УДК 593.3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З КЛАСИЧНОЮ ТА НЕТРАДИЦІЙНОЮ КОНСТРУКЦІЄЮ СИЛОВОГО МЕХАНІЗМУ

Тетяна Колеснікова[1], к. т. н., Олександр Лиходій[1], к. т. н.,
Тетяна Махоркіна[2], к. ф.-м. н.
[1] Придніпровська державна академія будівництва та архітектури.,
вул. Чернишевського 24 а, м. Дніпро, Україна,
e-mail: tnk1403@ukr.net,
[2]Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: mechanic@ua.fm

https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.121

Колеснікова Т., Лиходій О., Махоркіна Т. Експериментальне визначення механічних втрат у двигунах внутрішнього згоряння з класичною та нетрадиційною конструкцією силового механізму
Розглянуто вплив механічних втрат на економічність двигуна. Визначено, що експлуатаційна витрата палива автомобілем залежить від економічності двигуна на характерних експлуатаційних режимах та від тривалості його роботи на цих режимах. Автомобільний двигун на різних експлуатаційних режимах може мати різні значення ефективного ККД η_e, що визначається добутком індикаторного ККД η_i та механічного ККД $\eta_м$. Механічний ККД може змінюватися від 0,85 на номінальному режимі до нуля на холостому ході. Індикаторний ККД двигуна при зміні навантаження змінюється у вужчому інтервалі значень. Тому вплив $\eta_м$ на ефективний ККД і, отже, на паливну економічність двигуна є визначальним.
Визначено, що втрати енергії в конструкції поршневого двигуна на 60–80 % визначаються тертям у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ). Одним із шляхів підвищення механічного ККД $\eta_м$ є зменшення втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі. Запропоновано оптимізувати силовий механізм двигуна заміною класичного кривошипно-шатунного механізму на безшатунний механізм.
До завдань експериментів входило: визначення механічних втрат на привід механізму газорозподілу (МГР); вимірювання складових механічних втрат.
Обрано об'єкти для експериментальних досліджень: одноциліндровий двигун з кривошипно-шатунним механізмом та експериментальний зразок одноциліндрового безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом. За результатами досліджень отримано, що безшатунний двигун порівняно з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і вищу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.
Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, параметри, механічні втрати, робочий процес, циліндр, режими роботи, паливна економічність, кривошипно-кулісний механізм.

Kolesnikova T., Lykhodii O., Makhorkina T. Experimental determination of mechanical losses in internal combustion engines with classical and non-traditional structure of the power mechanism
The influence of mechanical losses on engine efficiency is considered in the article. It is determined that the car operational fuel consumption depends on the engine efficiency in the typical operating modes and duration of its operation in these modes. A car engine in different operating modes can have different values of effective efficiency η_e, which is determined by the product of indicator efficiency η_i and mechanical efficiency η_m. Mechanical efficiency can vary from 0,85 in nominal mode to zero at idle. The indicator efficiency of the engine at change of loading changes in a narrower range of values. Therefore, the effect of η_m on the effective efficiency and, consequently, on the fuel efficiency of the engine is decisive.
It is determined that energy losses in the construction of a reciprocating engine are by 60–80 % determined by friction in the crank mechanism. One of the ways to increase the mechanical efficiency ηm is to reduce friction losses in the crank mechanism. It is proposed to optimize the engine power mechanism by replacing the classic crank mechanism with a rodless mechanism.
The tasks of the experiments included determination of mechanical losses on the drive of the gas distribution mechanism; measurement of components of mechanical losses.
The authors selected objects for experimental research, in particular a single-cylinder engine with a crank mechanism and an experimental sample of a single-cylinder connecting rod engine with a crank mechanism. According to the results of

research, the rodless engine provides by 10...20 % better fuel economy and higher specific effective power (7...12 %) due to less mechanical losses and better thermodynamic cycle.
Key words: internal combustion engine, parameters, mechanical losses, working process, cylinder, operating modes, fuel economy, crank mechanism.

Постановка проблеми. У зв'язку з посиленням вимог до економічності двигунів, проблема їх енергетичної ефективності стає все більш актуальною.

Експлуатаційна витрата палива автомобілем залежить від економічності двигуна на характерних експлуатаційних режимах та від тривалості його роботи на цих режимах. Автомобільний двигун на різних експлуатаційних режимах може мати різні значення ефективного ККД η_e, що визначається добутком індикаторного ККД η_i та механічного ККД $\eta_м$.

Аналіз досліджень і публікацій. Аналіз праць [2; 3] показав, що втрати енергії в конструкції поршневого двигуна на 60–80 % визначаються тертям у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ). Одним зі шляхів підвищення механічного ККД $\eta_м$ є зменшення втрат на тертя в КШМ. КШМ складний у проєктуванні і перспективний для вивчення й оптимізації. Оптимізувати силовий механізм двигуна можна заміною класичного КШМ на безшатунний механізм.

Постановка завдання. До завдань експериментів входило:

1) визначення механічних втрат на привід механізму газорозподілу (МГР), на тертя поршневої групи і тертя в підшипниках КШМ (класичний двигун) та кривошипно-кулісного механізму (ККМ) (безшатунний двигун) при різних режимах роботи двигуна, а також залежно від ступеня стискання, зазору між поршнем і циліндром, конструкції поршня, температури масла тощо;

2) вимірювання складових механічних втрат.

Експериментальне визначення складових механічних втрат проводиться на двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) з регульованим ступенем стискання – класичному з КШМ та безшатунному з ККМ у такій послідовності:

а) вимірювання сумарних втрат на тертя;

б) вимірювання втрат на тертя в окремих деталях і вузлах методом «роздягання» (способом послідовного вимикання їх із роботи – відключення МГР, потім почергове зняття верхнього і нижнього компресійних кілець, маслоз'ємного кільця, поршня й шатуна або куліси в безшатунному двигуні).

Загальна методика досліджень механічних втрат передбачає розробку емпіричних формул на підставі даних експериментів для одержання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому.

Як відомо, при визначенні втрат на тертя методом прокручування непрацюючого двигуна максимальний тиск у циліндрі істотно нижчий, ніж при роботі ДВЗ, коли в циліндрі відбувається процес згоряння.

Для наближення умов навантаження на силовий механізм у непрацюючому двигуні, прокручуваному від стороннього джерела, до працюючого ДВЗ максимальний тиск стискання p_c у циліндрі встановлювався відповідним максимальному тиску згоряння p_z на заданому режимі роботи двигуна завдяки регулюванню ступеня стискання в межах від 7 до 17.

Як об'єкти для експериментальних досліджень були обрані:

– одноциліндровий двигун з КШМ;

– дослідний зразок одноциліндрового безшатунного двигуна з ККМ.

На рис. 1 показано експериментальні картери із силовим механізмом відповідно класичного (а) й безшатунного (б) двигунів, а на рис. 2 – конструктивну схему безшатунного двигуна [3].

Для проведення експериментальних досліджень двигуни були обладнані автономною електронною системою запалювання, автономним паливним насосом і незалежною системою регулювання кута випередження запалювання в широких межах.

Фази газорозподілу приймали однаковими для обох двигунів.

Двигуни відрізняються між собою силовим механізмом і конструкцією картера. У класичному двигуні з КШМ картер спільно зі силовим механізмом застосований від серійного двигуна бензиномоторної пилки «Тайга-214». У картері безшатунного двигуна розташовано два колінчасті вали, кінематично пов'язані з поршнем через кулісу й шток.

Циліндр разом з головкою циліндра й МГР при стендових випробуваннях використовувався як для класичного, так і безшатунного ДВЗ встановленням його на відповідний картер.

а б

Рис. 1. Експериментальні картери із силовим механізмом:
а) класичний двигун; б) безшатунний двигун
Fig. 1. Experimental crankcases with power mechanism:
a) classic engine; b) rodless engine

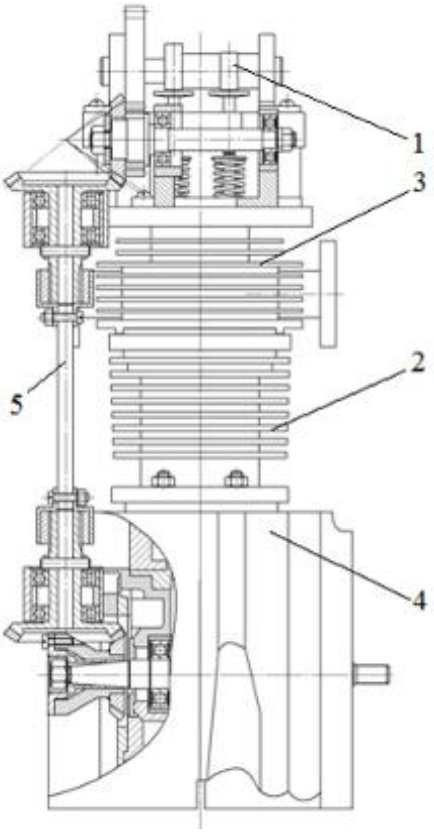

Рис. 2. Конструктивна схема експериментального безшатунного двигуна [4]:
1 – розподільний вал; 2 – циліндр; 3 – головка циліндра; 4 – картер; 5 – привід МГР
Fig. 2. Constructive scheme of the experimental rodless engine [4]:
1 – camshaft; 2 – cylinder; 3 – cylinder head,
4 – crankcase; 5 – drive gas distribution mechanism

Це давало змогу більш наближено проводити порівняльні дослідження двох типів двигунів, включаючи відмінності у приробітку робочих поверхонь циліндропоршневої групи, зазорів між поршнем і циліндром, стану поверхонь поршня й дзеркала циліндра, а також відмінності в технологічних похибках елементів МГР.

Очевидно, що через різні зміни температури в циліндрі у працюючого двигуна і при регулюванні ступеня стискання в непрацюючому двигуні навіть за рівності $p_c = p_z$ отримані значення втрат на тертя не можуть точно відповідати втратам працюючого двигуна.

Серійний комплект поршневих кілець від двигуна Brigs (США) з діаметром D = 52 мм складається з двох компресійних кілець і маслоз'ємного кільця, що являє собою коробчасте прорізне кільце зі збіжними фасками, хромовим покриттям і витим пружинним розширником.

В експериментах на непрацюючих двигунах температура стінок циліндра підтримувалася в заданому інтервалі температур за допомогою ніхромової спіралі, намотаної на циліндр і підключеної до джерела постійного струму напругою 30 В.

Спіраль має електричну ізоляцію від циліндра за допомогою керамічних ізоляторів у вигляді бусинок.

Температура циліндра контролювалася за допомогою хромель-копелевої термопари, установленої в середній за висотою частині циліндра.

У двигунах застосована незалежна система для змащення підшипників колінчастого вала й регулювання температури мастила від 40 до 120°С.

Виклад основного матеріалу. На рис. 3 і 4 подано деякі параметри безшатунного та класичного ДВЗ за навантажувальними характеристиками [1].

З наведених даних видно, що при номінальному навантаженні ($\varphi_{др}$ = 100 % і n = 5400 хв$^{-1}$) такі індикаторні показники, як Ni, gi і ηi, практич-

но однакові для безшатунного та класичного ДВЗ. У міру зниження навантаження і частоти обертання різниця між цими показниками збільшується на користь безшатунного двигуна. Ця різниця пояснюється впливом низки факторів, що залежать від кінематики поршня.

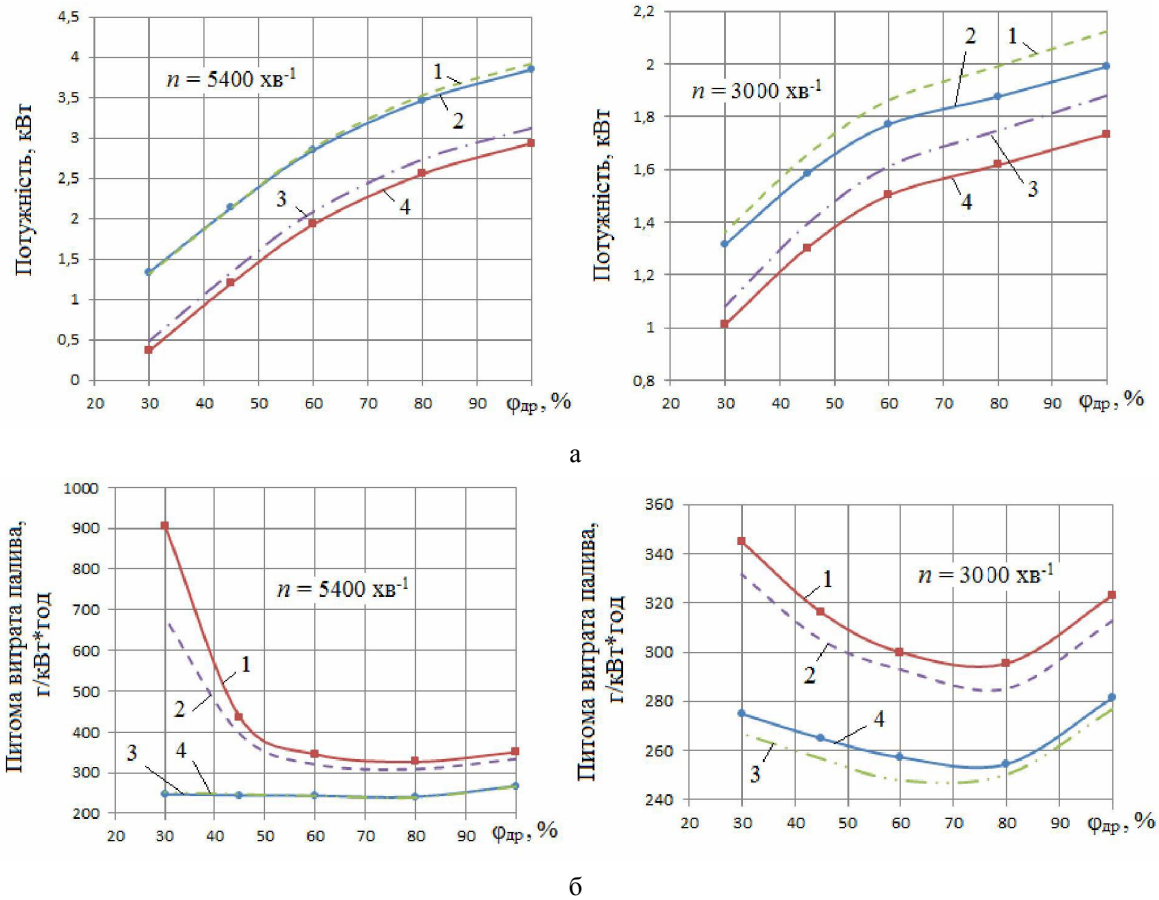

Рис. 3. Навантажувальні характеристики експериментальних двигунів по куту відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$:
а) 1, 2 – індикаторна потужність відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – ефективна потужність відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
б) 1, 2 – механічний ККД відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – індикаторний ККД відповідно двигуна з ККМ та КШМ

Fig. 3. Load characteristics of experimental engines on the opening angle of the throttle valve $\varphi_{др}$:
a) 1, 2 – power indicators of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
3, 4 – effective powe of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
б) 1, 2 – mechanical efficiency of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
3, 4 – indicator efficiency of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively

Наприклад, за постійної частоти обертання n = 3000 хв$^{-1}$ індикаторна потужність при $\varphi_{др}$ = 100 % в безшатунному двигуні більша, ніж у класичному на 0,11 кВт (3,7 %), а при $\varphi_{др}$ = 30 % величини Ni в обох двигунах майже рівні. При n =2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % різниця в Ni становить 0,09 кВт (3 %), а при $\varphi_{др}$ = 30 % різниця в індикаторній потужності менша на 1 %.

Різниця між ефективними показниками двигунів (Ne, ge, ηe) більш істотна внаслідок більшого механічного ККД $\eta_м$ в безшатунному ДВЗ.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r у безшатунному двигуні порівняно з класичним менший на всіх часткових режимах (див. рис. 4).

У безшатунному двигуні це можна пояснити більш тривалим часом перебування поршня в районі верхньої мертвої точки, що сприяє кращому очищенню камери згоряння від продуктів згоряння. Різниця в γ_r безшатунного та класичного ДВЗ зростає зі збільшенням навантаження (відкриттям дросельної заслінки) і зменшенням частоти обертання колінчастого вала, причому при номінальному режимі величини γ_r цих двигунів

практично рівні (розбіжність становить не більше 1,3 %). Зі зменшенням частоти обертання n різниця в γ_r помітно зростає і досягає 45 % на режимі: $\varphi_{др} = 100$ % і $n = 2000$ хв$^{-1}$.

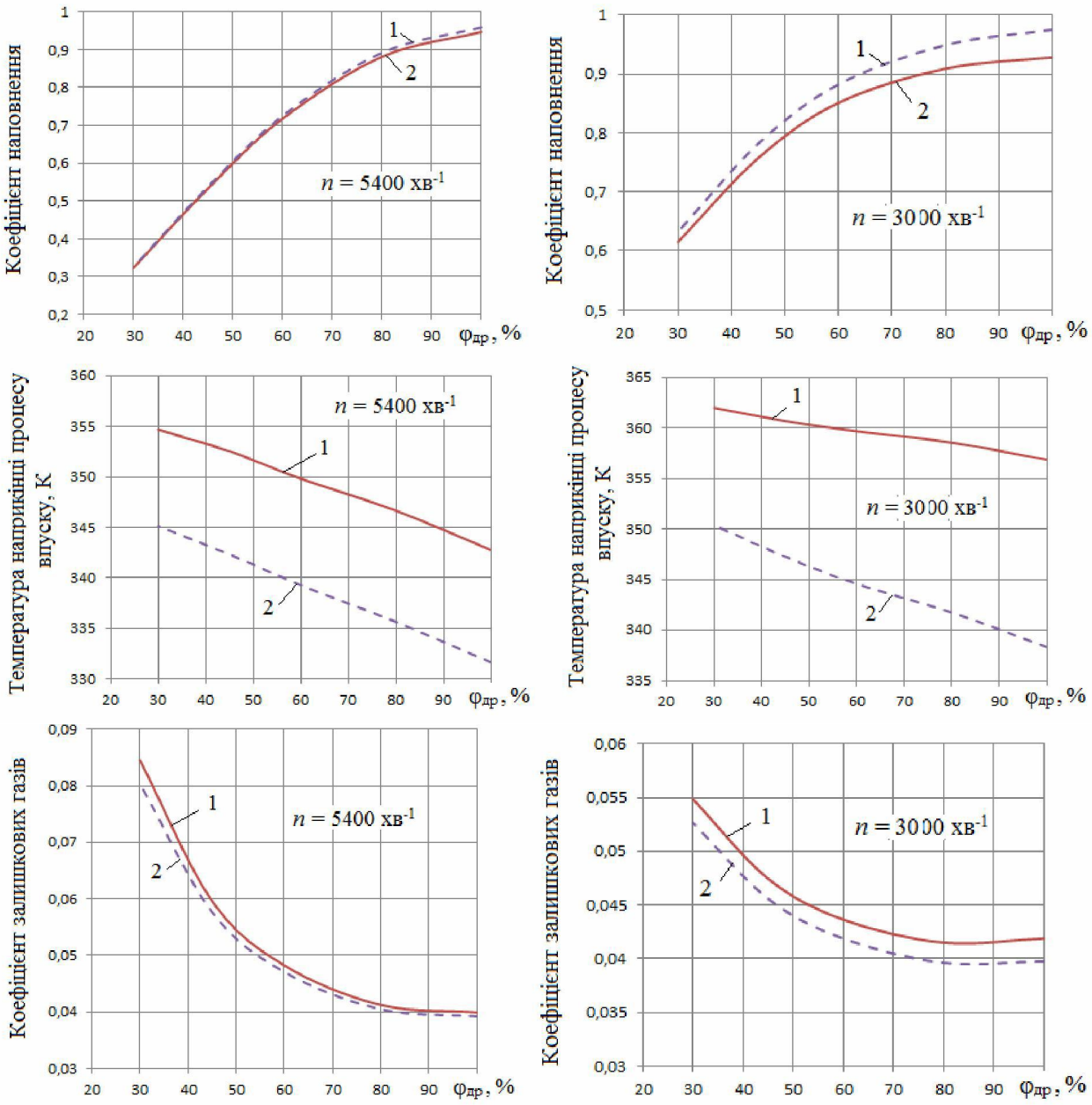

Рис. 4. Параметри процесу впуску:
1, 2 – відповідно двигун з КШМ та ККМ
Fig. 4. Admission process parameters:
1, 2 – the engine with crank mechanism and crank-rocker mechanism respectively

З рис. 4 видно, що в міру підвищення навантаження (відкриття дросельної заслінки) відмінність у величині коефіцієнта наповнення η_V збільшується. При цьому абсолютна величина коефіцієнта наповнення в безшатунному двигуні більша, ніж у класичному, внаслідок нижчого коефіцієнта залишкових газів. Аналогічний характер зміни η_V спостерігається і при зниженні частоти обертання.

Для навантажувального режиму $\varphi_{др} = 100$ % величина η_V безшатунного двигуна змінюється від 0,936 при $n = 5400$ хв$^{-1}$ до 0,782 при $n = 3000$ хв$^{-1}$; у класичному ДВЗ η_V змінюється відповідно від 0,923 до 0,731. Подібна розбіжність величини η_V при зниженні частоти обертання (1,4 і 7 % при $n = 5400$ хв$^{-1}$ і 3000 хв$^{-1}$) пов'язана з тим, що в цьому разі вплив швидкості поршня на η_V в без-

шатунному двигуні виявляється більшою мірою, ніж у класичному ДВЗ.

У безшатунного двигуна з ККМ порівняно з класичним цікавою є, з погляду застосування наддуву або підвищення ступеня стиску, нижча температура в кінці впуску *Tах* на всіх навантажувальних і швидкісних режимах. На номінальному режимі n = 5400 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % різниця температури становить ΔT = 11 К; при n = 2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % ΔT = 8,95 К, а при $\varphi_{др}$ = 30 % ΔT = 13 К.

Розрахунки показують, що внаслідок меншої температури вкінці впуску за інших рівних умов у безшатунному двигуні можна збільшити ступінь стиску на 1...2 одиниці щодо базового ступеня стиску класичного ДВЗ. Це дає змогу підвищити загальний ступінь розширення і, відповідно, підняти індикаторний ККД.

Величина кута випередження запалювання в безшатунному двигуні порівняно з класичним менша в середньому на 10 °п.к.в. при n = 5400 хв$^{-1}$, а при n = 2000 хв$^{-1}$ менша на 2,5 °п.к.в. Цей факт вказує на те, що в безшатунному ДВЗ в момент подачі іскри поршень перебуває ближче до верхньої мертвої точки, а тому, відповідно, ступінь розширення більший і більша ефективність використання підведеної теплоти.

Висновки. У безшатунному двигуні складові механічних втрат, особливо газообміну й тертя в поршневій групі і ККМ, дотепер не вивчені. Тому для розробки конструктивних заходів і створення теоретичної бази щодо зниження механічних втрат безшатунного двигуна необхідна постановка широких досліджень складових механічних втрат, зокрема й втрат на привід допоміжних механізмів.

Безшатунний двигун порівняно з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і вищу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

Бібліографічний список

1. Деякі результати порівняльних досліджень показників безшатунного і класичного двигунів / М. І. Міщенко та ін. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2014. № 2. С. 28-33.

2. Метод розрахунку втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі двигуна / М. О. Гончар, В. П. Матейчик, В. А. Ніколаєнко, Р. Г. Павлюк. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів*: зб. наук. праць. Київ: УТУ, ТАУ, 1998. Вип. 6. С. 10-15.

3. Міщенко М. І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згоряння. Т. 1: Теорія, розробка та випробування нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. Донецьк: Лебідь, 1998. 228 с.

4. Сун Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: дисс. … канд. техн. наук. Москва, 2004. 116 с.

Стаття надійшла 07.05.2022