

УДК 593.3

**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ
В БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

*Тетяна Колеснікова¹, к. т. н., Олександр Лиходій¹, к. т. н.,
Тетяна Махоркіна², к. ф.-м. н.*

*¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського 24 а, м. Дніпро, Україна,
e-mail: tnk1403@ukr.net*

*²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Львівська обл., Україна,
e-mail: mechanic@ua.fm*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2024.28.107>

Колеснікова Т., Лиходій О., Махоркіна Т. Теоретичні дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному двигуні внутрішнього згоряння

Встановлено, що одним із напрямків поліпшення економічних і екологічних показників двигунів внутрішнього згоряння є регулювання ступеня стиску на часткових режимах роботи двигуна. Для цього було проведено аналітичний огляд робіт із застосування змінного ступеня стиску в бензинових двигунах.

За результатами огляду й аналізу робіт зі створення двигунів зі змінним ступенем стиску встановлено, що поліпшити економічні й одночасно токсичні показники бензинового двигуна можливо удосконалюванням процесу згоряння на часткових режимах шляхом регулювання ступеня стиску. Також встановлено, що перспективною конструкцією двигуна зі змінним ступенем стиску є безшатульний поршневий двигун із кривошипно-кулісним силовим механізмом. У цьому двигуні, на відміну від відомих нетрадиційних двигунів, ефективний К.К.Д. має тенденцію підвищуватися при збільшенні ступеня стиску вище 14, завдяки меншій залежності механічного коефіцієнта корисної дії від навантаження і частоти обертання. Крім того, у безшатунному двигуні внутрішнього згоряння простіше й ефективніше реалізується зміна ступеня стиску, що в цілому підвищує показники двигуна.

Відомо, що зразки двигунів зі змінним ступенем стиску мають невелику швидкість механізму зміни ступеня стиску. Це призводить до значного часу роботи двигуна з ознаками детонації і знижує його надійність і довговічність. Отож, дослідження впливу конструкції механізму зміни ступеня стиску на швидкість зміни ступеня стиску залежне від параметрів робочого процесу – один із важливих напрямків наукової роботи по створенню двигуна зі змінним ступенем стиску. Досліджено вплив режиму роботи двигуна на швидкодію механізму зміни ступеня стиску, розроблена математична модель розрахунку часу спрацьовування механізму, розроблено методику вибору раціональних параметрів перерізу гідрозамків механізму. Наведені результати теоретичного та експериментального дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового чотиритактного двигуна.

Ключові слова: безшатульний двигун, змінний ступінь стиску, механізм зміни ступеня стиску, гідрозамки, дослідження, розрахунки.

Kolesnikova T., Lykhodii O., Makhorkina T. Theoretical research of the variable compression ratio mechanism in the rodless internal combustion engine

It has been established that one of the ways to improve the economic and environmental performance of internal combustion engines is to regulate the compression ratio in partial engine operation modes. To explore this, an analytical review of studies on the application of variable compression ratios in gasoline engines was conducted.

The review and analysis of the research on developing engines with variable compression ratios revealed that it is possible to improve both the economic and emission characteristics of gasoline engines by enhancing the combustion process during partial load operations through compression ratio regulation. Additionally, it was found that a promising design of an engine with a variable compression ratio is the connecting rod-free piston engine with a crank-slider power mechanism. In this engine, unlike other unconventional engines, the effective efficiency tends to increase as the compression ratio exceeds 14, thanks to the reduced dependency of the mechanical efficiency coefficient on load and rotation speed. Furthermore, in a connecting rod-free internal combustion engine, the implementation of compression ratio variation is simpler and more efficient, improving engine performance.

It is known that existing samples of engines with variable compression ratios have a low response speed of the compression ratio adjustment mechanism. This results in a significant amount of engine operation time under detonation conditions, reducing its reliability and durability. Therefore, studying the effect of the compression ratio adjustment mechanism design on the speed of compression ratio change depending on the parameters of the working

process is a crucial area of research for developing engines with variable compression ratios. The study theoretically examined the impact of engine operating modes on the response time of the compression ratio adjustment mechanism. A mathematical model was developed to calculate the activation time of the mechanism, along with a methodology for selecting rational cross-sectional parameters of the hydraulic locks in the mechanism. The results of theoretical and experimental investigations of the compression ratio adjustment mechanism for a four-stroke gasoline engine are presented.

Keywords: rodless engine, variable compression ratio, mechanism of compression ratio variation, hydraulic locks, research, calculations.

Постановка проблеми. У сучасних умовах світової економічної кризи питання раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів набуває нових обертів. Екологічна ситуація у світі, а зокрема і в нашій країні, вимагає бажати кращого. Саме тому перед інженерами-двигунобудівниками ставиться за мету створення двигуна, який би поєднував у собі високу економічність разом із низьким рівнем викидів забруднюючих речовин. Україна займає одне з перших місць у світі за рівнем забруднення навколишнього середовища, проте не має достатньої кількості власних енергоресурсів, тому питання збереження навколишнього середовища та ресурсозбереження є для неї особливо актуальними.

У зв'язку з цим протягом останніх десятиліть двигунобудівництво вирішує два основні завдання: підвищення паливної економічності двигунів і зниження токсичності відпрацьованих газів. До виконання цих завдань не можна підходити роздільно, тому що зниження питомої витрати палива призводить здебільшого до відповідного зниження питомих викидів токсичних речовин.

Підвищення рівня технології виробництва в двигунобудівництві дозволило домогтися значного зниження витрати палива. Однак шляхи підвищення економічності, зниження токсичності і поліпшення інших питомих показників класичних поршневих двигунів практично вичерпані. Подальший розвиток ДВЗ, ймовірно, буде пов'язаний із принциповими змінами в конструкції двигунів. Це підтверджують останні розробки і результати досліджень ведучих фірм і організацій у сфері двигунобудівництва (Mitsubishi Motors, DaimlerChrysler, Toyota, Saab, Orbital тощо).

Одним із напрямків поліпшення економічних і екологічних показників ДВЗ є регулювання ступеня стиску (ϵ) на часткових режимах роботи двигуна. Очевидно, що найперспективніше застосування ДВЗ зі змінним ступенем стиску доцільно на автомобілях, що постійно експлуатуються в міських умовах, де їхні двигуни відносно нещодавно працюють з повним навантаженням.

Метою роботи є дослідження механізму зміни ступеня стиску (МЗСС) в безшатунному двигуні з визначенням шляхів забезпечення

ефективної динаміки спрацьовування механізму зміни ступеня стиску. Одним із основних критеріїв оцінки слід вважати швидкість спрацьовування механізму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За результатами огляду й аналізу робіт [1-8] зі створення двигунів з перемінним ступенем стиску можна дійти таких висновків:

а) поліпшити економічні й одночасно токсичні показники бензинового двигуна можливо удосконалюванням процесу згорання на часткових режимах шляхом регулювання ступеня стиску. У такому разі розширюються межі ефективного збіднення суміші і поліпшується робота двигуна на холостому ході і малих навантаженнях;

б) перспективною конструкцією двигуна зі змінним ступенем стиску є безшатунний поршневий ДВЗ із кривошипно-кулісним силовим механізмом. У цьому двигуні, на відміну від відомих нетрадиційних ДВЗ, ефективний к.к.д. має тенденцію підвищуватися при збільшенні ступеня стиску вище 14, завдяки меншій залежності механічного к.к.д. від навантаження і частоти обертання. Крім того, у безшатунному ДВЗ простіше й ефективніше реалізується зміна ступеня стиску, що в цілому підвищує показники двигуна;

в) наявні зразки двигунів мають невелику швидкість зміни ступеня стиску. Це призводить до значного часу роботи двигуна з ознаками детонації і знижує його надійність і довговічність. Отже, дослідження впливу конструкції механізму зміни ступеня стиску на швидкість зміни ϵ залежно від параметрів робочого процесу – один із важливих напрямків наукової роботи зі створення двигуна з ϵ = var.

У більшості конструкцій ДВЗ із змінним ступенем стиску максимальне значення ϵ_x , що забезпечує найкращі показники двигуна, перебуває в межах від 12 до 14. При подальшому збільшенні ступеня стиску індикаторний к.к.д. вже не в змозі компенсувати зростання втрат на тертя й ефективний к.к.д. у результаті цього не підвищується й навіть знижується.

Одним із можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску, є безшатунний ДВЗ (рис. 1), у якому замість звичайного кривошипно-ша-

тунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм [9].

У безштанунному двигуні механізм перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух вала містить два колінчасті вали: силовий 6 і допоміжний 11 із встановленими противагами 7 і 10. Вали з'єднані між собою за допомогою двох циліндричних шестерень 8 і 9, що перебувають у зачепленні. На кривошипних шийках колінчастих валів посаджені повзуни 4 і 12, що рухаються по напрямних куліси 5, яка за допомогою штоку 3 з'єднана з поршнем 1. Між поршнем та кулісою встановлено механізм зміни ступеня стиску 2. Кривошпи силового і допоміжного валів розташовані під кутом 180°. Відмінною рисою схеми двигунів із кривошипно-кулісним механізмом є малі втрати на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання, повна динамічна зрівноваженість і рівномірність ходу, а також компактність і мала питома маса. Ці переваги пов'язані з тим, що в безштанунному двигуні поршні здійснюють виключно прямолінійний рух, у зв'язку з чим бічні навантаження на них відсутні.

У двигуні робочий процес здійснюється, як у звичайному чотиритактному бензиновому ДВЗ. Аналіз безштанунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення ефективного к.к.д. при $\epsilon > 14$ через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується змінний ступінь стиску.

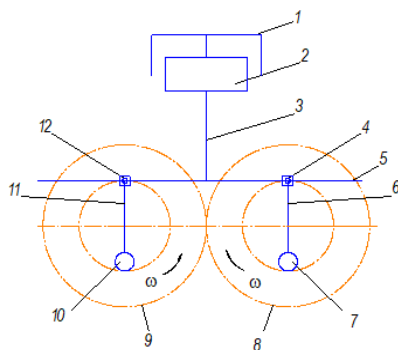


Рис. 1. Схема безштанунного ДВЗ зі змінним ступенем стиску:

- 1 – поршень; 2 – механізм зміни ступеня стиску;
- 3 – шток; 4, 12 – повзуни; 5 – куліса;
- 6 – силовий колінчастий вал; 7, 10 – противаги; 8, 9 – циліндричні шестерні;
- 11 – допоміжний колінчастий вал

Fig. 1. The scheme of a rodless internal combustion engine with variable compression ratio:

- 1 – piston; 2 – variable compression mechanism; 3 – rod;
- 4, 12 – sliders; 5 – cam; 6 – power crankshaft; 7, 10 – counterweights; 8, 9 – cylindrical gears; 11 – auxiliary crankshaft

Постановка завдання. Наше завдання – удосконалення МЗСС шляхом визначення його

раціональних параметрів та встановлення їхнього впливу на швидкодію механізму при різних режимах роботи двигуна. Очевидно, що виконати завдання можна, враховуючи гідравлічні процеси в механізмі зміни ступеня стиску та вплив показників двигуна на різних режимах роботи на швидкість зміни ступеня стиску.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що найчастіше отримані в результаті експериментів дані можуть бути застосовані тільки для двигунів, що мають аналогічний типорозмір, подібну конструкцію, той же спосіб сумішоутворення тощо. Отже, очевидно, що методика розрахунку двигуна має спиратися на загальні закономірності і мати можливість легко адаптуватися для конкретного двигуна з урахуванням характерних його показників на номінальному режимі роботи. Конструктивна схема механізму зміни ступеня стиску представлена на рис. 2. Оскільки в поршні містяться масляні канали, в яких є масло, це призводить до збільшення інерційних сил. Щоб зменшити інерційні сили, поршень роблять меншим за висотою, обрізаючи до кілець. Температура олії в поршні відповідає температурі рідини, що охолоджує, і становить близько 90 °С.

Переміщення рухомого корпусу (рис. 3.) відбувається під дією прикладених до нього газових ΔP_{Γ} та інерційних сил $P_{j\Sigma}$, а також сил тертя між поршневыми кільцями і стінками циліндру $P_{\text{тр.к}}$ та тиску масла $P_{\text{М}}$.

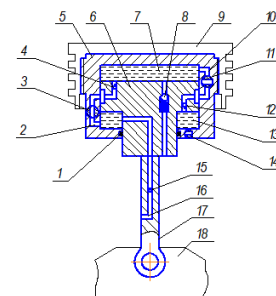


Рис. 2. Конструктивна схема механізму зміни ступеня стиску:

- 1 – ущільнення; 2; 10; 16 – масляні канали; 3; 11; 14 – гідрозамки;
- 4; 12; 15 – зворотні клапани; 5 – рухомий корпус;
- 6 – поршень; 7; 13 – відповідно верхня та нижня масляні порожнини; 8 – запобіжний клапан; 9 – поршень двигуна; 17 – шток;
- 18 – куліса

Fig. 2. Constructive scheme of the compression ratio change mechanism:

- 1 – seal; 2; 10; 16 – oil channels; 3; 11; 14 – hydrolocks;
- 4; 12; 15 – check valves;
- 5 – movable body; 6 – piston; 7; 13 – upper and lower oil cavities respectively; 8 – safety valve;
- 9 – engine piston; 17 – rod; 18 – slide

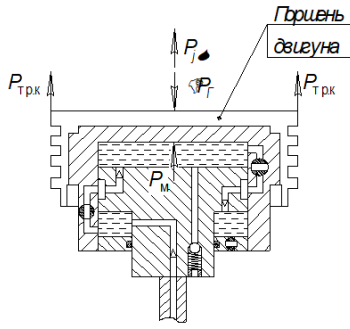


Рис. 3. Схема сил, що діють у механізмі зміни ступеня стиску

Fig. 3. Diagram of forces acting in the mechanism of compression ratio adjustment

При появі детонаційного згоряння в циліндрі двигуна сигнал від датчика детонації надходить на механізм керування МЗСС. Це призводить до повороту гідрозамків 3 і 11 (див. рис. 2). Після чого під дією сили $\Delta P_{Г}$ (рис. 3) поршень двигуна разом із рухомих корпусом механізму переміщується вниз, тим самим зменшуючи ступінь стиску доти, доки гідрозамки не повернуться в початкове положення (положення на рис. 2). Цикл повторюється.

Зміна ступеня стиску відбувається в послідовних циклах двигуна поки не відбудеться силове замикання між корпусом та рухомих стаканом за допомогою гідрозамків за командою сигналу від датчика детонації.

Розрахунок часу спрацьовування МЗСС ілюстровано на рис. 4.

Час спрацьовування МЗСС t можна визначити за залежністю:

$$t = \frac{\Delta S_c}{v_{\text{мех}}}, \quad (1)$$

де ΔS_c – відносне переміщення рухомого корпусу МЗСС або, як слідство, зміна висоти камери згоряння двигуна;

$v_{\text{мех}}$ – середня швидкість переміщення рухомого корпусу МЗСС, зв'язаного з поршнем двигуна, відносно частин МЗСС, прикріплених до штоку ККМ.

Поточне значення ступеня стиску, тобто значення між тим, що встановлюється заводом-виробником, та оптимальним значенням для даного режиму роботи двигуна, буде дорівнювати

$$\varepsilon_x = \frac{V_h + V_c}{V_h}, \quad (2)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, м³;

V_c – об'єм камери згоряння, м³.

Робочий об'єм циліндра

$$V_h = F_{\text{п.д}} S_h, \quad (3)$$

де S_h – повний хід поршня двигуна, м;

$F_{\text{п.д}}$ – площа поршня двигуна, м².

Об'єм камери згоряння

$$V_c = F_{\text{п.д}} S_c, \quad (4)$$

де S_c – еквівалентна висота камери згоряння, м.

Беручи до уваги всі наведені залежності, можна визначити швидкість зміни ступеня стиску за секунду $v_{\varepsilon c}$

$$v_{\varepsilon c} = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{t}, \quad (5)$$

або з урахуванням (2)

$$v_{\varepsilon c} = \frac{\frac{V_h + V_{c2}}{V_h} - \frac{V_h + V_{c1}}{V_h}}{t} = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{t V_h} \quad (6)$$

Враховуючи, що

$$\Delta S_c = \frac{V_{c2} - V_{c1}}{F_{\text{п.д}}} \quad (7)$$

та формулу (1), отримуємо

$$v_{\varepsilon c} = \frac{v_{\text{мех}}}{S}. \quad (8)$$

Також дуже важливим оцінювальним параметром МЗСС є швидкість зміни ступеня стиску за цикл $v_{\varepsilon \text{ц}}$. Як відомо, один цикл у чотиритактному двигуні відбувається за два оберти колінчастого вала, тож:

$$v_{\varepsilon \text{ц}} = \frac{720 v_{\varepsilon c}}{n}, \quad (9)$$

де $n = 5400$ – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Отже, для отримання часу спрацьовування МЗСС необхідно визначити швидкість переміщення рухомого корпусу $v_{\text{мех}}$ на величину ΔS_c . Для вирішення цієї задачі було складено рівняння руху МЗСС, яке є рівнянням другого закону Ньютона у диференціальній формі і складене з урахуванням газових сил з боку двигуна, сил інерції, сил тертя поршневіх кілець та гумових ущільнень механізму, а також гідравлічних втрат у гідрозамках, клапанах та каналах механізму

$$m_M \frac{d}{dt} v_{\text{мех}} = \Delta P_{Г} + P_{j\Sigma} + P_{Г} - P_{\text{тр.к}} - P_{\text{гидр}} - P_{\text{тр.у}}, \quad (10)$$

де m_M – маса рухомої частини механізму, кг;

$\Delta P_{Г}$ – сила тиску газів у циліндрі двигуна, Н;

$P_{j\Sigma}$ – сумарна сила інерції механізму, Н;

P_T – сила тяжіння рухомої частини механізму, Н;

$P_{Tr.k}$ – сила тертя поршневих кілець, Н;

$P_{Гідр}$ – сила, що характеризує гідравлічні втрати в механізмі, Н;

$P_{Tr.y}$ – сила тертя в ущільненнях механізму, Н.

Маса рухомої частини механізму

$$m_M = m_{П} + m_{К} + m_{КМ} + m_{КР} + m_{Г} + m_{П.В} \quad (11)$$

де $m_{П}$ – маса поршня двигуна, кг;

$m_{К}$ – маса поршневих кілець, кг;

$m_{КМ}$ – маса рухомого корпусу механізму, кг;

$m_{КР}$ – маса кришки, кг;

$m_{Г}$ – маса гайки, кг;

$m_{П.В}$ – маса поворотної втулки, кг.

Силу тиску газів знаходять за відомою з курсу ДВЗ залежністю [10] з використанням розгорнутої індикаторної діаграми

$$\Delta P_{Г} = (P_{Г} - P_{0}) F_{П.д}, \quad (12)$$

де $P_{Г}$ – тиск газів в циліндрі двигуна у довільний проміжок часу, МПа;

P_{0} – атмосферний тиск, МПа.

Сила тиску газів $\Delta P_{Г}$ враховує вплив таких факторів:

- а) параметри навколишнього середовища;
- б) ступінь стиску;
- в) режим роботи двигуна.

Сумарна сила інерції $P_{j\Sigma}$ складається з

сили інерції від маси рухомої частини механізму та сили інерції від масла в механізмі

$$P_{j\Sigma} = P_{jM} + P_{jмас}, \quad (13)$$

де P_{jM} – сила інерції від рухомих мас МЗСС, Н;

$P_{jмас}$ – сила інерції від масла в МЗСС, Н.

Для класичного двигуна, сила інерції від мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух, має вигляд [10]

$$P_{jM} = -m_M j = -m_M R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (14)$$

Конструктивні особливості безшатуного двигуна обумовлюють значення $\lambda = R/L = \infty$, тому вираз (14) набуває вигляду:

$$P_{jM} = -m_M R \omega^2 \cos \varphi, \quad (15)$$

де R – радіус кривошипу, м;
 ω – кутова швидкість колінчастого вала, с-1;

φ – кут повороту кривошипа, град.

На рис. 5 наведений графік сили інерції

$$P_{jM} = f(\varphi).$$

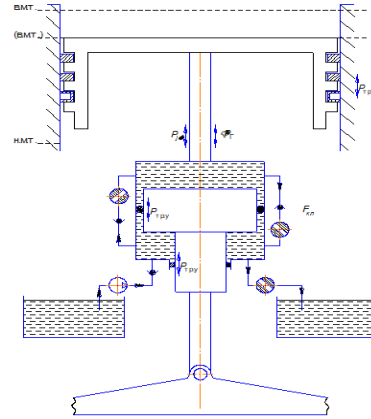
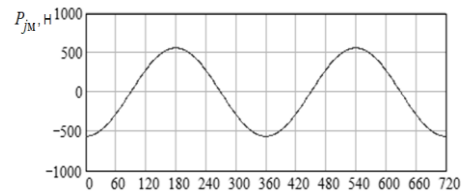


Рис. 4. Схема до розрахунку МЗСС

Fig. 4. Scheme for the calculation of the compression ratio adjustment mechanism



Ф. П. К. В.

Рис. 5. Залежність сили інерції рухомих частин МЗСС P_{jM}

від кута повороту колінчастого вала φ

Fig. 5. Dependence of the inertia force of the moving parts of the compression ratio adjustment mechanism P_{jM} on the crankshaft rotation angle φ

Вираз для визначення сили інерції від масла в механізмі складено до аналогії з (15)

$$P_{jмас} = -(m_{M.H} + m_{M.B}) R \omega^2 \cos \varphi, \quad (16)$$

де $m_{M.H}$, $m_{M.B}$ – маса масла відповідно в нижній та верхній порожнині механізму, кг.

При прямому ході $m_{M.H} = 0$, а при зворотному $m_{M.B} = 0$. Виходячи з того, що об'єм верхньої та нижньої порожнин механізму змінюється при переміщенні рухомого корпусу механізму, можна дійти висновку, що кількість масла в

порожнинах змінюється за такими виразами

$$m_{M.B} = f(x), \quad m_{M.H} = f(x).$$

На рис 6 і 7 представлені графіки сил інерції $P_{jмас} = f(\varphi)$ та $P_{j\Sigma} = f(\varphi)$.

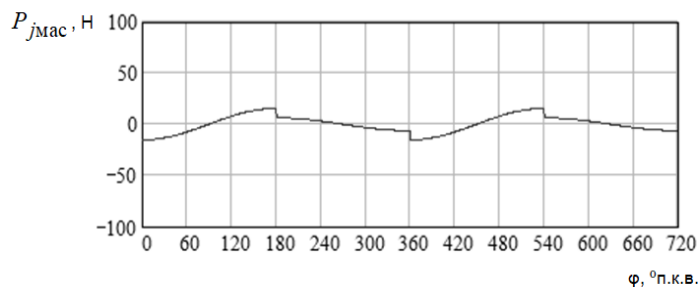


Рис. 6. Залежність сили інерції масла в МЗСС від кута повороту колінчастого вала φ
Fig. 6. Dependence of the inertia force of the oil in the compression ratio adjustment mechanism on the crankshaft rotation angle φ

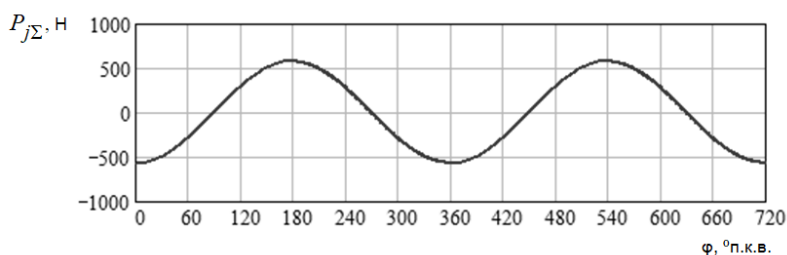


Рис. 7. Залежність сумарної сили інерції від кута повороту колінчастого вала φ
Fig. 7. Dependence of the total inertia force on the crankshaft rotation angle φ

Для визначення кількості мастила в кожній порожнині механізму будемо використовувати такі залежності:

для верхньої –

$$m_{м.в}(x) = \left(\frac{\pi D_{п.м}^2}{4} x + \Delta V_B \right) \rho_M, \quad (17)$$

де $D_{п.м}$ – діаметр поршня механізму, м;

ΔV_B – залишковий об'єм масла в верхній порожнині МЗСС, м³;

ρ_M – густина масла, кг/м³;

для нижньої –

$$m_{м.н}(x) = \left(\frac{\pi (D_{п.м}^2 - d_{вт}^2)}{4} (\Delta S_c - x) + \Delta V_H \right) \rho_M, \quad (18)$$

де $d_{вт}$ – діаметр втулки механізму, м;

ΔV_H – залишковий об'єм масла в нижній порожнині МЗСС, м³.

Формула для визначення сили тертя комплекту поршневих кілець [11] дозволяє врахувати швидкість поршня, тиск газів, температуру масла та розмір циліндра.

$$P_{тр.к} = \left(-\text{sign}(v) c_1 \sqrt{|v|} \right) \left(1 - c_2 \frac{t - t_{пр}}{t_{пр}} \right) \left(1 + c_3 \frac{p_2 - p_0 + \sigma - \sigma_{пр}}{p_0} \right) \left(\frac{d}{d_{пр}} \right)^2, \quad (19)$$

де c – сталі коефіцієнти, значення яких, згідно з [20], $c_1 = 28$, $c_2 = 0,25$, $c_3 = 0,3$ при $v < 0$ і $c_3 = 0,15$ при $v > 0$;

v – швидкість поршня, м/с;

$t_{пр}$ – приведена температура, °С. Згідно з [16] $t_{пр} = 40$ °С;

t – температура стінки циліндра, °С;

σ – радіальна напруга кільця, МПа;

$\sigma_{пр}$ – приведена радіальна напруга кільця, МПа. Згідно з [16] $\sigma_{пр} = 0,1$ МПа;

$d_{пр}$ – приведений діаметр циліндра, мм. Згідно з [11] $d_{пр} = 165$ мм.

У двигуна з кривошипно-шатунним механізмом швидкість переміщення поршня є величиною змінною і при постійній частоті обертання колінчастого вала залежить тільки від зміни кута повороту кривошипу та відношення $\lambda = R / L$ [10]

$$v = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (20)$$

Але враховуючи зауваження щодо конструктивних особливостей безшатунного двигуна, вираз (20) в нашому випадку матиме вигляд

$$v = R \omega \sin \varphi. \quad (21)$$

На рис. 8 показано графік швидкості поршня в безшатунному двигуні.

Із теоретичних і експериментальних досліджень теплообміну у ДВЗ бачимо, що температура поверхні робочої порожнини циліндра істотно змінюється за висотою дзеркала циліндра. Різниця в значеннях температури поверхні циліндра у верхній частині (у районі в.м.т.) і нижньої частини (у

районі в.м.т.) становить від 330 К [16] до 415 К [16; 20].

У математичній моделі, що розглядається, враховується розподіл температури за висотою циліндра, або, що те ж саме, по ходу поршня, яка може бути визначена за емпіричною формулою, отриманою шляхом апроксимації експериментальних даних по ряду двигунів [12-14; 17]

$$T_{цн}(\varphi) = T_{вмт} - (T_{вмт} - T_{нмт}) (\bar{s}(\varphi))^{\frac{1}{z}}, \quad (22)$$

де $T_{цн}$ – температура по висоті циліндра, К;

$T_{вмт}$ – температура стінки циліндра в районі верхньої мертвої точки, К;

$T_{нмт}$ – температура стінки циліндра в районі нижньої мертвої точки, К;

z – емпіричний показник ступеню. Приймається згідно з емпіричними даними $z = 2,8$;

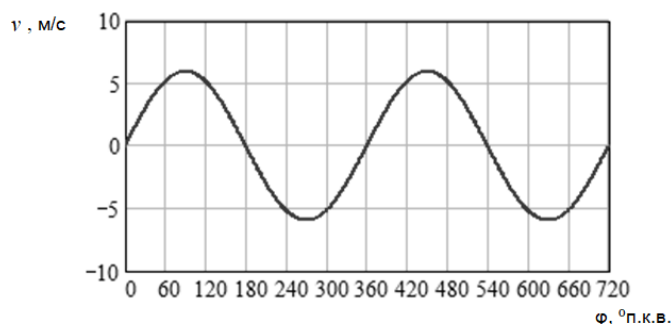


Рис. 8. Залежність швидкості поршня безшатунного двигуна від кута повороту колінчастого вала φ
Fig. 8. Dependence of the piston speed in the rodless engine on the crankshaft rotation angle φ

\bar{s} – відносне переміщення поршня, яке визначається як

$$\bar{s} = s / S_h, \quad (23)$$

де s – поточне переміщення поршня, мм; визначається за відомим рівнянням

$$s = 0,5 S_h \sigma(\varphi), \quad (24)$$

де $\sigma(\varphi)$ – кінематична функція переміщення поршня, що для різних типів двигунів має свій вигляд. Наприклад:

для класичного двигуна з КШМ [10; 19]

$$\sigma(\varphi) = 1 + \frac{\lambda}{4} - \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right); \quad (25)$$

для безшатунного двигуна з ККМ

$$\sigma(\varphi) = 1 - \cos \varphi; \quad (26)$$

для двигуна GoEngine

$$\sigma(\varphi) = 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} (\cos \alpha - \cos \beta) - \sin x, \quad (27)$$

де φ – поточний кут повороту колінчастого вала, відлічуваний від в.м.т.

З урахуванням (24) вираз (23) набуде вигляду

$$\bar{s} = 0,5\sigma(\varphi) \quad (28)$$

Осереднену температуру циліндра $T_{ц}$ по переміщенню поршня $S(\square)$ можна визначити, користуючись рівняннями (29) та рис. 9.

$$\left. \begin{aligned} T_{ц} &= \frac{1}{\varphi} \int_0^{\varphi} T_{цн}(\varphi) d\varphi, & 0 < \varphi \leq 180^\circ; \\ T_{ц} &= \frac{1}{360^\circ - \varphi} \int_{\varphi}^{360^\circ} T_{цн}(\varphi) d\varphi, & 180^\circ \leq \varphi < 360^\circ; \\ T_{ц} &= \frac{1}{\varphi - 360^\circ} \int_{360^\circ}^{\varphi} T_{цн}(\varphi) d\varphi, & 360^\circ \leq \varphi < 540^\circ; \\ T_{ц} &= \frac{1}{720^\circ - \varphi} \int_{\varphi}^{720^\circ} T_{цн}(\varphi) d\varphi, & 540^\circ \leq \varphi < 720^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

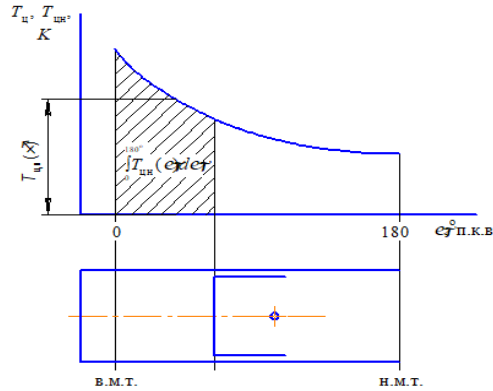


Рис. 9. До визначення середньоінтегральної температури $T_{ц}$ робочої поверхні дзеркала циліндра залежно від кута повороту колінчастого вала φ

Fig. 9. Determining the average integral temperature $T_{ц}$ of the working surface

Як бачимо, величина $T_{ц}$ – середньоінтегральна температура поверхні дзеркала циліндра при поточному робочому об'ємі циліндра.

Сила гідравлічних втрат $P_{гидр}$ враховує втрати на перетікання масла через канали $P_{кан}$, зворотні клапани $P_{кл}$ і гідрозамки $P_{гз}$, що виникають при русі масла у корпусі механізму

$$P_{гидр} = \rho g a_i Q_i^2 F_{п.м}, \quad (30)$$

де g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

a_i – гідравлічний опір прямого або зворотного каналів, s^2/m^5 ;

Q_i – витрата масла при прямому або зворотному русі корпуса механізму, m^3/s ;

$F_{п.м}$ – активна площа поршня механізму, m^2 .

Гідравлічний опір прямого й зворотного каналів визначається за формулами Дарсі [15]

$$a_{пр} = \left(\lambda \frac{l_{пр}}{d_{пр}} + \xi_{пр} \right) \frac{8}{\pi^2 d_{пр}^4 g}; \quad (31)$$

$$a_{зв} = \left(\lambda \frac{l_{зв}}{d_{зв}} + \xi_{зв} \right) \frac{8}{\pi^2 d_{зв}^4 g}, \quad (32)$$

де λ – коефіцієнт Дарсі, що характеризує опір за довжиною каналу;

$l_{пр}$, $l_{зв}$ – довжина каналу відповідно при прямому й зворотному ході, м;

$d_{пр}$, $d_{зв}$ – діаметр каналу відповідно при прямому й зворотному ході, м;

$\xi_{пр}$, $\xi_{зв}$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів при прямому й зворотному ході.

Коефіцієнт враховує втрати тиску при зміні діаметра каналів, поворот каналів, наявність клапанів і гідрозамків. Канали в механізмі при прямому і зворотному ході мають досить велику кількість опорів, але між ними мала відстань ($l < 20d$) і принцип накладення втрат тут застосовувати не можна. Тому сумарні опори прямого й зворотного каналу були визначені експериментально на безмоторній установці.

Визначаємо витрату масла: для прямого ходу:

$$Q_{пр} = F_{п.д} v_{мех}; \quad (33)$$

для зворотного ходу

$$Q_{зв} = (F_{п.м} - F_{штг}) v_{мех}, \quad (34)$$

де $F_{\text{шт}}$ – площа штока поршня двигуна, м².

Сила тертя гумових ущільнень при русі корпусу механізму визначається за формулою

$$P_{\text{тр.у}} = \mu \text{sign}(v_{\text{мех}}) (|p_1 - p_2| F_{\text{тр1}} + p_2 F_{\text{тр2}}), \quad (35)$$

де μ – коефіцієнт тертя пари сталь-гума в маслі.

Приймаємо згідно з [15] при $v_{\text{мех}} = 0$ $\mu = 0,4$, а в інших випадках – $\mu = 0,15$;

p_1, p_2 – тиск відповідно у верхній та нижній порожнині механізму, МПа;

$F_{\text{тр1}}, F_{\text{тр2}}$ – площі ущільнювальних кілець, м²;

$$F_{\text{три}} = \pi d_i h_i, \quad (36)$$

де d_i – діаметр і-того ущільнювального кільця, м;

h_i – висота і-того ущільнювального кільця, м.

Тиск у верхній порожнині механізму залежить від тиску в циліндрі двигуна, сил інерції та від відношення площі поршня двигуна до площі поршня механізму

$$p_1 = \left(\Delta P_{\Gamma} + P_{\Sigma j} \right) \frac{F_{\text{п.д.}}}{F_{\text{п.м}}}. \quad (37)$$

Тиск у нижній порожнині при прямому ході вище тиску в картері двигуна на величину, обумовлену швидкістю переміщення корпусу механізму

$$p_2 = f(v_{\text{мех}}). \quad (38)$$

Сумарна розрахункова сила

$$P_{\Sigma} = \Delta P_{\Gamma} + P_{\Sigma j} + P_{\Gamma} - P_{\text{тр.к}} - P_{\text{гдр}} - P_{\text{тр.у}}. \quad (39)$$

Вигляд залежності сумарної сили від кута повороту колінчастого вала показаний на рис. 10.

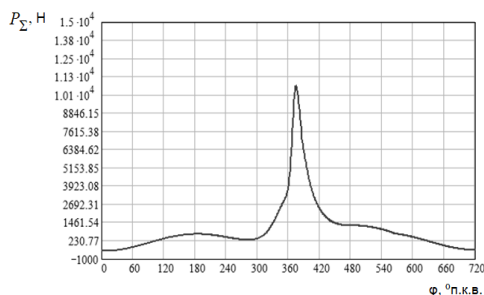


Рис. 10. Залежність сумарної сили від кута повороту колінчастого вала φ

Fig. 10. Dependence of the total force on the crankshaft rotation angle φ

Висновки. У результаті проведених теоретичних досліджень механізму зміни ступеня стиску отримані такі результати:

1. Отримано залежності, які зв'язують швидкість зміни ступеня стиску з параметрами робочого процесу двигуна;

2. Розроблено методіку розрахунку швидкості зміни ступеня стиску в циліндрі чотиритактного бензинового двигуна на часткових режимах роботи;

3. Отримані аналітичні залежності дозволяють відстежити вплив основних параметрів роботи двигуна з МЗСС на швидкість зміни ступеня стиску.

Розрахунок чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску автоматизований за допомогою ПЕОМ. Програма розрахунку виконана в середовищі MathCAD і дозволяє легко модифікувати й удосконалити методіку розрахунку.

Бібліографічний список

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. URL: <http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>.

2. Артюх О. М., Дударенко О. В., Кузьмін В. В. Транспортні енергетичні установки. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 264 с.

3. Махалдиани В. В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. Тбилиси, Мецниереба, 1973. 272 с.

4. 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.

5. Crank-connecting rod mechanism; Lambertus Hendrik de Gooijer. Пат. В1 США. № 6349684; 26.02.2002.

6. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney Пат. № 2786530 Франція. 19.01.2001. Бюл. № 01/03.

7. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання. Харків: Точка, 2014. 148 с.

8. Variable compression ratio mechanism of reciprocating internal combustion engine. Пат. № 1170482, 2002.01.09.

9. Міщенко М. І., Супрун В. Л., Шляхов В. С. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску для безшатунного чотиритактного двигуна. Двигуни внутрішнього згорання. 2009. № 1. С. 80-83.

10. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія. Харків: НТУ «ХП», 2008. 488 с.

11. Kornprobst H., Woschni G., Zeilingee K. Simulation des Kolben-Verhaltens in Motorbetrieb Teil 1. «*MTZ: Motortechn. Z.*» 1989. № 11. P. 528–533.
12. Woschni G. Experimentelle Untersuchung des Warmeflusses in Kolben und Zylinderbuchse eines Schnellaufender Dieselmotors. *MTZ*. 1978. № 12. 575–579.
13. Rulfs H. Internationale Entwicklungszarbeiten an Dieselmotoren-CIMAC-kongreß. *Hansa*. 1987. № 20. 1251–1252, 1254–1256, 129.
14. Lauseh W., Grunau P. On-line-Optimierung-eine Voraussetzung für den Entwicklungserfolg des Motors L 40/50 von MAN - B&W. *MTZ: Motortechn. Z.* 1988. № 11. P. 451–456.
15. Федоров В. Г., Мамелюк Н. С., Кепко О. І., Пушка О. С. Гідравліка і гідропривод. Умань: Видавничо-поліграфічний центр «Візаві», 2017. 135 с.
16. Kolesnikova T., Sakno O., Velmagina N., Lysyi O. Thermodynamic analysis of the conrod-free engine. *Transport Problems*. 2018. Vol. 13, issue 3. – Silesian University of Technology Publishing House, Gliwice. P. 29–39. DOI: 10.20858/tp.2018.13.3.3.
17. Sakno O., Kolesnikova T., Mischenko N., Nikitchenko I. et al. Theoretical Research of the Mechanism for Compression Ratio Changing of the Conrod-Free Engine. SAE Technical Paper 2019-01-5011, 2019, ISSN 0148-7191.
18. Kolesnikova T., Mischenko N., Sakno, O., Suprun, V., Filipova, G.A., Nikitchenko, I. Gorpyniuk, A., Nazarenko, M. Theoretical research response time of the mechanism for compression ratio changing of the conrod-free engine. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2019. No 104. P. 69–83.
19. Колеснікова Т. М., Лиходій О. С., Махоркіна Т. А., Шевчук В. В., Толстущко М. М. Перспективи застосування двигунів нетрадиційної конструкції. *Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки» №74 / Луцький національний технічний університет, Луцьк, 2022. С. 14–20.*
20. Serrano J. R., Arnau F. J., Bares P., Gomez-Vilanova A., Garrido-Requena J., Luna-Blanca M. J., Contreras-Angueta F. J., *Analysis of a novel concept of 2-stroke rod-less opposed pistons engine (2S-ROPE). Testing, modelling, and forward potential. Applied Energy, Elsevier*. 2021. Vol. 282 (PA).

Стаття надійшла 12.04.2024