

Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В.  
Національний транспортний університет

## УТОЧНЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА ЗА РОБОТИ В РЕЖИМІ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ З ДОБАВКОЮ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ

В статті розглянута методика розрахунку робочого процесу бензинового двигуна, яка з внесенням деяких змін дозволяє розрахувати процес згоряння при використанні добавки водневмісного газу  $H_2/O_2$ . Розрахунок проведено з використанням індикаторних діаграм отриманих при випробуванні двигуна MeMz – 245. Показано результати розрахунку, які підтверджують те, що добавка газу  $H_2/O_2$  скорочує тривалість згоряння в двигуні.

**Ключові слова:** водневмісний газ, робочий процес, процес згоряння, математична модель, бензиновий двигун.

**Актуальність роботи.** Експлуатація автомобільних двигунів супроводжується постійною зміною режимів їх роботи. Вагому долю займають режими малих навантажень і холостого ходу, які є особливо несприятливими для бензинових двигунів, через погіршення протікання робочого процесу, що негативно впливає на паливну економічність та екологічні показники двигуна. Основними причинами цього є зростання насосних втрат через дроселювання, збільшення відносної кількості залишкових газів, підвищена втрата теплоти в стінки циліндрів через затягування процесу згоряння на лінії розширення.

Одним із шляхів покращення показників роботи двигунів є застосування заходів, що скорочують тривалість і підвищують повноту згоряння. Для інтенсифікації процесу згоряння доцільно використовувати активуючі добавки, що мають високу швидкість згоряння. Особливе місце серед таких добавок займає водень, оскільки його швидкість згоряння вища, ніж бензину в 9 разів, він має широкі межі запалювання по коефіцієнту надміру повітря і практично не утворює після згоряння шкідливих речовин. Але так як отримання та зберігання чистого водню є досить складним, то доцільно використовувати сполуки, що містять його в своєму складі і які можна отримувати на борту автомобіля. До таких сполук належить водневмісний газ  $H_2/O_2$ , який складається з молекул і атомів водню і кисню. Цей газ отримують електролізом водних розчинів лугів і подають у впускний трубопровід двигуна до повітряного заряду.

В роботах [1 - 3] наведені результати досліджень впливу добавки газу  $H_2/O_2$  на паливну економічність та екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення. Результати отримані при випробуванні двигунів на гальмівних стендах свідчать, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення крутного моменту двигуна, зниження питомої витрати палива, а також зниження концентрацій продуктів неповного згоряння, зокрема незгорілих вуглеводнів. Для встановлення причин цих змін необхідно дослідити особливості робочого процесу двигуна при використанні добавки газу  $H_2/O_2$ . Одними із основних показників робочого циклу двигуна, що характеризують процес згоряння є характеристики активного тепловиділення і тепловикористання. Існують різні методики, що дозволяють розрахувати основні процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Для розрахунку робочого процесу широко використовують математичні моделі, які дозволяють з використанням емпіричних та напівемпіричних залежностей описати закон виділення теплоти [4 - 6]. Однак, для розрахунку робочого процесу двигуна при роботі з добавкою водневмісного газу до цих моделей необхідно внести зміни, які враховують добавку  $H_2/O_2$ .

*Метою роботи* є уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу.

### **Виклад основного матеріалу.**

На кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету ведуться дослідження по використанню добавки водневмісного газу для покращення показників двигунів внутрішнього згоряння. Для дослідження впливу добавки газу  $H_2/O_2$  на робочий процес бензинового двигуна проведено індицирування двигуна MeMz – 245. Випробування проведені в режимі, що відповідає середній точці Європейського ізового циклу ( $M_k = 16,96$  Н м,  $n = 1900$  хв<sup>-1</sup>).

Для аналізу відібрали дві діаграми (без добавки і з добавкою  $H_2/O_2$ ), індикаторні показники яких з врахуванням механічних втрат відповідають заміряним ефективним показникам двигуна для даного режиму (Рис. 1).

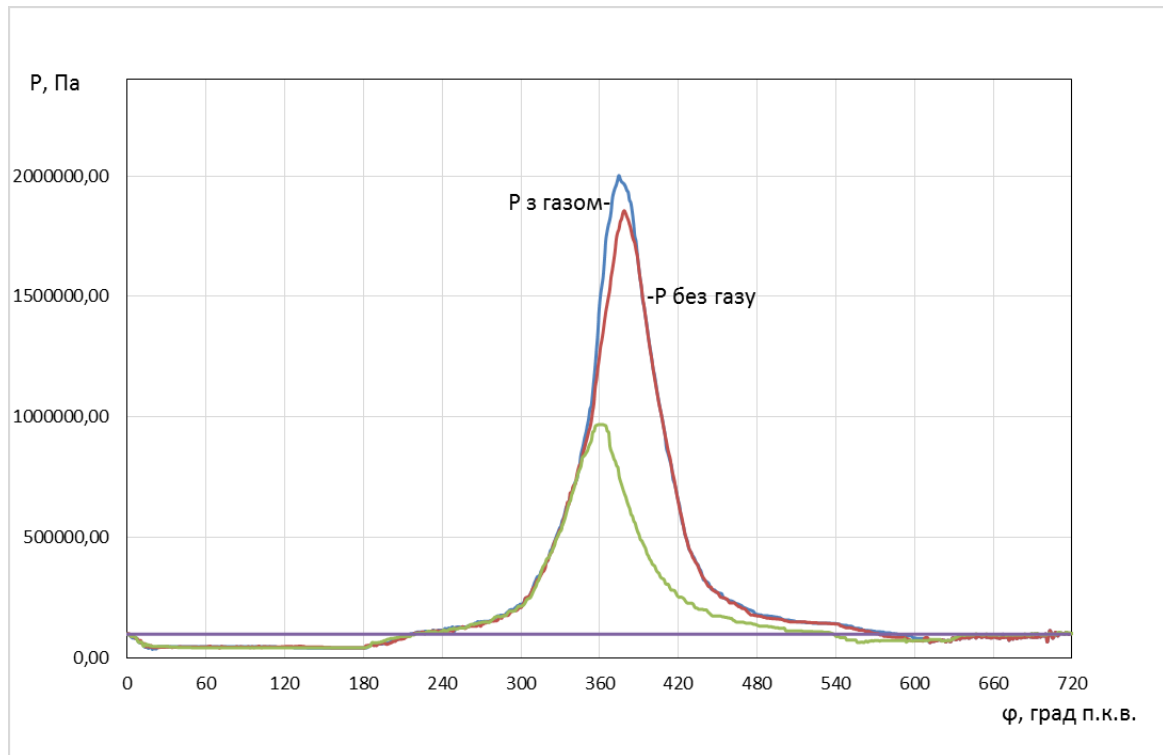


Рис. 1 Розгорнуті індикаторні діаграми двигуна MeM3 - 245 за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу

Розраховані за індикаторними діаграмами значення ефективної потужності практично співпадають із тими, що були заміряні при випробуваннях на гальмівному стенді. При роботі двигуна MeM3 – 245 без добавки водневмісного газу заміряна ефективна потужність становила 3,37 кВт, а в результаті розрахунку отримали 3,44 кВт. З добавкою газу  $H_2/O_2$  ефективна потужність отримана при випробуваннях складає 3,59 кВт, а розрахована 3,61 кВт.

В даній роботі була використана методика розроблена в МАДЦ[6, 7], яка дозволяє на основі отриманих експериментальних індикаторних діаграм за допомогою напівемпіричних залежностей розрахувати показники робочого процесу. Розрахунок проведений за допомогою комп'ютерної програми складеної на кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету і до якої внесено зміни, що враховують добавку  $H_2/O_2$ . При роботі двигуна з добавкою водневмісного газу, який ми розглядаємо як добавку водню до бензину і кисню до повітря будуть змінені масові частки компонентів, що приймають участь у згорянні і, як наслідок, теоретично необхідна кількість повітря для згорання палива буде іншою. Особливості розрахунку процесу сумішеутворення при роботі з добавкою газу  $H_2/O_2$  наведено в роботі [8]. З отриманих в роботі результатів можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення масової частки водню в паливі і зменшення частки вуглецю, а також зменшення теоретично необхідної кількості повітря. Коефіцієнт надміру повітря  $\alpha$  дещо зменшується, але ця зміна незначна. В результаті підвищення частки водню в паливі зростає відношення  $H/C$ , що позитивно впливає на процес згорання.

Показники робочого процесу були визначені за допомогою залежностей отриманих на основі рівняння стану ідеального газу для 1 кг робочого тіла:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad (1)$$

де  $P$  – тиск газу, Па;  
 $V$  – об'єм газу,  $m^3$ ;  
 $G$  – маса газу, кг;  
 $R$  – газова стала, Дж/(моль К);  
 $T$  – температура, К

Для розрахунку процесу згоряння необхідно знати поле температур і склад продуктів згоряння в кожний момент часу, які впливають на утворення шкідливих речовин в циліндрі двигуна. Використовуючи наведене вище рівняння стану ідеального газу, температуру в циліндрі в кожен момент часу визначасмо за залежністю:

$$T_i = \frac{(P_i V_i) n 30i}{8314 (M_{nзi} + \lambda_{рсi}) G_n}, \quad (2)$$

де  $P_i$  – тиск в циліндрі двигуна в  $i$ -му кроці, Па;  
 $V_i$  – об'єм циліндра в  $i$ -му кроці, м<sup>3</sup>;  
 $n$  – частота обертання колінчастого вала, хв<sup>-1</sup>;  
 $i$  – число циліндрів двигуна;  
 8314 – універсальна газова стала, Дж/(моль К);  
 $M_{nзi}$  – кількість продуктів згоряння в  $i$ -му кроці, моль/кг;  
 $M_{рсi}$  – кількість робочої суміші в  $i$ -му кроці, моль/кг;  
 $G_n$  – годинна витрата палива, кг/год.

Об'єм циліндра в  $i$ -му кроці становить:

$$V_i = \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi + \frac{1}{4} (1 - \cos 2\varphi)) V_h, \quad (3)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь стискання двигуна;  
 $\varphi$  – кут повороту колінчастого вала в  $i$ -му кроці

Кількість продуктів згоряння в  $i$ -му кроці при  $\alpha < 1$  визначається за формулою:

$$M_{nзi} = \frac{C_T}{12} + \frac{H_T}{2} + 0,79 \cdot L_0 \cdot \xi_i \cdot (1 + \gamma_r), \quad (4)$$

де  $C_T$  і  $H_T$  – масові частки вуглецю і водню в паливі;  
 $L_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, моль/кг;  
 $\xi_i$  – коефіцієнт активного тепловикористання в  $i$ -му кроці;  
 $\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів.

Масові частки вуглецю і водню в паливі при добавці газу Н<sub>2</sub>/О<sub>2</sub> будуть відрізнятися від початкових, оскільки буде враховано додатковий водень. З врахуванням додаткового кисню, що надійде з добавкою зміниться значення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння 1 кг палива.

З врахуванням вище вказаних змін кількість продуктів згоряння при роботі з добавкою водневмісного газу буде дещо відрізнятися, ніж за роботи без добавки.

Кількість робочої суміші в  $i$ -му кроці визначається за формулою:

$$M_{рсi} = (\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_m}) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 - \xi_i), \quad (5)$$

де  $\mu_m$  – молекулярна маса палива.

Молекулярна маса бензину становить 114 кг/моль, а при добавці водневмісного газу через появу газоподібного водню в суміші, молекулярна маса палива буде становити:

$$\mu_m = \frac{114}{1 + 56 \cdot \psi} \quad (6)$$

де  $\psi$  – масова частка газоподібного водню в паливі.

Коефіцієнт використання теплоти в  $i$ -й ділянці визначається за залежністю:

$$\xi_i = \frac{Q_{ai}}{H_u}, \quad (7)$$

де  $Q_{ai}$  - активна теплота в  $i$ -й ділянці;  
 $H_u$  - нижча теплота згоряння палива

Активна теплота, що виділяється в  $i$ -му кроці розраховується виходячи з першого закону термодинаміки:

$$Q_{ai} = \Delta U + L_i \quad (8)$$

де  $\Delta U$  - зміна внутрішньої енергії, Дж;  
 $L_i$  - робота в  $i$ -му кроці, Дж.

Зміна внутрішньої енергії розраховується за формулою:

$$\Delta U = A_T + \beta_T(T_i - 273))(T_i - 273)\xi_i + A_u + \beta_u(T_i - 273))(T_i - 273)(1 - \xi_i) - J_c \quad (9)$$

де  $A_T, B_T, A_u, B_u$  - коефіцієнти в формулі теплоємності;  
 $U_c$  - внутрішня енергія на початку процесу згоряння, т. с' на індикаторній діаграмі.

Для розрахунку коефіцієнта активного тепловиділення необхідно врахувати теплоту, що надійшла в стінки циліндрів. Остання розраховується за залежністю, отриманою на основі рівняння Ньютона-Ріхмана [9], Дж:

$$\Delta Q_{Ti} = (\alpha_{Ti}(F_n(T_i - T_n) + F_z(T_i - T_z) + F_{ui}(T_i - T_u)))\Delta \tau \frac{n30i}{G_n 10^3} \quad (10)$$

де  $\alpha_{Ti}$  - коефіцієнт тепловіддачі,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

$F_n$  - площа поршня,  $м^2$

$T_n$  - середнє значення температури поверхні поршня,  $^{\circ}К$

$F_z$  - площа головки циліндра,  $м^2$

$T_z$  - температура головки циліндра,  $^{\circ}К$

$F_{ui}$  - площа поверхні стінки циліндра,  $м^2$

$T_u$  - температура поверхні стінки циліндра,  $^{\circ}К$

$\Delta \tau = \frac{\Delta \varphi}{6n}$  - крок розрахунку, с

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за залежністю [10],  $Вт/м^2 \cdot К$ :

$$\alpha_{Ti} = 0,02 D^{-1,2} (10^{-3} P_i)^{0,8} T_i^{-1,53} (C_1 C_m + 0,2 \frac{T_i}{P_i V_i 10^{-3}} V_h ((P_i - P_n) 10^{-3}))^{0,8} \quad (11)$$

де  $C_0 = 28$  - коефіцієнт тепловіддачі;

$C_m = \frac{8n}{30}$  - середня швидкість поршня;

$C_1$  - константа

- для ділянки газообміну

$$C_1 = 0,18 + 0,417 \frac{C_T}{C_m}$$

- для ділянки стиску і розширення

$$C_1 = 0.28 + 0.308 \frac{C_T}{C_m};$$

$C_T$  - тангенційна складова швидкості робочого тіла в над поршневої порожнини відносно поверхні стінок над поршневої порожнини;

$C_2 = 0.24 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$  - константа для двигунів з нерозділеними камерами згорання;

$P_{\text{ш}}$  - тиск у циліндрі при прокручуванні двигуна без подачі палива, Па.

Загальна теплота, що надійшла в стінки циліндра в  $i$ -му кроці розраховується за формулою:

$$Q_{T_i} = 1Q_{T_{i-1}} + 1Q_{T_i} \quad (12)$$

Після визначення теплоти, що надійшла в стінки циліндрів розраховується коефіцієнт активного тепловиділення:

$$\chi = \frac{Q_{T_i} + \lambda a_i}{H_u} \quad (13)$$

Отримані результати розрахунку коефіцієнтів активного тепловикористання і тепловиділення двигуна при роботі без добавки та з добавкою водневмісного газу наведені на Рис. 2 і 3.

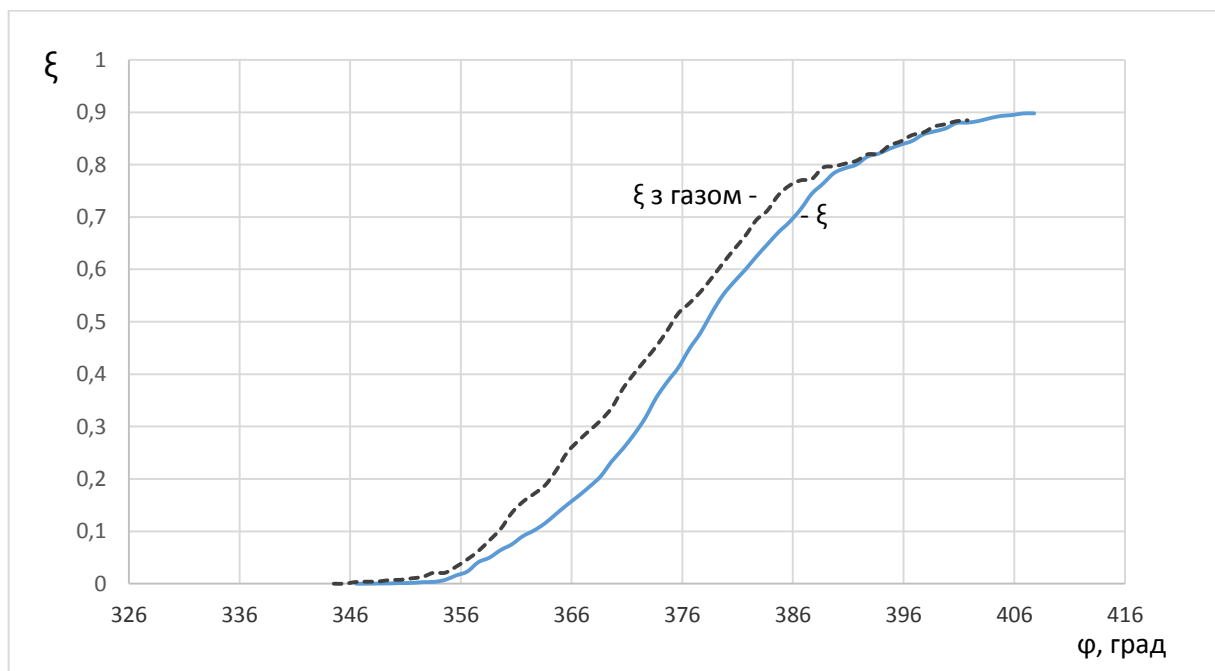


Рис.2 Характеристики активного тепловикористання при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

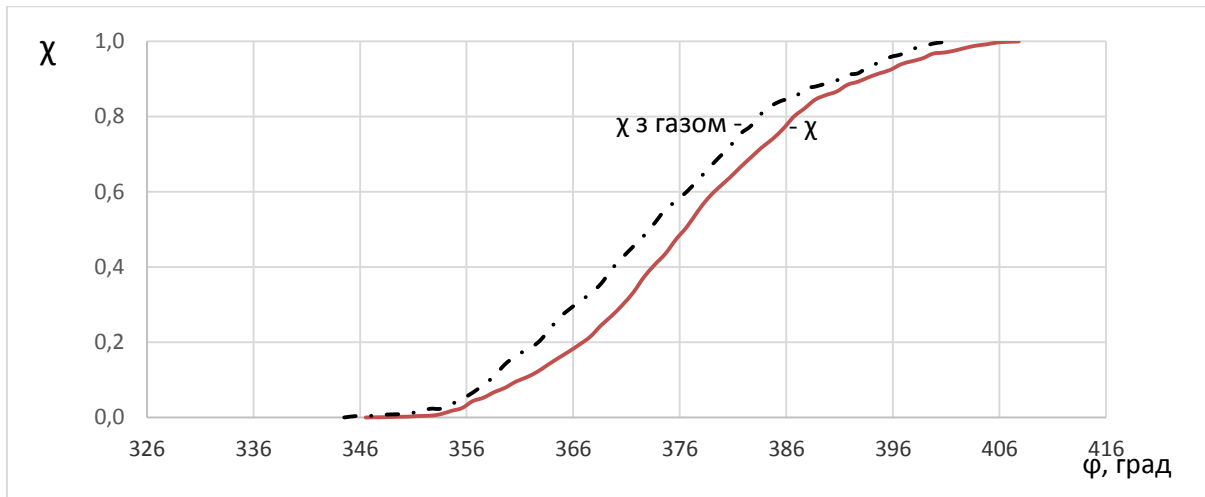


Рис.3 Характеристики активного тепловиділення при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

З показаних вище характеристик можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до скорочення тривалості згоряння на 6 градусів повороту колінчастого вала. Зокрема скорочуються всі фази згоряння - на 2 градуси кожна.

При роботі з добавкою  $H_2/O_2$  зростає максимальна температура циклу і досягається на 2 градуси п.к.в. раніше, ніж без добавки. Підвищення температури пояснює зростання концентрацій оксидів азоту, які були заміряні під час випробувань.

Для підтвердження достовірності отриманих результатів характеристику активного тепловиділення визначили з відомого виразу професора Вібе І.І.[5]:

$$\chi = -e^{-0,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (14)$$

де  $\varphi$  – кут, що відповідає моменту запалювання град. п.к.в.;

$\varphi_z$  – тривалість згоряння град п.к.в.;

$m$  – показник характеру згоряння, який визначається шляхом перебору числових значень з метою отримати теоретичну характеристику тепловиділення якомога ближчу до експериментальної кривої характеристики вигорання палива.

Порівняння характеристик активного тепловиділення при роботі двигуна з добавкою і без добавки водневмісного газу, розрахованих за двома різними методиками наведено на Рис. 4 - 5.

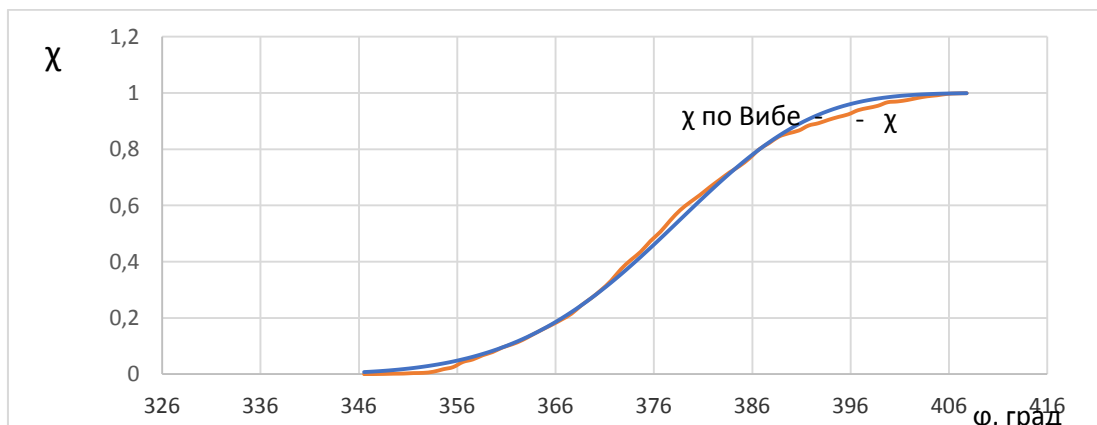


Рис. 4 Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна без добавки водневмісного газу

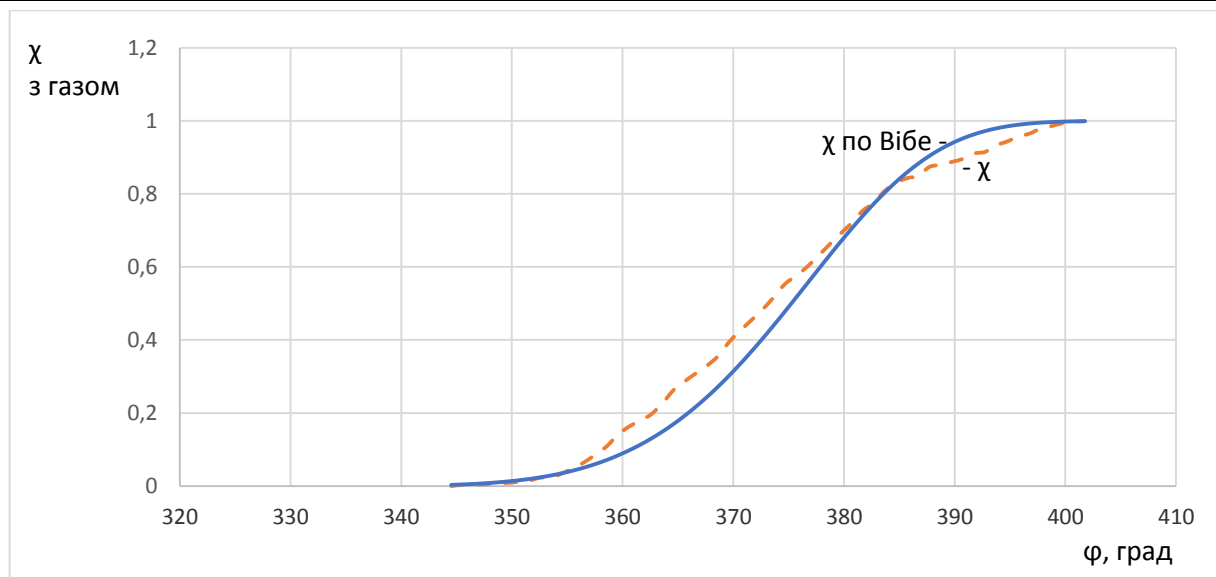


Рис. 5 Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна з добавкою водневмісного газу

Як видно з показаних на рис. 4 і 5 характеристик, результати розрахунку за обраною в дослідженні методикою і за методикою проф. Вібе І. І. є досить близькими. При роботі двигуна з добавкою водневмісного газу відхилення між характеристиками дещо вище, ніж за роботи без добавки, але характер кривих тепловиділення є подібним.

#### Висновки.

Уточнено методику розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи з добавкою водневмісного газу. Враховані зміни складу паливоповітряної суміші, які мають місце при добавці водневмісного газу. Отримані результати розрахунку робочого процесу підтверджують, що добавка водневмісного газу інтенсифікує процес згоряння в двигуні. Зокрема, при дослідженні робочого процесу двигуна MeM3–245 встановлено, що добавка газу  $H_2/O_2$  призводить до скорочення всіх фаз згоряння на 2 град. п.к.в. кожна. Для підтвердження достовірності результатів розрахунку характеристика активного тепловиділення визначена за двома методиками. Отримані результати є досить близькими між собою.

1. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. – Вип. 30.

2. Гутаревич Ю.Ф. Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 31.

3. Гутаревич Ю. Ф. Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність бензинового двигуна із системою впорскування / Ю. Ф. Гутаревич, М. П. Цюман, Є. В. Шуба // Politechnika Rzeszowska. Ignacego Lukaszewicza Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy. Seria: Transport. – 2014. – № 5. – С. 149 – 154.

4. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели расчета рабочего процесса. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.

5. Вібе І.І. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателей. / И.И. Вибе - М.: Свердловск, 1962. - 271 с.

6. Ефремов Б.Д., Черняк Б.Я. Математическая модель процесса тепловыделения в двигателях внутреннего сгорания // Труды МАДИ. – вып. 96. – 1974. – С. 45 - 50.

7. Максимов А.Л., Черняк Б.Я. Расчётная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // Труды МАДИ. – вып. 126. – 1976. – С. 74 - 81.

8. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 32.

9. Орлин А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Под редакцией Орлина А.С. и Круглова М.Г.// Теория поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1983. - 375 .

10. Woschni G. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor / G. Woschni, I. Fieger // MTZ. – 1981. – Vol. 42, № 6. – S. 229–234.

## REFERENCES

1. Hutarevych, Yu., Korpach, A., Shuba, Ye., Filonenko, O. & Samoilenko, I. (2014). Vplyv dodavannya sumishi vodnyu z kysnem na palyvnu ekonomichnist' i toksychnist' benzynovoho dvyhuna v rezhymy kholostoho khodu. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*. Vol. 30. Kyiv, NTU Publ.
2. Hutarevych, Yu. & Shuba, Ye. (2015). Vykorystannya dobavky vodnevnisnogo hazu do povitryanoho zaryadu dlya pokrashchennya pokaznykiv dvyhuniv z karbyuratornoyu systemoyu zhyvlennya v rezhymakh kholostoho khodu. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*. Vol. 31. Kyiv, NTU Publ.
3. Hutarevych, Yu., Tsyuman, M. & Shuba, Ye. (2014). *Vplyv dobavky vodnevnisnogo hazu do povitryanoho zaryadu na palyvnu ekonomichnist' benzynovoho dvyhuna iz systemoyu vprorskuvannya*. Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria: Transport. No. 5. Pp. 149 – 154.
4. Ivaschenko, N. & Kavtaradze, R. (1997). *Mnogozonnyie modeli rascheta rabocheho protsessa*. MGTU im. N.E. Baumana Publ.
5. Vibe, I. (1962). *Novoe o rabochem tsikle dvigateley. Skorost sgoraniya i rabochiy tsikl dvigateley*. Moscow, Sverdlovsk, 271 p.
6. Efremov, B. & Chernyak, B. (1974). Matematicheskaya model protsessa teplovyideleniya v dvigatelyah vnutrennego sgoraniya. *Trudy MADI*. Vol. 96. Pp. 45-50.
7. Maksimov, A. & Chernyak, B. (1976). Raschyotnaya model deystvitelnogo tsikla dvigatelya vnutrennego sgoraniya. *Trudy MADI*. Vol. 126. Pp. 74 - 81.
8. Gutarevich, Yu. & Shuba, Ye. (2015). Vplyv dobavki vodnevnisnogo gazu na sklad palivopovitryanoi sumishi benzinovogo dvyhuna. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. Vol. 32. Kyiv, NTU Publ.
9. Orlin, A. e. a. (1983). *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnyih i kombinirovannyih dvigateley*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 375 p.
10. Woschni, G. & Fieger, I. (1981). Experimentelle Bestimmung des ortlich gemittelten Wärmeübergangs Koeffizienten im Ottomotor. *MTZ*. Vol. 42, no. 6. pp. 229–234.

**Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В. Уточнение методики расчета рабочего процесса бензинового двигателя при работе в режиме малых нагрузок с добавкой водородсодержащего газа.**

В статье рассмотрена методика расчета рабочего процесса бензинового двигателя, которая с внесением некоторых изменений позволяет рассчитать процесс сгорания при использовании добавки водородсодержащего газа  $H_2/O_2$ . Расчет проведен с использованием индикаторных диаграмм полученных при испытании двигателя MeMЗ - 245. Показаны результаты расчета, подтверждающие то, что добавка газа  $H_2/O_2$  сокращает продолжительность сгорания в двигателе.

**Ключевые слова:** водородсодержащий газ, рабочий процесс, процесс сгорания, математическая модель, бензиновый двигатель.

**Yu. Gutarevich, Ye. Shuba. Refinement of methodology for calculating the working process of the petrol engine when operating at low loads with the addition of a hydrogen-containing gas.**

The article describes the method of calculation of the working process of the petrol engine, which with some changes allows us to calculate the combustion process by using additives hydrogen-containing gas of  $H_2/O_2$ . The calculation was performed using the indicator diagrams obtained during the test engine MeMZ - 245. The results of the calculation of confirming that the additive gas  $H_2/O_2$  reduces the duration of combustion. engine.

**Keywords:** hydrogen-containing gas, working process, combustion process, a mathematical model, the gasoline engine.

### АВТОРИ:

**ГУТАРЕВИЧ Юрій Феодосійович**, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідуючий кафедрою “Двигуни і теплотехніка”, e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com

**ШУБА Євгеній Васильович**, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Двигуни і теплотехніка», e-mail: [shuba90@i.ua](mailto:shuba90@i.ua)

### AUTHORS:

**Yurii GUTAREVICH**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com

**Yevhenii SHUBA**, Postgraduate student of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2015 р.