

ДВОЗОННА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ МАЛОЛІТРАЖНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Абрамчук Ф.І., доктор технічних наук
Кабанов О.М., кандидат технічних наук
Кузьменко А.П.
Липинський М.С.
Муратов В.М.

В статті наведена двозонна модель розрахунку процесу згоряння малолітражного газового двигуна з уточненнями тепловіддачі від робочого тіла в стінки камери згоряння і закону згоряння І.І. Вібе зі змінним показником.

In the article combustion process two-zone computational model for light-duty gas engine with heat transfer from working body to combustion chamber walls and I.I. Wiebe combustion law elaborations has been shown.

Постановка проблеми. Збільшення долі автомобілів, двигуни яких використовують природний газ в якості палива, в автомобільному парку України має велике значення для покращання екологічної ситуації в країні. Одним із шляхів реалізації цієї задачі є конвертація двигунів, що працюють на рідкому паливі нафтового походження, на стиснутий природний газ. Оптимізація показників потужності, економічності і токсичності двигуна при його конвертації на газове паливо суто експериментальним шляхом потребує дуже великих затрат матеріальних ресурсів, тому при вирішенні цієї задачі доцільно використовувати математичну модель процесу згоряння, яка дозволяла б розрахувати всі ці показники.

Існує декілька підходів до розрахунку процесу згоряння ДВЗ з іскровим запалюванням. Умовно їх можна об'єднати в наступні групи: CFD-моделі, напівемпіричні моделі, засновані на швидкості поширення полум'я (тризонні моделі) і напівемпіричні моделі, засновані на законі розподілу відносної густини ефективних центрів реакції.

Перший тип моделей дозволяє розрахувати розподіл фізико-хімічних параметрів робочого тіла протягом робочого процесу, однак відрізняється від інших складністю й громіздкістю. Такі моделі доцільно використовувати при аналізі впливу форми деталей камери згоряння, впускних і випускних каналів на процес згоряння. При конвертації бензинових і дизельних двигунів у газові форма повітряних каналів і всіх деталей камери згоряння, крім поршня, не змінюється. Форма камери згоряння в поршні у газовому двигуні з іскровим запалюванням обґрунтована в [1]. Отже, при конвертації двигуна на газове паливо такі математичні моделі використовувати недоцільно.

Другий тип моделей дозволяє описати процеси, що відбуваються в полум'ї, однак, як показали дослідження, точність розрахунку екологічних показників з використанням двозонної і тризонної моделей практично не відрізняються, тому що в тризонній моделі існує проблема точності розрахунку товщини та швидкості поширення фронту полум'я.

У цей час у світі найбільш ефективним методом розрахунку процесу згоряння визнана методика І.І. Вібе, що відноситься до третього типу моделей. Завдяки вдалому поєднанню простоти та ефективності, ця методика одержала визнання як у вітчизняних, так і у закордонних дослідників.

До недоліку цієї моделі можна віднести усереднення температур у циліндрі двигуна в процесі згоряння, що знижує точність розрахунку показників токсичності.

Цей недолік можна нейтралізувати доповненням методики І.І. Вібе двозонною розрахунковою моделлю, що, як показують дослідження, дозволяє досить точно визначити показники токсичності двигуна з іскровим запалюванням [4].

Виходячи з вищенаведеного, метою дослідження є адаптація методики І.І. Вібе та двозонної моделі для дослідження процесу згоряння малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням.

Адаптація методики І.І. Вібе. У методиці І.І. Вібе для розрахунку характеристики тепловиділення використовується рівняння

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

де φ_0 – кут початку згоряння, град. п. к. в.; φ – поточний кут повороту колінчатого вала, град. п.к.в.; φ_z – кут, що відповідає тривалості згоряння, град. п.к.в.; m – показник згоряння І.І. Вібе.

Дослідження, приведені в роботах [6, 7] показали, що показник згоряння m змінюється в процесі згоряння, і якщо це не враховувати – знижується точність розрахунків [7].

В дослідженні [7] запропоновано використати емпіричне рівняння для змінного показника згоряння І.І. Вібе для газового двигуна з іскровим запалюванням без наддування

$$m_i = 1,193 + 8,972 \cdot t_i \cdot \frac{n \cdot 0,01 + 10,32}{n \cdot 0,01 + 9,21} + 11,32 \cdot t_i^2 \cdot \frac{\alpha \cdot 1,9}{\alpha + 1} - 66,35 \cdot t_i^3 \times \dots$$

$$\dots \times \frac{\eta_v \cdot 0,089}{\eta_v \cdot 0,089 + 2,261} + 88,42 \cdot t_i^4 \cdot \frac{\theta}{\theta + 1,326}, \quad (2)$$

де t_i – відносний час, $t_i = 0 \dots 1$; n – частота обертання колінчатого вала двигуна, хв^{-1} ; α – коефіцієнт надлишку повітря; η_v – коефіцієнт наповнення; θ – кут випередження запалювання, град. п.к.в. до ВМТ.

Попередні дослідження показали, що рівняння (2) вимагає уточнення для малолітражних газових двигунів. Для одержання рівняння змінного показника згоряння для малолітражного газового двигуна на кафедрі ДВЗ ХНАДУ проведено експериментальне дослідження з використанням стенда, описаного в [8]. Дослідження виконувалося у всьому діапазоні зміни регульовальних показників двигуна. Так як в процесі дослідження використовувалася можливість зміни ступеня стискання на експериментальному стенді, то, на відміну від роботи [7], у запропонованому рівнянні для змінного показника згоряння врахований вплив ступеня стискання на форму характеристики змінного показника згоряння Вібе.

У результаті проведених попередніх досліджень одержане рівняння змінного показника згоряння Вібе в процесі згоряння для малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням

$$m_{\text{vari}} = 10,639 \cdot \bar{\varphi}_i \cdot (\alpha + 0,00025) \cdot \frac{\theta + 18}{40} \cdot \frac{\eta_v - 0,25}{0,8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - 28,025 \cdot \bar{\varphi}_i^2 + \dots$$

$$\dots + 98,045 \cdot \bar{\varphi}_i^3 - 156,86 \cdot \bar{\varphi}_i^4 + 86,88 \cdot \bar{\varphi}_i^5, \quad (3)$$

де ε – ступінь стискання.

Опис двозонної моделі. Розрахункову схему двозонної моделі можна умовно представити у вигляді рис. 1.

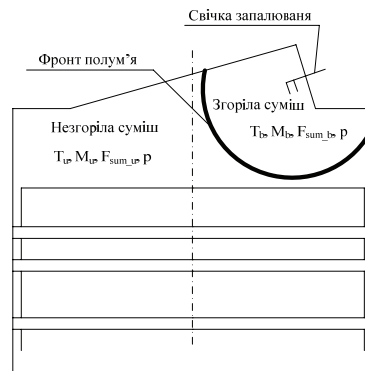


Рис. 1. Розрахункова схема двозонної моделі

Дана модель припускає наступні допущення: суміш у кожній зоні гомогенна та має однакові фізико-хімічні властивості по всьому об'єму зони; тиск у кожній точці надпоршневого простору однаковий в певний момент часу; товщина фронту полум'я нескінченно мала; гази в надпоршневому просторі вважаються ідеальними; втрати робочого тіла в надпоршневому просторі за рахунок прориву газів через кільцеві ущільнення камери згоряння не враховуються.

Виходячи із цих припущень, пропонується наступна методика. Маса робочого тіла у надпоршневому просторі відповідно до закону збереження маси незмінна та підкоряється співвідношенню, кг

$$m = m_u + m_b, \quad (4)$$

де m_u – маса незгорілої суміші, кг; m_b – маса згорілої суміші, кг.

Об'єм робочого тіла в надпоршневому просторі, м³

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

де V_u – об'єм незгорілої суміші, м³; V_b – об'єм згорілої суміші, м³.

Тиск p і середня термодинамічна температура T у надпоршневому просторі розраховуються за допомогою методики І.І. Вібе. Так як нам відома маса і тиск суміші в надпоршневому просторі, а також склад робочої суміші в згорілій і незгорілій зонах, можна, використовуючи прості співвідношення термодинаміки, визначити температури згорілої і незгорілої зон. У незгорілій зоні температура робочої суміші збільшується винятково за рахунок адіабатного стиску. Отже, температура суміші в незгорілій зоні, К

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

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

Показник політропи стискування незгорілої суміші

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

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

Температура згорілої суміші розраховується з використанням рівняння стану

$$p_i V_{bi} = m_b R_b T_{bi}, \quad (8)$$

де R_b – характеристична газова стала згорілої суміші, Дж/(кг·К); T_{bi} – температура згорілої суміші, К.

Виходячи з (4), маси згорілої і незгорілої суміші в будь-який момент процесу згоряння ми можемо розрахувати наступним способом

$$m_{bi} = m_i \cdot x_i, \quad (9)$$

$$m_{ui} = m_i \cdot (1 - x_i). \quad (10)$$

У рівнянні (8), крім T_b , присутна друга невідома – V_b . Щоб її виключити, приведемо рівняння (8) до вигляду

$$p(V - V_u) = m_b R_b T_b, \quad (11)$$

або

$$pV - pV_u = m_b R_b T_b. \quad (12)$$

Виходячи з рівняння стану

$$pV_u = m_u R_u T_u. \quad (13)$$

Підставивши рівняння (8), (9), (10) і (13) в (11), одержимо температуру згорілої суміші, К

$$T_{bi} = \frac{p_i \cdot V_i - M \cdot R_u \cdot T_u \cdot (1 - x_i)}{x_i \cdot M \cdot R_b}. \quad (14)$$

Методика розрахунку поверхонь теплопередачі. Проблемною задачею у двозонній моделі є облік теплопередачі в стінки циліндра від кожної зони окремо. Це викликано складністю геометричних розрахунків поверхонь теплопередачі в згорілій і незгорілій зоні. Найбільш очевидним шляхом є вирішення задачі перетинання поверхонь камери згоряння із фронтом полум'я із застосуванням методів аналітичної геометрії [9]. Однак цей же шлях є найбільш трудомістким, так як щоразу вимагає створення нової розрахункової методики для кожної нової геометричної конфігурації камери згоряння. В роботі [5] пропонується використати чисельне моделювання для вирішення даної задачі. Зокрема, запропоновано розбивати об'єм камери згоряння на елементарні об'єми, перевіряти по граничних умовах належність елементарного об'єму

до інтегральному об'єму згорілої або незгорілої зони, і по сумі пристінкових елементарних об'ємів визначати площу поверхні теплопередачі.

Проста і універсальна методика розрахунку площі поверхонь теплопередачі запропонована в [4]. Відповідно до закону збереження енергії, загальна кількість теплоти, передана в стінки циліндра на заданому розрахунковому кроці, Дж

$$Q_w = Q_{wu} + Q_{wb}, \quad (15)$$

де Q_{wu} , Q_{wb} – кількість теплоти, передана в стінки циліндра відповідно з незгорілої і згорілої зони, Дж.

Відповідно до закону Ньютона-Ріхмана

$$Q_w = \alpha_t \cdot F_{sum} \cdot (T - T_w) \cdot \Delta \tau, \quad (16)$$

$$Q_{wu} = \alpha_{tu} \cdot F_{sum_u} \cdot (T_u - T_w) \cdot \Delta \tau, \quad (17)$$

$$Q_{wb} = \alpha_{tb} \cdot F_{sum_b} \cdot (T_b - T_w) \cdot \Delta \tau, \quad (18)$$

де $\Delta \tau$ – час, с; T_w – температура стінок циліндра, К; T – середня термодинамічна температура в циліндрі двигуна; α_t – коефіцієнт тепловіддачі в стінки циліндра при температурі T , Вт/(м²·К); F_{sum} – сумарна площа поверхні теплопередачі, м²

$$F_{sum} = F_{sum_u} + F_{sum_b}, \quad (19)$$

де F_{sum_u} – площа поверхні теплопередачі незгорілої зони, м²; F_{sum_b} – площа поверхні теплопередачі згорілої зони, м².

Підставивши (16), (17), (18) і (19) в (15), одержимо

$$F_{sum_u} = \frac{F_{sum} \cdot (\alpha_t \cdot (T - T_w) - \alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w))}{\alpha_{tu} \cdot (T_u - T_w) - \alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w)}, \quad (20)$$

$$F_{sum_b} = \frac{F_{sum} \cdot (\alpha_t \cdot (T - T_w) - \alpha_{tu} \cdot (T_b - T_w))}{\alpha_{tb} \cdot (T_b - T_w) - \alpha_{tu} \cdot (T_u - T_w)}. \quad (21)$$

Дана методика дозволяє визначити площі поверхонь теплопередачі кожної зони двозонної моделі без використання складних геометричних побудов.

Методика розрахунку коефіцієнта тепловіддачі. Так як аналітичний розрахунок коефіцієнта тепловіддачі α_t , Вт/(м²·К), в умовах двигуна не представляється можливим, для розрахунку цього коефіцієнта використовуються емпіричні та напівемпіричні α -формули.

Формула Г. Вошні [12]

$$\alpha_t = 130 \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0.8} \cdot \omega^{0.8}}{T^{0.53} \cdot D^{0.2}}, \quad (22)$$

де p – тиск у циліндрі, Па; T – температура газів в циліндрі, К; D – діаметр циліндра, м; ω – швидкість руху газів у циліндрі, м/с; у період газообміну та стиску $\omega = 2,28 \cdot C_m$, у період згоряння-розширення

$$\omega = 2,28 \cdot C_m + 3,34 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{V_c \cdot T}{p \cdot V} \cdot (p - p_c), \quad (23)$$

де V_c – об'єм камери згоряння, м³; p_c – тиск газів у циліндрі при положенні поршня у ВМТ і відсутності згоряння, Па; C_m – середня швидкість поршня, м/с

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (24)$$

де S – хід поршня, м; n – частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.
Формула В. Аннанда [12]

$$\alpha_t = 0,26 \cdot \lambda_{sm} \cdot \frac{\rho_{sm}^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{dinsm}^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} \cdot (T^4 + T_w^4), \quad (25)$$

де λ_{sm} – теплопровідність суміші в циліндрі, Вт/(м·К); ρ_{sm} – щільність суміші, кг/м³; C_m – середня швидкість поршня, м/с; μ_{dinsm} – динамічна в'язкість суміші, Па·с; D – діаметр циліндра, м.

Величини, що входять у рівняння (25), розраховуються з використанням наступних залежностей [7]

$$\lambda_{sm} = 0,000361 \cdot T^{0,75}; \quad (26)$$

$$\rho_{sm} = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_{sm}}{T}; \quad (27)$$

$$\mu_{dinsm} = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,62}, \quad (28)$$

де p_{sm} – тиск суміші, Па; T – температура суміші, К.
Формула Леніна-Кострова [13]

$$\alpha_t = 1,163 \cdot C \cdot \sqrt[3]{p^2 \cdot T} \cdot (A + B \cdot \omega_{cp}) + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T - T_w}, \quad (29)$$

де $A = 1$; $B = 0,055$; $C = 0,99$ – коефіцієнти, запропоновані І.М. Леніним і А.Н. Вогнищевим.

У рівнянні (29) величина $\omega_{порівн}$ розраховується в такий спосіб

$$\omega_{cp} = \gamma_r \cdot V_h \cdot n \cdot (30 \cdot f_s), \quad (30)$$

де γ_r – коефіцієнт залишкових газів; V_h – робочий об'єм циліндра, м³; n – частота обертання колінчатого вала двигуна, хв⁻¹; f_s – площа прохідних перетинів впускних клапанів, м².

Перевірка наведених α -формул (22), (25) і (29) виконується порівнянням результату розрахунку теплоти, переданої в стінки циліндра, за α -формулою, з результатом розрахунку цієї теплоти методом внутрішнього теплового балансу. Цей розрахунок базується на припущенні, що теплота Q_T , Дж, що потрапила в циліндр із паливом і повітрям, перетворюється у три вида енергії

$$Q_T = Q_i + Q_\Gamma + Q_w, \quad (31)$$

де Q_i – теплота, перетворена в індикаторну роботу, Дж; Q_Γ – теплота, перетворена у внутрішню енергію газів, що відпрацювали, Дж; Q_w – теплота, передана в стінки камери згоряння, Дж.

Теплота Q_T розраховується наступним чином

$$Q_T = H_u \cdot m_T, \quad (32)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг; m_T – маса палива, що надійшла в циліндр за один цикл, кг.

Теплота Q_i розраховується наступним чином

$$Q_i = p_i \cdot V_h, \quad (33)$$

де p_i – середній індикаторний тиск, Па; V_h – робочий об'єм, м³.

Теплота Q_Γ розраховується наступним чином

$$Q_\Gamma = m_{cm} (C_{pe} \cdot T_e - C_{p0} \cdot T_0), \quad (34)$$

де m_{cm} – маса робочої суміші в надпоршневому просторі, кг; C_p – ізобарна теплоємність суміші, Дж/(кг·К); T – температура суміші в циліндрі, К; 0 – індекс, що позначає параметри навколишнього середовища; e – індекс, що позначає параметри робочої суміші в момент відкриття випускного клапана.

Таким чином, з формули (31) розраховується значення Q_w . Температура стінок T_w при розрахунках приймається рівною 523 К.

Результати перевірки моделі теплопередачі наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Порівняння результатів розрахунків теплопередачі

Складові теплового балансу	Розрахункові значення	Похибка розрахунку
–	Дж	%
Q_T	3559	–
Q_i	1336	–
Q_Γ	1042	–
Q_w (тепл. баланс)	1181	–
Q_w (Аннанд)	1096	7,13
Q_w (Вошні)	989	16,21
Q_w (Костров)	786	28,95

Як видно з табл. 1, для розрахунку теплопередачі в циліндрі газового двигуна найкраще підходить формула Аннанда (25).

Загальна перевірка моделі. Експериментальна перевірка моделі для малолітражного газового двигуна виконувалася з використанням режимів роботи, наведених у таблиці 2.

У зв'язку з тим, що зміна температури незгорілої й згорілої зон у процесі згоряння прямо виміряти неможливо, оцінка адекватності моделі виконувалась наступним чином.

Точність оцінки температури згорілої суміші визначалася по співвідношенню розрахункової концентрації оксиду азоту C_{NO} у відпрацьованих газах з концентрацією, що вимірювалась експериментально. Розрахунок викидів C_{NOm} , млн^{-1} , виконувалась за кінетичним рівнянням [10]

$$\frac{dC_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot C_{N_2}}{249,4 \cdot n \cdot T_b} \cdot \left(1 - \frac{C_{NO}^2}{K_4 \cdot C_{O_2} \cdot C_{N_2}} \right) \cdot \left(\frac{K_{1п} \cdot C_{O_2}}{1 + \frac{K_{1п} \cdot C_{NO}}{K_{2п} \cdot C_{O_2}}} + \frac{K_{4п} \cdot r_{O_2}}{2} \right), \quad (35)$$

де C – рівноважна концентрація компонента, млн^{-1} ; p – тиск у циліндрі, МПа; T_b – температура продуктів згоряння, К; n – частота обертання колінчатого вала двигуна, хв^{-1} ; $K_{1п}$, $K_{1р}$, $K_{2п}$, $K_{4п}$, K_4 – константи швидкостей реакцій.

Результати порівняння наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Порівняння результатів математичного моделювання з експериментальними даними

ε	α	η_v	θ	n	K_{dmaxm}	K_{dmax}	C_{NO}	C_{NOm}
		–	град. п.к.в. до ВМТ	мін^{-1}	–	–	ppm	ppm
12	1,1	0,25	23	1600	1,18	1,25	500	420
12	1,1	0,31	27	2000	1,21	1,29	716	586
12	1,1	0,39	32	3000	1,22	1,31	1354	1122
12	1,1	0,44	35	3500	1,27	1,35	1459	1268
14	1,02	0,68	30	3600	1,37	1,48	2229	1962
14	1,12	0,73	35	3600	2,37	2,54	1851	1670
14	1,01	0,75	37	3600	1,94	2,15	2452	2175
14	1,17	0,65	35	3600	1,87	2,1	1712	1531
12	1,1	0,56	39	4500	1,30	1,38	1555	1347
12	1,1	0,65	42	5000	1,25	1,41	1712	1612

Точність оцінки температури незгорілої суміші проводилася за допомогою критерія детонації K_d , запропонованого в роботі [2]

$$K_d = \frac{(h_c - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (36)$$

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, кДж/кг; x – частка палива, що вигоріло; ε – ступінь стиснення.

Величина даного критерія прямо залежить від величини питомої ентальпії незгорілої суміші h , тобто – від її температури T_u .

Для розрахунку ентальпії незгорілої суміші використовувались апроксимуючі поліноми, побудовані за даними з [11]. Ці поліноми мають наступний вигляд

$$h = f(T_u), \quad (37)$$

де $f(T_u)$ – поліном п'ятого ступеня.

Згідно роботи [3], у двигуні з'являється детонація, якщо максимальне значення критерія детонації K_d у процесі згорання, яке позначається K_{dmax} , задовольняє умові $K_{dmax} > 1,5$.

Ознаки, за якими визначається поява детонації в процесі експерименту, також прийняті згідно [3].

Порівняння розрахункових K_{dmaxm} і експериментальних K_{dmax} максимальних значень критерія детонації наведено в табл. 2.

З таблиці 2 можна бачити, що похибка розрахунків концентрацій токсичних компонентів з використанням двозонної моделі в порівнянні з експериментальними даними становить: для частот обертання більше 3000 хв^{-1} – 5,8...13 %, на частотах обертання до 3000 хв^{-1} – 13...18 %. Збільшення похибки розрахунків при зменшенні частоти обертання колінчатого вала пов'язане із приблизним збереженням абсолютної похибки розрахунків при зменшенні абсолютного значення C_{NO} .

З табл. 2 також видно, що похибка розрахунку критерію детонації K_{dmax} за запропонованою методикою склала $\Delta = 8,7...11,4\%$.

Висновки. 1. Для розрахунку показників процесу згорання в малолітражному газовому двигуні рекомендується використовувати уточнену методику І.І. Вібе зі змінним показником згорання. 2. Для розрахунку концентрацій токсичних компонентів у відпрацьованих газах ця методика доповнюється двозонною моделлю. Ця модель також дозволяє розрахувати умови появи детонації при згоранні. 3. При розрахунку тепловіддачі в стінки циліндра рекомендується використати α -формулу В. Аннанда. 4. Похибка розрахунків концентрацій токсичних компонентів з використанням двозонної моделі в порівнянні з експериментальними даними становить для частот обертання більше 3000 хв^{-1} – 5,8...13 %, на частотах обертання до 3000 хв^{-1} – 13...18 %. 5. Похибка розрахунку критерію детонації K_{dmax} за запропонованою методикою склала $\Delta = 8,7...11,4\%$

ЛІТЕРАТУРА

1. *Кавтарадзе Р.З.* Влияние формы камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе / Р.З. Кавтарадзе, А.В. Шибанов, А.И. Гайворонский // 3-и Луканинские чтения. Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: междунар. науч.-техн. конф, 30-31 янв. 2007 г: тезисы докл. – М.: Изд-во МАДИ. – 2007. – С. 24-28.

2. *Gao J.* Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.

3. *Attar A.A.* Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: 115.01.02 / Attar Alireza Alizadeh. University of Calgary, 1997. – 248 p.

4. *Bade Shrestha S.O.* A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / Bade Shrestha S.O., Karim G.A. – Calgary, CA: University of Calgary, 1999. – 18 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE 1999-01-3482).

5. *Куценко А.С.* Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / Куценко А.С. К.: Наукова думка, 1988. – 104 с.
6. *Филипковский А.И.* Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Филипковский Алексей Игоревич. – Х., 1988. – 193 с.
7. *Кабанов А.Н.* Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. – Х., 2007. – 206 с.
8. *Туренко А.Н.* Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / А.Н. Туренко, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда [и др.] // Автомобильный транспорт. – 2009. – №23. – С. 89-94.
9. *Третьяков Н.П.* Метод математического моделирования процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием / Н.П. Третьяков // Двигателестроение. – 1983. – № 7. – С. 7-9.
10. *Зельдович Я.Б.* Окисление азота при горении / Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А.. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 148 с.
11. *Гурвич Л.В.* Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочное издание: в 4-х т. / Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев [и др.]. – 3-е изд., перераб. и расшир. М.: Наука, 1978—.—
Т. 1: Элементы O, H (D, T), F, Cl и их соединения. – 1978. – 496 с.
12. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Кавтарадзе Р.З. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 592 с.
13. *Костин А.К.* Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания / Костин А.К., Ларионов В.А., Михайлов Л.И.. Л.: 1979. – 269 с.