

ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.432.4

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.102.0.25

ПОРІВНЯННЯ ПОКАЗНИКІВ ГАЗООБМІНУ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ У ПРОЦЕСІ ЗОВНІШНЬОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ

Корогодський В. А.¹, Гогоренко О. А.², Лісовал А. А.³, Матиско О. О.¹,
Журавель О. А.¹¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова³Національний транспортний університет

Анотація. Перехід від зовнішнього до внутрішнього сумішоутворення потребує коригування організації процесів газообміну. Проведено експериментальні дослідження двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням з карбюратором та безпосереднім впорскуванням палива (БВП) для організації розширеного паливоповітряного заряду (РППЗ) та розширеного збідненого паливоповітряного заряду (РЗППЗ) за навантажувальною характеристикою ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$). Визначено емпіричні залежності зміни показників газообміну від навантаження: витрати продувочного та випускного каналів μ ; витоку продувочного повітря v ; залишкових газів γ ; надлишку продувочного повітря ϕ_0 ; наповнення η_v ; продувки ϕ ; використання продувочного повітря η_p ; к.к.д. продувки η_s . Визначено, що для зниження γ та збільшення η_p за РЗППЗ необхідно спрямовувати потоки продувочного повітря всередину камери згоряння способом встановлення додаткового продувочного каналу навпроти випускного вікна.

Ключові слова: двотактний двигун; паливоповітряний заряд; показники газообміну.

Вступ

Незважаючи на збільшення кількості випадків використання відновлюваних джерел енергії та автомобілів з електричним приводом, 2022 року збільшилась кількість випадків використання палива нафтового походження, що сприяло зростанню викидів CO_2 [1]. Водночас автомобільний бензин, а також біопаливні домішки, зокрема етанол, є одним з основних видів палива для транспортних засобів, на частку яких припадатиме до 32 % світового споживання в 2050 році [2].

Варто зазначити, що зберігається тенденція до використання двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з іскровим запалюванням та електродвигунів у гібридному приводі [3] автомобіля, що пояснюється загальним поєднанням покращення техніко-економічних та екологічних показників, а також більш прийнятною вартістю, як порівняти з дизельними двигунами [4].

Зниження витрати палива та зменшення кількості викидів не тільки шкідливих речовин з відпрацьованими газами в атмосферу [5] та в ґрунт [6], а й продуктів повного згоряння (CO_2) [7] на автомобільному транспорті можливе завдяки використанню гібридних приводів з електричною тягою на базі ДВЗ

[8], а також альтернативних їм. Тому також необхідно здійснювати дослідження щодо підвищення надійності тягових двигунів електромобілів [9], моделювати робочі процеси (РП) ДВЗ у поєднанні з пневмодвигуном [10] та експериментально їх доводити [11], оцінювати можливість їх встановлення як основну або допоміжну енергогенерувальну систему.

Аналіз публікацій

Аналіз робочих процесів ДВЗ з примусовим запалюванням демонструє, що для покращення техніко-економічних та екологічних показників доцільно застосовувати систему безпосереднього впорскування палива (БВП), яка дозволяє організувати внутрішнє сумішоутворення [12].

Ефективним способом скорочення шкідливих викидів з відпрацьованими газами на наземному та водному транспорті [13] є конвертація наявних ДВЗ на газові [14], спиртові [15] та інші альтернативні відновлювані види палив [16].

Одним з ефективних способів підвищення техніко-економічних [17] та екологічних показників [18] ДВЗ з іскровим запалюванням є застосування внутрішнього сумішоутворення [19] способом забезпечення БВП та

організація згоряння розширеного паливоповітряного заряду (РППЗ) [20].

Перспективним є застосування двотактних двигунів з іскровим запалюванням та БВП [21], які мають вищі питомі ефективні показники на режимах часткових навантажень, як порівняти з чотиритактними двигунами. Двотактні двигуни з іскровим запалюванням також мають більш високі питомі показники за масою та об'ємом [22], що сприяє розширенню їх застосування та зниженню собівартості виготовлення.

Отримано відносно високі техніко-економічні та екологічні показники двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням та БВП [23], порівнюючи з карбюраторною системою живлення й під час роботи на бензині [24]. Збільшення показників ДВЗ отримано способом організації взаємодії процесів газообміну [25], сумішоутворення [26] та згоряння РППЗ [27].

Однак для подальшого збільшення техніко-економічних та екологічних показників двотактного двигуна варто проаналізувати показники процесу газообміну за організації зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення. Порівняльний аналіз рівня показників газообміну дозволить визначити основні фактори та тенденції, які впливають на ефективність взаємодії процесів газообміну, сумішоутворення та згоряння, перебіг яких обумовлює рівень техніко-економічних та екологічних показників, що є актуальним.

Мета та постановка завдання

Метою досліджень є визначення способів

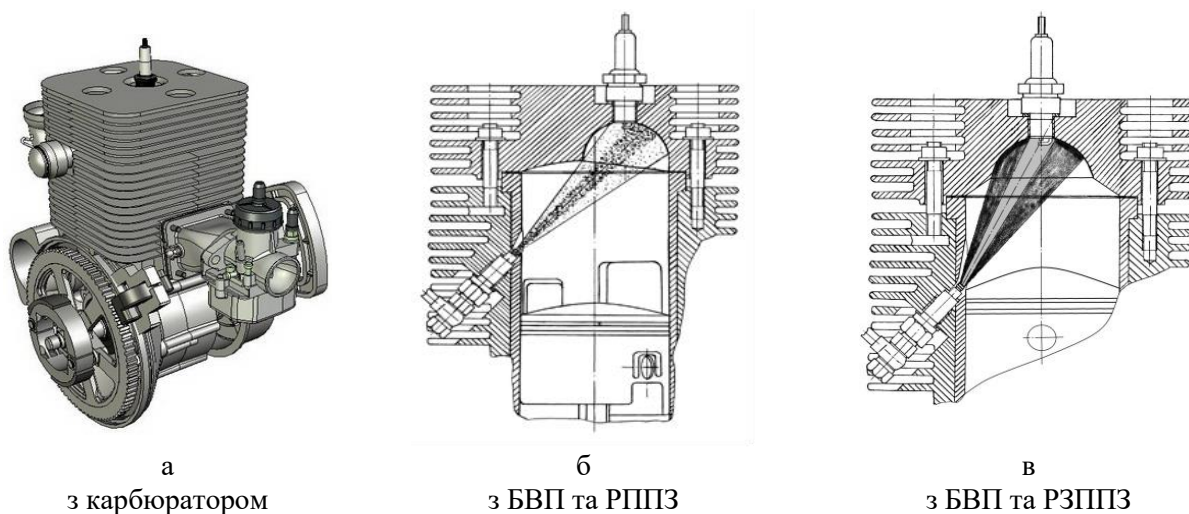


Рис. 1. Двотактний двигун 1Д 8,2/8,7 із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням

Досконалість процесів газообміну визначається такими інтегральними показниками:

покращення очищення циліндра від продуктів згоряння та збільшення наповнення його свіжим зарядом у разі застосування БВП й організації РППЗ з порівняння із зовнішнім сумішоутворенням на двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням.

Досягнення зазначеної мети передбачає вирішення таких завдань:

- проведення експериментальних досліджень;
- визначення та порівняльний аналіз значень показників газообміну за зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення у вигляді коефіцієнтів: витрати μ продувочного та випускного каналів у циліндрі; витоку ν продувочного повітря; залишкових газів γ ; надлишку продувочного повітря ϕ_0 ; наповнення η_v ; продувки ϕ ; використання продувочного повітря η_b та к.к.д. продувки η_s ;
- (3) побудова характеристик зміни показників газообміну за навантажувальною характеристикою ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$) та отримання емпіричних залежностей.

Викладення основного матеріалу

На двигуні 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення застосовували симетричну напівсферичну камеру згоряння з дійсним ступенем стиснення $\epsilon_d = 6$ (рис. 1, а). У випадку застосування БВП для організації РППЗ використовували зміщену до випускного вікна напівсферичну камеру згоряння, $\epsilon_d = 8,4$ (рис. 1, б). Для організації розширеного збідненого паливоповітряного заряду (РЗППЗ) застосовували симетричну напівсферичну камеру згоряння, $\epsilon_d = 11,3$ (рис. 1, в) [28].

коефіцієнт витоку продувочного повітря ν , коефіцієнт залишкових газів γ , коефіцієнт над-

лишку продувочного повітря ϕ_0 , коефіцієнт наповнення η_v , коефіцієнт продувки ϕ , коефіцієнт використання продувочного повітря η_b та к.к.д. продувки η_s [29].

Рівень значень показників газообміну безпосередньо залежить від способу організації процесів сумішоутворення, згоряння та конструктивних особливостей двигуна, що впливає на теплофізичні властивості робочого тіла (РТ), яке бере участь у РП.

Визначення коефіцієнта витрати μ продувочного та випускного каналів у циліндрі двотактного двигуна

Значний вплив на перебіг процесів газообміну має коефіцієнт витрати продувочного та випускного каналів, в яких розташовані впускні та випускні вікна. На кількість РТ, яке потрапляє до циліндра двотактного двигуна та РТ, що витікає з циліндра в процесах газообміну, впливають конструктивні особливості газоповітряного тракту. Водночас аеродинамічний опір у каналах та вікнах зменшує кількість газу, що протікає крізь нього. Досконалість газоповітряного тракту значною мірою впливає на ефективність перебігу процесів газообміну, а отже, і на рівень ефективних показників двигуна загалом.

До параметрів, які визначають аеродинамічну досконалість каналів, належить коефіцієнт витрати μ , який є співвідношенням дійсної кількості повітря G_d до теоретичної G_T [29]:

$$\mu = \frac{G_d}{G_m}, \quad (1)$$

де
$$G_d = \frac{V_r \cdot \rho'_1}{3,6}; \quad (2)$$

$$\rho'_1 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad (3)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_1 T_1}; \quad (4)$$

$$G_m = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} f_0 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (5)$$

де V_r – об'єм витрати газу; ρ'_1 – густина газів у розрахунковому прохідному перерізі вікна; f_0 – площа перерізу відкритого вікна; k – показник адіабати для газів; R – газова стала для газів; p_1 , T_1 , ρ_1 – тиск, температура та густина газів перед вікном; p_2 – тиск газів за вікном.

Дійсна витрата повітря G_d визначається крізь газоповітряний канал і вікно циліндра двотактного двигуна експериментальним спо-

собом за допомогою витратоміра газу, а теоретична витрата повітря – за величинами густини та температури повітря перед органами газорозподілу, за площею прохідного перетину й перепадом тиску на вікні.

Значення коефіцієнта витрати μ визначаються методом статичної продувки впускних і випускних вікон у циліндрі двотактного двигуна. За значеннями μ можна визначити та порівняти аеродинамічну ефективність газоповітряних трактів. Коефіцієнт витрати може бути використаний як параметр під час математичного моделювання процесів газообміну, отже, у процесі впуску та випуску під час визначення ефективного перетину вікон.

З цією метою на каф. ДВЗ НТУ «ХП» проведені експериментальні дослідження з визначення значень коефіцієнта витрати μ в продувочному та випускному каналах циліндра двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з кривошипно-камерною продувкою залежно від співвідносної площі (f_x/f_0) відчинення впускного й випускного вікон за наведеною схемою (рис. 2) [29].

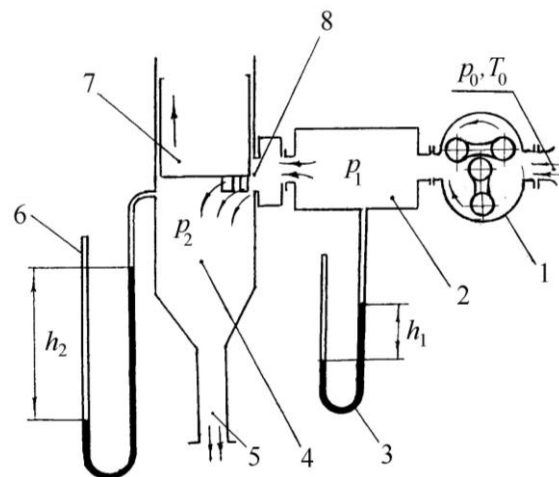


Рис. 2. Схема приладу для визначення значень коефіцієнта витрати μ продувочного та випускного каналів: 1 – витратомір; 2 – ресивер; 3, 6 – рідинні манометри; 4 – циліндр двигуна; 5 – підведення повітря до вакуум-насоса; 7 – поршень; 8 – продувні або випускні вікна

Для випускного каналу в робочому циліндрі проведені дослідження з визначенням значень μ під час прямої і зворотної продувки з циліндра до випускного каналу та з випускного каналу до циліндра (рис. 3). Також за допомогою експериментальних досліджень отримано залежності зміни усередненого

коефіцієнта витрати μ' , який визначався в продувному каналі під час прямої продувки у напрямку течії робочого тіла з кривошипної камери до циліндра та під час зворотної продувки – з циліндра до продувних каналів (рис. 3). Зворотній виток РТ з циліндра до продувного каналу пояснюється тим, що на початку відчинення продувочного вікна тиск у циліндрі вище, ніж в каналі, тому відбувається частковий закид продуктів згоряння до продувочного каналу.

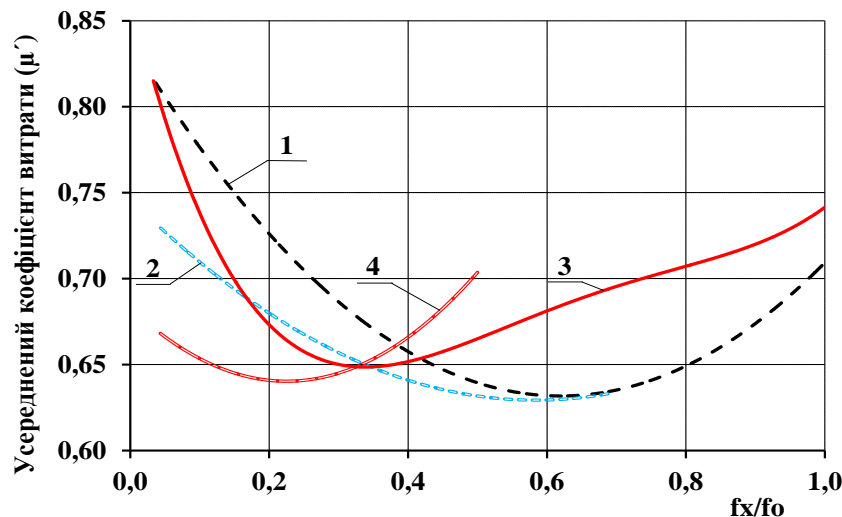


Рис. 3. Експериментальні значення усередненого коефіцієнта витрати μ' продувочного та випускного каналів: 1 – продувочне вікно – пряма продувка; 2 – продувочне вікно – зворотня продувка; 3 – випускне вікно – пряма продувка; 4 – випускне вікно – зворотня продувка

Визначені емпіричні залежності зміни значень усередненого коефіцієнта витрати випускного каналу в циліндрі під час прямої продувки ($\mu'_{\text{вип. прям. прод.}} = 1,7246 \cdot (f_x/f_o)^4 - 4,5838 \cdot (f_x/f_o)^3 + 4,4132 \cdot (f_x/f_o)^2 - 1,6789 \cdot (f_x/f_o) + 0,8663$ ($R^2 = 0,882$) та під час зворотної продувки ($\mu'_{\text{вип. зворот. прод.}} = 0,8395 \cdot (f_x/f_o)^2 - 0,3784 \cdot (f_x/f_o) + 0,683$ ($R^2 = 0,433$)).

Отримані емпіричні залежності коефіцієнта витрати μ' продувочного та випускного каналів можуть бути використані для моделювання процесів газообміну двигуна 1Д 8,2/8,7 для аналізу процесів течії РТ у газоповітряних каналах, що дозволяє більш достовірно визначити рівень показників газообміну двотактного двигуна.

Визначення значень коефіцієнта витоків у продувочного повітря

Кількість втрат продувочної паливоповітряної суміші в процесі газообміну двотактного двигуна можна визначити за допомогою коефіцієнта витоків [28]:

$$v = M_{\text{внт}} / M_s \quad (6)$$

На підставі отриманих значень μ визначені емпіричні залежності зміни значень усередненого коефіцієнта витрати продувочного каналу в циліндрі під час прямої продувки ($\mu'_{\text{випуск. прям. прод.}} = 0,536 \cdot (f_x/f_o)^2 - 0,6642 \cdot (f_x/f_o) + 0,8375$ зі ступенем апроксимації $R^2 = 0,708$) та під час зворотної продувки ($\mu'_{\text{випуск. зворот. прод.}} = 0,3198 \cdot (f_x/f_o)^2 - 0,3874 \cdot (f_x/f_o) + 0,7449$ ($R^2 = 0,497$)).

$$M_{\text{внт}} = M_s - M_{\text{свіж. зар. цил.}} \quad (7)$$

де $M_{\text{внт}}$ – маса свіжого заряду, яка витікла з робочої порожнини в процесі газообміну під час продування циліндра; M_s – маса свіжого заряду, що надійшла до робочої порожнини за період впуску та продувки; $M_{\text{свіж. зар. цил.}}$ – маса свіжого заряду, що залишилась у циліндрі.

Значення коефіцієнта витоків v дозволяє визначити рівень досконалості організації процесів газообміну під час продування циліндра та значення коефіцієнта наповнення.

Визначення значень коефіцієнта витоків v паливоповітряної суміші під час продування циліндра отримано в процесі експериментальних досліджень на двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7 під час аналізу проб відпрацьованих газів у випускній системі за вмістом у них частки кисню на режимах навантажувальної характеристики за $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 4) [30]. Значення коефіцієнта витоків v збільшуються від 0,1 до 0,26 у діапазоні навантажень від $p_e = 0,05 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,45 \text{ МПа}$. Ви-

значена емпірична залежність зміни значень коефіцієнта витоку від навантаження: $v = 0,3997p_e + 0,0801$ ($R^2 = 1$).

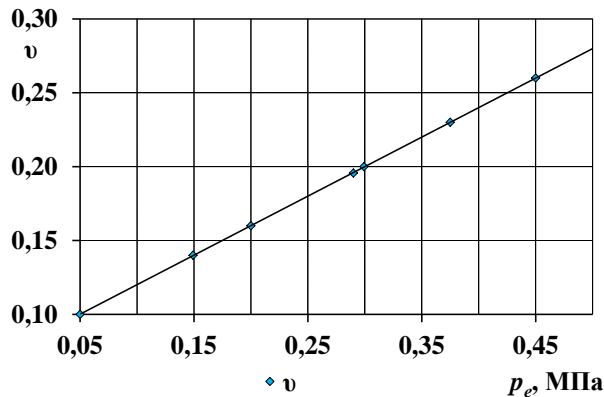


Рис. 4. Експериментальні значення коефіцієнта витоку v

Отримана емпірична залежність коефіцієнта витоку v дорівнює рівню відомих експериментальних даних [31].

Визначення значень коефіцієнта залишкових газів γ

Коефіцієнт залишкових газів визначає якість та досконалість перебігу процесів газообміну в ДВЗ. Для визначення значень коефіцієнта залишкових газів на двигуні 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення проводились експериментальні дослідження за навантажувальною характеристикою за $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$. Аналіз проб газів здійснювався під час відбору їх з циліндра на такті стиснення і з випускної системи двигуна газоаналізатором СТ300.02. Визначалися об'ємні частки газів O_2 , CO , CO_2 та C_mH_n . За отриманими значеннями об'ємних відсотків газових компонентів суміші визначалися значення коефіцієнта залишкових газів за залежністю

$$\gamma = \frac{1}{\frac{r_{CO}^{ex} + r_{CO_2}^{ex}}{r_{CO}^{cm} + r_{CO_2}^{cm}} - 1}, \quad (8)$$

де r_{CO}^{ex} – об'ємна частка CO в продуктах згоряння; $r_{CO_2}^{ex}$ – об'ємна частка CO_2 в продуктах згоряння; r_{CO}^{cm} – об'ємна частка CO наприкінці такту стиснення; $r_{CO_2}^{cm}$ – об'ємна частка CO_2 наприкінці такту стиснення.

Отримані експериментальні значення коефіцієнта залишкових газів γ змінюються в інтервалі від 0,24 до 0,17 з підвищенням навантаження від $p_e = 0,174$ МПа до $p_e = 0,45$ МПа (рис. 5). Визначена емпірична залежність зміни значень коефіцієнта γ в цьому діапазоні навантажень: $\gamma = -0,267p_e + 0,2833$, якщо $R^2 = 0,996$.

Результати експериментальних досліджень двигуна 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення демонструють, що зі збільшенням навантаження процес очищення циліндра від продуктів згоряння покращується, а значення коефіцієнта γ знижуються до 0,17.

Під час 3D-моделювання процесів газообміну двигуна з карбюраторною системою живлення отримані значення маси свіжого заряду та продуктів згоряння в циліндрі двигуна, які на 3 % відрізняються від експериментальних даних [25]. Під час 3D-моделювання процесів газообміну в двигуні зі зміщеною до випускного вікна напівсферичною камерою згоряння за БВП та РППЗ (рис. 16) значення γ змінюються від 0,15 до 0,13 у діапазоні навантажень від $p_e = 0,21$ МПа до $p_e = 0,45$ МПа (рис. 5).

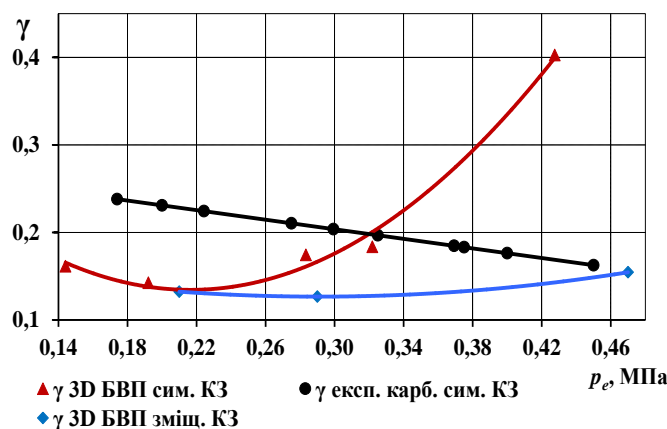


Рис. 5. Експериментальні та розрахункові значення коефіцієнта залишкових газів γ

Під час 3D-модельовання процесів газообміну в двигуні з симетричною напівсферичною камерою згоряння за БВП та РЗППЗ (рис. 1, в) значення γ змінюються від 0,16 до 0,13 у діапазоні навантажень від $p_e = 0,144$ МПа до $p_e = 0,21$ МПа (рис. 5). Збільшення навантаження до $p_e = 0,43$ МПа призводить до збільшення значень γ до 0,4.

Визначення значень коефіцієнтів надлишку продувочного повітря ϕ_0 та наповнення η_v під час зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення

Важливим показником досконалості організації процесу газообміну в двотактному двигуні є коефіцієнт надлишку продувочного повітря [29]:

$$\phi_0 = M_s / M_h \quad (9)$$

$$M_h = \rho_0 \cdot V_h \quad (10)$$

де M_h – маса потенційного заряду в робочому об'ємі V_h циліндра; ρ_0 – щільність повітря за умови тиску й температури довкілля.

Кількість свіжого заряду в робочому циліндрі визначалася об'ємним витратоміром газу, який облаштовано на впуску двигуна.

Досконалість організації процесів газообміну також визначається коефіцієнтом наповнення:

$$\eta_v = M_{\text{свіж.зар.цил}} / M_h \quad (11)$$

Маса заряду в циліндрі ($M_{\text{свіж.зар.цил}}$) двотактного двигуна визначається різницею між масою свіжого заряду, що надійшла на впуск (M_s), і масою втраченого заряду ($M_{\text{вт}}$) з надпоршневої порожнини крізь випускні органи газорозподілу до випускної системи:

$$M_{\text{свіж.зар.цил}} = M_s - M_{\text{вт}} \quad (12)$$

Значення коефіцієнта наповнення η_v двотактного двигуна також можна визначити за допомогою значень коефіцієнта надлишку продувочного повітря ϕ_0 та коефіцієнта витоку продувочного повітря ν :

$$\eta_v = \phi_0 (1 - \nu) \quad (13)$$

Аналіз значень коефіцієнтів продувочного повітря ϕ_0 й наповнення η_v на одноциліндровому двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7 у випадку зовнішнього сумішоутворення (застосування карбюраторної системи живлення) та за внутрішнього сумішоутворення (застосування БВП) здійснювали на режимах навантажувальної характеристики (рис. 6) за умови $n = 3000$ хв⁻¹.

За зовнішнього сумішоутворення в двигуні 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення кількість повітря, що пройшло крізь робочий циліндр під час роботи за навантажувальної характеристики ($n = 3000$ хв⁻¹), менше у всьому діапазоні навантажень щодо використання БВП насамперед через підвищений опір повітря на впуску, що створює дифузор у карбюраторі й прикриття дроселя під час зниження навантаження. Значення коефіцієнта надлишку продувочного повітря ϕ_0 зі збільшенням навантаження від $p_e = 0,174$ МПа до $p_e = 0,45$ МПа збільшується від 0,32 до 0,67 (рис. 6).

З підвищенням навантаження до $p_e = 0,45$ МПа значення η_v збільшують до 0,5, але з меншою інтенсивністю, ніж значення ϕ_0 , що зумовлюється типом зміни ν [30] (рис. 6).

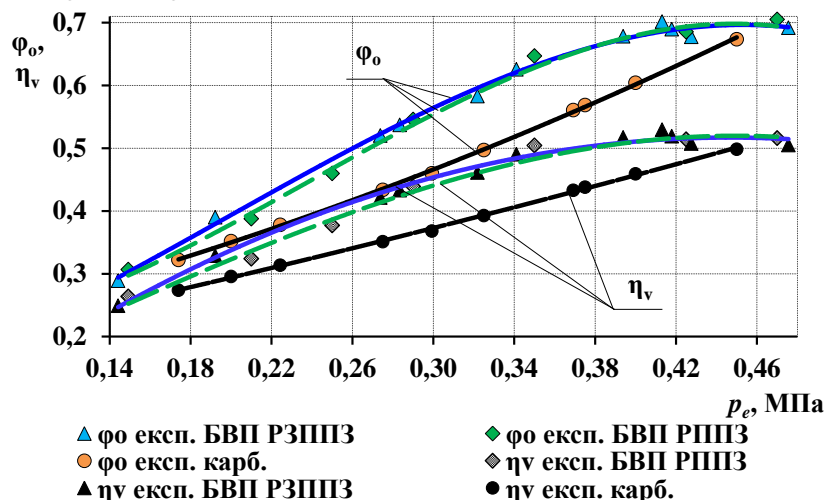


Рис. 6. Експериментальні значення коефіцієнта наповнення η_v та коефіцієнта надлишку продувочного повітря ϕ_0 двигуна з карбюратором, БВП з РЗППЗ та БВП та РЗППЗ

У двигуні з карбюраторною системою живлення використовується кількісне регулювання потужності, що забезпечується дроселюванням РТ, яке потрапляє на впуск. Так, у діапазоні середніх навантажень ($p_e = 0,3$ МПа) понад 16 %, порівнюючи з БВП і комбінованим регулюванням потужності, створюються умови для зниження значень коефіцієнтів ϕ_0 і η_v .

У двигуні з БВП за організації РППЗ та РЗППЗ максимальні значення коефіцієнтів $\phi_0 = 0,7$ та $\eta_v = 0,52$ є на одному рівні в діапазоні навантажень $p_e = 0,42-0,44$ МПа. У разі зниження навантаження значення ϕ_0 і η_v з РЗППЗ перевищують до 9 % значення з РППЗ (рис. 6), що обумовлено зниженням дроселювання РТ на впуску [32].

Загалом у процесі порівняння експериментальних значень ϕ_0 та η_v на двотактному бензиновому двигуні за зовнішнього й внутрішнього сумішоутворень можна визначити, що застосування внутрішнього сумішоутворення з БВП і комбінованим регулюванням потужності сприяє підвищенню цих показників.

Визначення значень коефіцієнта продувки ϕ , коефіцієнта використання продувочного повітря η_v та к.к.д. продувки η_s за зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення

Співвідношення кількості свіжого заряду в циліндрі (M_s) двигуна на впуску до кількості свіжого заряду, що залишився в циліндрі ($M_{\text{свіж. зар. цил}}$) після зачинення впускних та випускних вікон, визначається коефіцієнтом продувки [31]:

$$\phi = M_s / M_{\text{свіж. зар. цил}} \quad (14)$$

Величина, зворотна коефіцієнту продувки ϕ , що визначає частку потужності, яка використана на заповнення циліндра двигуна свіжим зарядом, від усієї потужності, яка витрачена на привід агрегатів подачі повітря, визначається коефіцієнтом використання продувочного повітря, тобто кількісним к.к.д. продувки

$$\eta_v = 1 / \phi \quad (15)$$

або з урахуванням коефіцієнтів η_v та ϕ_0 :

$$\eta_v = \eta_v / \phi_0 \quad (16)$$

Якість організації процесів газообміну у двотактному двигуні оцінюється значеннями кое-

фіцієнта залишкових газів γ та к.к.д. продувки η_s , що визначає ступінь очищення циліндра від відпрацьованих газів [33]:

$$\eta_s = M_{\text{свіж. зар. цил}} / (M_{\text{свіж. зар. цил}} + M_\gamma) = 1 / (1 + \gamma) \quad (17)$$

На підставі експериментальних досліджень процесів газообміну на двигуні 1Д 8,2/8,7 за зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення та організації РППЗ та РЗППЗ зі збільшенням навантаження до $p_e = 0,476$ МПа за навантажувальної характеристики ($n = 3000$ хв⁻¹) визначено лінійне підвищення значень коефіцієнта продувки ϕ від 1,16 до 1,37 та зниження значень використання продувочного повітря η_v від 0,86 до 0,73.

За даними експериментальних досліджень визначені емпіричні залежності зміни значень коефіцієнта продувки: $\phi = 0,6339 p_e + 1,0631$ ($R^2 = 0,998$) та коефіцієнта використання продувочного повітря: $\eta_v = -0,3997 p_e + 0,919$ ($R^2 = 1$) залежно від режимів роботи двигуна за навантажувальної характеристики ($n = 3000$ хв⁻¹) (рис. 7).

За умови незмінних конструктивних особливостей циліндра двигуна 1Д 8,2/8,7 (двоканальна система для забезпечення петльової продувки) зі зміною об'єму та форми напівсферичної камери згоряння, особливостей організації РП за зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення, а також з огляду на значення коефіцієнта γ визначені залежності зміни значень к.к.д. продувки η_s на режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000$ хв⁻¹) (рис. 7).

Найбільші значення к.к.д. продувки $\eta_s = 0,87-0,88$ визначено в інтервалі навантажень від $p_e = 0,21$ МПа до $p_e = 0,47$ МПа, що відповідає напівсферичній камері згоряння, яка зміщена до випускного вікна (рис. 16) (БВП за РППЗ).

Застосування напівсферичної симетричної камери згоряння меншого об'єму (рис. 1в) зі збільшенням навантаження до $p_e = 0,22$ МПа і збільшенням значень γ сприяє зниженню значень η_s з 0,875 до 0,71, якщо $p_e = 0,428$ МПа (БВП за РЗППЗ). Використання напівсферичної симетричної камери згоряння зі збільшенням об'єму (карбюраторна система живлення) та навантаження створює умови для поліпшення якості очищення циліндра від продуктів згоряння та зниження значень γ , що зумовлює збільшення значень η_s до 0,86, якщо $p_e = 0,45$ МПа.

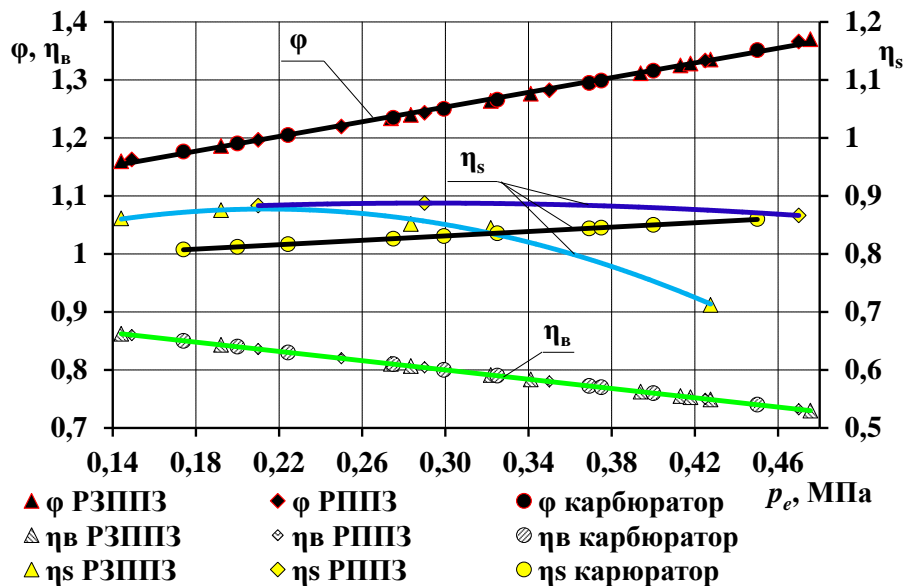


Рис. 7. Значення коефіцієнта продукції ϕ , коефіцієнта використання продувочного повітря η_v та к.к.д. продукції η_s двигуна з карбюратором, БВП з РППЗ та РЗППЗ

Висновки

Для покращення процесу очищення циліндра від продуктів згоряння та збільшення його наповнення свіжим зарядом в разі застосування системи живлення з безпосереднім впорскуванням палива й організації розширеного паливоповітряного заряду визначено способи, які ґрунтуються на експериментально-аналітичному методі досліджень. Отримані результати показників процесу газообміну порівнюються в процесі організації внутрішнього та зовнішнього сумішоутворення на двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням.

Проведені експериментальні дослідження двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням за зовнішнього (карбюраторна система живлення), внутрішнього сумішоутворення (система живлення з безпосереднім впорскуванням палива) й організації розширеного паливоповітряного (РППЗ) та розширеного збідненого паливоповітряного зарядів (РЗППЗ).

Визначені значення показників процесу газообміну за коефіцієнтами: витрати продувочного та випускного каналів (μ'); витоків продувочного повітря (v); залишкових газів (γ); надлишку продувочного повітря (ϕ_0); наповнення (η_v); продукції (ϕ); використання продувочного повітря (η_v); к.к.д. продукції (η_s).

За зовнішнього сумішоутворення $\gamma = 0,24$ – $0,17$, $\phi_0 = 0,32$ – $0,67$ ($p_e = 0,174$ – $0,45$ МПа), $\eta_v = 0,5$ на режимі максимального навантаження ($p_e = 0,45$ МПа). Застосування напівсфе-

ричної симетричної камери згоряння зі збільшенням об'єму та навантаження створює умови для зменшення γ та збільшення η_s до 0,86.

Значення γ за БВП та організації РППЗ змінюються від 0,15 до 0,13 ($p_e = 0,21$ – $0,45$ МПа), а за РЗППЗ $\gamma = 0,16$ – $0,13$ ($p_e = 0,144$ – $0,21$ МПа), збільшення навантаження до $p_e = 0,43$ МПа призводить до збільшення значень γ до 0,4. Для РППЗ та РЗППЗ максимальні значення $\phi_0 = 0,7$ та $\eta_v = 0,52$ ($p_e = 0,42$ – $0,44$ МПа). Зі зменшенням навантаження значення ϕ_0 та η_v за РЗППЗ перевищують значення до 9 %. Найбільші значення $\eta_s = 0,87$ – $0,88$ ($p_e = 0,21$ – $0,47$ МПа) відповідають РППЗ та напівсферичній камері згоряння, зміщеної до випускного вікна. Організація РЗППЗ та застосування напівсферичної симетричної камери згоряння меншого об'єму сприяє зменшенню η_s з 0,875 до 0,71.

За результатами експериментальних досліджень побудовані характеристики зміни показників газообміну за навантажувальною характеристикою ($n = 3000$ хв⁻¹) та отримані емпіричні залежності.

Аналіз процесу газообміну двотактного двигуна за зовнішнього та внутрішнього сумішоутворення з визначенням показників газообміну дозволяє стверджувати, що для покращення очищення циліндра від продуктів згоряння та збільшення наповнення його свіжим зарядом в разі застосування БВП та організації РЗППЗ потрібно спрямовувати потоки продувочного повітря всередину

камери згоряння для витіснення залишків продуктів згоряння свіжим зарядом.

Як практичні рекомендації щодо подальшого зниження значень коефіцієнта залишкових газів γ у циліндрі двотактного двигуна під час використання симетричної камери згоряння та застосування БВП й організації РЗППЗ пропонується використовувати додатковий продувочний канал з вікном у циліндрі, розташований навпроти випускного вікна.

Література

1. IEA, World Energy Outlook 2022. *International Energy Agency*, Paris. URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022> (дата звернення: 19.04.2023).
2. Main trend of biofuels Production in Ukraine / Panchuk, M. et al. *Transport Problems*. 2017. No. 12 (4). P. 95–103, doi: 10.20858/tp.2017.12.4.2.
3. Liu W. Introduction to Hybrid Vehicle System Modeling and Control. *John Wiley & Sons Ltd*. 2017. 704 p. doi: <https://doi.org/10.1002/9781119278924.ch6>.
4. Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines / Kryshtopa, S. et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2018. No. 4. (8 (94)). P. 6–13, doi: 10.15587/1729-4061.2018.1393581.
5. Polivyanchuk, A., Gritsuk, I., Skuridina, E. Improving the accuracy of the gravimetric method for control particulate matter in diesel exhaust. New stages of development of modern science in Ukraine and EU countries. *Baltija Publishing*, 2019. P. 223–244. doi: <https://doi.org/10.30525/978-9934-588-15-0-59>.
6. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil / Kryshtopa, S. et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019. No. 4 (10 (100)). P. 44–51. doi: 10.15587/1729-4061.2019.175892.
7. The Automotive CO₂ Emissions Challenge. 2020 Regulatory Scenario for Passenger Cars / Aren, F. et al. *Arthur D. Little*, Rome. URL: https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL_AMG_2014_Automotive_CO2_Emissions_Challenge.pdf (дата звернення: 19.04.2023).
8. Rossi, Claudio, Davide Pontara, Carlo Falcomer, Marco Bertoldi, and Riccardo Mandrioli. A Hybrid-Electric Driveline for Agricultural Tractors Based on an e-CVT Power-Split Transmission. *Energies*, 2021. No. 14(21). 6912. doi: <https://doi.org/10.3390/en14216912>.
9. Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors / Migal V. et al. *Journal of Vibration and Control*, 2021. No. 27(9-10). P. 1123–1131, doi: <https://doi.org/10.1177/1077546320937634>.
10. Mathematical Modelling of Operating Processes in the Pneumatic Engine of the Car / Leontiev, D. N. et al. *SAE Technical Paper* 2020-01-2222. 2020, doi: <https://doi.org/10.4271/2020-01-2222>.
11. Feasibility of Heating the Air in a Hybrid Pneumatic Engine for a Compact Vehicle / Leontiev PhD, D. et al. *SAE Technical Paper* 2021-01-1246, 2021. doi: <https://doi.org/10.4271/2021-01-1246>.
12. Spicher, U., Heidenreich T. Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines [Text]. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). *New Delhi, India*. 2010. P. 20–44.
13. Efficiency of production of motor biofuels for water and land transport / Panchuk, M. *Nase More*. 2019. No. 66(3). P. 6–12. doi: 10.17818/NM/2019/3.8.
14. Composition and energy value research of pyrolyse gases / Kryshtopa, S. et al. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. No. 628(1), 012008, doi: 10.1088/1755-1315/628/1/012008.
15. Experimental research on diesel engine working on a mixture of diesel fuel and fusel oils / Kryshtopa, S. et al. *Transport Problems*. 2017. No. 12(2). P. 53–63. doi: 10.20858/tp.2017.12.2.6.
16. Panchuk, M., Kryshtopa, S., Panchuk, A. Innovative Technologies for the Creation of a New Sustainable, Environmentally Neutral Energy Production in Ukraine. *International Conference on Decision Aid Sciences and Application, DASA 2020*, 2020. No. 9317165. P. 732–737. doi: <https://doi.org/10.1109/DASA51403.2020.9317165>.
17. Perspectives for developing and using the torrefaction technology in Ukraine / Panchuk, M. et al. *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 2019. No. 20(2). P. 113–134. doi: <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2019.026643>.
18. Environmental Aspects of the Production and Use of Biofuels in Transport / Panchuk, M. et al. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2020. No. 124. P. 115–168. doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-42323-0_3.
19. Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial / R. van Basshuysen (Hrsg.). Wiesbaden (Deutschland): *Springer Vieweg*, 2013. 465 p. doi: <https://www.springer.com/gp/book/9783658122140>.
20. Merker, G. P., Schwarz Ch., Teichmann R. (Hrsg.). *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. *Vieweg+Teubner Verlag*: Wiesbaden (Deutschland). 2012. 795 p.
21. Zhang, Y., Zhao H. Lean boost CAI combustion in a 2-stroke pop-pet valve GDI engine [Text]. *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions: International Conference from the Institution of Mechanical Engi-*

- neers, London. 27–28 November, 2013. London: *IMechE*, 2013. P. 169–177.
22. Alturki W. Four-Stroke and Two-Stroke Marine Engines Comparison and Application. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2017. No. 7(4 (3)). P. 49–56.
 23. Корогодський В. А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою. *Вісник ХНАДУ*. 2020. Вип. 90. С. 80–94. doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.80>.
 24. Influence of the stratified fuel-air charge pattern on economic and environmental indicators of a two-stroke engine with spark ignition / Korohodskiy, V. et al. *AIP Conf. Proc.: Transport, Ecology – Sustainable Development EKO Varna*, 2021. No. 2439 (2021) 020011. doi: <https://doi.org/10.1063/5.0068466>.
 25. Korohodskiy, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. No. 1 (5 (79)). P. 4–12. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59789>.
 26. Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal mixture formation / Korohodskiy, V. et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020. No. 2(5 (104)). P. 39–52. doi: 10.15587/1729-4061.2020.200766.
 27. Корогодський В. А. Порівняння показників згоряння двотактного двигуна з карбюратором та безпосереднім впорскуванням палива. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2021. №1. С. 35–44. doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.1.05>
 28. Determining the criteria and the degree of the stratification of the air-fuel charge in a cylinder of a spark-ignition engine during injecting fuel / Korohodskiy, V. et al. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2020. No. 977 012002. doi: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/977/1/012002>.
 29. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник. Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. 488 с.
 30. Експериментальне визначення коефіцієнта витоку робочого тіла при продувці циліндра у двотактному двигуні з іскровим запалюванням / Корогодський та ін. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*. 2010. Вип. 112. С. 203–208.
 31. Heywood J. B., Sher E. The Two-Stroke Cycle Engine: its Development, Operation, and Design. New York (USA): *Society of Automotive Engineers Inc.*, 1999. 451 p.
 32. Корогодський В. А. Оцінка коефіцієнтів продувочного повітря й наповнення двотактного бензинового двигуна з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням: матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету, квітень 2021 р. Харків: Видавництво Іванченка І.С., 2021. С. 213–217. doi: [10.13140/RG.2.2.36574.15681](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.36574.15681).
 33. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. *McGraw-Hill Education*, New York, 2018. 1056 p.

References

1. IEA, World Energy Outlook 2022. *International Energy Agency*, Paris. URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022> (дата звернення: 19.04.2023).
2. Main trend of biofuels Production in Ukraine / Panchuk, M. et al. *Transport Problems*. 2017. No. 12 (4). P. 95–103, doi: 10.20858/tp.2017.12.4.2.
3. Liu W. Introduction to Hybrid Vehicle System Modeling and Control. *John Wiley & Sons Ltd*. 2017. 704 p. doi: <https://doi.org/10.1002/9781119278924.ch6>.
4. Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines / Kryshchtopa, S. et al. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2018. No. 4. (8 (94)). P. 6–13, doi: 10.15587/1729-4061.2018.1393581.
5. Polivyanchuk, A., Gritsuk, I., Skuridina, E. Improving the accuracy of the gravimetric method for control particulate matter in diesel exhaust. New stages of development of modern science in Ukraine and EU countries. *Baltija Publishing*, 2019. P. 223–244. doi: <https://doi.org/10.30525/978-9934-588-15-0-59>.
6. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil / Kryshchtopa, S. et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019. No. 4 (10 (100)). P. 44–51. doi: 10.15587/1729-4061.2019.175892.
7. The Automotive CO₂ Emissions Challenge. 2020 Regulatory Scenario for Passenger Cars / Aren, F. et al. *Arthur D. Little*, Rome. URL: https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL_AMG_2014_Automotive_CO2_Emissions_Challenge.pdf (дата звернення: 19.04.2023).
8. Rossi, Claudio, Davide Pontara, Carlo Falcomer, Marco Bertoldi, and Riccardo Mandrioli. A Hybrid–Electric Driveline for Agricultural Tractors Based on an e-CVT Power-Split Transmission. *Energies*, 2021. No. 14(21). 6912. <https://doi.org/10.3390/en14216912>.
9. Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors / Migal V. et al. *Journal of Vibration and Control*, 2021. No. 27(9-10). P. 1123–1131, doi: <https://doi.org/10.1177/1077546320937634>.
10. Mathematical Modelling of Operating Processes in the Pneumatic Engine of the Car / Leontiev, D. N. et al. *SAE Technical Paper 2020-01-2222*. 2020, doi: <https://doi.org/10.4271/2020-01-2222>.

11. Feasibility of Heating the Air in a Hybrid Pneumatic Engine for a Compact Vehicle / Leontiev PhD, D. et al. *SAE Technical Paper* 2021-01-1246, 2021. doi: <https://doi.org/10.4271/2021-01-1246>.
12. Spicher, U., Heidenreich T. Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines [Text]. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). *New Delhi, India*. 2010. P. 20–44.
13. Efficiency of production of motor biofuels for water and land transport / Panchuk, M. et al. *Nase More*. 2019. No. 66(3). P. 6–12. doi: 10.17818/NM/2019/3.8.
14. Composition and energy value research of pyrolyse gases / Kryshchtopa, S. et al. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. No. 628(1), 012008, doi: 10.1088/1755-1315/628/1/012008.
15. Experimental research on diesel engine working on a mixture of diesel fuel and fusel oils / Kryshchtopa, S. et al. *Transport Problems*. 2017. No. 12(2). P. 53–63. doi: 10.20858/tp.2017.12.2.6.
16. Panchuk, M., Kryshchtopa, S., Panchuk, A. Innovative Technologies for the Creation of a New Sustainable, Environmentally Neutral Energy Production in Ukraine. *International Conference on Decision Aid Sciences and Application, DASA 2020*, 2020. No. 9317165. P. 732–737. doi: <https://doi.org/10.1109/DASA51403.2020.9317165>.
17. Perspectives for developing and using the torrefaction technology in Ukraine / Panchuk, M. et al. *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 2019. No. 20(2). P. 113–134. doi: <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2019.026643>.
18. Environmental Aspects of the Production and Use of Biofuels in Transport / Panchuk, M. et al. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2020. No. 124. P. 115–168. doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-42323-0_3.
19. Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial / R. van Basshuysen (Hrsg.). Wiesbaden (Deutschland): *Springer Vieweg*, 2013. 465 p. doi: <https://www.springer.com/gp/book/9783658122140>.
20. Merker, G. P., Schwarz Ch., Teichmann R. (Hrsg.). *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden (Deutschland). 2012. 795 p.
21. Zhang, Y., Zhao H. Lean boost CAI combustion in a 2-stroke pop-pet valve GDI engine [Text]. *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions: International Conference from the Institution of Mechanical Engineers*, London. 27–28 November, 2013. London: *IMEchE*, 2013. P. 169–177.
22. Alturki W. Four-Stroke and Two-Stroke Marine Engines Comparison and Application. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2017. No. 7(4 (3)). P. 49–56.
23. Корогодський В. А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою. *Вісник ХНАДУ*. 2020. Вип. 90. С. 80–94. doi: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.80>.
24. Influence of the stratified fuel-air charge pattern on economic and environmental indicators of a two-stroke engine with spark ignition / Korohodskyi, V. et al. *AIP Conf. Proc.: Transport, Ecology – Sustainable Development EKO Varna*, 2021. No. 2439 (2021) 020011. doi: <https://doi.org/10.1063/5.0068466>.
25. Korohodskyi, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. No. 1 (5 (79)). P. 4–12. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59789>.
26. Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal mixture formation / Korohodskyi, V. et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020. No. 2(5 (104)). P. 39–52. doi: 10.15587/1729-4061.2020.200766.
27. Корогодський В. А. Порівняння показників згоряння двотактного двигуна з карбюратором та безпосереднім впорскуванням палива. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2021. №1. С. 35–44. doi: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.1.05>.
28. Determining the criteria and the degree of the stratification of the air-fuel charge in a cylinder of a spark-ignition engine during injecting fuel / Korohodskyi, V. et al. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2020. No. 977 012002. doi: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/977/1/012002>.
29. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник. Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. 488 с.
30. Експериментальне визначення коефіцієнта витоку робочого тіла при продувці циліндра у двотактному двигуні з іскровим запалюванням / Корогодський та ін. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*. 2010. Вип. 112. С. 203–208.
31. Heywood J. B., Sher E. *The Two-Stroke Cycle Engine: its Development, Operation, and Design*. New York (USA): *Society of Automotive Engineers Inc.*, 1999. 451 p.
32. Корогодський В. А. Оцінка коефіцієнтів продувочного повітря й наповнення двотактного бензинового двигуна з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням: матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національ-

ного морського університету, квітень 2021 р. Харків: Видавництво Іванченка І.С., 2021. С. 213–217. doi: [10.13140 / RG.2.2.36574.15681](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.36574.15681).

33. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education, New York, 2018. 1056 p.

Корогодський Володимир Анатолійович¹, д.т.н., професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, тел. +38(066)-229-60-67, e-mail: korohodskiy@khadi.kharkov.ua,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна,

Матиско Олексій Олександрович¹, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, тел. +38(093)-027-95-25, e-mail: nebitnekrashen2017@gmail.com,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна,

Журавель Олег Анатолійович¹, студент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, тел. +38(066)7342209, e-mail: Oleg3380@ukr.net,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна,

Гогоренко Олексій Анатолійович², к.т.н., завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, тел. +38(097)4666662, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com,

²Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, пр-т. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54007, Україна,

Лісовал Анатолій Анатолійович³, д.т.н., професор кафедри двигунів і теплотехніки, тел. +38(098)8222541, e-mail: li-dvz@bigmir.net,

³Національний транспортний університет, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна.

Definition and evaluation of the gas exchange process of a two-stroke engine with external and internal mixture formation

Abstract. Problem. The transition from external to internal mixture formation requires adjusting the organization of gas exchange processes. The subject of the research is the gas exchange indicators of the ID 8.2/8.7 engine with spark ignition with a carburetor and direct fuel injection (DFI) for the organization of stratified fuel-air charge (SFAC) and stratified weak fuel-air charge (SWFAC). **Goal.** The purpose of research is to determine ways to improve cylinder cleaning from combustion products and increasing its filling with fresh charge at DFI. **Methodology:** the following methods were used to conduct a study of the engine according to the load characteristic ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$) and determine the gas exchange indicators by the coefficients: consumption μ of the purge and exhaust channels; purge air leakage v ; residual gases γ ; excess purge air ϕ_o ; filling η_v ; purging ϕ ; use of purge air η_e ; k.k.d. purge η_s . **Originality.**

The empirical dependences of changes in gas exchange indicators: μ , v , γ , ϕ , η_v on the load were determined. **Results.** With a carburetor power system $\gamma = 0.24\text{--}0.17$, $\phi_o = 0.32\text{--}0.67$ ($b_{mep} = 0.174\text{--}0.45 \text{ MPa}$). At the maximum load ($b_{mep} = 0.45 \text{ MPa}$) $\eta_v = 0.5$. The use of a hemispherical symmetric combustion chamber with an increase in volume and load creates conditions for reducing γ and increasing η_s to 0.86. With DFI and the organization of the SFAC $\gamma = 0.15\text{--}0.13$ ($b_{mep} = 0.21\text{--}0.45 \text{ MPa}$), SWFAC $\gamma = 0.16\text{--}0.13$ ($b_{mep} = 0.144\text{--}0.21 \text{ MPa}$), $\gamma = 0.4$ ($b_{mep} = 0.43 \text{ MPa}$). In the case of SFAC and SWFAC, the maximum values of $\phi_o = 0.7$ and $\eta_v = 0.52$ ($b_{mep} = 0.42\text{--}0.44 \text{ MPa}$). As the load decreases, the values of ϕ_o and η_v from the SWFAC exceed the values from the SFAC by up to 9 %. The largest values of $\eta_s = 0.87\text{--}0.88$ ($b_{mep} = 0.21\text{--}0.47 \text{ MPa}$) correspond to the SFAC and the hemispherical combustion chamber shifted to the exhaust window. The organization of SWFAC in a hemispherical symmetric combustion chamber of smaller volume contributes to the reduction of η_s from 0.875 to 0.71. **Practical value.** In order to reduce γ and increase η_v at SWFAC, it is necessary to direct the flow of purge air inside the combustion chamber by installing an additional purge channel opposite the exhaust window.

Keywords: two-stroke engine; fuel-air charge; indicators of gas exchange.

Korohodskiy Volodymyr¹, Doct. Sc. (Tech.), Professor of the Department of Internal Combustion Engines, Phone: +38(066)-229-60-67,

e-mail: korohodskiy@khadi.kharkov.ua,
¹Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkov, 61002, Ukraine,

Matysko Olexsii¹, graduate student of the Department of Internal Combustion Engines, Phone: +38(093)-027-95-25,

e-mail: nebitnekrashen2017@gmail.com,
¹Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkov, 61002, Ukraine,

Zhuravel Oleg¹, student of the Department of Internal Combustion Engines, Phone: +38(066)7342209, e-mail: Oleg3380@ukr.net,

¹Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkov, 61002, Ukraine,

Gogorenko Olexsiy², Ph.D., Head of the Internal Combustion Engines, Plants and Technical Maintenance Department, Phone: +38(097)4666662, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com,

²Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Heroiv Ukrainy Ave., 9, Mykolaiv, 54007, Ukraine,

Lisoval Anatolii³, Doct. Sc. (Tech.), Professor of the Department of Engines and Heat Engineering, Phone: +38(098)8222541, e-mail: li-dvz@bigmir.net,

³National University of Transport, str. M. Omelyanovycha-Pavlenka, 1, Kyiv, 01010, Ukraine.