі.

Дослідження та моделювання теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М

Інтегральна оцінка теплообміну в циліндрі двигуна здійснюється за результатами аналізу зовнішніх або внутрішніх теплових балансів, які є критерієм правильності вибраної розрахункової моделі теплообміну в циліндрі. В роботі використано результати експериментального дослідження внутрішнього теплового балансу двигуна 11ГД100М [11].

У відносному вигляді рівняння внутрішнього теплового балансу можна подати так:

$$q_{\text{п}} = q_i + q_{\text{н.п.}} + q_w + q_{\text{т.в.}},$$

де $q_{\text{п}} = 1$ – теплота згоряння палива; q_i – індикаторний ККД; $q_{\text{н.п.}}$ – втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива; q_w – теплота, що передається в стінки камери згоряння; $q_{\text{т.в.}}$ – втрати теплоти з відпрацьованими газами (ВГ).

На рис. 1 наведено складові частини внутрішнього теплового балансу двигуна 11ГД100М [11]. Аналіз рис. 1 виявив, що індикаторний ККД двигуна на режимі номінальної потужності становить 43,8 %, що перевищує показники традиційних газових двигунів (28–38 %) [10] і є близьким до дизелів. Проте індикаторний ККД знижується при зменшенні навантаження внаслідок істотної неповноти згоряння і зменшення термодинамічної ефективності циклу. Не-

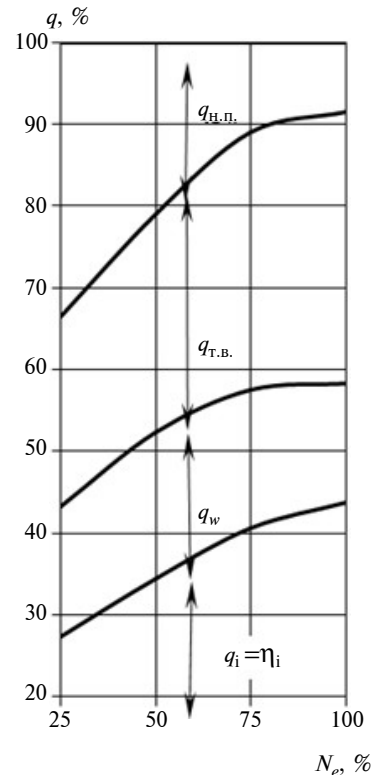


Рис. 1. Вплив навантаження на складові частини внутрішнього теплового балансу в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

зважаючи на значне зменшення цього показника, він залишається доволі високим порівняно з існуючими на сьогодні газовими і бензиновими двигунами.

Варто відзначити значне зростання неповноти згоряння палива зі зменшенням навантаження двигуна – на режимі 25 % ці втрати зростають до 33,5 %. Це пояснюється роботою двигуна на вкрай збіднених паливоповітряних сумішах (коефіцієнт надлишку повітря збільшується до $\alpha_{\text{ц}} = 3$ і більше). Відомо, що природний газ повністю згоряє в діапазоні $\alpha_{\text{ц}} = 0,65 - 2,0$ [12]. Форкамерно-факельне запалювання в двигуні 11ГД100М дає змогу забезпечити надійне запалювання суміші і роботу двигуна в більш широких діапазонах коефіцієнта надлишку повітря $\alpha_{\text{ц}} = 1,6 - 3$, при цьому з'являється таке негативне явище, як неповнота згоряння природного газу.

Теплота, що передається через стінки циліндра, становить 14,6–7,9 % від теплоти згоряння палива. При зменшенні навантаження ці втрати спочатку збільшуються (до 50 % N_e), потім дещо зменшуються. Зменшення відносної

теплоти, що передається через стінки на режимах малих навантажень (що не є характерним для відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів), пояснюється перерозподілом складників внутрішнього балансу внаслідок істотної неповноти згоряння.

Втрати теплоти згоряння палива з ВГ на номінальному режимі становлять 33,2% і зменшуються зі зменшенням навантаження, що відповідає характеру зміни цього показника для дизельних двигунів [10]. У традиційних бензинових і газових двигунах ці втрати навпаки зростають.

Таким чином, двигун 11ГД100М на номінальному режимі має показники теплового балансу, подібні до відповідних показників дизелів. При переході на часткові навантаження складники теплового балансу перерозподіляються і відрізняються від більшості відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів. Особливо відрізняється характер змін втрат у стінки КЗ, що ускладнює вибір моделі теплообміну зі стінками.

Середнє значення температури стінки на даному режимі роботи двигуна можна визначити за середніми температурами кожного елемента поверхні циліндра: гільзи, двох поршнів, КЗ та форкамери. Отже, необхідно отримати розрахункові залежності для середніх температур означених елементів.

Представлені в працях [9, 11, 13] результати експериментальних досліджень двигунів Д100 та ГД100М дають змогу оцінити температурний стан деталей КЗ (рис. 2) та отримати залежності для середньої температури стінок вогневих поверхонь (табл. 1).

Таблиця 1. Залежності для визначення середніх температур поверхонь

Поверхні	Розрахункові залежності, °С
Поршень	$T_{\text{п}} = 0,085 N_e + 140$ (1)
Форкамера	$T_{\text{ф}} = 0,1062 N_e + 157,2$
Камера згоряння	$T_{\text{КЗ}} = 0,111 N_e + 51,7$
Нижня частина гільзи	$T_{\text{Г}_1} = \frac{0,193 N_e + 90}{42206,6 l_{\text{ц}}^5 - 15379,9 l_{\text{ц}}^4 + 290,7 l_{\text{ц}}^3 + 215,9 l_{\text{ц}}^2 + 2,7 l_{\text{ц}} + 1,7}$ (2)
Верхня частина гільзи	$T_{\text{Г}_2} = \frac{0,193 N_e + 90}{-42598,6 l_{\text{ц}}^5 + 29047,5 l_{\text{ц}}^4 - 6801,7 l_{\text{ц}}^3 + 556,7 l_{\text{ц}}^2 + 4,3 l_{\text{ц}} + 1,7}$, (3) де $l_{\text{ц}}$ – довжина гільзи, що вивільнюється поршнем, м; N_e – ефективна потужність двигуна, кВт

Аналіз температурного стану деталей КЗ двигуна 11ГД100М [9, 11, 13] свідчить, що в

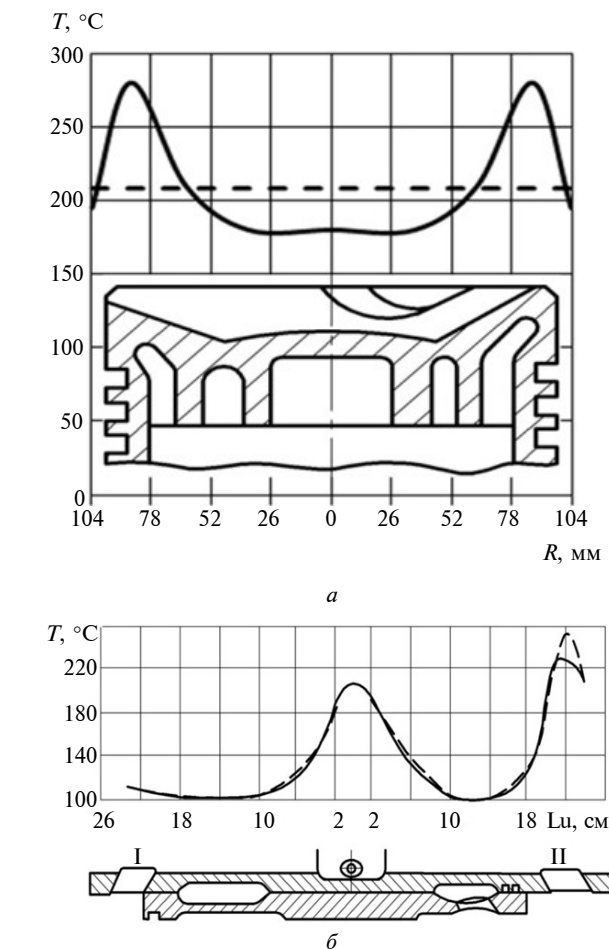


Рис. 2. Розподіл температур по поверхнях поршня (а) та гільзи (б) двигуна 11ГД100М на режимі номінальної потужності: I – впускні вікна; II – випускні вікна; — — — — експериментальні значення; — — — — розрахункові значення

найбільше на їх температурний стан впливає навантаження, тому параметри навантажуваль-

ного режиму мають обов'язково входити як коефіцієнти емпіричних формул для визначення температур деталей. Оскільки двигун 11ГД100М працює за навантажувальною характеристикою на частоті обертання 750 хв^{-1} , то в розрахункових залежностях вплив частоти обертання на температурний стан деталей КЗ не враховувався.

Середня температура стінки вогневої поверхні циліндра двигуна обчислюється за формулою

$$T_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{г}} T_{\text{г}} + 2 F_{\text{п}} T_{\text{п}} + F_{\text{ф}} T_{\text{ф}} + F_{\text{кз}} T_{\text{кз}}}{F_{\text{г}} + 2 F_{\text{п}} + F_{\text{ф}} + F_{\text{кз}}}, \quad (4)$$

де $T_{\text{г}}, T_{\text{п}}, T_{\text{ф}}, T_{\text{кз}}$ – відповідно середні температури гільзи, поршня, форкамери та камери згоряння; $F_{\text{г}}, F_{\text{п}}, F_{\text{ф}}, F_{\text{кз}}$ – відповідно площі поверхонь гільзи, поршня, форкамери та камери згоряння.

Температури вогневих поверхонь поршнів $T_{\text{п}}$, камери згоряння $T_{\text{кз}}$ та форкамери $T_{\text{ф}}$ майже не змінюються протягом циклу. Тому їх доцільно визначати як середньоінтегральні температури за довжиною стінки і задавати емпіричними залежностями від навантаження двигуна (див. табл. 1). Приклад розрахунку середньої по поверхні температури поршня за формулою (1) наведено на рис. 2, а.

Температура гільзи циліндра вздовж її поверхні істотно змінюється протягом циклу (рис. 2, б). З рис. 2 видно, що в середній частині гільзи, тобто в зоні КЗ, рівень температур становить $205\text{--}230^\circ\text{C}$. З віддаленням від середньої частини температура знижується до $100\text{--}120^\circ\text{C}$. В зоні впускних вікон температура збільшується на $10\text{--}20^\circ\text{C}$, а в зоні випускних вікон – на $120\text{--}180^\circ\text{C}$.

Теплосприймаючу поверхню гільзи умовно розділено на дві частини: поверхні, що вивільнюються продувним і випускним поршнями. Для кожної частини гільзи запропоновано емпіричні залежності температури поверхні від навантаження і довжини поверхні (див. табл. 1). Порівняння експериментальних значень температур на поверхнях гільзи і температур, що розраховані за пропонуваними залежностями (2) та (3), наведено на рис. 2, б.

Середня інтегральна температура стінки гільзи циліндра визначалася за формулою

$$T_{\text{г}} = \frac{\int_0^{S_1} T_{\text{г}_1} dS_1 + \int_0^{S_2} T_{\text{г}_2} dS_2}{S_1 + S_2},$$

де S_1, S_2 – поточний хід поршнів; $T_{\text{г}_1}, T_{\text{г}_2}$ – середні температури нижньої та верхньої частин гільзи на розрахунковому кроці.

Для розв'язання задачі математичного моделювання поточної середньої температури стінки вогневої поверхні циліндра її доцільно визначати за більш простою, ніж формула (4), емпіричною залежністю від навантаження двигуна (N_e) та поточної площі поверхні стінки циліндра ($F_{\text{ст}}$). Для її визначення було проведено розрахунковий експеримент у точках центрального композиційного ортогонального плану. В результаті обробки отриманих даних за методом найменших квадратів отримано залежність, К:

$$T_{(N_e, F_{\text{ст}})} = 486,4 + 0,0217 N_e - 900,6 F_{\text{ст}} + 1362,6 F_{\text{ст}}^2 + 0,056 N_e F_{\text{ст}}.$$

На рис. 3 наведено результати розрахунку середньої температури стінки надпоршневої поверхні циліндра.

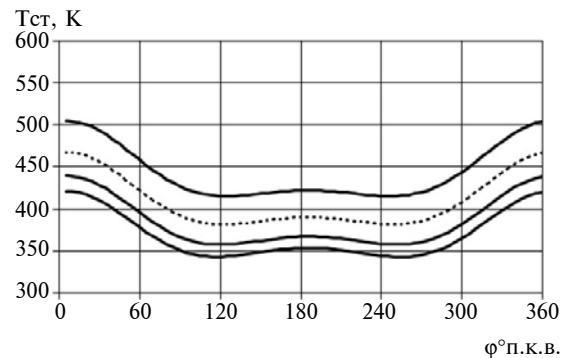


Рис. 3. Залежність середньої температури стінки циліндра від кута повороту колінчастого валу (п.к.в.); — — — 100 % N_e ; – 75 % N_e ; — · — · — 50 % N_e ; - - - 25 % N_e

Середня інтегральна температура стінки входить безпосередньо до формули Ньютона–Ріхмана, а також використовується в кількох широко відомих формулах для коефіцієнта тепловіддачі (табл. 2), що у явному вигляді враховують променевий теплообмін у циліндрі.

Найбільш широковідомі залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі наведено в табл. 2. Вище показано, що характер зміни складових теплового балансу двигуна 11ГД100М за навантаженням відрізняється від традиційних дизельних, газових і бензинових двигунів. Отже, необхідно перевірити адекватність використання цих залежностей для дослідного двигуна в широкому діапазоні навантажень.

Таблиця 2. Емпіричні залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки камери згоряння

Автор	Формула та її емпіричні коефіцієнти
Г. Ейхельберг	$\alpha = 7,684 C_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\rho T},$ де ρ – тиск у циліндрі, МПа; T – температура робочого тіла у циліндрі, К; C_m – середня швидкість поршня, м/с, S – хід поршня, мм; n – частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹
Г. Хохенберг	$\alpha = C_1 V^{-0,06} (10p)^{0,8} T^{-0,4} (C_m + 1,4)^{0,8},$ де V – поточний об'єм циліндра, м. Рекомендовано приймати $C_1 = 130$
В. Аннанд	$\alpha = a \frac{\lambda_{см}}{D} R_e^b + c \frac{T^4 - T_{ст}^4}{T - T_{ст}},$ де $\lambda_{см}$ – теплопровідність суміші в циліндрі, Вт/(м·К); R_e – число Рейнольдса; D – діаметр циліндра, м; $a = 0,25 - 0,8$ – коефіцієнт, що характеризує інтенсивність конвекційного теплообміну; b – змінюється в діапазоні значень 0,7–0,8 [6]; c – коефіцієнт, що характеризує інтенсивність радіаційного теплообміну при згорянні. Для процесів газообміну і стиску $c = 0$ Вт / (м ² · К ⁴). Для процесу згоряння в двигунах з іскровим запалюванням суміші $c = 4,252 \cdot 10^{-9}$ Вт / (м ² · К ⁴)
Г. Вошні	$\alpha = C_0 D^{-0,2} (10p)^{0,8} T^{-0,53} w^{0,8},$ де w – швидкість робочого тіла в циліндрі, м/с: $w = C_1 C_m + C_2 \frac{T_r}{p_r V_r} V_h (p - p_n),$ де p_n – тиск у циліндрі за умови відключення подачі палива, МПа; T_r , К; p_r , МПа; V_r , м ³ – відповідно тиск і температура у циліндрі, а також об'єм циліндра у момент початку згоряння; $C_0 = 110 - 130$ – константа, що визначається за результатами верифікації математичної моделі. Для процесів газообміну $C_1 = 6,18$; $C_2 = 0$ К ⁻¹ . На такті стиску $C_1 = 2,28$; $C_2 = 0$ К ⁻¹ . На такті згоряння і розширення для двигунів з розділеними КЗ $C_1 = 2,28$; $C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ К ⁻¹
Г.Б. Розенбліт	$\alpha = C_1 \left(\frac{w_\tau}{D} \right)^{\frac{1}{2}} (\lambda C_p \rho)^{\frac{1}{2}} \left(1 + C_2 \frac{a W_{зв}}{w_\tau^2} \right) + \epsilon_\Sigma \sigma_0 \frac{T^4 - T_{ст}^4}{T - T_{ст}},$ де a – швидкість звуку; $W_{зв}$ – швидкість звукових коливань; w_τ – тангенціальна складова швидкості повітряного заряду в циліндрі; ϵ_Σ – сумарний ступінь чорноти газів і полум'я; $C_1 = 3,35$; $C_2 = 0,027$ – для двотактних дизелів із зустрічно рухомими поршнями; $\sigma_0 = 4,98$ – ступінь чорноти теплосприймаючої поверхні

Адекватність моделей теплообміну перевіряли зіставленням результатів розрахунку сумарної за цикл кількості теплоти, що передається через стінку, із відповідною величиною внутрішнього теплового балансу двигуна. Емпіричні коефіцієнти (табл. 3) розглянутих формул вибирали з рекомендованих авторами діапазонів за умови забезпечення найменшої похибки розрахунку.

На рис. 4 наведено результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в циліндрі двигуна 11ГД100М. Видно, що вони добре корелюються з

даними, наведеними в [1–3, 6], як за абсолютними значеннями, так і за характером зміни α .

Результати розрахунку загальної кількості теплоти, що передається через стінку циліндра (у відносних одиницях), наведено на рис. 5, похибки розрахунку – в табл. 4. Видно, що найкращий збіг розрахункових значень q_w і відповідних значень, отриманих за тепловими балансами, спостерігається при розрахунках за формулами В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта – серед-

Таблиця 3. Значення емпіричних коефіцієнтів для наведених вище α -формул

Залежність для коефіцієнта тепловіддачі	В. Аннанда	Г. Вошні	Г. Хохенберга	Г.Б. Розенбліта
Значення емпіричних коефіцієнтів	$a = 0,7; b = 0,7;$ $c = 4,252 \cdot 10^{-9}$	$C_0 = 130$	$C_1 = 130$	$C_1 = 3,35$ $C_2 = 0,027$

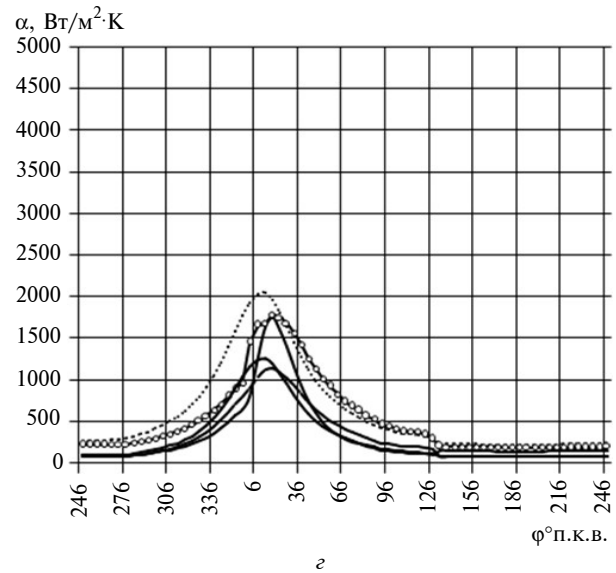
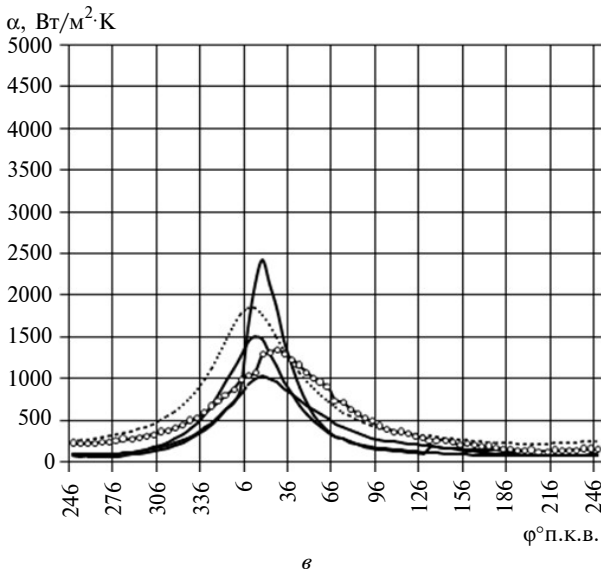
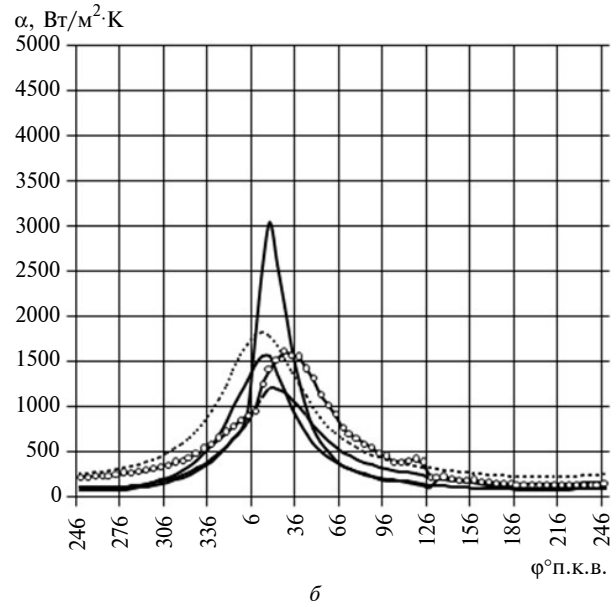
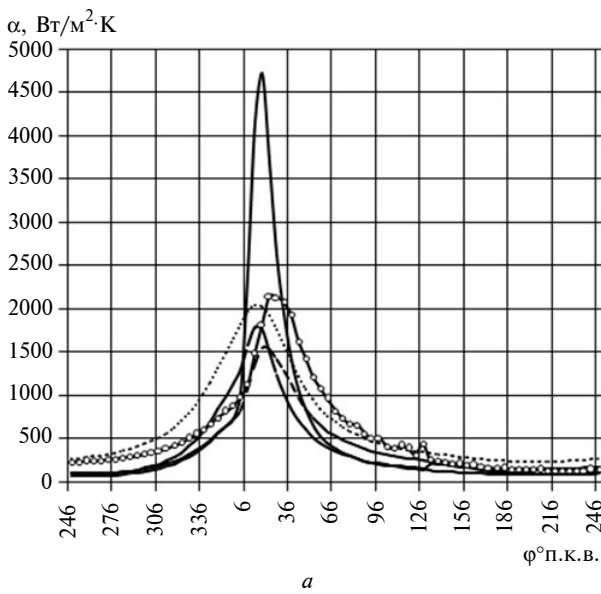
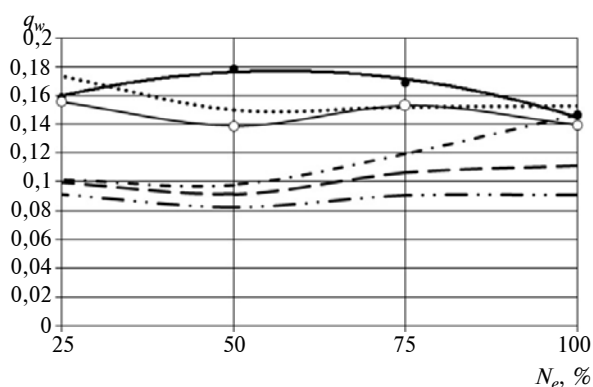


Рис. 4. Значення коефіцієнта тепловіддачі від газів до стінки надпоршневої поверхні циліндра, розраховані за різними формулами для визначення α ($\% N_c$): а – 100; б – 75; в – 50; з – 25; — α (Вошні); - - - α (Ейхельберг); α (Аннанд); —○— α (Розенбліт); - - - - α (Хохенберг)

Таблиця 4. Похибка розрахунку втрати теплоти в стінки

Потужність, % N_e	Похибка розрахунку загальних втрат теплоти у стінки при використанні формул				
	Г. Ейхельберга	В. Аннанда	Г. Вошні	Г. Хохенберга	Г.Б. Розенбліта
100	23,77	4,62	0,22	37,74	4,30
75	37,06	10,03	29,32	46,43	9,39
50	48,89	16,30	45,43	53,91	22,59
25	37,30	9,15	36,11	42,57	1,89
Середньоквадратична похибка	37,82	10,85	32,51	45,55	12,46

Рис. 5. Порівняння значень відносної втрати теплоти у стінки, розрахованої за різними формулами для визначення α

ньоквадратична похибка в широкому діапазоні навантажувальних режимів становить відповідно 10,9 і 12,5 %. Залежності, запропоновані Г. Вошні, Г. Ейхельбергом та Г. Хохенбергом, не забезпечують задовільної точності розрахунку за умови використання в них емпіричних коефіцієнтів, запропонованих авторами цих залежностей. Крім того, характер зміни розрахованих значень q_w за цими формулами не відповідає експериментальним даним.

Висновки

У статті проаналізовано вплив навантаження на складники внутрішнього теплового балансу. Показано, що досліджуваний двигун на номінальному режимі має показники теплового балансу, подібні до відповідних показни-

ків дизелів. При переході на часткові навантаження складники теплового балансу перерозподіляються і відрізняються від більшості відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів. Особливо відрізняється характер зміни втрат у стінки КЗ, що ускладнює вибір моделі теплообміну зі стінками.

Проведено аналіз температурного стану деталей камери згоряння в досліджуваному газовому двигуні. За даними експериментальних досліджень запропоновано емпіричні залежності для визначення середніх температур окремих поверхонь КЗ та середньої температури стінки циліндра двигуна.

Проаналізовано відомі моделі теплообміну газу зі стінками камери згоряння. Інтегральну оцінку теплообміну в циліндрі двигуна виконано за результатами аналізу внутрішнього теплового балансу. Очевидно, що вибір моделі теплообміну залежить від типу, розмірності, швидкісного та навантажувального режимів двигуна або виду пального, що використовується в досліджуваному двигуні. Для моделювання теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням запропоновано використовувати залежності В. Аннанда або Г.Б. Розенбліта.

Подальшим напрямом досліджень є аналіз і математичне моделювання інших робочих процесів у дослідному двигуні, їх інтеграція в комплексну математичну модель. Це дасть можливість виконати дослідження робочих процесів при використанні інших газових палив та оптимізацію конструкції двигуна.

Список літератури

1. Кабанов А.Н. Выбор методики расчета процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием // Автомоб. транспорт. – 2012. – Вып. 30. – С. 96–102.
2. Гайворонский А.И., Кавтарадзе Р.З. Расчет теплообмена в камере сгорания быстроходного газового двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – № 5. – С. 30–31.
3. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Моделирование и анализ рабочего процесса в системе параметрической диагностики судовых дизелей D4.0H // Наук. вісник ХДМІ. – 2010. – № 1. – С. 189–197.

4. *Ali Sanli et al.*, “The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine”, *Appl. Therm. Eng.*, no. 28, pp. 1395–1404, 2008.
5. *Кавтарадзе Р.З.* Локальний теплообмен в поршневих двигателях: учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
6. *M. Lounici et al.*, “Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines”, *Appl. Therm. Eng.*, no. 31, pp. 319–328, 2011.
7. *Пильов В.О.* Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності: монографія. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2001. – 332 с.
8. *Гоц А.Н., Прыгунов М.П., Французов И.В.* Разработка моделей при исследовании теплового состояния головки цилиндра дизеля воздушного охлаждения // Матер. V-ї всеукр. наук.-техн. конф. “Суч. пробл. двигобуд.: стан, ідеї, рішення”. – Первомайськ, 22-23 травня 2013. – С. 59–65.
9. *Розенблит Г.Б.* Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
10. *Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов* / Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
11. *Генкин К.И., Аксенов Д.Т., Струнге Б.Н.* Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе. – Л.: Недра, 1970. – 328 с.
12. *Генкин К.И.* Газовые двигатели. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.
13. *Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: учеб. для вузов* / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – 2-е изд. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
12 травня 2014 року