

УДК 621.382

T. Dudchak, candidate of Agricultural Sciences, assistant

V. Dudchak, V. Duganets, associate professor State Agrarian and Engineering University in Podilya

MODEL RUDDER PISTON DVIGUNIV VNUTRISHNOGO ZGORYANNYA

Annotation. Basic Jerel vibratsiy dviguniv vnutrishnogo zgoryannya e tsilindro-Piston grupa. Pid hour robot dvigunov piston ruhaetsya zvorotno-postupalno vzdovzh tsilindra and takozh plane – parallel (rerun) in the furrows of the thermal gap. When relining surface of the piston udaryaetsya tsilindra scho lead to noise pidvischenogo instal lment poverhon gilzi piston i, vtomnogo kavitatsiyonogo ruynuvannya details.

Held bogato doslidzhen reruns i Poshuk rishen on znizhennyu vplivu yavisch pov'yazanih iz CIM.

Dosliditi i zaproponuvati mathe model rudder piston yak vrahovue zvorotno postupalny i-ruh obertalny meta doslidzhennya.

In daniy roboti proponuetsya in yakosti matematichnoi modeli Ruhu piston fizichny pendulum vis yakogo ruhaetsya zvorotno-postupalno.

Otrimano 4 rivnyannya for protsesiv inlet, stisku, i rozshirennya Preview Issue vidriznyayutsya the size of RG as big as i directly inertsiï forces, forces directly grated kilets vidnosno gilzi i piston.

If the crank mehanizm Got eccentricity, when $\alpha = 2\pi$ on the piston die Til'ky TISK gaziv, yakiy povertae piston i pritiskae Yogo to protilezhnoi hand gilzi.

Zapropanovana mathe model rudder piston vrahovue zvorotno-postupalny i obertalny ruh.

Otrimane diferentsialne rivnyannya another order iz zminnimi koeffitsientami rozv'yazano chiselnim way i dozvolyaе vrahovuvati zmini masi i geometriï piston, piston clearance mizh i tsilindrom, number obertiv kolinchastogo shaft.

Keywords: piston, sleeve, relining, differential equations

T.B. Дудчак, кандидат с.-г. наук,

В.П. Дудчак, В.І. Дуганець, кандидати технічних наук, доценти ПДАТУ

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЕРЕКЛАДКИ ПОРШНЯ ДВИГУНІВ
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

У роботі в якості математичної моделі перекладки поршня кривошипно-шатунного механізму запропоновано фізичний маятник, вісь якого рухається зворотно-поступально. Отримано диференціальне рівняння другого порядку зі змінними коефіцієнтами, яке розв'язане чисельним способом.

Ключові слова: поршень, гільза, перекладка, диференціальне рівняння.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Основним джерелом вібрацій двигунів внутрішнього згоряння є циліндро-поршнева група. Під час роботи двигуна поршень рухається зворотно-поступально вздовж циліндра, а також плоско паралельно (перекладка) в межах теплового зазору. При перекладках поршень ударяється об поверхню циліндра, що приводить до шуму, підвищеного зносу поверхонь поршня і гільзи, втомного і кавітаційного руйнування деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Проведено багато досліджень [1-7] перекладок і пошук рішень по зниженню впливу явищ, пов'язаних із цим.

У роботах [1-4] поршень приймається фізичним маятником, який обертається відносно осі паралельній осі пальця, проходячи дотично верхній кромці юбки. Рівняння руху поршня при його обертанні відносно осі має вигляд:

$$I\varphi = M \quad (1)$$

де I – момент інерції мас, які приймають участь в обертанні;

φ – кут повороту поршня;

M – рівнодіючий момент всіх зовнішніх сил.

Модель подвійного математичного маятника запропонована в роботах [2, 3]. За центр обертання береться з'єднання шатуна і колінчастого вала, який обертається. Одним маятником є шатун з посту-

пально рухомими масами, а другим – поршень з масою всього поршневого комплексу, розміщеного в центрі мас, який знаходиться на віддалі a від осі пальця. Рівняння рівноваги „шатун-поршень” описується системою двох звичайних диференціальних рівнянь.

$$\begin{aligned}\phi &= H_1 + M_{np} \left[\tau_w + \tau_n \left(1 + \frac{C}{L} \cos(\gamma_3 - \beta) \right) \right] / H \\ \ddot{\delta} &= H_2 - M_{np} \left[c m_n (\cos \gamma_3 - \beta) + (m_n c^2 + I_n) / L \right] / (2H)\end{aligned}\quad (2)$$

де ϕ і δ – кути повороту поршня і шатуна, а інші введені позначення дані в [3]. Система цих рівнянь розв’язувалась чисельно з допомогою ЕОМ.

Поршень з шатуном розглядаються як жорсткі тіла в роботах [5-7].

У цьому випадку система рівнянь має вигляд [5].

$$\begin{aligned}\ddot{S} &= \frac{1}{m} (N + \Theta P_T) \\ \ddot{\phi} &= \frac{1}{I} \left[(Nc - P_{\Sigma} (e - S_n)) - \Theta P_T e \right]\end{aligned}\quad (3)$$

де S і ϕ – горизонтальне переміщення і кут повороту поршня (інші позначення дані в [5]).

Мета дослідження дослідити і запропонувати математичну модель перекладки поршня, яка враховує зворотно-поступальний і обертальний рух.

Виклад основного матеріалу дослідження. У даній роботі в якості математичної моделі руху поршня пропонується фізичний маятник, вісь якого рухається зворотно-поступально за законом $\xi(t)$. Рівняння руху такого маятника задається виразом [8]:

$$\phi + \frac{ma}{J} (g + \xi) \sin \phi = \frac{M(\alpha)}{J}.\quad (4)$$

де ϕ – кут нахилу поршня відносно осі циліндра;

m, J – маса і момент інерції поршня відносно осі обертання;

a – віддаль від осі обертання до центра мас поршня;

$M(\alpha)$ – момент сил, що діють на поршень.

Величина $\phi_{\max} = \frac{\Delta}{B}$,

де Δ – зазор між поршнем і циліндром;

B – висота поршня.

Так як B більше Δ , то $\sin \phi \approx \phi$ і отримуємо рівняння другого порядку зі змінними коефіцієнтами (типу Хіла):

$$\phi + \frac{ma}{J} (g + \xi) \phi = \frac{M(\alpha)}{J};\quad (5)$$

Величина ξ і $\ddot{\xi}$ записуються [9] для дезаксіального кривошипно-шатунного механізму

$$\xi \approx \eta \left(1 - \cos \alpha + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - k^2} - \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \alpha - \lambda k \sin \alpha + \frac{k^2 \lambda}{2} \right),\quad (6)$$

$$\ddot{\xi} \approx \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha),\quad (7)$$

де r, ω, α – радіус, кутова швидкість, кут повороту кривошипа;

$\lambda = \frac{r}{l}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$$k = \frac{l}{r},$$

де l – дезаксіал.

Поршень знаходиться під дією зовнішніх сил (рис. 1):

– сили тиску газів

$$P_T = S_n P(\alpha),$$

де S_n – площа поршня;

$P(\alpha)$ – тиск газів, який знаходиться по індикаторній діаграмі;

– сили тертя між кільцями і циліндром F_k і T_k , які визначаються

$$F_k = \sum F = (P_1 + P_2 + P_3 + 3P_Y) f \approx \pi (d - 2b) f m (P_1 + P_2 + P_3) + 3\pi d \cdot m \cdot f \cdot P_Y;\quad (8)$$

$$T_k = \sum f_1 \cdot N_n = \sum f_1 (\Delta P_1 \pm m \xi)\quad (9)$$

де b, m – радіальна товщина і ширина кільця в см;

f, f_1 – коефіцієнт тертя між кільцем і циліндром і кільцем і поршнем;

d – діаметр поршня;

P_1, P_2, P_3, P_y – тиск газів під кільцями і тиск від пружності кільця;

ΔP_1 – перепад тиску в міжкільцевих об'ємах;

m_i – маса i -го кільця;

Момент сили тертя $M_{тр}$ в обертальній парі “палець-шатун” обчислюється за формулою:

$$M_{тр} = f^* \cdot r_n \cdot R_{ш},$$

де f^* – коефіцієнт тертя ковзання;

r_n – радіус пальця;

$R_{ш}$ – реакція шатуна на поршень, $R_{ш} = P_2 \lambda \cos(\cos \alpha \pm k)$.

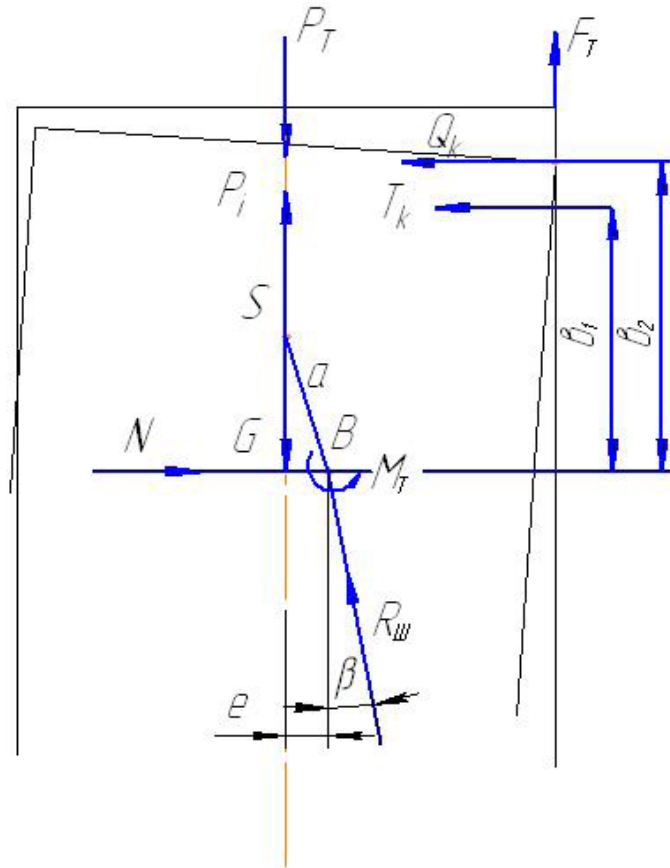


Рис. 1. Схема сил, які діють на поршень при перекладці

Крім того, на поршень діє маса поршня і сила інерції $P_i = m_n \xi$.

Після підстановки сил отримуємо рівняння коливань поршня у вигляді

$$\phi + \left[\frac{A}{n} \omega^2 + A \omega^2 G(t) \right] \phi = B \omega^2 \left\{ k - 0.8 \left[\lambda (\sin \omega t + k) - 0.368 \frac{a}{\alpha} \left(1 - \frac{a}{\alpha} \right) \right] - \right. \\ \left. - 0.026 \frac{a}{\alpha} \left(1 - \frac{a}{\alpha} \right) - \theta_2 \cdot 0.3 \frac{b}{d} \left(1 - \frac{2a}{d} \right) \right\} - C \omega^2 G(t), \quad (10)$$

де введені позначення $A = \frac{ml}{r}$, $B = \frac{P_T}{J \omega^2}$, $C = \frac{mdl}{2J}$

$$G(t) = \cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t + \lambda k \sin \omega t.$$

Отримане рівняння рішалось чисельним способом. Отримано чотири рівняння для процесів впуску, стиску, розширення і випуску, які відрізняються величиною P_r , величиною і напрямом сил інерції, напрямом сил тертя кілець відносно гільзи і поршня. Розрахунки проведені для $\omega = 50$ 1/с.; $m = 0,5$ кг; $l = 0,04$ м; $r = 0,05$ м; $J = 10,4 \times 10^{-4}$ кг \times м²; $k = 0,003$; $\lambda = 0,264$.

Розглянемо процес перекладки у верхній мертвій точці робочого ходу (рис. 2). Коли кривошипно-шатунний механізм має ексцентриситет, то при $\alpha = 2\pi$ на поршень діє тільки тиск газів, який повертає поршень і притискає його до протилежної сторони гільзи (лінія АВ).

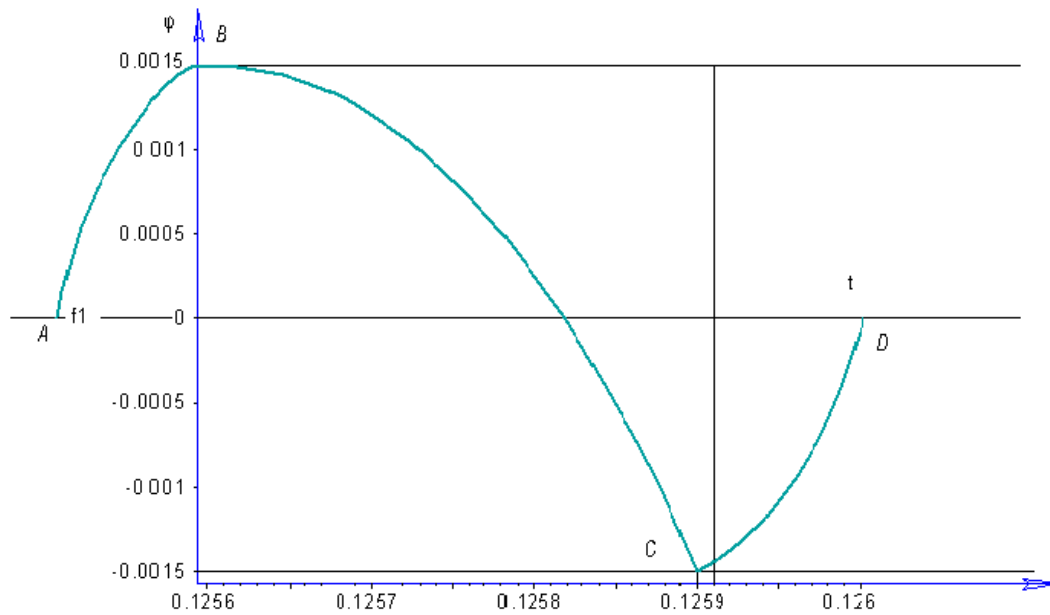


Рис. 2. Перекладка поршня у верхній мертвій точці робочого ходу.

При збільшенні кута α під дією реакції шатуна поршень повертається в протилежну сторону (BC) на максимальний кут $\phi_{\max} = \frac{\Delta}{B}$ і ударяється об гільзу. При цьому реакція стінки гільзи на поршень дорівнює нулю.

$$R = -P_{гз} + N \left(\cos \phi_{\max} + \frac{\sin \phi_{\max}}{\operatorname{tg} \beta} \right) - F_r = 0.$$

Так як вважаємо удар непружним, то після цього поршень під дією сили N повертається в протилежну сторону (CD) і притискається до гільзи і $\phi = 0$. У точці контакту поршня з циліндром величина кутової швидкості поршня становить 21 c^{-1} . При цьому значенні кутової швидкості поршня імпульс сили для непружного удару за $\Delta t_y = 10^{-4} \text{ c}$ буде $Q_H = 73,5 \text{ кН}$.

Висновки. Запропонована математична модель перекладки поршня враховує зворотно-поступальний і обертальний рух. Отримане диференціальне рівняння другого порядку зі змінними коефіцієнтами розв'язано чисельним способом і дозволяє враховувати зміни маси і геометрії поршня, зазору між поршнем і циліндром, числа обертів колінчастого вала.

Список використаних джерел

1. В.Д. Курнатов. Снижение вибрации дизелей, вызываемой ударами поршней. // Тракторы и сельхозмашины. – 1964. – № 11.
2. Б.М. Керчер, Ю.С. Богданов, Ю.Я. Клигерман. Исследование перекладки поршня быстроходного дизеля. // Двигателестроение. – 1958. – № 18. – С. 15.
3. Е.П. Павлов, А.Л. Брежнев, Н.И. Малинина. Расчетное исследование перекладки поршня с целью оптимизации конструктивных соотношений цилиндропоршневой группы дизеля. // Двигателестроение. – 2001. – № 1. – С. 10.
4. А.И. Мищенко. Радиальное перемещение поршня с дезаксиальной осью поршневого пальца. // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 5. – С. 17.
5. Н.П. Панкратова, Г.И. Перельдик, Б.З. Бронштейн. Расчетное и экспериментальное исследование поперечного перемещения бочкообразных поршней. // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 5. – С. 11.
6. Г.П. Миронов, М.Д. Аллабергенов. Математическая модель движения поршня в течение цикла в пределах теплового зазора. // Двигателестроение. – 1981. – № 11. – С. 19.
7. О.П. Ауезов. Оценка ударного импульса поршня при его перекладке. // Двигателестроение. – 1980. – № 7. – С. 24.
8. Вибрации в технике. Справочник. Т. 2. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
9. В.Н. Болтинский. Тракторные и автомобильные двигатели. – М., 1953. – 592 с.

Аннотация. В работе в качестве математической модели перекладки поршня кривошипно-шатунного механизма предложен физический маятник, ось которого движется возвратно-поступательно. Получено дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами, которое решено числовым методом.

Ключевые слова: поршень, гильза, перекладка, дифференциальное уравнение.