

## ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА И ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

И.В. Грицук, Д.С. Погорлецкий, Д.С. Адров, А.В. Билай

В статье рассматриваются особенности метода исследования топливной экономичности и экологических показателей транспортных средств с двигателями, переоборудованными для работы на газовом топливе, которые оснащены системой тепловой подготовки на основе теплового аккумулятора фазового перехода, в основу которого положена реализацию системного взаимодействия трех взаимосвязанных ее составляющих: информационной, аналитической и энергетической. Представлено принципиальную схему системы тепловой подготовки и информационную систему оценивания способов обеспечения тепловой подготовки транспортных средств в условиях эксплуатации с помощью системы тепловой подготовки на основе бортового комплекса (Intelligent transportation system). Особенность предложенной системы заключается в том, что подсистемы создают совместное информационное поле системы мониторинга параметров транспортного средства с системой тепловой подготовки, но действуют отдельно друг от друга, исходя из особенностей задач, которые они выполняют. Усовершенствован метод определения и расчета расхода топлива и выбросов вредных веществ в отработанных газах транспортных средств с двигателями, переоборудованными для работы на газовом топливе, оснащенных тепловым аккумулятором фазового перехода в процессах предпусковой и послепусковой тепловой подготовки на основе выбранной модели системы «Двигатель-нейтрализатор». Для обеспечения тепловой подготовки транспортных средств с двигателями, переоборудованными для работы на газовом топливе, оборудованных системой тепловой подготовки на основе теплового аккумулятора фазового перехода, разработан цикл тепловой подготовки в условиях эксплуатации. Установлено влияние системы тепловой подготовки с тепловым аккумулятором фазового перехода транспортного средства с двигателем, переоборудованным для работы на газовом топливе, на показатели топливной экономичности и экологические показатели в процессах предпускового и послепускового прогрева.

**Ключевые слова:** тепловая подготовка; тепловой аккумулятор, транспортный двигатель, расход топлива.

УДК 621.43.053

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.05

В.А. Корогодський

## ПОРІВНЯННЯ ПОКАЗНИКІВ ЗГОРЯННЯ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА З КАРБЮРАТОРОМ ТА БЕЗПОСЕРЕДНІМ ВПОРСКУВАННЯМ ПАЛИВА

Предметом дослідження в статті є показники процесу згоряння двотактного двигуна 1Д 8,7/8,2 з іскровим запалюванням при використанні карбюраторної системи живлення (зовнішнє сумішоутворення) і системи безпосереднього впорскування палива, що забезпечує організацію розширеного паливовітряного заряду (РППЗ) і розширеного збідненого паливовітряного заряду (РЗППЗ) (внутрішнє сумішоутворення), які дозволяють оцінити характер протікання процесу згоряння. Метою досліджень є визначення характеру зміни показників згоряння двигуна при зовнішньому та внутрішньому сумішоутворенні й організації робочого процесу з РППЗ та РЗППЗ на режимах навантажувальної характеристики ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Завдання: провести експериментальні дослідження, одержати індикаторні діаграми; визначити за усередненими індикаторними діаграмами показники згоряння: індикаторний ККД ( $\eta_i$ ), максимальний тиск згоряння ( $p_z$ ), ступінь підвищення тиску ( $\lambda$ ), ступінь попереднього розширення ( $\rho$ ), ступінь подальшого розширення ( $\delta$ ), показник характеру згоряння ( $t$ ), максимальну швидкість тепловиділення ( $dx/d\tau_{\text{max}}$ ), тривалість згоряння від ВМТ до точки Z ( $\varphi_z$ ), загальну тривалість згоряння ( $d\varphi_z$ ); побудувати характеристики зміни показників згоряння та отримати емпіричні залежності від навантаження двигуна. Використовується експериментально-аналітичний метод досліджень, який передбачає визначення характеру та аналіз перебігу процесу згоряння за показниками згоряння, які встановлено за експериментальними індикаторними діаграмами. Отримані результати. Застосування внутрішнього сумішоутворення та організація згоряння РЗППЗ й РППЗ дозволили отримати значення  $\eta_i$  більше ніж при зовнішньому сумішоутворенні на всіх режимах навантажувальної характеристики. Максимальне значення  $\eta_i$  для РЗППЗ складає 0,5 при навантаженні  $p_e = 0,2 \text{ МПа}$ , для РППЗ – 0,44 при  $p_e = 0,25 \text{ МПа}$  та 0,3 при  $p_e = 0,36 \text{ МПа}$  для двигуна з карбюратором. Максимальний тиск згоряння  $p_z$  вище до 11 % при організації РЗППЗ (ступінь підвищення тиску  $\lambda$  знижена на 26 %) та на 20-22 % вище ніж при організації РППЗ (значення  $\lambda$  знижено на 31 %). Підвищення ступеня стиснення  $\epsilon$  на 26,4 % та зниження ступеня попереднього розширення  $\rho$  при РЗППЗ в порівнянні з РППЗ дозволило підвищити ступінь подальшого розширення  $\delta$  в середньому на 30 % й на 43 % в порівнянні з карбюраторною системою живлення. При організації РЗППЗ значення показника характеру згоряння  $t$  вище в середньому в 1,4 рази, ніж у двигуна з карбюратором та в 1,45 рази вище щодо організації РППЗ, при якій максимальна швидкість тепловиділення  $dx/d\tau_{\text{max}}$  вище до 40 %, ніж в двигуні з карбюратором. Організації РЗППЗ дозволила скоротити тривалість згоряння на 39 % щодо зовнішнього сумішоутворення та на 36 % щодо організації РППЗ. Висновки. Наукова новизна отриманих результатів полягає в отриманні даних та емпіричних залежностей показників процесу згоряння двигуна 1Д 8,7/8,2 при зовнішньому та внутрішньому сумішоутворенні з організацією РППЗ і РЗППЗ на режимах навантажувальної характеристики ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Встановлено, що кращі техніко-економічні та екологічні показники відповідають організації внутрішнього сумішоутворення з РЗППЗ.

**Ключові слова:** двигун з іскровим запалюванням; розширений паливовітряний заряд; показники згоряння.

**Вступ.** Основним типом двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які випускаються промисловою є бензинові двигуни з іскровим запалюванням, що складає близько 70 % від ДВЗ, що виробляються. Сучасні вимоги щодо ДВЗ з іскровим запалюванням потребують більш раціонального використання вуглеводневого палива, яке є основним джерелом енергії.

Для зниження витрати палива доцільно застосувати у двигунах з іскровим запалюванням внутрішнє сумішоутворення [1] шляхом використання безпосереднього впорскування палива (БВП) [2]. Організація внутрішнього сумішоутворення при БВП дозволяє збільшити паливоповітряний заряд (ППЗ) у надпоршневого об'єму та забезпечити підвищення паливної економічності [3]. При цьому забезпечення ефективного згоряння збільшеного ППЗ дозволяє скоротити викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) в навколишнє середовище [4–7]. Зменшення кількості палива, що бере участь при згорянні також забезпечує зниження продуктів повного згоряння: вуглекислого газу (CO<sub>2</sub>) та водяної пари (H<sub>2</sub>O), які сприяють створенню шкідливого парникового ефекту [8] та виконанню сучасних нормативних вимог щодо викидів шкідливих речовин з ВГ [9]. Проте, треба зауважити, що характер організації робочих процесів з внутрішнім сумішоутворенням при формуванні на часткових режимах роботи двигуна розподілу паливоповітряної суміші (ППС) і повітря шарами по різному впливає на рівень витрати палива та вміст шкідливих речовин у ВГ [10].

В роботі на базі даних експериментальних досліджень двотактного двигуна з іскровим запалюванням при застосуванні карбюраторної системи живлення та БВП й організації робочого процесу з розшаруванням ППЗ при збагаченій та збідненій ППС на режимах навантажувальної характеристики проведено порівняльний аналіз показників процесу згоряння.

**Аналіз попередніх досліджень.** Аналіз робочих процесів ДВЗ з іскровим запалюванням [11–13] показує, що для покращення техніко-економічних й екологічних показників доцільно застосовувати БВП, який дозволяє організувати внутрішнє сумішоутворення.

Застосування БВП через відкритий впускний клапан дозволяє збільшити потужність шляхом збільшення наповнення циліндрів свіжим зарядом. При цьому, зниження опору на впуску (повністю відкрита дросельна заслінка) зменшує насосні втрати, тим самим скорочуючи витрату палива до 10 % [2, 14]. Застосування БВП і випаровування палива у надпоршневій порожнині в кінці такту стиснення сприяє зниженню

температури робочого тіла, що зменшує схильність до виникнення детонаційного згоряння й дозволяє підвищити ступінь стиснення  $\epsilon$  на 1,5-2 одиниці та на 3 % знизити витрату палива [15, 16].

При організації внутрішнього сумішоутворення з підведенням ППС до електродів свічки запалювання паливним струменем забезпечує найбільшу ефективність перебігу процесів згоряння через низькі теплові втрати, відсутність попадання частинок палива на стінки надпоршневого об'єму, а також широкі можливості регулювання моменту початку впорскування палива й моменту подачі іскри запалювання, однак його реалізація становить досить складну задачу [17]. Потрібно використовувати систему БВП високого тиску (близько 200 МПа). Складність цього процесу полягає у створенні надійного утворення й з точним позиціонуванням зони ППЗ необхідного складу, а також у синхронізації цього процесу з моментом подачі іскри запалювання.

Корпорація *Bombardier Recreational Products (BRP)* [18] розробила та застосувала на двотактних ДВЗ з іскровим запалюванням систему БВП власного виробництва *E-TEC*. Корпорацією *BRP* було визначено, що витрата палива на снігоході *Ski-Doo* з двигуном *Rotax 600 H.O. E-TEC* на 15 % менше, ніж в аналогічного *Rotax 600 H.O. SDI* з впорскуванням палива на впуску. Згідно з даними компанії *BRP*, вміст CO у ВГ на режимі холостого ходу у двигуні з технологією *E-TEC* на 80 % менше, ніж у більшості чотиритактних ДВЗ з іскровим запалюванням (*Mercury OPTI 250 PROXS, Yamaha 250 SHO*) порівнянної потужності [18].

Особливості організації робочих процесів двигунів з іскровим запалюванням при БВП, зокрема процесів внутрішнього сумішоутворення [19], зумовлює інтенсивність руху робочого тіла, формуванню різноманітного складу ППС [20] між електродами свічки запалювання та за його об'ємом. Індивідуальні особливості організації робочого процесу впливають на характер перебігу процесів згоряння, що оцінюються показниками згоряння, та на техніко-економічні й екологічні показники двигуна.

Тому визначення та порівняння показників згоряння на одному двигуні при зовнішньому сумішоутворенні (карбюраторна система живлення) та внутрішньому сумішоутворенні (БВП) при організації розшарованого ППЗ (РППЗ) зі збагаченим складом ППС біля електродів свічки запалювання та розшарованого збідненого ППЗ (РЗППЗ) при збідненому об'ємі ППС, а на периферії – повітря є актуальним та визначало напрямом цієї роботи.

**Мета та завдання досліджень.** Метою досліджень є визначення характеру зміни показників

згоряння двотактного двигуна при зовнішньому та внутрішньому сумішоутворенні при організації РППЗ та РЗППЗ.

Досягнення зазначеної мети передбачає розв'язання наступних завдань:

- проведення експериментальних досліджень;
- зняття експериментальних індикаторних діаграм;
- визначення за осередненими індикаторними діаграмами показників згоряння: індикаторного ККД ( $\eta_i$ ), максимальний тиск згоряння ( $p_z$ ), ступінь підвищення тиску ( $\lambda$ ), ступінь попереднього розширення ( $\rho$ ), ступінь подальшого розширення ( $\delta$ ), показник характеру згоряння ( $m$ ), максимальна швидкість тепловиділення ( $dx/df_{\max}$ ), тривалість згоряння від ВМТ до точки  $Z(\varphi_z)$ , загальна тривалість згоряння ( $d\varphi_z$ );
- побудова характеристик зміни показників згоряння та отримання емпіричних залежностей в залежності від навантаження двигуна.

**Метод та методика проведення досліджень.** Для вирішення завдань прийнятий експериментально-аналітичний метод досліджень. Цей метод передбачає визначення характеру та аналіз перебігу процесу згоряння за значеннями показників згоряння, які встановлені за усередненими експериментальними індикаторними діаграмами на режимах навантажувальної характеристики  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>.

Експериментальні дослідження проводилися на кафедрі ДВЗ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Для проведення експериментальних досліджень використаний моторний стенд з гідравлічним гальмом «Schenk». Стенд укомплектований приладами, які дозволяють проводити дослідження робочих процесів двигуна відповідно до вимог ISO 3046-3:2006.

Для реєстрації індикаторних діаграм використовувався вимірювальний комплекс на основі аналого-цифрового перетворювача (АЦП) Е14-140 фірми L-Card (системна плата L-783), п'єзометричний датчик тиску 8QP505CS фірми AVL і програмне забезпечення «PowerGraph» з метою обробки сигналів, що надходять від датчиків.

Для визначення показників процесу згоряння застосовувалася схема обробки індикаторних діаграм (рис. 1).

Обробка індикаторних діаграм для визначення показника характеру згоряння ( $m$ ), тривалості згоряння ( $\varphi_z$ ) проводилася за методикою І.І. Вібе.

При експериментальних дослідженнях використовувався двотактний двигун 1Д 8,7/8,2 з іскровим запалюванням, двоканальною кривошипно-камерною продукуючою та повітряним охолоджен-

ням. Для організації БВП двигун обладнаний паливним насосом НВР-1.

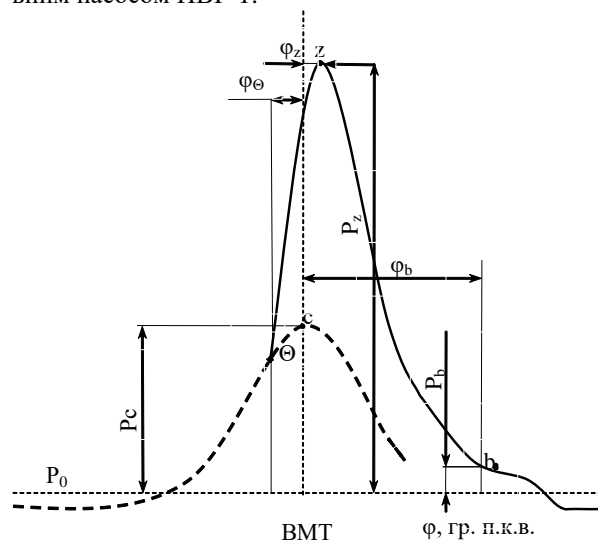


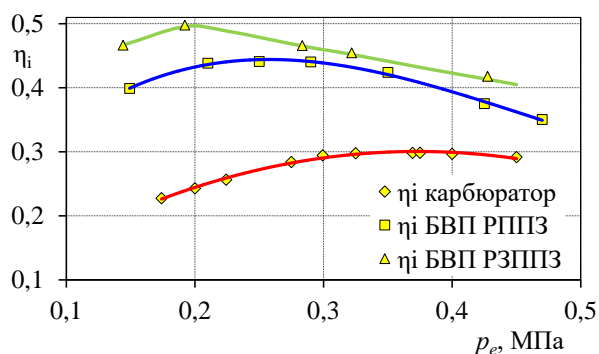
Рис. 1. Схема обробки індикаторної діаграми

**Результати визначення показників згоряння двотактного двигуна.** Відповідно до поданої схеми й методики розрахунку процесу згоряння палива І.І. Вібе [21] визначено основні показники згоряння за осередненими індикаторними діаграмами двигуна із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторна система живлення) і внутрішнім сумішоутворенням (система БВП) при організації РППЗ [22] і РЗППЗ [23]. Побудовані залежності показників процесу згоряння при роботі двигуна за навантажувальною характеристикою при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>.

Досконалість організації процесів сумішоутворення та згоряння оцінюється рівнем індикаторного ККД ( $\eta_i$ ). Для коректного порівняння значень  $\eta_i$  двотактного двигуна з іскровим запалюванням при зовнішньому і внутрішньому сумішоутворенні враховувалося тільки те паливо, яке згорає в циліндрі двигуна. Тому для двотактного двигуна із зовнішнім сумішоутворенням та карбюраторною системою живлення при визначенні значень  $\eta_i$  враховувалося втрата палива при продувці циліндра [24]. Значення  $\eta_i$  визначалися на підставі обробки індикаторних діаграм.

При зовнішньому сумішоутворенні максимальне значення  $\eta_i = 0,3$  визначено в діапазоні навантажень  $p_e = 0,34 \div 0,40$  МПа (рис. 2). Якщо порівнювати при навантаженні  $p_e = 0,36$  МПа, то при організації робочого процесу з РППЗ значення  $\eta_i$  становить 0,42, а при РЗППЗ – 0,44, що в 1,4 і в 1,47 рази, відповідно, вище, ніж при зовнішньому сумішоутворенні. Зі зниженням навантаження до  $p_e = 0,2$  МПа рівень значень  $\eta_i$  для двигуна з карбюратором знижується до 0,24, а з застосуванням БВП та організацією РППЗ – 0,43, РЗППЗ – 0,50. Збільшення рівня  $\eta_i$  двигуна з РЗППЗ більш ніж у 2 рази в порівнянні із зовнішнім сумішоутворенням

отримано внаслідок підвищення ступеня стиснення (дійсний ступінь стиснення двигуна з карбюратором –  $\varepsilon_d = 6$ , з БВП –  $\varepsilon_d = 11,3$ ) [24], більш високих значень коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі (до  $\alpha_{\text{цил}} = 1,94$  при РЗППЗ проти  $\alpha_{\text{max}} = 0,9$  при карбюраторній системі живлення) [20], зниження дроселювання на впуску та рівня значень коефіцієнта залишкових газів  $\phi$  до 41 % [19], що впливає на інтенсивність протікання процесів згоряння. При цьому, організація РЗППЗ на часткових навантаженнях забезпечує зниження втрат теплоти в стінки до 10 % при згорянні [1] внаслідок формування повітряного прошарку біля стінок надпоршневого об'єму, який має менше значення коефіцієнта теплопровідності стосовно продуктів згоряння [25].

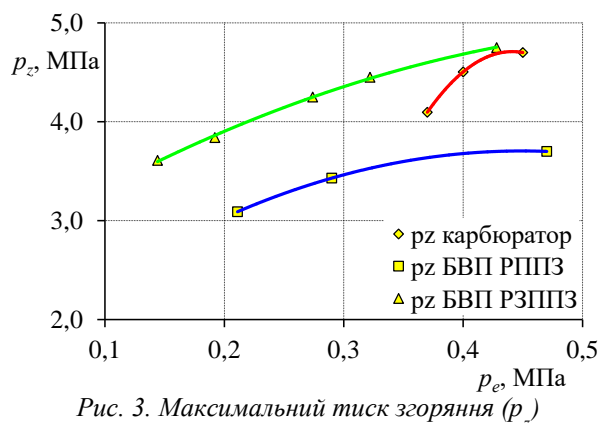
Рис. 2 Індикаторний ККД ( $\eta_i$ )

Важливими показниками процесу згоряння є максимальний тиск згоряння  $p_z$  і ступінь підвищення тиску  $\lambda$ . Зі збільшенням навантаження двигуна з карбюраторною системою живлення й системою БВП при організації РППЗ і РЗППЗ зростають значення  $p_z$  та  $\lambda$  (рис. 3, 4).

У двигуні з карбюраторною системою живлення максимальний тиск газів у циліндрі відповідає  $p_z = 4,7$  МПа при максимальному навантаженні  $p_e = 0,45$  МПа, що незначно (до 1,1 %) нижче ніж при організації РЗППЗ. Зі зниженням навантаження до  $p_e = 0,37$  МПа рівень значень  $p_z$  двигуна з карбюратором знижується до 4,1 МПа, що на 11 % менше ніж при організації РЗППЗ та на 11 % вище ніж при організації РППЗ (рис. 3). Отримана емпірична залежність зміни значень  $p_z$  залежно від зміни навантаження  $p_e$  для двигуна з карбюратором має вигляд  $p_z = -121 p_e^2 + 106,77 p_e - 18,844$  зі ступенем апроксимації  $R^2=1$ .

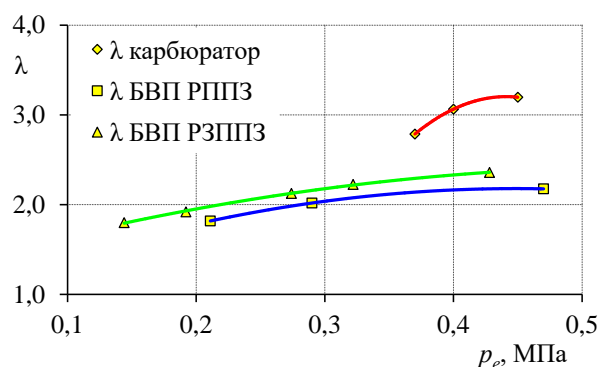
Зі зниженням навантаження значення  $p_z$  при БВП і РЗППЗ знижуються менш інтенсивно [26]. Більш високі значення максимального тиску згоряння ( $p_z = 3,61$ – $4,45$  МПа) у діапазоні часткових навантажень ( $p_e = 0,144$ – $0,322$  МПа) сприяють підвищенню корисної індикаторної роботи й зниженню витрати палива. Отримана емпірична залежність зміни значень  $p_z$  залежно від  $p_e$  для двигуна з

БВП і РЗППЗ має вигляд  $p_z = -6,1177 p_e^2 + 7,5749 p_e + 2,6329$  при  $R^2 = 0,999$ .

Рис. 3. Максимальний тиск згоряння ( $p_z$ )

Рівень максимального тиску газів  $p_z$  у циліндрі двигуна з БВП і РППЗ нижче на 20–22 % у всьому діапазоні роботи двигуна за навантажувальною характеристикою при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> у порівнянні з рівнем значень  $p_z$  при організації РЗППЗ (рис. 3). Так, наприклад, на режимі середнього навантаження ( $p_e = 0,29$  МПа) при організації РППЗ рівень значень  $p_z$  становить 3,43 МПа, а при РЗППЗ значення максимального тиску газів у циліндрі двигуна відповідає  $p_z = 4,3$  МПа. Отримана емпірична залежність зміни  $p_z$  залежно від  $p_e$  для ДВЗ з БВП і РППЗ має вигляд  $p_z = -10,825 p_e^2 + 9,7274 p_e + 1,5195$  зі ступенем апроксимації ( $R^2 = 1$ ).

Для двигуна з карбюраторною системою живлення й системою БВП при організації РППЗ і РЗППЗ побудовані залежності зміни ступеня підвищення тиску  $\lambda$  від навантаження  $p_e$  (рис. 4).

Рис. 4. Ступінь підвищення тиску ( $\lambda$ )

Значення  $\lambda$  взаємопов'язане з максимальним тиском згоряння  $p_z$  і тиском кінця стиснення  $p_c$ . Тому у двигуні з внутрішнім сумішоутворенням при БВП значення  $\lambda$  менше, ніж у ДВЗ з зовнішнім сумішоутворенням і карбюраторною системою живлення. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\lambda$  залежно від зміни навантаження в діапазоні від  $p_e = 0,37$  МПа до  $p_e = 0,45$  МПа для кар-

бюраторного двигуна:  $\lambda = -82,313 p_e^2 + 72,633 \times p_e - 12,819$  при  $R^2 = 1$ . При збільшенні навантаження до  $p_e = 0,428$  МПа значення  $\lambda$  у двигуні з карбюратором на 26 % більше у порівнянні з двигуном, обладнаним системою БВП і організацією РЗППЗ і на 31 % більше у порівнянні з організацією РППЗ.

Для двигуна з БВП і організацією РППЗ отримана апроксимаційна залежність зміни значень  $\lambda$  залежно від  $p_e$  на режимах навантажувальної характеристики ( $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>)  $\lambda = -6,3856 p_e^2 + 5,7308 p_e + 0,8931$  при  $R^2 = 1$ .

У двигуні з БВП й організацією РЗППЗ у діапазоні навантажень від мінімальних значень до  $p_e = 0,428$  МПа рівень значень  $\lambda$  на 7–8 % більше у порівнянні з РППЗ. Максимальне значення  $\lambda = 2,358$  при організації РЗППЗ спостерігається при навантаженні  $p_e = 0,428$  МПа (рис. 4). Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\lambda$  залежно від  $p_e$  для двигуна з БВП та РЗППЗ  $\lambda = -3,6475 p_e^2 + 4,0827 p_e + 1,2812$  при  $R^2 = 0,999$ .

З метою порівняння робочих процесів двигуна 1Д 8,7 / 8,2 з карбюратором і БВП при організації РППЗ і РЗППЗ побудовані залежності зміни ступеня попереднього розширення  $\rho$  і ступеня подальшого розширення  $\delta$  за навантажувальною характеристикою при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> (рис. 5, 6).

При роботі двигуна з карбюратором рівень значень  $\rho$  зі зміною навантаження від  $p_e = 0,37$  МПа до  $p_e = 0,45$  МПа залишається незмінним і становить 1,07 (рис. 5).

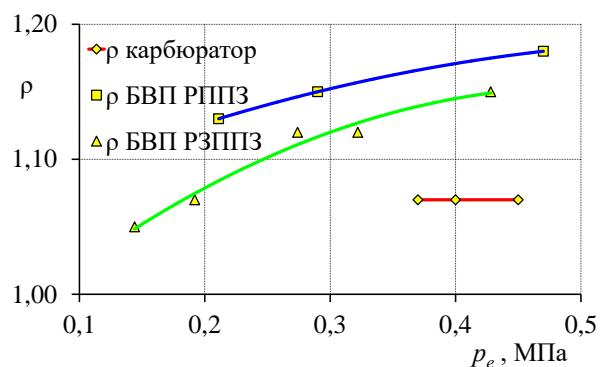


Рис. 5. Ступінь попереднього розширення ( $\rho$ )

Застосування системи БВП й організація РППЗ сприяють підвищенню значень  $\rho$  при підвищенні навантаження. Рівень значень  $\rho$  при  $p_e = 0,45$  МПа на 9,2 % більше, ніж у двигуна з карбюратором. Максимальне значення  $\rho = 1,18$  при РППЗ має місце при роботі двигуна на максимальному навантаженні ( $p_e = 0,47$  МПа).

Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\rho$  при БВП і РППЗ залежно від зміни навантаження  $\rho = -0,334 p_e^2 + 0,4205 p_e + 1,0561$  при

$R^2 = 1$ . Застосування системи БВП й організація РЗППЗ забезпечило зниження значень  $\rho$  на 4 % при  $p_e = 0,211$  МПа і на 2 % при збільшенні навантаження до  $p_e = 0,428$  МПа порівняно з організацією РППЗ. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\rho$  при БВП і РЗППЗ залежно від зміни навантаження  $\rho = -0,8145 p_e^2 + 0,8201 p_e + 0,9473$  при  $R^2 = 0,977$ . Менші значення  $\rho$  двигуна з БВП й організацією РЗППЗ у порівнянні з РППЗ при однакових кутах випередження запалювання ( $\Theta_3 = 10$  град. п.к.в. до ВМТ) свідчать про більш інтенсивний перебіг процесів згоряння при РЗППЗ (рис. 5).

Рівень значень ступеня подальшого розширення  $\delta$  для карбюраторного двигуна зі зміною навантаження від  $p_e = 0,37$  МПа до  $p_e = 0,45$  МПа залишається незмінним і становить 5,64 (рис. 6).

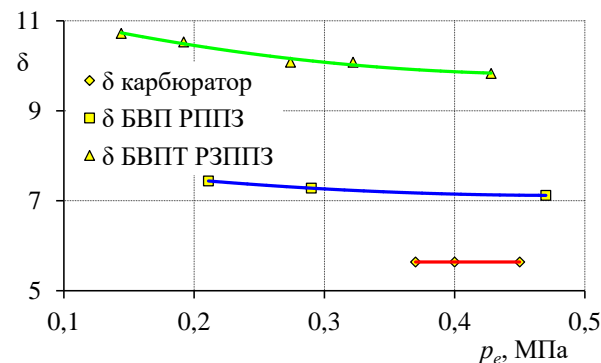


Рис. 6. Ступінь подальшого розширення ( $\delta$ )

На двигуні з БВП й організацією РППЗ при зниженні навантаження від максимального значення ( $p_e = 0,47$  МПа) до  $p_e = 0,211$  МПа рівень значень ступеня подальшого розширення ( $\delta = 7,12$ ) збільшується на 4 %, що відповідає зниженню рівня значень ступеня попереднього розширення  $\rho$  у цьому інтервалі навантажень (рис. 5, 6). Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\delta$  залежно від  $p_e$  для двигуна з БВП та РППЗ  $\delta = 4,3878 p_e^2 \times 4,2236 p_e + 8,1358$  при  $R^2 = 1$ .

Організація РЗППЗ на двигуні з іскровим запалюванням та БВП дозволила підвищити ступінь стиснення  $\epsilon$  на 26,4 % у порівнянні з організацією РППЗ без прояву детонаційного згоряння. Треба зауважити, що інтенсифікація процесів горіння при РЗППЗ забезпечили зміщення максимального тиску  $p_c$  ближче до ВМТ. Тому рівень значень ступеня подальшого розширення  $\delta$  для двигуна з РЗППЗ у середньому на 30 % вище, ніж при РППЗ і на 43 % вище, ніж з карбюраторною системою живлення. Максимальне значення  $\delta$  для двигуна з РЗППЗ становить 10,72 при  $p_e = 0,144$  МПа, мінімальне –  $\delta = 9,83$  при  $p_e = 0,428$  МПа. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\delta$  залежно від  $p_e$  для

двигуна з БВП і РЗППЗ  $\delta = 8,1291 p_e^2 - 7,7994 p_e + 11,687$  при  $R^2 = 0,977$  (рис. 6).

При визначенні показника характеру згоряння  $m$  для двигуна з карбюратором встановлено, що зі зниженням навантаження від максимального  $p_e = 0,45$  МПа до  $p_e = 0,37$  МПа значення  $m$  зростає з 1,17 до 1,26, що у середньому в 1,4 раза менше, ніж при організації РЗППЗ. Характер зміни значень  $m$  показує, що при подальшому зниженні навантаження рівень значень  $m$  зростатиме (рис. 7).

Для двигуна з системою БВП і організацією РЗППЗ значення показника характеру згоряння  $m$  за навантажувальною характеристикою ( $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>) знаходиться на рівні 1,5 (рис. 7). На двигуні при організації РЗППЗ значення  $m$  зі збільшенням навантаження від  $p_e = 0,144$  МПа до  $p_e = 0,274$  МПа зростають від 1,76 до 2,18, що в 1,45 раза більше ніж при організації РЗППЗ, а при подальшому підвищенні до  $p_e = 0,428$  МПа значення  $m$  знижуються до 1,58. За результатами досліджень отримана апроксимаційна універсальна залежність зміни значень  $m$  залежно від навантаження ( $p_e$ ) для ДВЗ з БВП й організацією РЗППЗ за навантажувальною характеристикою ( $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>)  $m = 460,11 \cdot p_e^4 - 492,5 p_e^3 + 162,72 p_e^2 - 16,595 p_e + 2,0482$  ( $R^2 = 1$ ).

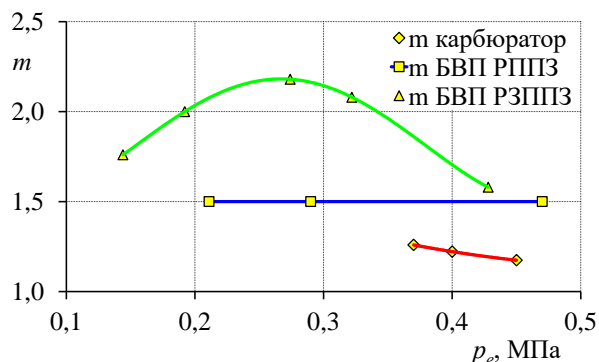


Рис. 7. Значення показника характеру згоряння ( $m$ )

При порівнянні значень максимальної швидкості тепловиділення ( $dx/df_{i \max}$ ) на двигуні з карбюраторною системою живлення порівняно з застосуванням системи БВП й організацією РЗППЗ на режимах підвищених навантажень ( $p_e = 0,37$ – $0,45$  МПа) за навантажувальною характеристикою при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> встановлено, що інтенсивність і відповідно рівень значень  $dx/df_{i \max}$  у середньому на 40 % вище при БВП і РЗППЗ (рис. 8).

На двигуні з БВП й організацією РЗППЗ при зниженні навантаження від  $p_e = 0,428$  МПа до  $p_e = 0,144$  МПа значення максимальної швидкості тепловиділення  $dx/df_{i \max}$  підвищуються від 0,052 до 0,076. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень максимальної швидкості тепловиділення

$dx/df_{i \max}$  залежно від навантаження ( $p_e$ ) при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup> для двигуна 1Д 8,7 / 8,2 з іскровим запалюванням та БВП при організації РЗППЗ  $dx/df_{i \max} = -0,0651 p_e^2 - 0,0415 p_e + 0,082$  при  $R^2 = 0,968$  (рис. 8).

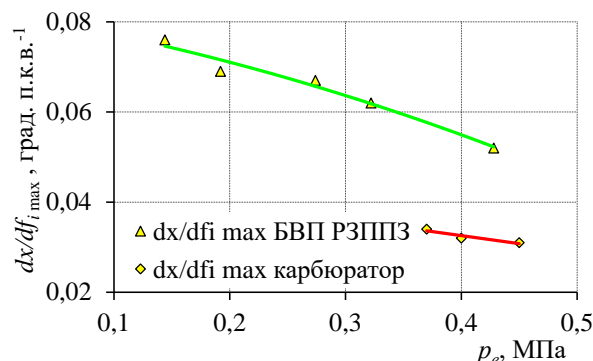


Рис. 8. Зміна максимальної швидкості тепловиділення ( $dx/df_{i \max}$ )

До основних показників процесу згоряння відносяться також тривалість згоряння від ВМТ до точки Z ( $\varphi_z$ ) (рис. 9) і загальна тривалість згоряння ( $d\varphi_z$ ) – від моменту подачі напруги на електроди свічки запалювання до моменту закінчення видимого згоряння (рис. 10). Момент закінчення згоряння визначався за методом І.І. Вібе (по досягненню максимального значення характеристики вигоряння (згоряння) палива).

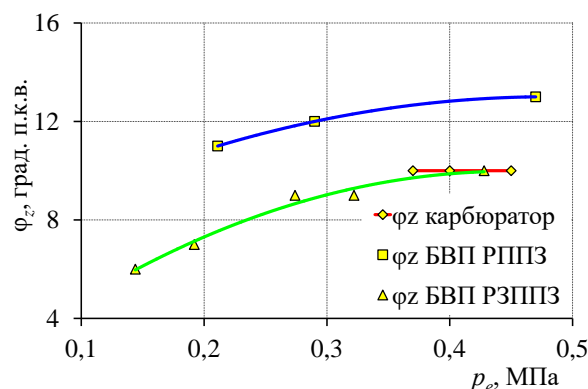
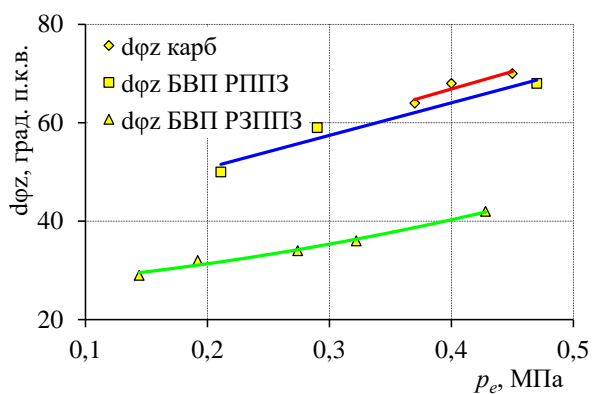


Рис. 9. Тривалість згоряння від ВМТ до точки Z ( $\varphi_z$ )

На двигуні 1Д 8,7 / 8,2 з карбюратором при встановленому постійному  $\Theta_3 = 27$  град. п.к.в. до ВМТ на режимах підвищених навантажень ( $p_e = 0,37$ – $0,45$  МПа) тривалість згоряння ( $\varphi_z$ ) від ВМТ до точки Z, що характеризується максимальним тиском згоряння  $p_z$ , складає 10 град. п.к.в. й відповідає  $\varphi_z$  при організації РЗППЗ ( $p_e = 0,428$  МПа).

Рис. 10. Загальна тривалість згоряння ( $d\varphi_z$ )

На модернізованому двигуні 1Д 8,7 / 8,2 системою БВП й організацією РППЗ і РЗППЗ при експериментальних дослідженнях встановлювався постійний кут випередження запалювання  $\Theta_3 = 10$  град. п.к.в. до ВМТ.

На режимі максимального навантаження ( $p_e = 0,47$  МПа) при БВП й організації РППЗ тривалість згоряння  $\varphi_z$  становить 13 град. п.к.в. Зі зниженням навантаження до  $p_e = 0,211$  МПа значення  $\varphi_z$  скорочується до 11 град. п.к.в. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\varphi_z$  залежно від навантаження для ДВЗ з БВП й організацією РППЗ  $\varphi_z = -27,423 p_e^2 + 26,397 p_e + 6,6511$  ( $R^2 = 1$ ).

Тривалість згоряння  $\varphi_z$  для двигуна з БВП й організацією РЗППЗ скоротилася в усьому інтервалі навантажень у порівнянні з організацією РППЗ. У зоні підвищених навантажень ( $p_e = 0,428$  МПа) тривалість згоряння  $\varphi_z$  для РЗППЗ становить 10 град. п.к.в., що на 22 % менше ніж при РППЗ, зі зниженням навантаження до  $p_e = 0,211$  МПа значення  $\varphi_z$  зменшується до 7,5 град. п.к.в., що на 32 % менше у порівнянні з РППЗ.

У зоні мінімальних навантажень ( $p_e = 0,144$  МПа) тривалість згоряння  $\varphi_z$  становить 6 град. п.к.в., одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $\varphi_z$  залежно від навантаження для двигуна з БВП й організацією РЗППЗ  $\varphi_z = -43,154 \times p_e^2 + 38,723 p_e + 1,2883$  при  $R^2 = 0,98$  (рис. 10).

Загальна тривалість процесу згоряння ( $d\varphi_z$ ) для двигуна 1Д 8,7 / 8,2 з карбюраторною системою живлення при зниженні навантаження з  $p_e = 0,45$  МПа до  $p_e = 0,37$  МПа скорочується з 70 до 64 град. п.к.в. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $d\varphi_z$  залежно від навантаження в діапазоні від  $p_e = 0,37$  МПа до  $p_e = 0,45$  МПа для карбюраторного двигуна  $d\varphi_z = 71,429 p_e + 38,286$  при  $R^2 = 0,893$  (рис. 10).

Загальна тривалість процесу згоряння ( $d\varphi_z$ ) двигуна з БВП й організацією РППЗ на режимі максимального навантаження ( $p_e = 0,47$  МПа) становить 68 град. п.к.в., з пониженням навантаження до

$p_e = 0,211$  МПа  $d\varphi_z = 50$  град. п.к.в. Застосування БВП й організація РППЗ дозволило скоротити загальну тривалість процесу згоряння ( $d\varphi_z$ ) у середньому на 5 % у порівнянні з карбюраторною системою живлення. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $d\varphi_z$  залежно від навантаження для двигуна з БВП й організацією РППЗ  $d\varphi_z = 66,145 p_e + 37,591$  при  $R^2 = 0,952$  (рис. 10). Загальна тривалість процесу згоряння ( $d\varphi_z$ ) для двигуна з БВП й організацією РЗППЗ у зоні максимальних навантажень ( $p_e = 0,428$  МПа) становить 42 град. п.к.в., що на 39 % менше ніж при використанні карбюраторної системи живлення ( $d\varphi_z = 69$  град. п.к.в.) і на 36 % менше ніж при організації РППЗ ( $d\varphi_z = 66$  град. п.к.в.). Зі зниженням навантаження до  $p_e = 0,144$  МПа загальна тривалість згоряння двигуна з БВП й організацією РЗППЗ скоротилася до  $d\varphi_z = 29$  град. п.к.в. Одержано апроксимаційну залежність зміни значень  $d\varphi_z$  залежно від навантаження за навантажувальною характеристикою ( $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>) для ДВЗ з БВП й організацією РЗППЗ  $d\varphi_z = 48,312 p_e^2 + 15,726 p_e + 26,269$  при  $R^2 = 0,986$  (рис. 10).

#### Висновки

В результаті проведених експериментальних досліджень та зняття індикаторних діаграм отримано порівнянні данні та емпіричні залежності показників згоряння двотактного двигуна 1Д 8,7 / 8,2 з карбюраторною системою живлення та системою БВП при організації РППЗ й РЗППЗ за навантажувальною характеристикою при  $n = 3000$  хв<sup>-1</sup>.

Рівень значень індикаторного ККД ( $\eta_i$ ) при внутрішньому сумішоутворенні та організації РЗППЗ й РППЗ більше ніж при зовнішньому сумішоутворенні на всіх режимах навантажувальної характеристики. Максимальне значення  $\eta_i$  для РЗППЗ складає 0,5 при  $p_e = 0,2$  МПа, для РППЗ – 0,44 при  $p_e = 0,25$  МПа та 0,3 при  $p_e = 0,36$  МПа для двигуна з карбюратором.

Організація РЗППЗ забезпечила у порівнянні з карбюраторною системою живлення збільшення (до 1,1 %) максимального тиску згоряння  $p_z$  при максимальному навантаженні та до 11 % збільшення значень  $p_z$  при зниженні навантаження до  $p_e = 0,37$  МПа. При цьому рівень  $p_z$  у циліндрі двигуна з БВП та РППЗ нижче на 20–22 % у всьому діапазоні роботи двигуна відносно організації РЗППЗ.

Зниження ступеня підвищення тиску  $\lambda$  на 26 % у двигуні з РЗППЗ та на 31 % при РППЗ у порівнянні з карбюраторною системою живлення.

Застосування системи БВП та організація РППЗ сприяють підвищенню значень ступеня попереднього розширення  $\rho$  на 9,2 % ( $p_e = 0,45$  МПа) відносно карбюраторної системи живлення.

Організація РЗППЗ забезпечила на 2-4 % зниження значень  $p$  в діапазоні навантажень  $p_e = 0,211-0,428$  МПа у порівнянні з організацією РППЗ.

Підвищення ступеня стиснення  $\epsilon$  на 26,4 % та зниження  $p$  при організації РЗППЗ у порівнянні з РППЗ надало можливість підвищити значення ступеня подальшого розширення  $\delta$  у середньому на 30 % та на 43 % у порівнянні з карбюраторною системою живлення.

На двигуні при організації РЗППЗ значення показника характеру згоряння  $m$  (застосована методика І.І. Вібе) вище у середньому в 1,4 раза, ніж у двигуна з карбюраторною системою живлення й в 1,45 раза вище відносно організації РППЗ ( $p_e = 0,274$  МПа).

Зміна максимальної швидкості тепловиділення  $dx/dfi_{\max}$  при організації РЗППЗ на режимах підвищених навантажень вище у середньому на 40 %, ніж у двигуні з карбюраторною системою живлення.

Тривалість згоряння ( $\varphi_z$ ) від ВМТ до точки Z для двигуна з карбюратором складає 10 град. п.к.в. та відповідає значенню  $\varphi_z$  при організації РЗППЗ ( $p_e = 0,428$  МПа). Значення  $\varphi_z$  для двигуна з організацією РЗППЗ при зниженні навантаження від  $p_e = 0,428$  МПа до  $p_e = 0,211$  МПа зменшується від 10 до 7,5 град. п.к.в., що на 22-32 % менше ніж при організації РППЗ.

Організація РППЗ дозволила скоротити загальну тривалість процесу згоряння ( $d\varphi_z$ ) у середньому на 5 % у порівнянні з карбюраторною системою живлення. Для двигуна з організацією РЗППЗ значення  $d\varphi_z$  на 39 % менше ніж при використанні карбюраторної системи та на 36 % менше ніж при організації РППЗ. При цьому визначено, що найкращі техніко-економічні й екологічні показники відповідають організації внутрішнього сумішоутворення з РЗППЗ.

### Список літератури:

1. Корогодський, В.А. *Научные основы перспективных рабочих процессов двигателей с внутренним смесеобразованием и искровым зажиганием: монография [Текст] / В.А. Корогодский. – Харьков: ХНАДУ, 2017. – 380 с.*  
 2. van Basshuysen, R. *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial [Text] / R. van Basshuysen // Springer Vieweg: Wiesbaden (Deutschland), 2013. – 465 p.*  
 3. Корогодський, В.А. *Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою [Текст] / В.А. Корогодський // Вісник ХНАДУ. – 2020. – Вип. 90. – С. 80-94.*  
 4. Звонов, В.А. *Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Звонов // М.: Машиностроение, 1981. – 159 с.*  
 5. Polivyanchuk, A. *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 [Text] / A. Polivyanchuk, I. Gritsuk, E. Skuridina // 3th ed., edited by authors Riga, Latvia. Baltija Publishing, monograph. – 2019.*

– P. 223-244.

6. Gritsuk, I. *The evaluation of vehicle fuel consumption and harmful emission using the heating system in a driving cycle [Text] / I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk, Y. Gutarevych, M. Tsiuman, N. Goridko // SAE International Journal of Fuels and Lubricants. – 2017. – Vol. 10. – No. 1. – P. 236-248.*

7. Kryshchtopa, S. *Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil [Text] / S. Kryshchtopa, V. Melnyk, B. Dolishnii, V. Korohodskiy, I. Prunko, L. Kryshchtopa, I. Zakhara, T. Voitsekhivska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 4. – No. (10 (100)): Ecology. – P. 44-51.*

8. IEA. *Global Energy Review 2021 Assessing the effects of economic recoveries on global energy demand and CO<sub>2</sub> emissions in 2021 [Text] / Paris: International Energy Agency, 2021. – 36 p.*

9. ISO 8178-1: 2020 *Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions [Electronic resource] / 4th ed., available at: <https://www.iso.org/standard/79330.html>. – 4.06.2021 г.*

10. Chiodi, M. *An Innovative 3D-CFD Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines [Text] / M. Chiodi. – Springer Fachmedien GmbH: Wiesbaden (Deutschland), 2011. – 245 p.*

11. Stan, C. *Alternative Propulsion for Automobiles [Text] / C. Stan // Springer International Publishing: Cham (Switzerland), 2017. – 336 p.*

12. Zhang, Y. *Lean Boost CAI Combustion in a Too-stroke Poppet Valve GDI Engine [Text] / Y. Zhang, H. Zhao // 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.*

13. Merker, G.P. *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik [Text] / G.P. Merker, Ch. Schwarz, R. Teichmann (Hrsg.). – Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden (Deutschland), 2012. – 795 p.*

14. Schnittger, W. *2.2 l Direct Ecotec – Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung von Opel [Text] / W. Schnittger, A. Königstein, S. Pritze // Motortechnische Zeitschrift, 2003. – Bd. 64, Nr. 12. – Ss. 1010-1019.*

15. Spicher, U. *Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines [Text] / U. Spicher, T. Heidenreich // Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). – New Delhi (India), 2010. – P. 20-44.*

16. Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals [Text] / J. B. Heywood // Second Edition. McGraw-Hill Education: New York, 2018. – 1056 p.*

17. Schumann, F. *Potential of Spray-guided Gasoline Direct Injection for Reduction of Fuel Consumption and Simultaneous Compliance with Stricter Emissions Regulations [Text] / F. Schumann, F. Sarikoc, S. Buri, H. Kubach, U. Spicher // International Journal of Engine Research. – 2013. – Vol. 14, No 1. – Pp. 80-91.*

18. *Technical Details ROTAX 600 E-TEC [Electronic resource], available at: <https://www.rotax.com/en/products/rotax-powertrains/details/rotax-600-e-tec.html>. – 4.06.2021 г.*

19. Korohodskiy, V. *Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber [Text] / V. Korohodskiy, A. Khandrymailov, O. Stetsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 1. – No. 5(79). – P. 4-12.*

20. Korohodskiy, V. *Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal mixture formation [Text] / V. Korohodskiy, S. Kryshchtopa, V. Migal, A. Rogovyi, A. Polivyanchuk, G. Slyn'ko, V. Manoylo, O. Vasylenko, O. Osetrov // Eastern-European Journal of Enterprise Technol-*



ogies. – 2020. – Vol. 2. – No. 5 (104). – P. 39-52. 21. Вибє, І.І. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И.И. Вибє. – М.: Машигиз, 1962. – 272 с. 22. Корогодский, В.А. Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива [Текст] / В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Вестник ХНАДУ. – 2007. – Вып. 37. – С. 60-67. 23. Корогодский, В.А. Влияние расщепленного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием [Текст] / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2015. – Вып. 154. – С. 142-148. 24. Корогодский, В.А. Влияние способа смесеобразования на индикаторный и эффективный КПД двухтактного двигателя / В.А. Корогодский // Автомобильный транспорт. – 2015. – Вып. 37. – С. 22-30. 25. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – 3 изд. перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 520 с. 26. Korohodskiy, V. Development of a three-zone combustion model for stratified-charge spark-ignition engine [Text] / V. Korohodskiy, A. Rogovyi, O. Voronkov, A. Polivyanchuk, P. Gakal, O. Lysyt'sia, I. Khudiakov, T. Makarova, M. Hnyr, Y. Haiek // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 2. – No. 5 (110). – P. 46-57.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Korogodskii, V.A. (2017), "Nauchnye osnovy perspektivnykh rabochikh protsessov dvigatelei s vnutrennim smeseobrazovaniem i iskrovym zazhiganiem: monografiya" [Scientific foundations of promising working processes of engines with internal mixture formation and spark ignition: monograph], Khar'kov: KhNADU, 380 s. 2. van Basshuysen, R. (2013), "Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial", Springer Vieweg, Wiesbaden (Deutschland), 465 p. 3. Korohodskiy, V. Vyznachennya ratsional'nogo tsykladu ta sposobu orhanizatsiyi robochoho protsesu dvyhuna za navantazhuval'noyu kharakterystykoyu [Determination of the rational cycle and method of organizing the working process of the engine by the load characteristics]. Visnyk KhNADU [Bulletin of the KhNADU], 2020, vol. 90, pp. 80-94. (In Ukrainian). 4. Zvonov, V.A. (1981), "Toksichnost' dvigatelei vnutrennego sgoraniya" [Toxicity of internal combustion engines], M.: Mashinostroenie, 159 s. 5. Polivyanchuk, A., Gritsuk, I., Skuridina, E. (2019), "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, monograph / edited by authors 3th ed., Riga, Latvia, pp. 223-244. 6. Gritsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych et al. (2017), "The evaluation of vehicle fuel consumption and harmful emission using the heating system in a driving cycle", SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Vol. 10, No. 1, pp. 236-248. 7. Kryshchop, S., Melnyk, V., Dolishnii, B., Korohodskiy, V., Prunko, I., Kryshchop, L., Zakhara, I., Voitsekhivska, T. (2019), "Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil", Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 4, No. (10) (100): Ecology, pp. 44-51. 8. Assessing the effects of economic recoveries on global energy demand and CO<sub>2</sub> emissions in 2021. Global Energy Review. International Energy Agency, 2021, 36 p. 9. ISO 8178-1: 2020 (2020), "Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement systems of gaseous and particulate emissions". Available at: <https://www.iso.org/standard/79330.html> (accessed 04.06.2021) 10. Chiodi, M. (2017), "An Innovative 3D-CFD

Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines", Wiesbaden (Deutschland): Springer Fachmedien GmbH, 2011, 245 p. 11. Stan, C. (2017), "Alternative Propulsion for Automobiles", Cham (Switzerland): Springer International Publishing, 2017, 336 p. 12. Zhang, Y. (2013), "Lean Boost CAI Combustion in a Too-stroke Poppet Valve GDI Engine", Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions: International Conference from the Institution of Mechanical Engineers, London, 27-28 November 2013, London: IMechE, 2013, pp. 169-177. 13. Merker, G.P., Schwarz, Ch., Teichmann, R. (2012), "Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik", Wiesbaden (Deutschland): Vieweg+Teubner Verlag, 2012, 795 p. 14. Schnittger, W., Königstein, A., Pritze S. (2003), "2,2 l Direct Ecotec – Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung von Opel", Motor-technische Zeitschrift, 2003, Bd. 64, Nr. 12, Ss. 1010-1019. 15. Spicher, U., Heidenreich, T. (2010), "Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines", Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development, Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). – New Delhi (India), pp. 20-44. 16. Heywood, J.B. (2018), "Internal Combustion Engine Fundamentals", Second Edition. New York: McGraw-Hill Education, 2018. – 1056 p. 17. Schumann, F., Sarikoc, F., Buri, S. Kubach, H., & Spicher, U. (2013), "Potential of Spray-guided Gasoline Direct Injection for Reduction of Fuel Consumption and Simultaneous Compliance with Stricter Emissions Regulations", International Journal of Engine Research, Vol. 14, No 1., pp. 80-91. 18. ROTAX 600 E-TEC. Technical Details. Available at: <https://www.rotax.com/en/products/rotax-powertrains/details/rotax-600-e-tec.html> 19. Korohodskiy, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. (2016), "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, vol. 1, no. 5(79), pp. 4-12. 20. Korohodskiy, V., Kryshchop, S., Migal, V., Rogovyi, A., Polivyanchuk, A., Slyn'ko, G., Manoylo, V., Vasylenko, O., Osetrov, O. (2020), "Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal carburation", Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 2, no. 5 (104), pp. 39-52. 21. Vibe, I.I. (1962), "Novoe o rabochem tsikle dvigatelei" [New about engine duty cycle]. Moscow, Mashgiz Publ., 272 p. 22. Korohodskiy, V.A., Vasilenko, O.V. (2007), "Opredelenie pokazatelyi sgoraniya po indikatorym diagrammam dvukhtaktnogo dvigateleya s karbyuratorom i neposredstvennym vpryskom topliva" [Determination of combustion indicators from indicator diagrams of a two-stroke engine with a carburetor and direct fuel injection]. Visnyk KhNADU [Bulletin of the KhNADU], 2007, vol. 37, pp. 60-67. (In Russian). 23. Korohodskiy, V.A., Stetsenko O.N., Tkachenko E.A. (2015), "Vliyanie rassloennogo toplivno-vozdushnogo zaryada na pokazatelyi sgoraniya dvukhtaktnogo dvigateleya s iskrovym zazhiganiem" [Influence of a stratified fuel-air charge on the combustion performance of a two-stroke spark-ignition engine]. Zbirnik naukovikh prats' UkrDUZT [Collection of scientific works of UkrDUZT], vol. 154, pp. 142-148. (In Russian). 24. Korohodskiy, V.A. (2015), "Vliyanie sposobu smeseobrazovaniya na indikatoryni i effektivnyi KPD dvukhtaktnogo dvigateleya" [Influence of the mixture formation method on the indicator and effective efficiency of a two-stroke engine], Avtomobil'nyi transport, Vyp. 37, S. 22-30. 25. Kavtaradzh, R.Z. (2016), "Lokal'nyi teploobmen v porshnevnykh dvigateleyakh" [Local heat transfer in piston engines], 3 izd. pererab. i dop. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 520 s. 26. Korohodskiy, V., Rogovyi, A., Voronkov, O., Polivyanchuk, A., Gakal, P., Lysyt'sia, O., Khudiakov, I., Makarova, T., Hnyr, M., Haiek, Y. (2021), "Development of a three-zone combustion model for stratified-charge spark-ignition engine", Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 2, no. 5 (110), pp. 46-57.

Надійшла до редакції 04.06.2021 р.

**Корогодський Володимир Анатолійович** – доктор техн. наук, доц., професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: korohodskiy@khadi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0002-1605-4631>.

## СРАВНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СГОРАНИЯ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С КАРБЮРАТОРОМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА

*В.А. Корогодский*

Предметом исследования в статье являются показатели процесса сгорания двухтактного двигателя 1Д 8,7 / 8,2 с искровым зажиганием при использовании карбюраторной системы питания (внешнее смесеобразование) и системы непосредственного впрыскивания топлива, обеспечивающей организацию расслоенного топливоздушного заряда (РТВЗ) и расслоенного обедненного топливоздушного заряда (РОТВЗ) (внутреннее смесеобразование), которые позволяют оценить характер протекания процесса сгорания. Целью исследований является определение характера изменения показателей сгорания двигателя при внешнем и внутреннем смесеобразовании при организации рабочего процесса с РТВЗ и РОТВЗ на режимах нагрузочной характеристики ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Задачи: снять экспериментальные индикаторные диаграммы; определить по усредненным индикаторным диаграммам показатели сгорания: значение индикаторного КПД ( $\eta_i$ ), максимальное давление сгорания ( $p_z$ ), степень повышения давления ( $\lambda$ ), степень предварительного расширения ( $\rho$ ), степень дальнейшего расширения ( $\delta$ ), показатель характера сгорания ( $m$ ), максимальную скорость тепловыделения ( $dx / df_{i \max}$ ), продолжительность сгорания от ВМТ к точке Z ( $\varphi_z$ ), общую продолжительность сгорания ( $d\varphi_z$ ); построить характеристики изменения показателей сгорания и получить эмпирические зависимости в зависимости от нагрузки двигателя. Используется экспериментально-аналитический метод исследований, который предусматривает определение характера и анализ протекания процесса сгорания по показателям сгорания, установленным по экспериментальным индикаторным диаграммам. Получены следующие результаты. Применение внутреннего смесеобразования и организация сгорания РОТВЗ и РТВЗ позволили получить значения  $\eta_i$  больше чем при внешнем смесеобразовании на всех режимах нагрузочной характеристики. Максимальное значение  $\eta_i$  для РОТВЗ составляет 0,5 при нагрузке  $p_e = 0,2 \text{ МПа}$ , для РТВЗ – 0,44 при  $p_e = 0,25 \text{ МПа}$  и 0,3 при  $p_e = 0,36 \text{ МПа}$  для двигателя с карбюратором. Максимальное давление сгорания  $p_z$  выше до 11 % при организации РОТВЗ (степень повышения давления  $\lambda$  снижена на 26 %) и на 20-22 % выше чем при организации РТВЗ (значение  $\lambda$  снижено на 31 %). Повышение степени сжатия  $\epsilon$  на 26,4 % и снижение степени предварительного расширения  $\rho$  при РОТВЗ по сравнению с РТВЗ позволило повысить степень дальнейшего расширения  $\delta$  в среднем на 30 % и на 43 % по сравнению с карбюраторной системой питания. При организации РОТВЗ значение показателя характера сгорания  $m$  выше в среднем в 1,4 раза, чем у двигателя с карбюратором и в 1,45 раза выше относительно организации РТВЗ, при которой максимальная скорость тепловыделения  $dx / df_{i \max}$  выше до 40 %, чем в двигателе с карбюратором. Организация РОТВЗ позволила сократить продолжительность сгорания на 39 % относительно внешнего смесеобразования и на 36 % относительно организации РТВЗ. Выводы. Научная новизна полученных результатов состоит в получении данных и эмпирических зависимостей показателей процесса сгорания двигателя 1Д 8,7 / 8,2 при внешнем и внутреннем смесеобразовании с организацией РТВЗ и РОТВЗ на режимах нагрузочной характеристики ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Установлено, что лучшие технико-экономические и экологические показатели соответствуют организации внутреннего смесеобразования с РОТВЗ.

**Ключевые слова:** двигатель с искровым зажиганием; расслоенный топливоздушный заряд; показатели сгорания.

## COMPARISON OF COMBUSTION INDICATORS OF TWO-STROKE ENGINES WITH A CARBURETOR AND DIRECT FUEL INJECTION

*V.A. Korohodskyi*

The subject matter of study in the article is the indicators of the combustion process of a two-stroke engine 1D 8.7 / 8.2 with spark ignition when using a carburetor power supply system (external mixture formation) and a direct fuel injection system (internal mixture formation). Internal mixture formation ensures the organization of a stratified fuel-air charge (SFAC) and a stratified lean fuel-air charge (SLFAC). Combustion indicators allow you to assess the nature of the combustion process. The goal is to determine the nature of the change in the combustion indicators of the engine with external and internal mixture formation during the organization of the working process with the SFAC and SLFAC at the load characteristic modes ( $n = 3,000 \text{ rpm}$ ). The tasks to be solved are as follows. The use of internal mixture formation and the organization of the combustion of SFAC and SLFAC made it possible to obtain values of  $\eta_i$  greater than with external mixture formation at all modes of the load characteristic. The maximum value of  $\eta_i$  for SLFAC is 0.5 at a load  $p_e = 0.2 \text{ MPa}$ , for SFAC – 0.44 at  $p_e = 0.25 \text{ MPa}$  and 0.3 at  $p_e = 0.36 \text{ MPa}$  for an engine with a carburetor. Maximum combustion pressure ( $p_z$ ), pressure increase ratio ( $\lambda$ ), preliminary expansion ratio ( $\rho$ ), further expansion ratio ( $\delta$ ), combustion character indicator ( $m$ ), maximum heat release rate ( $dx / df_{i \max}$ ), duration of combustion from TDC to point Z ( $\varphi_z$ ), total duration of combustion ( $d\varphi_z$ ); to construct the characteristics of changes in combustion indicators and to obtain empirical dependences depending on the engine load. An experimental-analytical research method is used, which provides for the determination of the nature and analysis of the course of the combustion process according to the combustion indicators established by the experimental indicator diagrams. The following results were obtained. The use of internal mixture formation and the organization of the combustion of SFAC and SLFAC made it possible to obtain  $\eta_i$  values greater than with external mixture formation at all modes of the load characteristic. The maximum value of  $\eta_i$  for SLFAC is 0.5 at a load  $p_e = 0.2 \text{ MPa}$ , for SFAC - 0.44 at  $p_e = 0.25 \text{ MPa}$  and 0.3 at  $p_e = 0.36 \text{ MPa}$  for an engine with a carburetor. The pressure in the cylinder with the piston position at TDC is on average 1.5 times higher for an engine with a carburetor, and the maximum combustion pressure  $p_z$  is higher up to 11 % with the organization of SLFAC (the degree of pressure increase  $\lambda$  is reduced by 26 %) and 20-22 % higher than in the organization of SFAC (the value of  $\lambda$  is reduced by 31 %). An increase in the compression ratio  $\epsilon$  by 26.4 % and a decrease in the degree of preliminary expansion  $\rho$  at SLFAC in comparison with SFAC made it possible to increase the degree of further expansion  $\delta$  by an average of 30 % and by 43 % in comparison with the carburetor power system. When organizing SLFAC, the value of the indicator of the nature of combustion  $m$  is, on average, 1.4 times higher than that of an engine with a carburetor and 1.45 times higher relative to the organization of SFAC, at which the maximum rate of heat release  $dx / df_{i \max}$  is up to 40 % higher than in the engine with carburetor. The SLFAC organization allowed reduce the combustion duration by 39 % relative to external mixture formation and by 36 % relative to the SFAC organization. Conclusions. The scientific novelty of the results obtained consists in obtaining data and empirical dependences of the indicators of the combustion process of the 1D 8.7 / 8.2 engine with external and internal mixture formation with the organization of SFAC and SLFAC at load characteristic modes ( $n = 3,000 \text{ rpm}$ ). It was found that the best technical, economic and environmental indicators correspond to the organization of internal mixing with SLFAC.

**Key words:** spark ignition engine; stratified fuel-air charge; combustion indicators.