

Нейрокомпьютерная техника : Теория и практика -М. : Мир, 1992.-348с. 9. Ашкрофт Н., Мермин Н. Физика твердого тела / В2т . Том 1. –М. Мир ,1979. – 420с. 10.Ландау Л. Д. , Лифшиц Э. М. Механика сплошных сред / в 10 т. Том7. Теория упругости . – М. ; Наука, 1986 - 248с. 11.Райтер П. М.;Карпаш М.О. нейроні мережі для вимірювання багатофазних потоків // Мат. Конф. „Фізичні методи і засоби контролю середовищ, матеріалів та виробів . – ЛЕОТЕСТ-2003”, Львов, 15-18 лютого 2003.

Поступила в редколлегию 21.02.2011

УДК 621.43

А.В. ІЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., ЖДТУ, м. Житомир
Ю.О. КУБРАК, канд. техн. наук, доц., ЖДТУ, м. Житомир
В.О. ЛОМАКІН, асист., ЖДТУ, м. Житомир

ПРИВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМА ОДНОЦИЛІНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Запропонована математична модель для визначення приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згорання на основі теореми про зміну кінетичної енергії.

Ключові слова: кривошипно-шатунний механізм.

Предложена математическая модель для определения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневого одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания на основе теоремы про изменение кинетической энергии.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм.

This article is about mathematical model for determination reduced moment of inertia of single-cylinder internal combustion engine's crank mechanism. The model base on theorem of kinetic energy
Key words: crank mechanism.

1. Вступ

Окремі частини кривошипно-шатунного механізму (КШМ) здійснюють різні види руху. Для більш детального аналізу його роботи необхідно розглянути приведенний момент інерції (ПМІ) його головного вала. Для цього можна використати закон збереження енергії.

Теорема про зміну кінетичної енергії (ЗКЕ) механічної системи є частковим випадком загального закону збереження енергії. Частина кінетичної енергії (КЕ) перетворюється в інші форми енергії, та навпаки, частина енергії інших форм перетворюється в КЕ. Результатом перетвореної енергії є робота - такий фізичний зміст вказаної теореми.

2. Аналіз останніх досліджень і виділення невирішених раніше частин проблеми

Для будь-якої механічної системи теорема про ЗКЕ в інтегральній формі має вигляд:

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i, \quad (1)$$

де T_0 , T – КЕ системи при її переміщенні, відповідно, з початкового положення в кінцеве;

$\sum A_k^e, \sum A_k^i$ – сума робіт зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на систему при тому ж її переміщенні.

У випадку застосування (1) до абсолютно твердого тіла або до незмінної механічної системи, математичний запис вказаної теореми буде мати вигляд:

$$T - T_0 = \sum A_k^e, \quad (2)$$

або у диференціальній формі:

$$\frac{dT}{dt} = \sum N_k^e, \quad (3)$$

де $\sum N_k^e$ – сума потужностей зовнішніх сил, що прикладені до точок системи.

У вигляді (2, 3) теорема про ЗКЕ найбільш часто застосовується у випадку дослідження руху різних машин і механізмів, зокрема, до руху поршневих двигунів і компресорів. Для більшості інженерних завдань, пов'язаних з дослідженням обертання головних валів поршневих машин, названі механізми розглядаються як незмінні механічні системи з одним ступенем свободи. Деформації деталей машин у такій постановці не враховуються. Виключення становлять питання визначення вібрацій деталей, крутильних та згинальних коливань валів, ударних навантажень при наявності зазорів тощо.

За допомогою теореми про ЗКЕ визначають, застосовуючи інтегральну форму теореми:

- швидкості точок механічної системи в тих випадках, коли сили постійні або не залежать від переміщення;

- роботу якої-небудь сили з *діючих* на систему, знаючи *швидкості точок* механічної системи в її початковому й кінцевому положеннях.

Застосовуючи диференціальну форму теореми визначають:

- прискорення точок і кутові прискорення ланок в тих випадках, коли діючі сили не постійні, або залежать від переміщення системи;

- рівняння динаміки системи, використовуючи поняття "приведеної маси" або "ПМІ" одного з елементів механічної системи.

Слід помітити, що останні два пункти ефективніше реалізуються за допомогою інших, більш загальних методів аналітичної механіки. Однак у ряді задач для виводу рівнянь динаміки систем традиційно використовують приведення мас і моментів інерції (МІ) всіх ланок до одного елемента системи, рух якого досліджують. Прикладами можуть служити рівняння динаміки автомобіля, механічних регуляторів і систем автоматичного регулювання тощо.

Для полегшення розрахункових досліджень, пов'язаних із застосуванням теореми про ЗКЕ системи, необхідно вказати три класи сил, робота яких дорівнює нулю і які не потрібно враховувати в даній постановці завдання:

- реакції в'язів без тертя;
- внутрішні сили абсолютно твердих тіл, абсолютно гнучких і нерозтяжних ниток, що входять у систему;
- сили тертя (зчеплення), прикладені в точках контакту тіл, що перекочуються без ковзання по поверхні інших тіл.

4. Основний матеріал дослідження

Визначення ПМІ КШМ.

КЕ кривошипа, який здійснює обертальний рух, Дж:

$$T_k = I_k \frac{\omega^2}{2}, \quad (4)$$

де ω – частота обертання колінчастого вала (КВ), рад/с; I_k – МІ кривошипа відносно осі обертання КВ, кг·м².

КЕ шатуна, який здійснює плоско-паралельний рух, визначається за допомогою теореми Кенінга, Дж:

$$T_{ш} = m_{ш} \frac{V_{ш}^C{}^2}{2} + I_{ш} \frac{\omega_{ш}^2}{2}, \quad (5)$$

де $V_{ш}^C$ – швидкість центра мас шатуна, м/с; $m_{ш}$ – маса шатуна, кг; $I_{ш}$ – центральний МІ шатуна, кг·м².

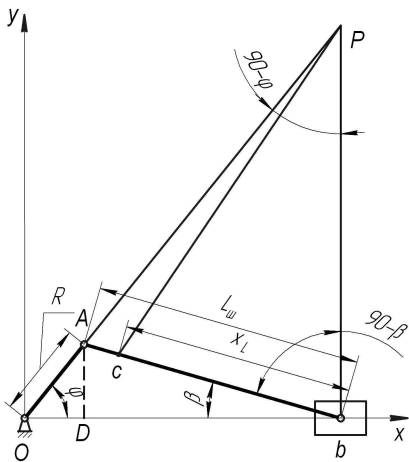


Рис. 1. Схема визначення КЕ елементів КШМ

Виразимо значення КЕ $T_{ш}$ в залежності від кута повороту КВ φ . Для цього визначимо положення миттєвого центра швидкостей шатуна (точка Р, рис. 1). Використаємо відомі з кінематики співвідношення, щодо швидкості центра мас шатуна (рис. 1), рад/с:

$$\omega_{ш} = \frac{V_A}{|AP|}, \quad V_{ш}^C = \frac{\omega_{ш}}{|CP|}, \quad (6)$$

де $\omega_{ш}$ – частота обертання шатуна навколо миттєвого центра швидкостей.

Відоме співвідношення між кутами φ та β має вигляд:

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi. \quad (7)$$

Визначимо величину $|AP|$ з подібних трикутників OAD та OPB:

$$|AP| = \frac{L_{ш}}{\cos \varphi} \cos \beta = \frac{L_{ш}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}. \quad (8)$$

Величину $|CP|$ найбільш зручно визначити з трикутника ACP:

$$|CP| = \sqrt{AC^2 + AP^2 - 2 \cdot AC \cdot AP \cos(\varphi + \beta)} = \sqrt{(L - x_L)^2 + \left(\frac{L_{ш}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L - x_L) \left(\frac{L_{ш}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \cdot \cos(\varphi + \beta)}. \quad (9)$$

Підставимо вирази (8), (9) в (6) та перетворимо:

$$\begin{aligned}
V_{\text{ш}}^c &= \frac{\frac{\omega R}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}{\sqrt{\left((L_{\text{ш}} - x_L)^2 + \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L - x_L) \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \cdot (\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi) \right)}} \\
&= \frac{\omega R}{\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \sqrt{\frac{\left((L_{\text{ш}} - x_L)^2 + \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L - x_L) \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \cdot (\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi) \right)}{\left(\cos^2 \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \right)}} = \\
&\omega R \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{(L_{\text{ш}} - x_L)^2 \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}^2 (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)} + 1 - 2(L - x_L) \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}}}{L_{\text{ш}}^2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \right)}{\left(\cos^2 \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \right)}}.
\end{aligned} \tag{10}$$

Радикал $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ фактично дорівнює одиниці, тому їм можна знехтувати [1, 2]. Якщо прийняти певні спрощення: $\cos^2 \varphi - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \approx \cos^2 \varphi$, та $\cos^2 \varphi \approx \cos^4 \varphi$, вираз (10) можна переписати у вигляді:

$$\begin{aligned}
V_{\text{ш}}^c &\approx \omega R \sqrt{\frac{(L_{\text{ш}} - x_L)^2 \cos^4 \varphi}{L_{\text{ш}}^2} + 1 - 2 \cdot \left(\frac{(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}} \right)} = \\
&\pm \omega R \left(\frac{(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}} - 1 \right)
\end{aligned} \tag{11}$$

Неважко встановити, що максимальна відносна похибка радикала в (10) відносно запропонованого виразу (11) (без врахування добутку ωR) при всіх можливих МГП КШМ автомобільних ДВЗ складає 5,7%.

Отже, КЕ шатуна, Дж:

$$T_{\text{ш}} = \frac{\omega^2 \lambda^2}{2} \left(m_{\text{ш}} \left((L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_{\text{ш}} \right)^2 + I_{\text{ш}} \cos^2 \varphi \right). \tag{12}$$

КЕ поршня, який здійснює зворотно-поступальний рух, Дж :

$$T_{\text{п}} = m_{\text{п}} \frac{V_{\text{п}}^2}{2}, \tag{13}$$

де $V_{\text{п}}$ – швидкість поршня, м/с.

Для того, щоб виразити КЕ поршня через кут повороту КВ, найбільш доцільно використати теорему про проекції швидкостей точок плоскої фігури на пряму, що їх з'єднує. Для точок А та В (рис. 1):

$$V_A \cos(90 - (\varphi + \beta)) = V_B \cos \beta. \tag{14}$$

Останній вираз можна переписати у вигляді:

$$V_B = \omega R \frac{\sin \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \lambda \cos \varphi \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} = \omega R \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). \tag{15}$$

Знехтувавши радикалом $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ [1, 2], вираз (14) можна представити:

$$V_B = \omega R \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi). \quad (16)$$

Максимальна відносна похибка (15) від запропонованого (16) (без врахування добутку ωR), при всіх можливих МГП КШМ ДВЗ складає 0,67.

Отже, КЕ поршня, Дж:

$$T_{\Pi} = m_{\Pi} \frac{\omega^2 R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2}{2}. \quad (17)$$

ПМІ всього механізму:

$$I_{\Pi} \frac{\omega^2}{2} = T_{\Sigma}(\omega), \quad (18)$$

де I_{Π} – ПМІ механічної системи, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, $T_{\Sigma}(\omega)$ – сумарна КЕ всіх ланок механізму,

Дж.

Враховуючи (4), (12), (17), ПМІ одного коліна КШМ, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_{\Pi} = I_k + \lambda^2 \left(m_{\Pi} \left((L_{\Pi} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_{\Pi} \right)^2 + I_{\Pi} \cos^2 \varphi \right) + m_{\Pi} R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2. \quad (19)$$

Для подальшого аналізу (19) розглянемо більш детально МГП КШМ. Межі зміни більшості з них наведено в [1], тому зупинимося на зміні ЦМІ шатуна та коліна КВ.

Модель шатуна. Основні геометричні параметри шатуна наведені в табл. 1.

Таблиця 1 - Основні геометричні параметри шатунів автотракторних ДВЗ[3-6]

Назва	Позначення	Діапазон значень*
Внутрішній діаметр поршневої головки	d_n	$(0,22 \div 0,28) D_n$
Зовнішній діаметр головки	d_z	$(1,25 \div 1,65) d_n$
Довжина поршневої головки шатуна	l_{Π}	$(0,33 \div 0,45) D_n^{**}$
Мінімальна висота двотаврового перерізу	$h_{\Pi, \min}$	$(0,5 \div 0,55) d_z$
Висота двотаврового перерізу, що розташований в центрі ваги	h_{Π}	$(1,2 \div 1,4) h_{\Pi, \min}$
Товщина перерізу стержня шатуна, враховуючи полки двутавра	b_{Π}	$(0,5 \div 0,6) l_{\Pi}$
Мінімальна товщина перерізу стінки стержня, мм	$a_{\Pi} \approx t_{\Pi}$	2,5 ÷ 4
Діаметр шатунної шийки КВ	d_{Π}	$(0,5 \div 0,7) D_n$
Довжина кривошипної головки	l_k	$(0,4 \div 0,5) D_n$
Висота нижньої кришки шатуна	h_1	$(0,5 \div 0,6) d_{\Pi}$

Для спрощення прийємо наближення:

- поршнева та шатунні головки шатуна мають форму полого циліндра;
- впливом шатунних болтів знехтуємо;
- максимальне значення висоти двотаврового перерізу прийємо рівним h_{Π} ;
- прийємо спрощену форму двотаврового перерізу стержня шатуна (рис. 2а)).

Примітки: D_n -діаметр поршня;

* для карбюраторного двигуна;

** для плаваючого пальця.

Відомо, що маса шатуна змінюється в межах $m_{ш}=(100\div 200) \pi D_n^2/4$ [1]. Враховуючи табл. 1, визначимо межі зміни ЦМІ шатуна ДВЗ. Для верхньої та нижньої головки шатуна [7], $кг\cdot м^2$:

$$I_{вр} = \frac{1}{2} \pi \rho l_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_n}{2} \right)^4 \right), \quad I_{нр} = \frac{1}{2} \pi \rho l_k \left((h_1)^4 - \left(\frac{d_{ш}}{2} \right)^4 \right), \quad (20)$$

де $I_{вр}$ – МІ верхньої головки шатуна, $кг\cdot м^2$; $\rho=7800$ – густина матеріалу шатуна, $кг/м^3$; $I_{нр}$ – МІ нижньої головки шатуна, $кг\cdot м^2$.

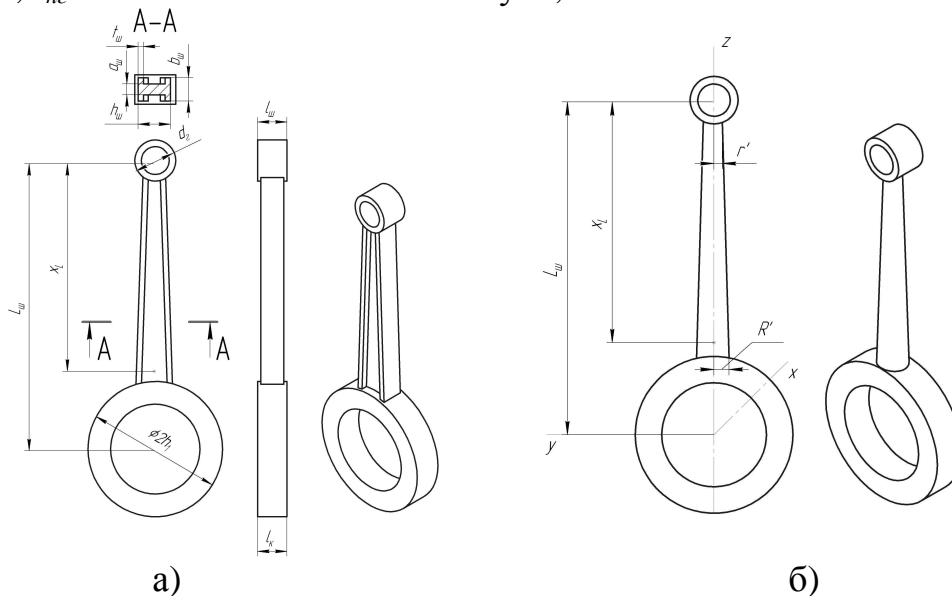


Рис. 2. Схема моделі шатуна.

Внаслідок того, що МІ стержня шатуна виразити аналітично досить важко, представимо його переріз у вигляді кола, еквівалентного за розподілом маси двотавровому перерізу (рис. 2б). Отже, в спрощеному варіанті стержень шатуна має вигляд усіченого конуса з максимальним та мінімальним радіусами основ, що змінюються в межах (табл. 1), м:

$$r' = \sqrt{(0.373 \div 1.011) D_n - (3.98 \div 10.19)}, \quad R' = \sqrt{(0.395 \div 1.141) D_n - (3.98 \div 10.19)} \quad (21)$$

Враховуючи прийняту концепцію форми стержня шатуна, виразимо його МІ відносно осі, що перпендикулярна до осі усіченого конуса та проходить через нижню його основу. Виріжемо уявно нескінченно короткий циліндр з висотою dz з масою dm (рис. 3а).

Висота такого усіченого конуса складає $l=L_{ш}-h_1-d_2/2$ (рис.2, а)). Для цього циліндра радіус залежить від координати z (рис. 3а), м:

$$r(z) = \frac{R' - r'}{l} (l - z). \quad (22)$$

Отже, для нескінченно короткого циліндра з висотою dz , МІ відносно осі z має вигляд, $кг\cdot м^2$:

$$dI_z = \frac{1}{2} dm \cdot r(z)^2. \quad (23)$$

Для того, щоб знайти МІ відносно перпендикулярних осей, скористаємось теоремою про перпендикулярні осі, $кг\cdot м^2$:

$$dI_z = dI_x + dI_y. \quad (24)$$

Оскільки МІ відносно осі x та y однакові, $кг\cdot м^2$:

$$dI_x = \frac{1}{2}dI_z = \frac{1}{4}dm \cdot r(z)^2. \quad (25)$$

Для тонкого циліндра маємо, кз:

$$dm = \rho dV = \rho \cdot \pi r(z)^2 dz. \quad (26)$$

Для будь-якого тонкого циліндра, що знаходиться на відстані z від осі x , використовуючи теорему Штейнера, кг·м²:

$$dI_x = \frac{1}{4}dm \cdot r(z)^2 + dm \cdot z^2. \quad (27)$$

Інтегруючи останній вираз по висоті циліндра, маємо, кз: м²:

$$I_x = \int_0^l dI_x = \frac{1}{4}\rho \cdot \pi \int_0^l r(z)^4 dz + \rho \cdot \pi \int_0^l r(z)^2 z^2 dz = \frac{1}{4}\rho \cdot \pi \cdot \int_0^l \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right)^4 dz + \rho \cdot \pi \int_0^l \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right)^2 z^2 dz \Rightarrow$$

заміна $t = \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{1} dz$

$$\Rightarrow \frac{1}{4}\rho \cdot \pi \cdot -\frac{1}{R' - r'} \int_0^l t^4 dt + \rho \cdot \pi \int_0^l \left(R' z^2 + \frac{(R' - r')^2 z^4}{1^2} - \frac{2R'(R' - r')z^3}{1} \right) dz =$$

$$-\frac{1}{R' - r'} \cdot \frac{1}{4 \cdot 5} \rho \cdot \pi \cdot (r'^5 - R'^5) + \rho \cdot \pi \left(\frac{R'^5 \cdot l^3}{3} + \frac{(R' - r')^2 l^3}{5} - \frac{2R'(R' - r') l^3}{4} \right) = \quad (28)$$

$$\frac{\rho \cdot \pi \cdot (R'^5 - r'^5) l}{20 \cdot (R' - r')} + \frac{\rho \cdot \pi \cdot l^3}{30} (R'^2 + 6r'^2 + 3R'r')$$

Центр ваги усіченого конуса лежить на осі симетрії з координатою, м:

$$z_c = \frac{\iiint_v z S dV}{\iiint_v S dV} = \frac{\int_0^l z \pi r(z)^2 dz}{\int_0^l \pi r(z)^2 dz} = \frac{\int_0^l z \pi \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right)^2 dz}{\int_0^l \pi \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right)^2 dz} \Rightarrow$$

заміна $t = \left(R' - \frac{R' - r'}{1} z \right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{1} dz$

$$\Rightarrow \frac{\int_0^l z \pi \left(R'^2 + \left(\frac{R' - r'}{1} \right)^2 z^2 - 2R' \frac{R' - r'}{1} z \right) dz}{-\pi \frac{1}{R' - r'} \int_0^l t^2 dt} =$$

$$\frac{\pi \int_0^l \left[zR'^2 + \left(\frac{R' - r'}{1} \right)^2 z^3 - 2R' \frac{R' - r'}{1} z^2 \right] dz}{-\pi \frac{1}{R' - r'} \cdot \frac{t^3}{3}} =$$

$$= \frac{\pi \frac{l^2}{12} (R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{\pi \frac{1}{3(R' - r')} (R'^3 - r'^3)} = \frac{l(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \quad (29)$$

Враховуючи те, що центри мас верхньої та нижньої головки шатуна лежать на їх осі симетрії та вираз (29), загальне положення центра мас (координата Z) моделі шатуна (рис. 2):

$$Z_C = \frac{\sum m_i z_{c_i}}{m_{ш}} = \frac{\left[m_{ст} \cdot \left(h_1 + \frac{1(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \right) + m_{вр} \cdot L_{ш} \right]}{m_{ш}} =$$

$$\frac{\left[\rho \pi \frac{1}{3} l (R'^2 + r'^2 + R'r') \cdot \left(h_1 + \frac{1(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \right) + \rho \pi l_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_n}{2} \right)^2 \right) \cdot L_{ш} \right]}{\rho \pi \left[I_k \left((h_1)^2 - \left(\frac{d_n}{2} \right)^2 \right) + \frac{1}{3} l (R'^2 + r'^2 + R'r') + I_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_n}{2} \right)^2 \right) \right]}, \quad (30)$$

де $m_{вр}$ – маса нижньої головки шатуна, кг; $m_{ст}$ – маса стержня шатуна, кг; $m_{вр}$ – маса верхньої головки шатуна, кг.

ЦМІ моделі шатуна можна отримати, використавши теорему Штейнера, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_{ш} = I_{вр} + m_{вр} \cdot Z_C^2 + I_{ст} + m_{ст} \cdot (L_{ш} - Z_C)^2 + I_x + m_{ст} \cdot |z_c - Z_C|^2. \quad (31)$$

Для проведення подальшого аналізу знайдемо ЦМІ коліна КВ. Основні геометричні параметри коліна КВ наведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Основні геометричні параметри коліна КВ автотракторних ДВЗ [3-7]

Назва	Позначення	Діапазон значень*
Діаметр корінної шийки	d_k	$(0,6 \div 0,8) D_n$
Довжина корінної шийки з галтелями	$l_{к2}$	$(0,45 \div 0,7) D_n$
Товщина щоки	h	$(0,1 \div 0,25) D_n$
Ширина щоки	b	$(1,0 \div 1,25) D_n$

Примітка: * для карбюраторного двигуна;

Для спрощення прийемо декілька наближень: не будемо враховувати противаги КВ; знехтуємо отворами для мащення; прийемо спрощену форму коліна КВ (рис. 3б) [8].

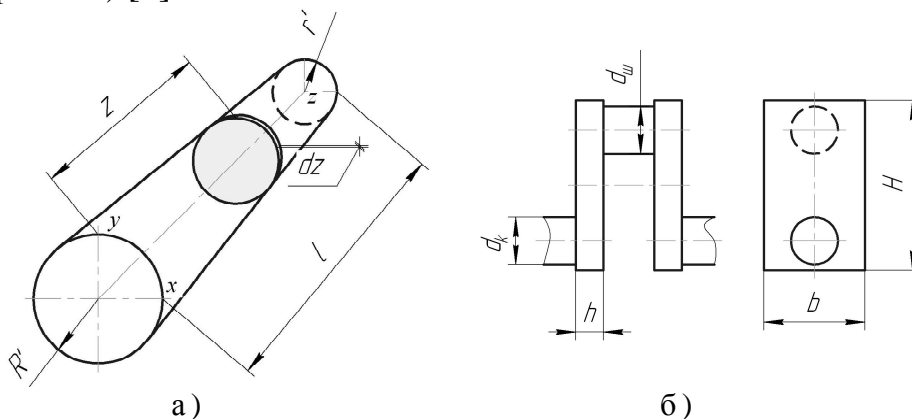


Рис. 3. а) схема визначення МІ усіченого конуса, б) схема коліна КВ [8]

Розділимо уявно коліно вала на частини: дві половинки корінних шийок, шатунна шийка та щоки. Визначимо моменти інерції цих частин відносно осі КВ. МІ двох половинок корінних шийок, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ [8]:

$$I_{кш} = \frac{\pi d_k^2}{32} I_{кр} \rho. \quad (32)$$

МІ шатунної шийки відносно осі обертання КВ, кг·м² [8]:

$$I_{шш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{32} I_{кр} \rho + \frac{\pi d_{ш}^2}{4} I_{кр} \cdot R^2, \quad (33)$$

де R – радіус кривошипа, м.

Щока в найпростішому варіанті може бути представлена у вигляді паралелепіпеда (рис. 3б). Тоді МІ її маси відносно осі обертання КВ, кг·м²:

$$I_{щ} = \frac{Hb}{12} (H^2 + b^2) I_{кр} \rho + Hbh\rho \cdot \frac{R^2}{4}, \quad (34)$$

де $H = R + \frac{d_{ш}}{2} + \frac{d_k}{2} + 10^{-2}$ – висота щоки, м.

МІ одного коліна КВ відносно осі обертання КВ, кг·м²:

$$I_k = I_{кш} + I_{шш} + 2I_{щ}. \quad (35)$$

Враховуючи (21), (31), (35), дані табл. 1 та табл. 2 та інші МГП КШМ ДВЗ, проаналізуємо зміну ПМІ одного коліна КШМ (19) у всьому діапазоні можливих змін параметрів, без врахування маховика (рис. 4). В якості параметра, що характеризує зміни ПМІ одного коліна КШМ обираємо коефіцієнт зміни ПМІ δ_1 .

Проаналізувавши вираз (19) при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ, враховуючи модель шатуна (рис. 2), було встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_1 приймає мінімальне значення 0,01 при максимально можливих значеннях: діаметра поршня D_p , відношення радіуса

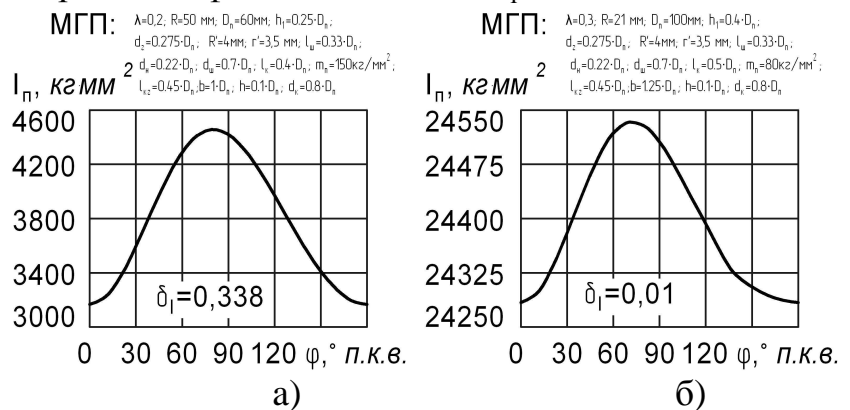


Рис. 4. Залежність ПМІ КШМ від МГП [1]

кривошипа до довжини шатуна λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 , діаметра шатунної шийки КВ $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k ; мінімально можливих значеннях: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}, h_{ш.мін}, b_{ш}, a_{ш}, t_{ш}$), питомої маси поршневої m_p . Також встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від зовнішнього діаметра головки шатуна d_r , довжини поршневої головки шатуна $l_{ш}$, внутрішнього діаметра поршневої головки d_n , довжини корінної шийки з галтелями $l_{кр}$, товщина щоки h (рис. 4).

Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_1 приймає максимальне значення 0,338 (без врахування маховика) при максимально можливих значеннях: питомої маси поршневої m_p , радіуса кривошипа R ; мінімально можливих значеннях: відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , діаметра поршня D_p , висоти нижньої кришки шатуна h_1 , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}, h_{ш.мін}, b_{ш}, a_{ш}, t_{ш}$), довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k , діаметра головки шатуна d_r . Було встановлено, що коефіцієнт

зміни ПМІ КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від довжини поршневої головки шатуна $l_{ш}$, внутрішнього діаметра поршневої головки d_n , діаметра шатунної шийки КВ $d_{ш}$, довжини корінної шийки з галтелями $l_{кг}$, товщини щоки h (рис. 4).

5. Висновки

1. Отримано математичну модель приведенного моменту інерції для одноциліндрового кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згорання на основі теореми про зміну кінетичної енергії.

2. Встановлені межі зміни коефіцієнту зміни приведенного моменту інерції в залежності від масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна. Вони складають 0,01 ... 0,338.

Список літератури: 1. І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін. Вплив масово геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згорання // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. №6(112)– 2007. – с. 52-56. 2. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання // Вісник ЖДТУ № III (42), 2007 р. –с. 17-23. 3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с., ил. 4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підр.–3-те видання.–К.: Арістей, 2007.–476с. 5. Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В. Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие Ульяновск: УлГТУ. 2004.–168с. 6. Ховах М.С., Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. Изд. 2-е, пер. и доп. М., «Машиностроение», 1971, стр. 456. 7. Пастушенко С.М. Формули і закони загальної фізики: Довідник для студентів усіх спеціальностей. – К.: НАУ, 2000.–96с. 8. Попык К.Г., Динамика автомобильных и тракторных двигателей/ Г.К. Попык. - М.: Высшая школа, 1970. - 380 с.

Поступила в редколлегию 13.03.2011

УДК 661.7:519.25:539.3

В.О. СКАЧКОВ, канд. техн. наук, доц., ЗДІА, м. Запоріжжя

С.А. ВОДЕННИКОВ, докт. техн. наук, проф., ЗДІА, м. Запоріжжя

В.І. ІВАНОВ, ст. викл., ЗДІА, м. Запоріжжя

ПРО ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ХІМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ АЛЮМІНІЄВИХ ТРУБОК ПРЕЦИЗІЙНОЇ ТОЧНОСТІ

Разработан подход, основанный на статистическом описании прочностных и упругих характеристик алюминиевых трубок прецизионной точности после каждого технологического передела производства данных трубок с оценкой степени их деформационной анизотропии, для достижения заданного уровня указанных характеристик.

Ключевые слова: алюминиевые трубки, прецизионная точность, деформационная анизотропия, прочностные и упругие характеристики

Розроблено підхід, що засновано на статистичному описуванні міцнісних і пружних характеристик алюмінієвих трубок прецизійної точності після кожного технологічного переділу виробництва таких трубок з оцінкою ступеню їх деформаційної анізотропії, для досягнення заданого рівня зазначених характеристик.