

ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНИХ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК

© Харченко Є.В., Ковальчук Р.А., 2005

Одержано аналітичну залежність для визначення зведених моментів інерції кривошипно-повзунних механізмів поршневих насосів з різною кількістю циліндрів. Для прикладу наведено розрахунок зведеного моменту інерції двоциліндрового бурового насоса У8-6М. Подано графік зміни зведеного моменту інерції насоса залежно від кута повороту корінного вала.

Analytic dependence for calculation of adjusted moments of inertia of crank mechanisms of piston pumps with various amount of cylinders have been acquired. Calculation of adjusted moment of inertia of two-cylinder drilling pump U8-6M is given as example. Diagram of change of pump's adjusted moment of inertia in dependence on main shaft rotation angle is given.

Вступ. Поршневі насоси є важливими агрегатами сучасних бурових установок. Вони призначені для нагнітання у свердловину промивальної рідини, за допомогою якої здійснюється винос розбуреної породи на поверхню. Від робочого тиску і подачі бурових насосів істотно залежить ефективність бурових робіт. Як показує аналіз тенденцій розвитку нафтопромислової техніки [1, 5], потужність бурових насосів неперервно збільшується, вдосконалюється їхня конструкція, підвищуються вимоги щодо надійності і довговічності деталей та вузлів. Залежно від необхідної продуктивності у нафтопромисловій техніці використовують бурові насоси з різною кількістю циліндрів – від одного до шести [4, 8]. Розрізняють насоси односторонньої та двосторонньої дії. Бурові поршневі насоси здебільшого конструктивно розділяють на дві частини – привідну та гідравлічну [1, 6, 8]. Привідна частина включає один або групу кривошипно-повзунних механізмів для перетворення обертового руху корінного вала, зв'язаного муфтою з дизельним або електричним двигуном, у зворотно-поступальний рух поршнів. У гідравлічній частині знаходиться циліндр з поршнем, зв'язаним за допомогою штока з веденою ланкою кривошипно-повзунного механізму.

Робота поршневого насоса характеризується періодичним характером зміни навантажень на поршень, які передаються на привідну систему, а також періодичною зміною зведеного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму. У зв'язку з цим у насосному агрегаті під час його функціонування виникають коливальні явища, які істотно впливають на навантаження елементів системи, рівномірність руху привідного вала та віброактивність цього технічного об'єкта загалом.

Дослідження динаміки насосних агрегатів безпосередньо пов'язане з визначенням їх зведених моментів інерції як функцій кутів повороту корінних валів. Теоретичні і прикладні питання зведення мас механізмів та елементів конструкцій розглядаються у [2, 3, 7]. У [2, 9] викладено теоретичні основи динаміки механічних систем зі змінними інерційними характеристиками ланок і розглянуто приклади дослідження таких систем. Однак інерційні властивості бурових насосів досліджені не достатньо.

У цій роботі розглядається задача визначення зведеного моменту інерції бурового насоса з одним, двома або трьома кривошипно-повзунними механізмами. Ця задача розв'язується з урахуванням взаємного кутового зміщення кривошипів, положення центрів мас рухомих ланок, а також інерційних властивостей усіх елементів механізмів. Пропонується узагальнена аналітична залежність зведеного моменту інерції насоса від кута повороту корінного вала.

Зведений момент інерції кривошипно-повзунного механізму. Розглянемо схему кривошипно-повзунного механізму бурового насоса, зображену на рис. 1. Тут S_1 і S_2 – центри мас ланок OA та AB . Центр маси поршня розміщений у точці B . Розміри елементів механізму позначено, як $OS_1 = a_1$, $AS_2 = a_2$, $OA = l_1$, $AB = l_2$; маси ланок OA , AB і поршня, – як m_1 , m_2 , m_3 .

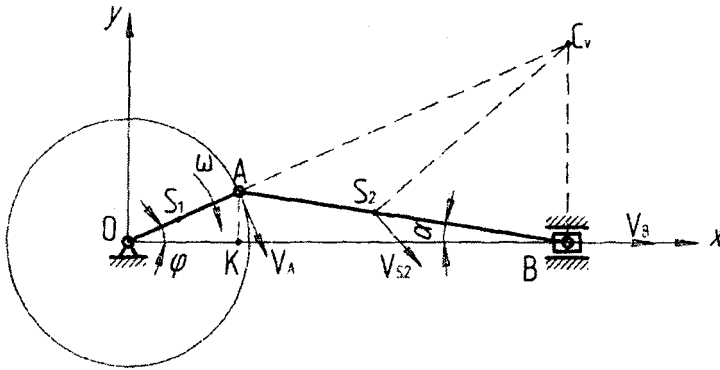


Рис. 1. Схема кривошипно-повзунного механізму насоса

Запишемо вираз кінетичної енергії механізму у вигляді

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (1)$$

де T_1 , T_2 , T_3 – кінетичні енергії ланок OA , AB і повзуна:

$$T_1 = \frac{m_1 v_{S1}^2}{2} + \frac{J_{S1} \omega_1^2}{2}; \quad T_2 = \frac{m_2 v_{S2}^2}{2} + \frac{J_{S2} \omega_2^2}{2}; \quad T_3 = \frac{m_3 v_{S3}^2}{2}, \quad (2)$$

причому J_{S1} , J_{S2} , ω_1 , ω_2 – центральні моменти інерції і кутові швидкості ланок OA і AB ; v_{S1} , v_{S2} , v_{S3} – швидкості поступального руху центрів мас відповідних ланок (зауважимо, що $v_{S3} = v_B$).

Беручи до уваги, що швидкість центра маси кривошипа становить

$$v_{S1} = \omega_1 a_1,$$

кінетичну енергію першої ланки подаємо як

$$T_1 = \frac{J_1 \omega_1^2}{2}, \quad (3)$$

де $J_1 = J_{S1} + m_1 a_1^2$ – момент інерції кривошипа відносно його осі обертання.

З урахуванням (1)–(3) кінетичну енергію механізму запишемо у вигляді

$$T_2 = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 v_{S2}^2}{2} + \frac{J_{S2} \omega_2^2}{2} + \frac{m_3 v_{S3}^2}{2}. \quad (4)$$

Замінюючи кривошипно-повзунний механізм однією ланкою зі змінним моментом інерції, кінетичну енергію механізму подаємо як

$$T = \frac{J_{3B} \omega_1^2}{2}, \quad (5)$$

де J_{3B} – зведений до ланки OA момент інерції механізму.

З урахуванням формул (4), (5) отримаємо залежність зведеного моменту інерції механізму від кута повороту кривошипа

$$J_{3B} = J_1 + m_2 \left(\frac{v_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_{S3}}{\omega_1} \right)^2. \quad (6)$$

Величини v_{S2} , ω_2 та v_{S3} , що фігурують у формулі (6), необхідно виразити через кут повороту ланки зведення φ та кутову швидкість ω_1 .

Залежність координати x_B від кута φ згідно з рис. 1 має вигляд

$$x_B = l_1 \cos \varphi + \sqrt{l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi)^2}. \quad (7)$$

Швидкість точки B знаходимо як похідну від переміщення за часом

$$v_B = \frac{dx_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dx_B}{d\varphi}. \quad (8)$$

З урахуванням (7), (8) отримаємо

$$v_{S3} = v_B = -\omega_1 l_1 \left(\sin \varphi + \frac{l_1 \sin 2\varphi}{2\sqrt{l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi)^2}} \right). \quad (9)$$

Кутову швидкість шатуна знаходимо із співвідношення

$$\omega_2 = \frac{v_A}{AC_V}, \quad (10)$$

де AC_V – відстань від точки A до миттєвого центра швидкостей C_V ланки AB .

Із сумісного розгляду формули (7) і геометричних залежностей

$$AC_V = OC_V - l_1; \quad OC_V = \frac{x_B}{\cos \varphi},$$

що впливають безпосередньо із рис. 1, отримаємо

$$AC_V = \frac{\sqrt{l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi)^2}}{\cos \varphi}. \quad (11)$$

З урахуванням залежностей (10), (11), а також виразу швидкості $v_A = \omega_1 l_1$ знаходимо

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 l_1 \cos \varphi}{\sqrt{l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi)^2}}. \quad (12)$$

Швидкість точки S_2 , що є центром ваги ланки AB , виражаємо за допомогою рівняння

$$v_{S2} = \omega_2 \cdot C_V S_2. \quad (13)$$

Відстань $C_V S_2$ згідно з теоремою косинусів

$$C_V S_2^2 = AC_V^2 + a_2^2 - 2AC_V \cdot a_2 \cos(\varphi + \alpha). \quad (14)$$

Після підстановки виразу (11) у формулу (14) отримаємо

$$C_V S_2^2 = \frac{h}{(\cos \varphi)^2} + a_2^2 - 2a_2 \frac{h}{l_2} + 2a_2 \frac{(\sin \varphi)^2 \cdot l_1 \cdot \sqrt{h}}{\cos \varphi \cdot l_2}, \quad (15)$$

де

$$h = l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi)^2.$$

З урахуванням (13), (15) запишемо

$$v_{S2} = \omega_2 \sqrt{\frac{h}{(\cos \varphi)^2} + a_2^2 - 2a_2 \frac{h}{l_2} + 2a_2 \frac{(\sin \varphi)^2 \cdot l_1 \cdot \sqrt{h}}{\cos \varphi \cdot l_2}}. \quad (16)$$

Після підстановки (9), (12) і (16) у (6) одержимо формулу зведеного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму у вигляді

$$J_{3B}(\varphi) = J_{S1} + m_1 a_1^2 + m_2 u \frac{l_1^2 (\cos \varphi)^2}{h} + J_{S2} \frac{l_1^2 (\cos \varphi)^2}{h} + m_3 \left(-l_1 \left(\sin \varphi + \frac{l_1 \sin 2\varphi}{2\sqrt{h}} \right) \right)^2, \quad (17)$$

де

$$u = \frac{h}{(\cos \varphi)^2} + a_2^2 - 2a_2 \frac{h}{l_2} + 2a_2 \frac{l_1 \cdot (\sin \varphi)^2 \cdot \sqrt{h}}{\cos \varphi \cdot l_2}.$$

Формула (17) одержана з урахуванням інерційних властивостей усіх елементів механізму.

Зведений момент інерції бурового насоса. Наведені залежності для визначення зведеного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму є правомірними для одноциліндрового насоса. У разі двоциліндрового або трициліндрового насосів (рис. 2, а, б, в) необхідно врахувати, що кривошипи механізмів розміщені на корінному валу під кутом один відносно іншого. Загальний момент інерції механізму насоса дорівнює сумі зведених моментів інерції окремих кривошипно-повзунних механізмів.

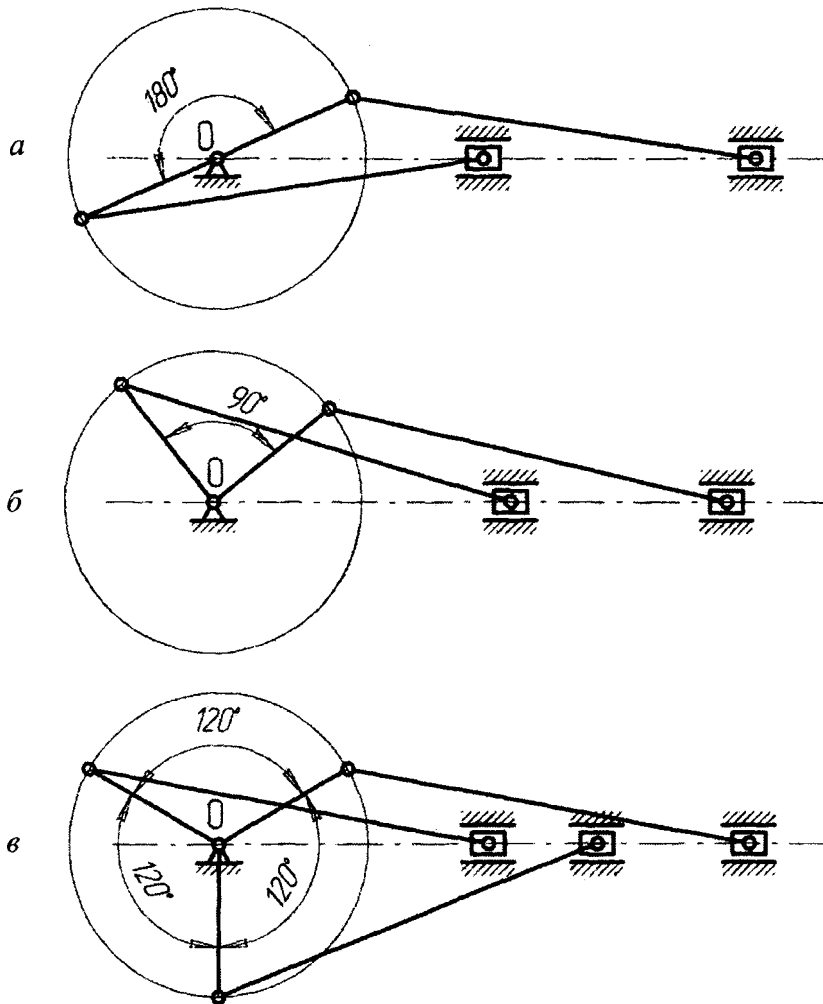


Рис. 2. Схема кривошипно-повзунних механізмів насосів:
 а – двоциліндрового односторонньої дії; б – двоциліндрового двосторонньої дії;
 в – трициліндрового

Кути повороту ведучих ланок кривошипно-повзунних механізмів насоса φ_i ($i=1, 2, \dots, n$) зв'язані з кутом повороту корінного вала насоса φ так: для одноциліндрового насоса

$$\varphi_1 = \varphi;$$

для двоциліндрового насоса односторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \varphi_2 = \varphi + \pi;$$

для двоциліндрового насоса двосторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \varphi_2 = \varphi + \frac{\pi}{2};$$

для трициліндрового насоса односторонньої дії

$$\varphi_1 = \varphi, \varphi_2 = \varphi + \frac{2}{3}\pi, \varphi_3 = \varphi + \frac{4}{3}\pi.$$

Якщо насос має n кривошипно-повзунних механізмів, його зведений момент інерції визначаємо з урахуванням залежності (17) як

$$J_{зв}(\varphi) = \sum_{i=1}^n \left[J_{S1} + m_1 a_1^2 + m_2 u \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h} + J_{S2} \frac{l_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h} + m_3 \left(-l_1 \left(\sin \varphi_i + \frac{l_1 \sin 2\varphi_i}{2\sqrt{h}} \right) \right)^2 \right], \quad (18)$$

де

$$h = l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi_i)^2; \quad u = \frac{h}{(\cos \varphi_i)^2} + a_2^2 - 2a \frac{h}{l_2} + 2a_2 \frac{l_1 (\sin \varphi_i)^2 \cdot \sqrt{h}}{\cos \varphi_i \cdot l_2}.$$

Розрахунковий приклад. Для прикладу наведемо розрахунок зведеного моменту інерції бурового насоса У8-6М. Насосами такого типу комплектуються бурові установки Уралмаш-5000 ЭУ, призначені для буріння глибоких свердловин (до 5000 м).

Буровий насос У8-6М – поршневий, двоциліндровий, подвійної дії, складається із привідної і гідравлічної частин, що змонтовані на одній рамі. Схема кривошипно-повзунного механізму насоса зображена на рис. 1, б. Як бачимо, кут між привідними ланками кривошипно-повзунних механізмів насоса становить 90° ($\varphi_1 = \varphi$, $\varphi_2 = \varphi + \pi/2$). Маса ланок: $m_1 = 1400$ кг, $m_2 = 1150$ кг, $m_3 = 420$ кг; геометричні розміри ланок: $l_1 = 0,15$ м, $a_1 = 0,13$ м, $l_2 = 0,85$ м, $a_2 = 0,25$ м; центральні моменти інерції кривошипа та шатуна, відповідно: $J_{S1} = 42$ кг·м², $J_{S2} = 137$ кг·м². Підставляючи ці параметри у формулу (15), отримуємо залежність зведеного моменту інерції насоса від кута повороту корінного вала. Результати комп'ютерного розрахунку зведеного моменту інерції показано на рис. 3.

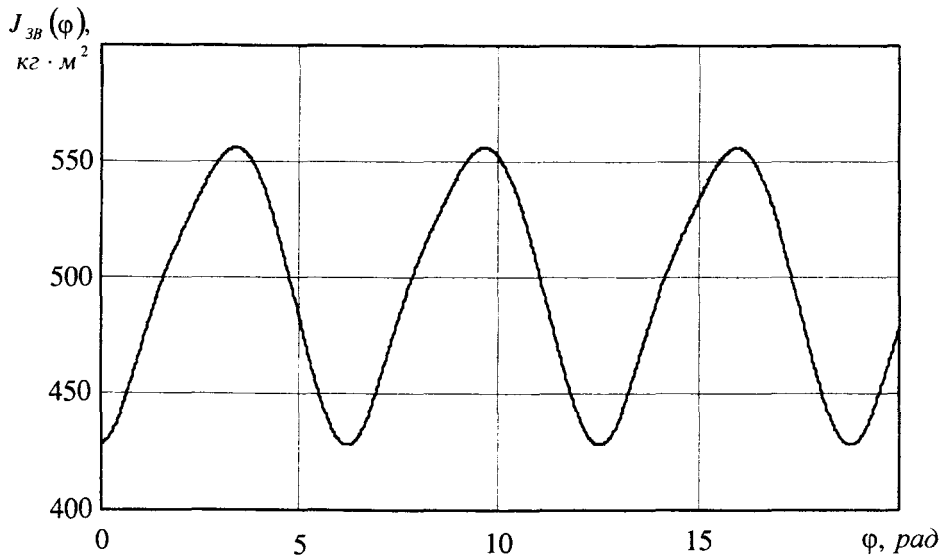


Рис. 3. Графік залежності зведеного моменту інерції бурового насоса У8-6М від кута повороту корінного вала

Побудована крива свідчить про періодичну зміну зведеного моменту інерції насоса залежно від кута повороту корінного вала. Максимальне значення моменту інерції дорівнює 558 кг·м², а мінімальне – 430 кг·м². Різниця максимального і мінімального значень моменту інерції становить близько 26% від його середнього значення. Істотна зміна досліджуваного параметра під час роботи насоса неминуче впливає на динамічні явища у механічній системі насосного агрегата. Одержана загальна формула (18) для визначення зведеного моменту інерції насоса дає можливість оцінювати

вплив мінливості інерційної характеристики на перебіг перехідних та усталених режимів роботи насосних агрегатів бурових установок.

1. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.
2. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М.: 1967. – 279 с.
3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
4. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 225 с.
5. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
6. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1975. – 184 с.
7. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 297 с.
8. Николич А.С. Поршневые буровые насосы. – М.: Недра, 1973. – 276 с.
9. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.