

На ділянці зміни $60 \leq t \leq 80$ мм зусилля стиснення електродів $P_{1д}$ зменшується всього на 0,2кН (рис. 4 а, 5 а).

Збільшення всіх інших факторів – величини зазору між звареними точками δ , відстані від кромки листа до звареної точки u , товщини деталей s призводить до зростання зусилля стиснення електродів як $P_{1д}$, так і $P_{2д}$, яке змінюється в діапазоні $P_{2д} = 0,1 \dots 3,5$ кН. При цьому домінуючим фактором, який найбільш суттєво впливає на збільшення зусилля стиснення електродів, є товщина деталей s – інтенсивність приросту $P_{2д}$ від 0,3 до 3,5 кН спостерігається за значення $s \geq 3$ мм (рис. 4 б, 5 б).

Висновки. Розроблені емпіричні математичні моделі дозволяють на експериментальному рівні описувати характер поведінки зусилля стиснення електродів під час контактної точкової зварювання. Отримані результати є передумовами розрахунку параметрів і режимів точкової зварювання та характеристики зварних з'єднань деталей сільськогосподарського призначення.

Conclusions. Empirical mathematical models that make possible to describe experimentally the behavior of electrodes compression force during contact spot welding have been developed. The obtained results are the background for calculation of parameters and modes of spot welding and characteristics for part welds for agricultural purposes.

Список використаної літератури

1. Козловский, С.Н. Основы теории и технологии контактной точечной сварки: монография [Текст] / С.Н. Козловский. – СибГАУ. – Красноярск, 2003. – 328 с.
2. Николаев, Г.А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование [Текст] / Г.А. Николаев, В.А. Винокуров. – М.: Высшая школа, 1990. – 560 с.
3. Орлов, В.Д. Технология и оборудование контактной сварки [Текст] / В.Д. Орлов, Ю.В. Дмитриев, А.А. Чакалев. – М.: Машиностроение, 1975. – 536 с.
4. Кучук-Яценко, С.И. Контактная стыковая сварка оплавлением [Текст] / С.И. Кучук-Яценко. – Київ: Наукова думка, 1992. – 236 с.
5. Гельман, Л.С. Технология и оборудование контактной электросварки [Текст] / Л.С. Гельман. – М.: Машгиз, 1960. – 368 с.
6. Сварка в машиностроении, справочник; под редакцией Ю.Н. Зорина. – М.: Машиностроение, 1979. – 510 с.
7. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки данных [Текст] / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. – 159 с.

Отримано 25.11.2015

УДК 656

Тетяна Колеснікова, канд. техн. наук

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

ЕМПІРИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ВТРАТ НА ТЕРТЯ В КЛАСИЧНОМУ ТА БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНАХ

Резюме. Наведено результати досліджень втрат на тертя та газообмін в двох чотиритактних бензинових двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) – класичному та безшатунному. Проведено аналіз досліджень механічних втрат поршневого та класичного ДВЗ. Виявлено що величина механічних втрат поршневого ДВЗ залежить від режиму роботи і для номінального режиму складає 20 – 30 % від енергії, внесеної з паливом. Показано, що паливна економічність ДВЗ залежить від великої кількості конструктивних і експлуатаційних факторів, тому при проектуванні двигуна для конкретних цілей бажано враховувати вплив його параметрів на показники ефективності. Одним із таких факторів є рівень механічних втрат ДВЗ. Приведено структура елементів тертя за видами в класичному та безшатунному двигунах. Надано дані експериментальних досліджень досліджуваних двигунів.

Розглянуто втрати на тертя у парах тертя. Запропоновано емпіричні залежності складових механічних втрат в залежності від швидкісного й навантажувального режимів роботи двигунів при різному ступені стиску, різному зазорі між поршнем і циліндром і ін. Отримано емпіричні формули на підставі даних експериментів для одержання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому. Отримані емпіричні залежності можна в першому наближенні застосовувати для бензинових двигунів внутрішнього згорання як класичних, так і одностинних двигунів нетрадиційної конструкції. Порівняльні випробування свідчать, що за інших рівних умов загальні втрати на тертя в безшатунному двигуні на 25...35 % менші, ніж в класичному. Втрати на тертя кривошипно-кулісного механізму більше на 30...40 % у порівнянні з втратами класичного двигуна внутрішнього згорання. Показано, що особливістю безшатунного двигуна є те, що в ньому набагато менші втрати на тертя в парах: «поршень – циліндр» та «поршень – поршневе кільце – циліндр» внаслідок відсутності знакозмінної радіальної сили, що викликає динамічні навантаження поршня і кільця на стінку циліндра.

Ключові слова: емпіричні залежності, поршень, повзун, куліса, шток.

Tatyana Kolesnikova

EMPIRIC DEPENDENCES OF LOSSES ON A FRICTION IN CLASSIC AND FREE-PISTON ENGINES

Summary. The results of friction and gas exchange losses investigation in two four-stroke gasoline internal combustion engines (ICE) – classic and free-piston ones are presented. The analysis of friction and gas exchange losses investigation in classic and free-piston ones was carried out. It was found that the magnitude of mechanical losses in the internal combustion engine depends on the mode of operation for nominal mode is 20 – 30% of the energy introduced with fuel. It is shown that fuel efficiency of internal combustion engine depends on many structural and operational factors, that's why while the design engine process for the specific purposes it is desirable to take into account the impact of parameters on performance. One of these factors is the level of mechanical losses of the ICE. The structure of friction elements according to ones types in classical and free-piston engines is shown. The data of experimental research of studied engines is presented. An empirical dependence components mechanical losses on the speed and load operating modes of the engine at different degrees of compression, different gap between the piston and cylinder etc were proposed. The empirical formulas were derived on the basis of experiments for obtaining the estimations of mechanical losses components contributions to the engine performance in general. The obtained empirical dependences can be used as a first approximation for gasoline internal combustion engines both classic and alternative engines of similar design. The comparative tests show that ceteris paribus the total losses due to friction in the free-piston engine are 25 – 35% less than in classic one. Friction losses of Crank-rocker mechanism are 30 – 40 % greater being compared to the classic ICE losses. It is shown that the feature of free-piston engine is that it has less friction loss in pairs: «piston – cylinder» and «piston – piston ring – cylinder» due to lack of alternating-sign radial forces that cause dynamic loads of piston and rings on the cylinder wall.

Key words: empirical relationships, piston, slide-block, side scene, stock.

Постановка проблеми. За останній час опубліковано велику кількість патентів, а також виготовлено в «металі» різноманітні типи нетрадиційних двигунів, реалізація яких спрямована на поліпшення паливної економічності й зниження токсичності відпрацьованих газів. Ці двигуни різняться за способом сумішоутворення, організації робочого процесу, кінематики й конструкції.

Паливна економічність ДВЗ залежить від великої кількості конструктивних і експлуатаційних факторів. Одним із таких факторів є рівень механічних втрат ДВЗ.

Рівень механічних втрат залежить від конструктивних параметрів двигуна і після розробки конструкції двигуна є практично визначеною величиною. Однак при проектуванні двигуна для конкретних цілей бажано враховувати вплив його параметрів на показники ефективності. Тому розроблення розрахункової методики визначення механічних втрат поршневого двигуна є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень [1] показує, що величина механічних втрат поршневого ДВЗ залежить від режиму роботи і для номінального режиму складає 20 – 30 % від енергії, внесеної з пальним. До складових механічних втрат відносять втрати на тертя, на виконання насосних ходів і на

приведення допоміжних механізмів [2]. Найбільшу частину механічних втрат складають втрати на тертя в кінематичних парах кривошипно-шатунного механізму (КШМ), які сягають 70% механічних втрат. Існує кілька експериментальних методів визначення сумарних механічних втрат: індиціювання тиску двигуна, прокручування, відключення циліндрів і вибігу [3]. Ці методи застосовуються для існуючих конструкцій двигунів.

Постановка завдання. Загальна методика досліджень механічних втрат передбачає розроблення емпіричних формул на підставі даних експериментів для отримання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому.

Метою роботи є отримання емпіричних залежностей складових механічних втрат.

Результати дослідження. Загальні втрати на тертя складаються з втрат у циліндропоршневій групі, силовому механізмі та механізмі газорозподілу (МГР). На рис.1 наведена структура елементів тертя за видами в класичному та безшатунному двигунах. Втрати на тертя в МГР будемо відносити до втрат на приведення допоміжних механізмів.

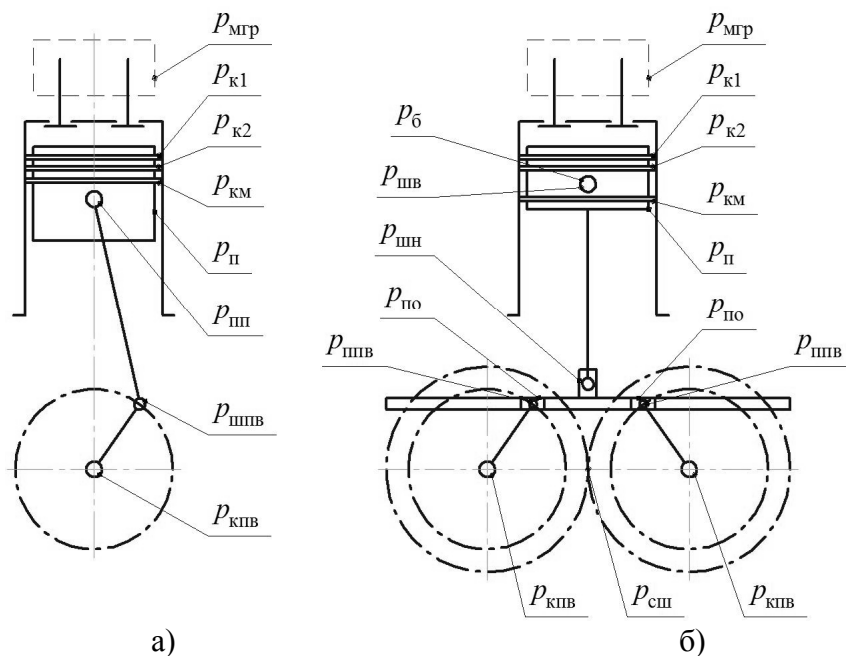


Рисунок 1. Структура видів втрат на тертя в силовому механізмі двигунів: а – класичний; б – безшатунний; 1,4 – верхня та нижня направляючі куліси; 2 – повзун; 3 – кривошипна шийка; 5 – підшипник кочення; 6 – каток

Figure 1. Structure of losses type is on friction in the power mechanism of engines: а – classic engine; б – engine without piston-rod; 1,4 – upper and lower sending wings; 2 – slide-block; 3 – crank-type neck; 5 roll – bearing; 6 – roller

Втрати на тертя поршня. Як відомо, втрати на тертя поршня p_p залежать від швидкості поршня, зазору в циліндропоршневій групі, температури масла, конструкції поршня (висоти, овальності й бочкоподібості робочої поверхні) й т. д.

На основі системного аналізу літературних даних [4, 5, 6], а також результатів досліджень двох експериментальних двигунів – з КШМ та ККМ, отриманих автором даної роботи, установлена залежність втрат тиску на тертя комплексу поршнів від швидкості поршня s_m й зазору Δ між поршнем і циліндром у такому вигляді:

для класичного двигуна

$$p_{пк} = p_{пк} \left(\frac{c_m}{c_{mN}} \right)^a; \quad (1)$$

для безшатуного двигуна

$$p_{пб} = p_{пб} \frac{c_m}{c_{mN}}, \quad (2)$$

де $p_{пк}$, $p_{пб}$ – середній тиск втрат на тертя комплекту поршнів без кілець при номінальній частоті обертання колінчастого вала відповідно класичного та безшатуного ДВЗ, МПа;

c_m , c_{mN} – середня швидкість поршня при частоті обертання колінчастого вала n і n_N відповідно, м/с;

a – змінний показник степеня.

Величини, що входять у рівняння (1), визначаються для класичного двигуна з виразів

$$\left. \begin{aligned} a &= 1,5 + 6,35\Delta \quad \text{при } \Delta \leq 0,055 \text{ мм;} \\ a &= 2,5375 - 12,5\Delta \quad \text{при } \Delta \geq 0,055 \text{ мм;} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} p_{пк} &= 0,07 - 0,2\Delta \quad \text{при } \Delta \leq 0,05 \text{ мм;} \\ p_{пк} &= 0,0475 + 0,25\Delta \quad \text{при } \Delta \geq 0,05 \text{ мм,} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де Δ – зазор між поршнем і циліндром, мм.

У відповідності з експериментальними даними одноциліндрового безшатуного двигуна з $S/D = 38/52$ середній тиск втрат на тертя поршня без кілець при номінальній частоті обертання $n_N = 5400 \text{ хв}^{-1}$ можна прийняти

$$p_{пб} = 0,005 \dots 0,008 \text{ МПа.} \quad (5)$$

На рис. 2 та 3 показано вплив зазору Δ та c_m і n на середній тиск втрат на тертя поршня без кілець двох експериментальних ДВЗ – класичного і безшатуного.

Як бачимо, зі зростанням частоти обертання колінчастого вала в безшатуному двигуні відбувається незначне лінійне збільшення середнього тиску $p_{пб}$.

У класичному ДВС спостерігається практично лінійне різке збільшення втрат на тертя з ростом n унаслідок високих інерційних сил, прикладених до поршня, які викликають значні радіальні удари поршня об стінки циліндра.

У класичному двигуні, як відомо [7], внаслідок наявності знакозмінного радіального переміщення поршня присутнє напівсухе тертя в районі ВМТ, на яке істотно впливає тиск газів, що, в кінцевому результаті, впливає на втрати на тертя.

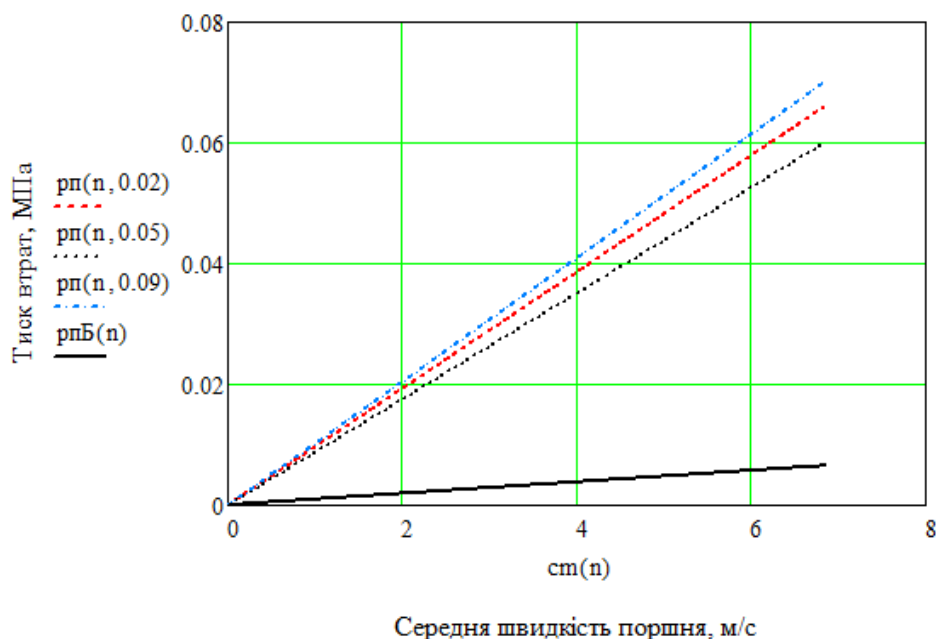


Рисунок 2. Залежність середнього тиску втрат на тертя поршня p_n від зазору Δ та швидкості c_m : $n_N = 5400$ хв⁻¹; $p_{нк}$ – класичний двигун при $\Delta = 0,02, 0,05$ та $0,09$ мм; $p_{пб}$ – безшатуний двигун при $\Delta = 0,05$ мм

Figure 2. Dependence of average piston friction pressure losses on the gap Δ and speeds c_m : $n_N = 5400$ min⁻¹; $p_{нк}$ – classic engine at $\Delta = 0,02, 0,05$ та $0,09$ мм; $p_{пб}$ – free piston engine at $\Delta = 0,05$ мм

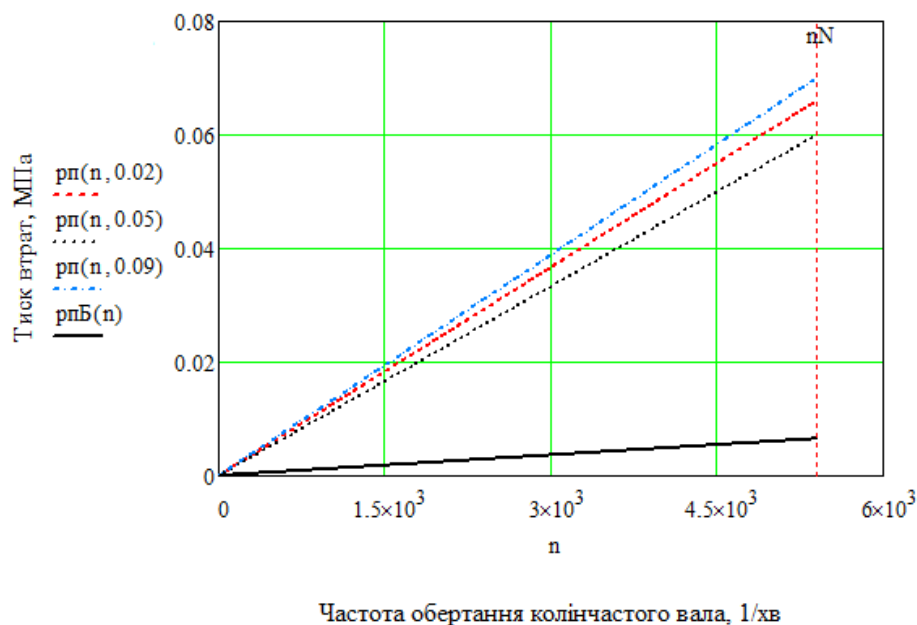


Рисунок 3. Залежність середнього тиску втрат на тертя поршня p_n від частоти обертання n : $n_N = 5400$ хв⁻¹; $p_{нк}$ – класичний двигун при $\Delta = 0,02, 0,05$ та $0,09$ мм; $p_{пб}$ – безшатуний двигун при $\Delta = 0,05$ мм

Figure 3. Dependence of average piston friction pressure losses on the frequencies of rotation n : $n_N = 5400$ min⁻¹; $p_{нк}$ – classic engine at $\Delta = 0,02, 0,05$ та $0,09$ мм; $p_{пб}$ – an free piston engine at $\Delta = 0,05$ мм

Втрати на тертя поршневих кілець. Результати експериментів свідчать, що втрати на тертя першого й другого ущільнювальних кілець $p_{к1}$ і $p_{к2}$ мають приблизно однаковий рівень. У маслоз'ємного кільця втрати на тертя $p_{км}$ значно більші, ніж ущільнювального й залежать, у першу чергу, від тангенціального зусилля кільця.

Характер зміни втрат на тертя поршневих кілець приблизно однаковий і описується такими емпіричними залежностями:

–для першого ущільнювального кільця

$$\left. \begin{aligned} p_{к1} &= B(P_A - P_1(c_A - c_m)^{p_1}) \text{ при } c_m \leq c_A; \\ p_{к1} &= B(P_A - P_2(c_A - c_m)^{p_2}) \text{ при } c_m \geq c_A, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де
$$P_1 = \frac{P_A}{c_A^{p_1}}; P_2 = \frac{P_A - P_B}{(c_B - c_A)^{p_2}}; \quad (7)$$

–для другого ущільнювального кільця

$$p_{к2} = (0,9 \dots 0,95)p_{к1}; \quad (8)$$

–для маслоз'ємного кільця

$$p_{км} = (1,1 \dots 1,3)p_{к1}. \quad (9)$$

Коефіцієнти, що входять в рівняння (6) і (7), наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Коефіцієнти емпіричних рівнянь втрат на тертя першого ущільнювального кільця

Двигун	Коефіцієнти						
	B	P_A	P_B	c_A	c_B	P_1	P_2
Класичний	1	$6,75 \cdot 10^{-3}$	$5,9 \cdot 10^{-3}$	0,5	14	1,5	1,6
Безшатунний	0,5...0,7						

Втрати на тертя першого ущільнювального кільця залежно від швидкості поршня показано на рис. 4.

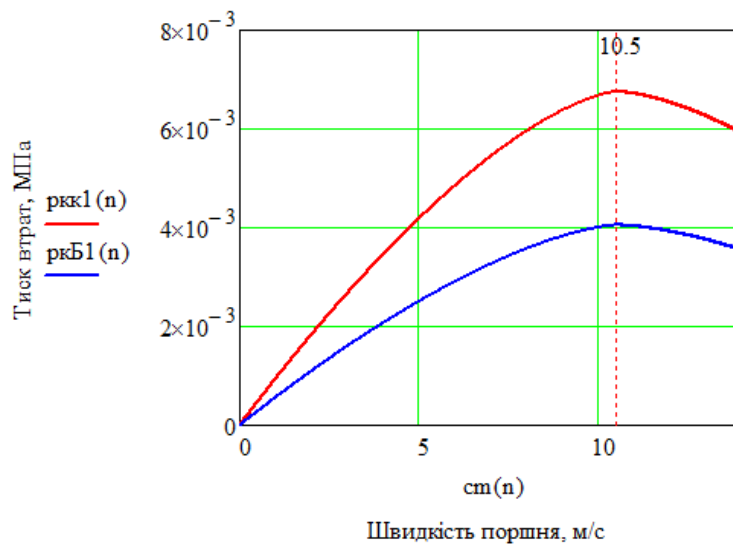


Рисунок 4. Зміна втрат на тертя першого ущільнювального кільця: $p_{к1к}$ – класичний двигун; $p_{к1б}$ – безшатунний двигун; $c_{mN} = 10,5$ м/с – швидкість поршня при n_N

Figure 4. Friction losses change of the sealing ring: $p_{к1к}$ – classic engine; $p_{к1б}$ – free piston engine; $c_{mN} = 10,5$ м/с – speed of piston at n_N

Як бачимо, при $c_m > 10,5$ м/с спостерігається зниження втрат на тертя, що пояснюється спливанням кільця на масляній плівці.

Слід зауважити, що в безшатунному двигуні є резерв у зниженні втрат тертя p_k за рахунок можливості зменшення радіальної пружності поршневого кільця, так як за відсутності радіального динамічного навантаження невелика власна сила пружності кільця забезпечує достатню ефективність роботи кільцевого ущільнення.

Середній тиск тертя комплексу поршневих кілець одного поршня визначається сумою маслоз’ємного та ущільнювальних кілець, МПа

$$p_{кк} = p_{км} + \sum_{i=1}^{n_k} p_{ki}, \quad (10)$$

де p_{ki} – середній тиск втрат на тертя i -го ущільнювального кільця, МПа;

n_k – число ущільнюваних кілець.

Втрати на тертя колінчастого вала. Тут розглядаються втрати на тертя в опорах вала і його ущільненнях, а також у шатунних і повзунних підшипниках.

Корінні підшипники й ущільнення вала. У табл. 2 наведені експериментальні значення втрат на тертя корінних підшипників і ущільнень вала класичного й безшатунного двигунів.

Таблиця 2

Втрати на тертя корінних підшипників і ущільнень колінчастих валів класичного $p_{кпвк}$ і безшатунного $p_{кпвб}$ двигунів

$n, \text{хв}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$p_{кпвк}, \text{МПа}$	0,0089	0,011	0,014	0,018	0,022	0,0237

$p_{\text{кпвБ}}$ (два вала), МПа	0,0098	0,0121	0,015	0,02	0,024	0,026
-----------------------------------	--------	--------	-------	------	-------	-------

Середній тиск втрат на тертя корінних підшипників і ущільнень визначається залежно від частоти обертання колінчастого вала n за емпіричною формулою, визначеною за даними табл. 2:

– для класичного ДВЗ

$$p_{\text{кпвК}} = b_{\text{К}} + c_{\text{К}} \left(\frac{n}{n_N} \right); \quad (11)$$

– для безшатуного ДВЗ

$$p_{\text{кпвБ}} = b_{\text{Б}} + c_{\text{Б}} \left(\frac{n}{n_N} \right)^{a_{\text{Б}}}. \quad (12)$$

В табл. 3 наведені коефіцієнти емпіричних рівнянь (11) і (12) втрат на тертя корінних підшипників і ущільнень колінчастих валів.

Таблиця 3

Коефіцієнти емпіричних рівнянь втрат на тертя корінних підшипників і ущільнень

Двигун	Коефіцієнти		
Класичний	$a_{\text{К}}=1,45$	$b_{\text{К}}=7,5 \cdot 10^{-3}$	$c_{\text{К}}=1,45 \cdot 10^{-2}$
Безшатуний	$a_{\text{Б}}=1,85$	$b_{\text{Б}}=8,2 \cdot 10^{-3}$	$c_{\text{Б}}=1,78 \cdot 10^{-2}$

На рис. 5 представлено залежність втрат на тертя в корінних підшипниках вала і його ущільненнях $p_{\text{кпв}}$ від частоти обертання колінчастого вала n .

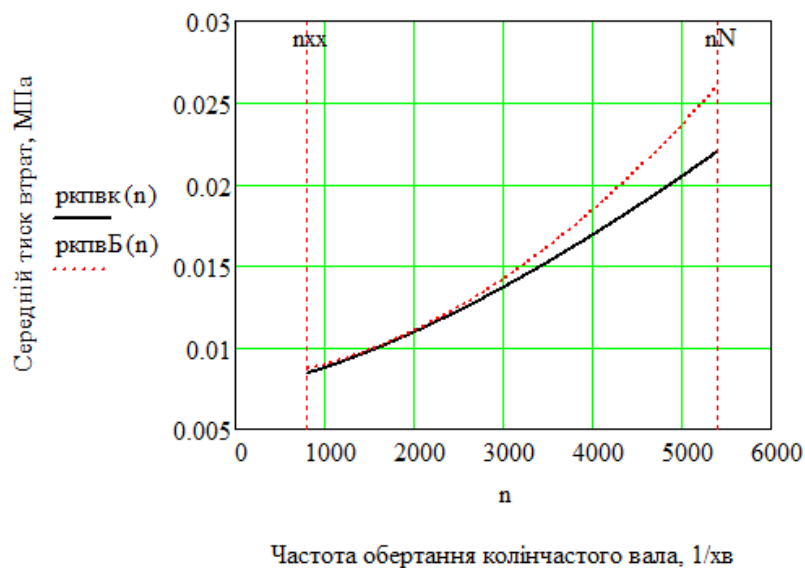


Рисунок 5. Втрати на тертя корінних підшипників та ущільнень колінчастого вала $p_{\text{кпв}}$ залежно від частоти обертання вала n : $p_{\text{кпвК}}$ – класичний двигун; $p_{\text{кпвБ}}$ – безшатуний двигун

Figure 5. Friction losses of the native bearings and compressions of the crank-shaft $p_{кпв}$ depending on frequency of shaft rotation n : $p_{кпвК}$ – classic engine; $p_{кпвБ}$ – free-piston engine

Шатунні й повзунні підшипники вала

Результати експериментів із дослідження шатунних і повзунних підшипників колінчастих валів двох двигунів представлені в табл. 4.

Таблиця 4

Втрати на тертя шатунних $p_{шпв}$ і повзунних $p_{пвв}$ підшипників колінчастих валів відповідно класичного й безшатунного двигунів

$n, \text{хв}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$p_{шпв}, \text{МПа}$	0,0086	0,0106	0,0136	0,0175	0,0214	0,023
$p_{пвв}$ (два вала), МПа	0,0094	0,0116	0,0144	0,0192	0,023	0,025

За результатами досліджень отримано емпіричні залежності середнього тиску втрат на тертя:

–шатунного підшипника колінчастого вала (класичний ДВЗ)

$$p_{шпв} = B_k + C_k \left(\frac{n}{n_N} \right)^{A_k}; \quad (13)$$

–повзунних підшипників колінчастих валів (два повзуни на один циліндр безшатунного ДВЗ)

$$p_{пвв} = \lambda_{кп} \left[B_B + C_B \left(\frac{n}{n_N} \right)^{A_k} \right], \quad (14)$$

де $\lambda_{кп}$ – коефіцієнт конструкції повзуна (ковзання чи кочення).

В табл. 5 наведені коефіцієнти емпіричних рівнянь (13) і (14) втрат на тертя шатунних і повзунних підшипників колінчастих валів.

Таблиця 5

Коефіцієнти емпіричних рівнянь втрат шатунних і повзунних підшипників

Двигун	Коефіцієнти		
Класичний	$A_K=1,45$	$B_K=7,5 \cdot 10^{-3}$	$C_K=1,45 \cdot 10^{-2}$
Безшатунний	$A_B=1,85$	$B_B=8,2 \cdot 10^{-3}$	$C_B=1,78 \cdot 10^{-2}$

Коефіцієнт $\lambda_{кп}$ характеризує вид повзуна, який може бути виконаний у вигляді власне повзуна тертя або повзуна кочення, тобто котка. Очевидно, що в останньому варіанті втрати на тертя будуть менші.

Експериментальні дослідження безшатунного двигуна показали, що в кривошипно-кулісному механізмі з повзунами у вигляді котків і з роликівими

підшипниками між котком і повзунною шийкою на 45...55 % менше, аніж у ККМ із повзунами тертя ковзання між кулісою й повзунною шийкою колінчастого вала.

Ці результати добре узгоджуються з даними робіт [8] із дослідження втрат на тертя в механізмі газорозподілу. У цих роботах вказується, що при заміні плоских штовхачів роликівими втрати на тертя в парі тертя кулачок – штовхач зменшуються до 50...51 % [8].

Отже, можна прийняти $\lambda_{\text{кп}} = 0,45 \dots 0,55$.

Залежності $p_{\text{шпв}}(n)$ та $p_{\text{ппв}}(n)$ показано на рис. 6.

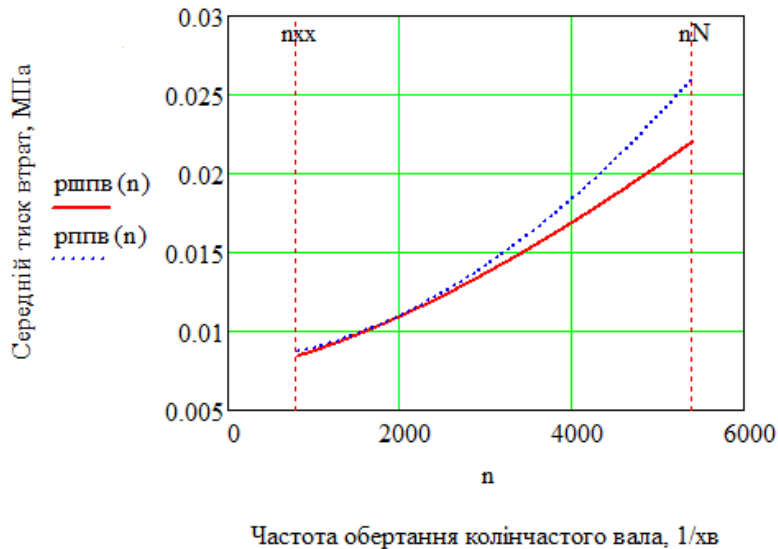


Рисунок 6. Втрати на тертя в шатунних і повзунних підшипниках колінчастих валів: $p_{\text{шпв}}$ – класичний двигун; $p_{\text{ппв}}$ – безшатунний двигун (два повзуна на один циліндр); $n_N = 5400 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\text{ккх}} = 880 \text{ хв}^{-1}$

Figure 6. Friction losses in piston-rod and crank-shaft sliding bearings: $p_{\text{шпв}}$ – classic engine; $p_{\text{ппв}}$ – free piston engine (two slide-block on one cylinder); $n_N = 5400 \text{ min}^{-1}$; $n_{\text{ккх}} = 880 \text{ min}^{-1}$

Втрати на тертя повзунів. Проведені експерименти вказують на те, що втрати на тертя $p_{\text{по}}$ в кінематичній парі повзун – напрямна куліси мають приблизно такі ж значення як і втрати $p_{\text{ппв}}$ у парі тертя повзун – повзунна шийка. Виходячи із цього, можна прийняти

$$p_{\text{по}} = \lambda_{\text{к}} A_{\text{п}} p_{\text{ппв}} \quad (15)$$

Тут $p_{\text{по}}$ – сумарні від двох колінчастих валів втрати на тертя повзунів.

$A_{\text{п}} = 0,6 \dots 0,8$ – конструктивний коефіцієнт, що залежить від конструкції повзуна, його матеріалу, чистоти поверхні й ін.

Інші види втрат на тертя

Тут розглядаються втрати на тертя в таких сполучених парах:

- поршневий палець $p_{\text{пп}}$ (класичний двигун): поршневий палець – бобишки поршня й поршневий палець – верхня головка шатуна;
- палець штока верхній $p_{\text{шв}}$ (безшатунний двигун): палець штока – опори поршня;
- палець штока нижній $p_{\text{шн}}$ (безшатунний двигун): палець штока – опори куліси.

У даній роботі ці види втрат на тертя не досліджувалися, оскільки їх визначення є дуже складним завданням й вимагає окремого самостійного дослідження.

Втрати на тертя поршневого пальця $p_{пп}$ на номінальному режимі класичного ДВЗ відомі й становлять 1...3 % від загальних механічних втрат p_M [9]. Тоді можна втрати на тертя $p_{пп}$ на часткових режимах двигуна визначати за формулою, МПа

$$p_{пп} = p_{ппN} \left(\frac{n}{n_N} \right)^{a_{пп}}, \quad (16)$$

де $p_{ппN}$ – втрати на тертя поршневого пальця при номінальній потужності; $p_{ппN} = (0,01...0,03) p_{MN}$;

p_{MN} – загальні механічні втрати на номінальному режимі двигуна, МПа;

$a_{пп}$ – показник степеня (в розрахунках прийнято $a_{пп} = 1,5$).

Що стосується втрат на тертя $p_{шв}$ і $p_{шн}$, то вони незначні через малість кута хитання штока куліси. Відповідно до теоретичних і експериментальних досліджень максимальне кутове переміщення куліси для 7-го ступеня точності виготовлення двигуна не перевищує 0,05 градуса.

Отже, в розрахунках можна приймати $p_{шв} = 0$; $p_{шн} = 0$.

Наведені порівняльні випробування свідчать, що за інших рівних умов загальні втрати на тертя в безштанному двигуні на 25...35 % менші, ніж у класичному, хоча втрати на тертя ККМ (два колінчастих вала, плюс дві синхронізуючі шестерні, плюс два повзуни на один циліндр, що переміщуються у напрямних куліси) більше на 30...40 % у порівнянні зі втратами КШМ.

Особливістю безштанного ДВЗ є те, що в ньому набагато менші втрати на тертя в парах: «поршень – циліндр» та «поршень – поршневе кільце – циліндр» унаслідок відсутності знакозмінної радіальної сили, що викликає динамічні навантаження поршня і кілець на стінку циліндра.

Тут втрати на тертя знижуються не лише за рахунок відсутності контакту поршня, але й у зв'язку з кращими умовами режимів тертя поршня й особливо поршневих кілець (гідродинамічного, змішаного). Крім того, відсутність радіального переміщення поршня, завдяки ККМ, виключає силу тертя між кільцем і канавкою поршня.

Висновки. На основі даних сучасних автомобільних бензинових двигунів запропоновано емпіричні залежності складових механічних втрат залежно від швидкісного й навантажувального режимів роботи двигунів при різному ступені стиску, різному зазорі між поршнем і циліндром та ін.

Отримані емпіричні залежності можна в першому наближенні застосовувати для бензинових двигунів як класичних, так і однотипних двигунів нетрадиційної конструкції.

Conclusions. On the basis of information of modern motor-car petrol engines, empiric dependences of component mechanical losses are offered depending on the speed and loading modes of operations of engines at the different degree of compression, different gap between a piston and cylinder, etc. Obtained empiric dependences are possible to be used in the first approximation for the petrol engines of both classic-type engines and those of other design of.

Список використаної літератури

1. Рикардо, Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания [Текст] / Г.Р. Рикардо; пер. с англ. Ю.Л. Еганяна, В.И. Ивина, М.Г. Круглова; под. ред. М.Г. Круглова. – М.: Машгиз, 1960. – 412 с.
2. Автомобільні двигуни: підручник [Текст] / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко. – К.: Арістей, 2007. – 476 с.

3. Гутаревич, Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання [Текст] / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач. – К.: НТУ, 2002. – 191 с.
4. Кирилин, В.А. Техническая термодинамика [Текст] / В.А. Кирилин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Наука, 1979. – 512 с.
5. Основы практической теории горения [Текст] / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов, Ю.А. Рундыгин и др; учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – Л.: Энергия, 1973. – 264 с.
6. Кутенев, В.Ф. Аксиально-поршневые двигатели с переменной степенью сжатия и рабочим объемом [Текст] / В.Ф. Кутенев, А.И. Яманин, М.А. Зленко.– М.: Изд-во НАМИ, 2000. – 304 с.
7. Economy and NO emission potential of an SI variable R/L engine. Rychter T,J., Teodrczyk A. «SAE Techn. Pap. Ser.», 1985, No.850207, 14 pp.
8. Contraction Specialties of Regenerative Piston Internal Combustion Engines. Pavletic Radislav, Prebil Ivan, Vuksapovic Bozidar, Zgonik Miran. «SAE Techn. Pap. Ser.», 1986, No. 861193, 1 – 6.
9. Economy and NO emission potential of an SI variable R/L engine. Rychter T,J., Teodrczyk A. «SAE Techn. Pap. Ser.», 1985, No.850207, 14 pp.

Отримано 25.11.2015

УДК 621.833.65

Олег Стрілець, канд. техн. наук

Національний університет водного господарства та природокористування

КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ ЕПІЦИКЛ

Резюме. Розглянуто процес керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило або навпаки. Керуючою ланкою є епіцикл, пов'язаний з замкненою гідросистемою, до складу якої входять гідронасос, трубопроводи і регулювальний дросель. Коли регулювальний дросель відкритий, зубчасте колесо-епіцикл через зубчасту передачу приводить у рух гідронасос, який перекачує рідину в замкненій гідросистемі. Якщо регулювальний дросель закритий, тоді замкнена гідросистема закрита, тобто гідронасос зупинений і, при цьому, зупинене зубчасте колесо- епіцикл. Таким чином, залежно від пропускної здатності регулювального дроселя швидкість зубчастого колеса-епіцикла змінюється і тому змінюється швидкість веденої ланки. За допомогою комп'ютерного моделювання отримано графічні залежності між швидкостями ведучої, керуючої та веденої ланок.

Ключові слова: керування швидкістю, диференціальна передача, сонячне зубчасте колесо, епіцикл, водило, замкнена гідросистема.

Oleh Strilets

SPEED CHANGE MANAGEMENT VIA DIFFERENTIAL GEAR THROUGH EPICYCLE

Summary. The article considers processes of continuously variable speed change management via differential transmission with a closed hydrosystem when the driving element is a solar gear and the driven - is carrier or vice versa.

The author has investigated the case when the control element of the transmission is the epicycle connected to closed hydrosystem. When the driving element is the sun gear, driven - is carrier and the management of carrier's speed is performed by changing the speed of epicycle gear, we have that epicycle gear drives the hydraulic pump that pumps fluid in a closed hydrosystem consisting of pipes and regulating throttle - when regulating throttle is opened. When regulating throttle is closed, then hydrosystem is immovable, hydraulic pump is stopped and so is epicycle. The same goes for the case of driving carrier and driven solar gear. Thus, depending on the bandwidth of regulating throttle, speed of epicycle gear changes from zero point to certain