

**М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов,
В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко**

ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ ПОРІВНЯЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ БЕЗШАТУННОГО ТА КЛАСИЧНОГО ДВИГУНІВ

У статті описуються деякі результати експериментальних і розрахункових досліджень двох одноциліндрових двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з кривошипно-кулісним механізмом і класичного з кривошипно-шатунным механізмом. Розглянуто зміну складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя по швидкісним і навантажувальним характеристикам двигунів. Відзначається більш низький рівень механічних втрат в безшатунному двигуні (в середньому на 20...25%) і кращі на 10...20% ефективні показники.

Вступ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння в даний час займають домінуюче становище на автомобільному транспорті, оскільки є найбільш досконалими по конструкції, робочому процесу, технологічності виготовлення і т. п. Разом з тим розвиток автомобільного транспорту вимагає постійного поліпшення економічних і екологічних показників, зниження вібрації і шуму сучасних ДВЗ, а також сприяє розробці і дослідженню принципово нових поршневих двигунів.

Удосконалення поршневих ДВЗ може йти різними шляхами такими, як застосування незвичайних способів організації робочого процесу (форкамерно-факельне запалювання, розшарування заряду в камері згоряння, способи Міллера і Аткинсона та ін.), застосування на часткових режимах регульованого ступеня стиску і відключення частини циліндрів. Поряд з цим багато двигунобудівних фірм проводять пошук принципово нових нетрадиційних конструкцій, наприклад, двигуни із змінним ступенем стиснення – SAAB SVC (Швеція) [1], MCE-5 (Франція) [2]; двигуни з регульованим ходом поршня – Scalzo [3], GoEngine [4], H.Pouliot [5]; безшатунні двигуни С. Баландіна [6], з кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [7] та ін.

Кожен з цих двигунів має свої переваги і недоліки. Однак більш перспективним для застосування на автомобілі можна вважати безшатульний двигун з ККМ завдяки його істотним перевагам у порівнянні з класичним ДВЗ, а саме – краща паливна економічність, ідеальна зрівноваженість при будь-якому числі циліндрів, надзвичайно тихий хід та низький рівень шуму і вібрації.

В останні роки в АДІ ДонНТУ (м. Горлівка) спільно з ПДАБА (м. Дніпропетровськ) за участю авторів проводиться комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на створення безшатунного бензинового двигуна з ККМ стосовно легкового автомобіля [8]. Деякі результати цих досліджень викладаються у цій статті, де

наводиться порівняльний аналіз ефективності безшатунного та класичного двигунів.

Мета роботи – розрахункові та експериментальні дослідження механічних втрат, а також індикаторних та ефективних параметрів двох двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з ККМ і класичного з кривошипно-шатунным механізмом (КШМ).

Результати досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на двох одноциліндрових бензинових двигунах – безшатунному з ККМ і класичному КШМ в лабораторії ДВЗ АДІ ДонНТУ, а також на кафедрі «ЕРМ» ПДАБА. Розрахункові дослідження виконані за допомогою математичних моделей робочого циклу і механічних втрат ДВЗ.

На рис. 1 представлені залежності, відповідно, складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя двох двигунів від частоти обертання n .

Порівняння графіків показує, що рівень механічних втрат в безшатунному двигуні на 20...25 % нижче, ніж в класичному. Це вказує на те, що навіть при однакових індикаторних показниках безшатульний двигун з ККМ в порівнянні з класичним має більш високу питому ефективну потужність і меншу витрату палива. До того ж, як буде показано нижче, безшатульний двигун перевершує класичний і за індикаторними показниками.

Насосні втрати $p_{\text{нас}}$ безшатунного двигуна в середньому на 3...4 % вище, ніж класичного. Тут у безшатунному двигуні фази газорозподілу були прийняті такими ж як у класичному ДВЗ і є неоптимальними. Експериментальні та розрахункові дослідження показують, що при оптимальних фазах газорозподілу в безшатунному двигуні величина $p_{\text{нас}}$ на 6...12 % менше, ніж в класичному ДВЗ.

Абсолютні значення від'ємної роботи випуску в безшатунному двигуні більш низькі у порівнянні з класичним, що може бути пояснено переважаючим розходженням кінематики двигунів.

Розрахункові дані показують, що по мірі відкриття дросельної заслінки і зменшення частоти

обертання колінчастого вала різниця робіт випуску $L_{\text{вип}}$ збільшується. Так, при $\phi_{\text{др}} = 30\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ робота випуску для класичного і безшатуного ДВЗ становить, відповідно, 6,55 і 5,24 Дж (відносно зменшення дорівнює 25%). При $\phi_{\text{др}} = 100\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ робота випуску класичного двигуна дорівнює

внює $L_{\text{випК}} = 1,92 \text{ Дж}$, а безшатуного ДВЗ $L_{\text{випБ}} = 0,26 \text{ Дж}$, тобто робота $L_{\text{випК}}$ більше роботи $L_{\text{випБ}}$ в 3,57 рази. У разі роботи двигунів на режимі $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{\text{др}} = 30\%$ $L_{\text{випБ}}$ менше $L_{\text{випК}}$ в 2,4 рази, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{\text{др}} = 100\%$ – в 7,3 рази.

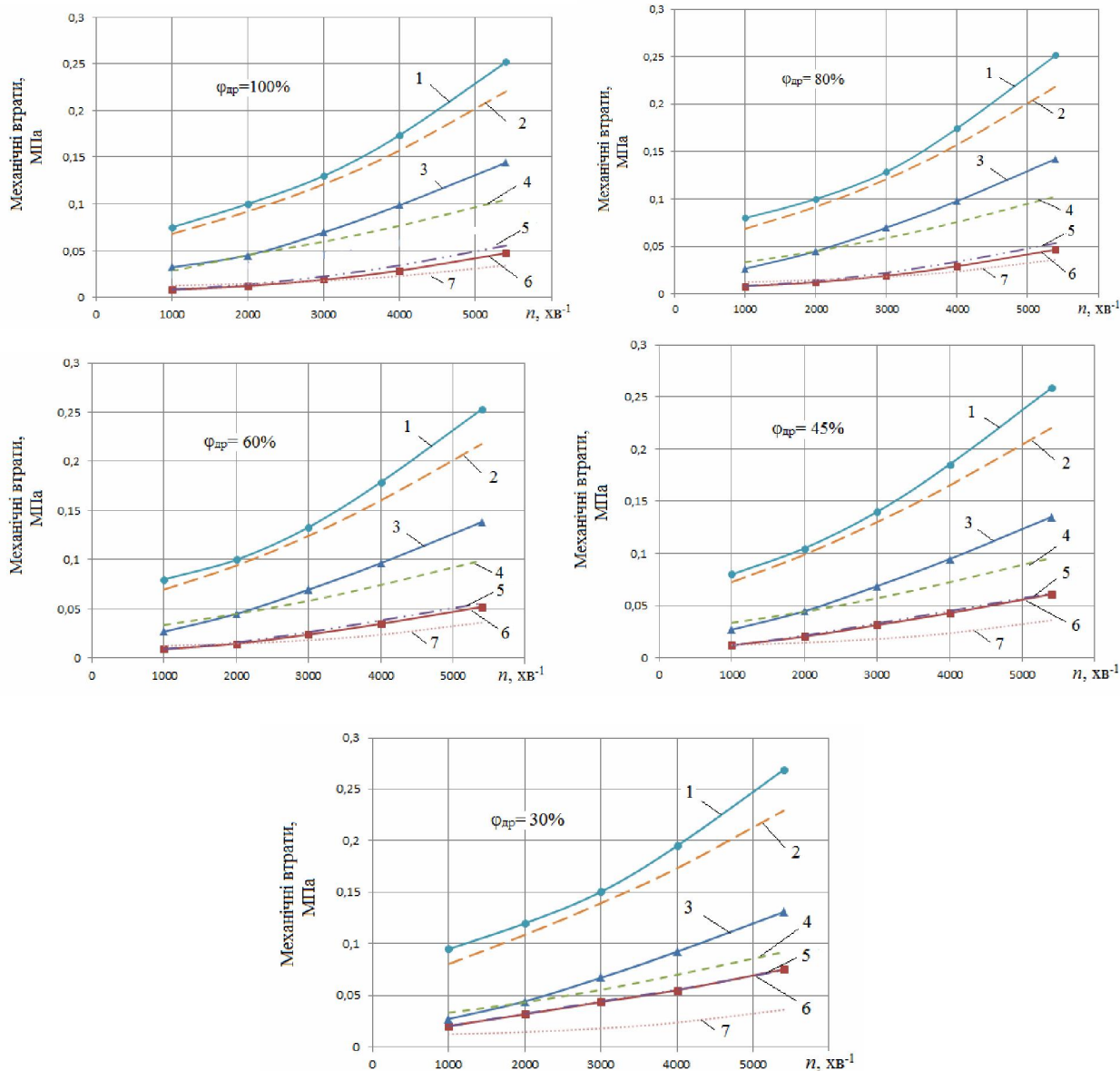


Рис.1. Залежність механічних втрат експериментальних двигунів з КШМ та ККМ від частоти обертання n для різної величини відкриття дросельної заслінки $\phi_{\text{др}}$:
 1, 2 – сумарні механічні втрати (p_m), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 3, 4 – втрати на тертя ($p_{\text{тр}}$), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 5, 6 – насосні втрати ($p_{\text{нас}}$), відповідно, двигуна з ККМ та КШМ; 7 – втрати на привід допоміжних агрегатів ($p_{\text{пр}}$)

На рис.2 та 3 представлені деякі параметри безшатуного та класичного ДВЗ по навантажувальним характеристикам.

З наведених даних видно, що при номінальному навантаженні ($\phi_{\text{др}} = 100\%$ і $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$) індикаторні показники такі, як N_i , g_i і η_i практично однакові для безшатуного та класичного ДВЗ. По

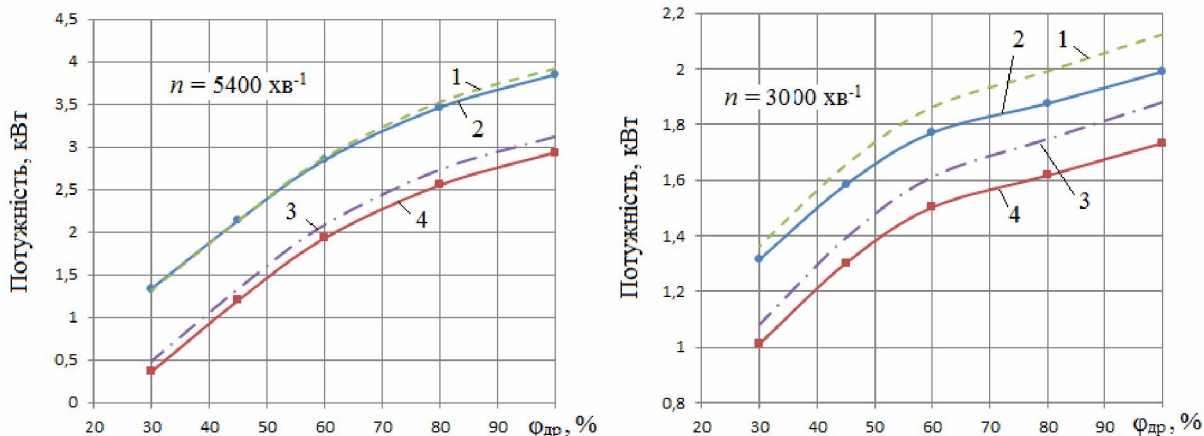
мірі зниження навантаження і частоти обертання різниця між цими показниками збільшується на користь безшатуного двигуна. Ця різниця пояснюється впливом ряду факторів, що залежать від кінематики поршня.

Наприклад, при постійній частоті обертання $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ індикаторна потужність при

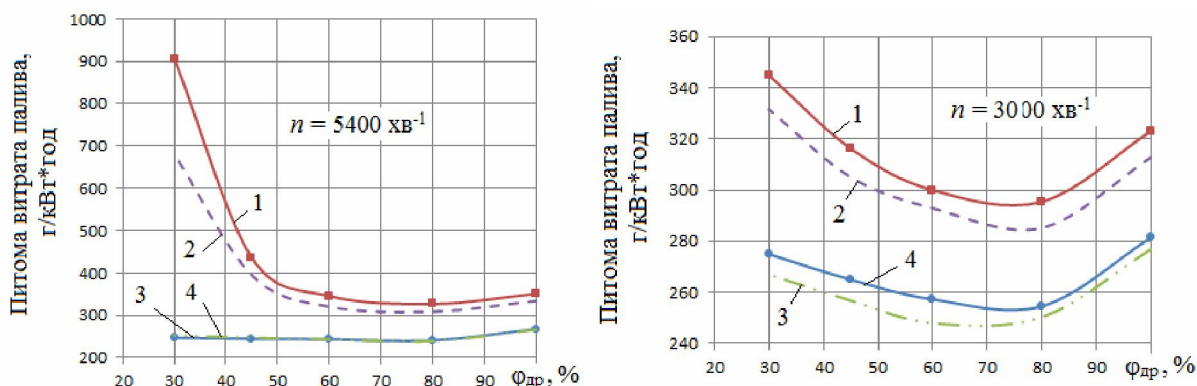
$\phi_{др} = 100\%$ в беззатунном двигуни більше, ніж у класичному на 0,11 кВт (3,7%), а при $\phi_{др} = 30\%$ величини N_i в обох двигунах майже рівні. При $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ різниця в N_i становить 0,09

кВт (3%), а при $\phi_{др} = 30\%$ різниця в індикаторній потужності менше на 1%.

Різниця між ефективними показниками двигунів (N_e, g_e, η_e) більш істотна внаслідок більшого механічного ККД η_m у беззатунному ДВЗ.



1, 2 – індикаторна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – ефективна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ



1, 2 – ефективна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ;
3, 4 – індикаторна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ

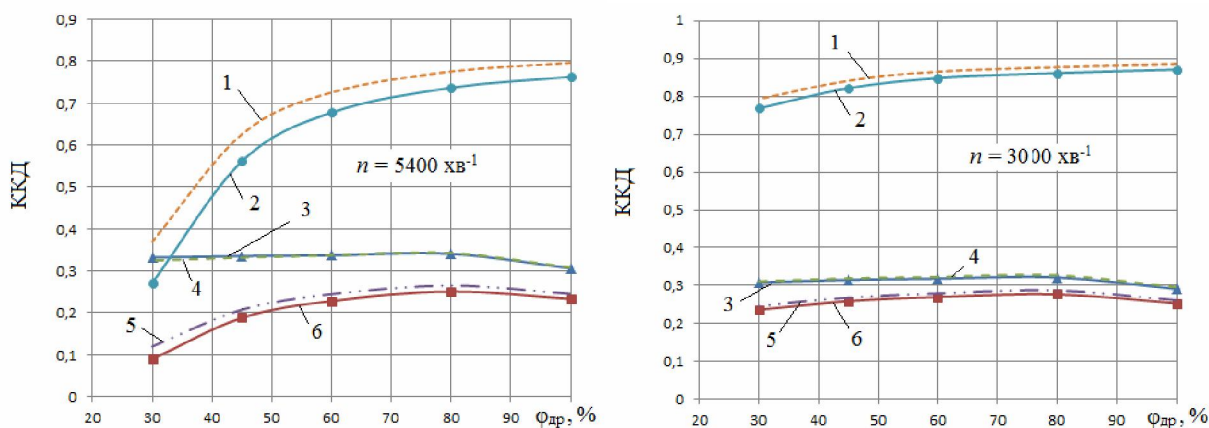


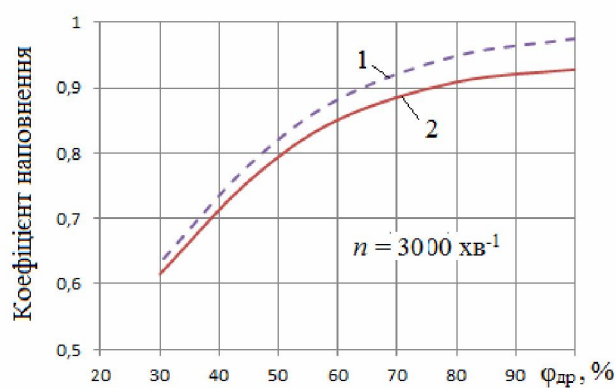
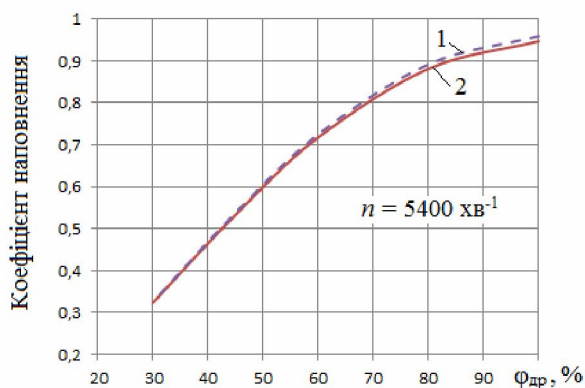
Рис.2. Навантажувальні характеристики експериментальних двигунів по куту відкриття осрельної заслінки $\phi_{др}$

1, 2 – механічний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – індикаторний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
5, 6 – ефективний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ

Коефіцієнт залишкових газів γ_r в безшатунно-му двигуні у порівнянні з класичним менше на всіх часткових режимах (рис.3).

Це можна пояснити більш тривалим у безшатунному двигуні часом знаходження поршня в районі ВМТ, що сприяє кращому очищенню камери згоряння від продуктів згоряння. Різниця в γ_r безшатунного та класичного ДВЗ зростає із збільшен-

ням навантаження (відкриттям дросельної заслінки) і зменшенням частоти обертання колінчастого вала, причому при номінальному режимі величини γ_r цих двигунів практично рівні (розходження становить не більше 1,3 %). Зі зменшенням частоти обертання n різниця в γ_r помітно зростає і досягає 45 % на режимі: $\phi_{др} = 100\%$ і $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.



1, 2 – відповідно, двигун з ККМ та КШМ

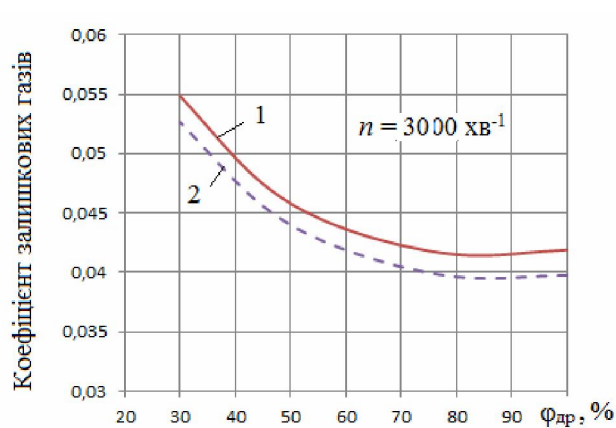
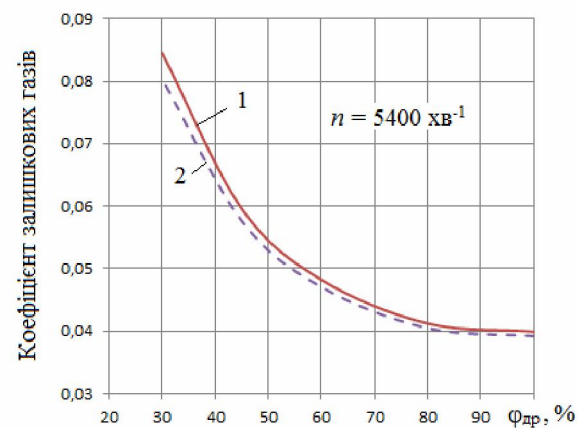
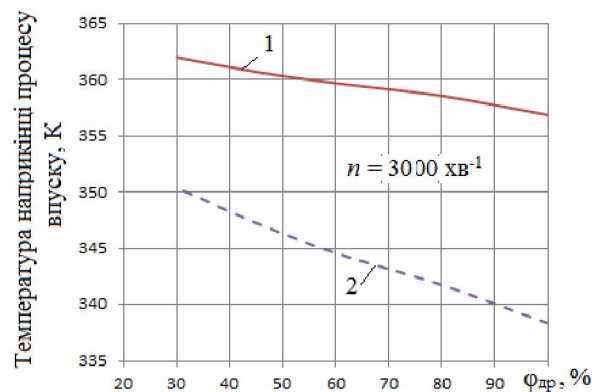
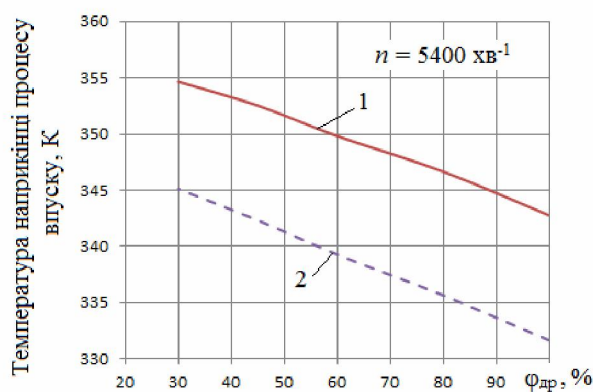


Рис.3. Параметри процесу впуску
1, 2 – відповідно, двигун з КШМ та ККМ

З рис. 3 видно, що по мірі підвищенні навантаження (відкриття дросельної заслінки) відмінність у величині коефіцієнта наповнення η_V збільшується. При цьому абсолютна величина коефіцієнта наповнення в безшатунному двигуні більша, ніж в класичному внаслідок більш низького коефіцієнта залишкових газів. Аналогічний характер зміни η_V спостерігається і при зниженні частоти обертання.

Для навантажувального режиму $\phi_{др} = 100\%$ величина η_V безшатунного двигуна змінюється від 0,936 при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ до 0,782 при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; в класичному ДВЗ η_V змінюється, відповідно, від 0,923 до 0,731. Подібне розходження величини η_V при зниженні частоти обертання (1,4 і 7 % при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і 2000 хв^{-1}) пов'язане з тим, що в цьому випадку вплив швидкості поршня на η_V в безшатунному двигуні виявляється більшою мірою, ніж у класичному ДВЗ.

У безшатунного двигуна з ККМ в порівнянні з класичним цікавим, з точки зору застосування наддуву або підвищення ступеня стиску, є більш низька температура в кінці впуску T_{ax} на всіх навантажувальних і швидкісних режимах. На номінальному режимі $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ різниця температури становить $\Delta T = 11 \text{ К}$; при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ $\Delta T = 8,95 \text{ К}$, а при $\phi_{др} = 30\%$ $\Delta T = 13 \text{ К}$.

Розрахунки показують, що із-за меншої температури в кінці впуску при інших рівних умовах в безшатунному двигуні можна збільшити ступінь стиску на 1...2 одиниці щодо базового ступеня стиску класичного ДВЗ. Це дозволяє підвищити загальний ступінь розширення і, відповідно, підняти індикаторний ККД.

Величина кута випередження запалювання в безшатунному двигуні в порівнянні з класичним менше в середньому на 10° п.к.в. при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ менше на $2,5^\circ \text{ п.к.в.}$ Це вказує на те, що в безшатунному ДВЗ в момент подачі іскри поршень знаходиться ближче до ВМТ, а, відповідно, ступінь розширення більше і більше ефективність використання підведеної теплоти.

Висновки

1. Безшатульний двигун в порівнянні з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і більш високу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

2. В безшатунному двигуні, внаслідок меншої температури в кінці впуску, є резерв підвищення ступеня стиску на 1...2 одиниці без ризику появи детонації, що дозволить додатково поліпшити показники робочого процесу.

3. Безшатульний двигун з ККМ забезпечує таку паливну економічність, яка недосяжна в сучасному класичному ДВЗ.

Список літератури:

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.
2. Пат. № 2786530 Франція. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Оубл. 19.01.2001.- Бюл. № 01/03.
3. Пат. № 7174863 В2 США, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Оубл. 13.02.2007.
4. Пат. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Заявл. 30.03.2001; Оубл. 10.10.2002.
5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978.
6. Баландин С. С. Бешшатунные двигатели внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1972. - 176 с.
7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. - 1985. - 41, № 19. - P. 212 - 220.
8. Міщенко М. І. Визначення механічних втрат у поршневному двигуні внутрішнього згорання / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Ю. В. Юрченко, В. Л. Супрун, В. С. Шляхов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2013. - №1. - С.51-55.

Bibliography (transliterated):

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.
2. Pat. № 2786530 Francija. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Opubl. 19.01.2001.- Bjul. № 01/03.
3. Pat. № 7174863 V2 SShA, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Opubl. 13.02.2007.
4. Pat. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Zjavl. 30.03.2001; Opubl. 10.10.2002.
5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978.
6. Balandin S. S. Beshshatunnye dvigateli vnutrennego sgoranja. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 176 s.
7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. - 1985. - 41, № 19. - P. 212 - 220.
8. Mishhenko M. I. Vznachennja mehanichnih vtrat u porshnevomu dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja / Mishhenko M. I., Zarenbin V. G., Jurchenko Ju. V., Suprun V. L., Shljahov V. S. // Dvigateli vnutrennego sgoranja. - 2013.-№1.-S.51-55.

Поступила в редакцию 25.06.2014

Міщенко Микола Іванович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інституту ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Заренбін Володимир Георгійович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Юрченко Юрій Валерійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Супрун Володимир Леонідович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Шляхов Віталій Сергійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Касьяненко Дмитро Валерійович – магістрант каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕСШАТУННОГО И КЛАССИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЕЙ

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко

В статье описываются некоторые результаты экспериментальных и расчетных исследований двух одноцилиндровых двигателей с различной кинематикой силового механизма - бесшатунного с кривошипно-кулисным механизмом и классического с кривошипно-шатунным механизмом. Рассмотрено изменение составляющих суммарных механических потерь и потерь на трение по скоростным и нагрузочным характеристикам двигателей. Отмечается более низкий уровень механических потерь в бесшатунном двигателе (в среднем на 20 ... 25%) и лучшие на 10 ... 20% эффективные показатели.

SOME RESULTS OF COMPARATIVE RESEARCH OF CHARACTERISTICS IN NON-CONNECTING ROD AND CLASSICAL ENGINES

N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.S. Shlyahov, V.L. Suprun, D.V. Kasianenko

This paper describes some results of experimental and theoretical studies of two- single-cylinder engines with different power kinematics mechanism – non-connecting rod of crank-rocker mechanism and classical with crank mechanism. Consider changing the components of the total mechanical losses and friction losses in speed and load of the engine. There is a lower mechanical losses in the non-connecting rod engine (an average of 20 ... 25%) and the best 10 ... 20% effective performance.

УДК 621.433.2

А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук

ОПЕРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

В работе приведена методика определения цикловой подачи топливоподающей аппаратуры с электронным управлением, базирующаяся на использовании сигналов системы управления и термодинамической теории истечения газов. Обеспечиваемая точность определения цикловой подачи с использованием предложенной методики не превышает 5 %.

Введение

При исследовании и эксплуатации двигателей необходимо обеспечивать достоверное определение расхода топлива. Исследование переходных режимов, сокращение времени и стоимости испытаний являются актуальными вопросами, поэтому важно определять цикловой расход.

Определение циклового расхода топлива при стендовых испытаниях, а тем более в эксплуатации ставит перед исследователями определенного рода трудности, связанные с использованием оригинальных методик.

Анализ публикаций

Стандартами на проведение стендовых испытаний ГОСТ 14846-81, ГОСТ 18509-80 предусматривается измерение расхода топлива двумя способами – весовым и объемным. Так как большинство современных двигателей оснащаются топливопо-

дающей аппаратурой с электронным управлением, то возможно, используя сформированные контроллером сигналы, получить достоверные данные о расходе топлива. Широкое внедрение электроники позволяет автоматизировать процесс измерения расхода жидкого или газообразного топлива. Такой метод измерения расхода топлива основан на имеющихся данных о частоте и длительности срабатывания форсунок, наполнения цилиндров воздухом [1]. Дополнительно такой подход позволяет прогнозировать пробег транспортного средства на одной заправке, реализовать мониторинг расхода топлива в эксплуатации либо при дорожных испытаниях [1].

В практике двигателестроения, стендовых и ездовых испытаний двигателя такой подход позволяет реализовать непосредственное измерение расхода топлива как на режимах разгона и замедления