

ГІРНИЧІ МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ

УДК 622.232.3[531.6]

В. Г. Городецький, к. ф.-м. н., доцент, (НТУУ «КПІ»); Л. К. Лістовщик, к. т. н, доцент (НТУУ «КПІ»)**ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОМОЛОТКА ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМИ ДАНИМИ****V. H. Horodetskyi, Ph. D (Math.), associate professor (NTUU «KPI»), L. K. Listovshchyk, Ph. D (Eng.), associate professor (NTUU «KPI»)****MEASUREMENT A HYDRAULIC HAMMER PARAMETERS USING EXPERIMENTAL DATA**

Пропонується метод визначення параметрів гідравлічної системи на основі даних про зміну у часі величин, які характеризують стан системи. Для розв'язання цієї задачі будується математична модель об'єкту у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь. При цьому частина параметрів моделі є невідомою. Для їх знаходження пропонується розв'язати зворотну задачу теорії диференціальних рівнянь. Тобто за відомими розв'язками знаходять невідомі дані про саму систему, в даному випадку – значення її коефіцієнтів.

Ключові слова: Гідромолоток, математична модель, параметри, диференціальні рівняння, зворотна задача.

Предлагается метод определения параметров гидравлической системы на основе данных об изменении во времени величин, характеризующих состояние системы. Для решения этой задачи строится математическая модель объекта в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений. При этом часть параметров модели неизвестна. Для их нахождения предлагается решить обратную задачу теории дифференциальных уравнений. То есть по известным решениям находят неизвестные данные о самой системе, в данном случае - значение ее коэффициентов.

Ключевые слова: Гидромолоток, математическая модель, параметры, дифференциальные уравнения, обратная задача.

The paper proposes a method for measuring the hydraulic system parameters on the basis of data on time changes of the quantities characterizing the state of the system. To solve this problem, a mathematical model of an object as a system of ordinary differential equations is built. We consider the case where part of the model parameters is unknown. To find them, it is proposed to solve the inverse problem of the theory of differential equations. That is, we use the known solutions of the model to find unknown data about the system itself, in this case - the value of its coefficients.

Keywords: Hydraulic hammer, mathematical model, parameters, differential equations, inverse problem.

Вступ. Ефективне проектування гідравлічних систем неможливе без їх попереднього моделювання. На якість моделі суттєво впливають кількісні значення параметрів її елементів. Зазвичай ці величини обираються на основі

даних з довідників, але реальні значення параметрів можуть суттєво відрізнятися від довідкових [1]. Якщо мова йде про гідравлічні системи, цей розкид параметрів може бути зумовлений їх залежністю від умов експлуатації, температурних режимів, можливими домішками, тощо. Більш точно визначення параметрів можливе на основі проведення спеціальних досліджень або експериментів. Але якщо зміна параметрів відбувається в процесі експлуатації системи, такі дослідження вимагають зупинки обладнання. Тому бажано мати можливість відслідковувати стан системи в процесі її функціонування, без її вилучення з виробничого процесу, особливо без її демонтажу. Таке дослідження можливе, якщо відома структура моделі, але невідомими залишаються значення частини параметрів.

Аналіз стану проблеми. Сутність вищенаведеного підходу розглянемо на прикладі гідромолотка, для якого може бути створена математична модель у вигляді системи звичайних диференціальних рівнянь на основі відомих співвідношень. Ударний механізм є основним функціональним елементом таких гідроударних систем і призначений для перетворення потенціальної енергії рідини в кінетичну енергію бойка, який створює зворотно-поступальний рух. Конструктивно ударний пристрій виконаний у вигляді окремих функціональних блоків (модулів): ударного механізму (імпульсного перетворювача); інструменту; блоку управління; блоку стабілізації тиску рідини (гідропневмоакумулятора).

Структура гідромолотка (рис. 1) з керованою камерою робочого ходу і диференціальним включенням поршня [2] припускає наявність поршня-бойка, або розділених між собою за допомогою демпфера поршня і бойка, двох робочих камер – зворотнього ходу (зведення) і робочого ходу (розгону), двохпозиційного розподільвача (золотника), що перемикається по положенню поршня, ввімкнення ударного механізму по навантаженню на інструменті, роботу в автоматичному режимі і вимкнення його у разі "прострілу" - відсутності вибою перед інструментом. Основними складовими гідромолотка з керованою робочою камерою є корпус 1, поршень 2 з бойком 3, інструмент 4, золотник 5 з пружиною 6.

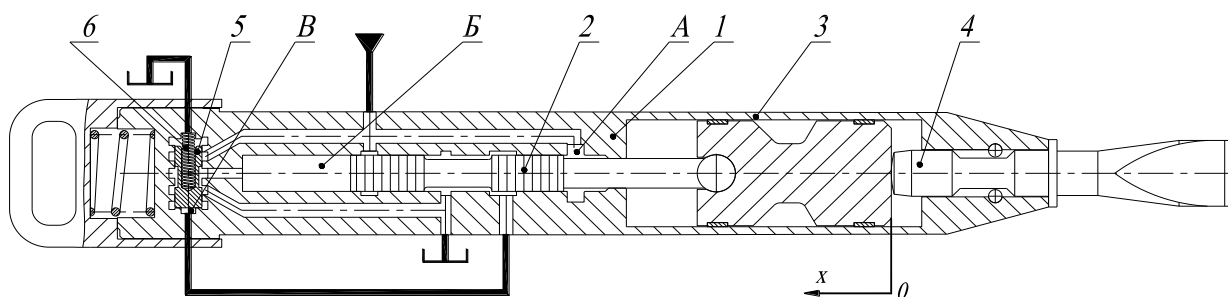


Рис. 1. Схема гідромолотка з керованою камерою робочого ходу

За наведеною схемою, в процесі робочого ходу поршня рідина з камери зворотнього ходу переливається через розподільвач в камеру робочого ходу,

що істотно знижує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів. Перемикання розподільвача проводиться автоматично по положенню бойка двічі за цикл. Для зменшення впливу вібрації корпусу, що виникає при русі бойка, на стабільність перемикання розподільвача доцільно їх осі розташувати перпендикулярно.

Зворотньо-поступальний рух бойка 3 з поршнем 2 відбувається за рахунок періодичного приєднання камери робочого ходу Б (камери розгону) до нагнітальної та зливної магістралей, а камера холостого ходу А (камера зведення) увесь час приєднана до джерела гідравлічної енергії. Забезпечується цей рух за допомогою золотника 5, переміщення якого в свою чергу залежить від положення поршня 2.

Одним з основних параметрів, які впливають на роботу гідроударного механізму, є сила тертя робочої рідини по стінкам камер і трубопроводів, та тертя поршня і бойка по внутрішній частині корпусу. Враховуючи режим роботи гідромолотка і польові умови роботи, температура робочої рідини може коливатись в значних межах, що впливає на в'язкість і, наприклад, для масла АМГ-10 зміна температури від -10°C до 70°C приводить до зміни коефіцієнта кінематичної в'язкості ν від 80 до 8 сСт [3]. В свою чергу, зменшення кінематичної в'язкості збільшує опір руху в парі тертя «метал-метал», та ще більше підвищує температуру в зоні контакту поршня та гільзи.

Мета роботи. У виробничих умовах в процесі експлуатації гідроударних пристроїв, моніторинг їх параметрів має певні труднощі, які пов'язані з ускладненням конструкції, збільшенням вартості пристрою через введення в його склад діагностичної системи. При цьому часто не всі необхідні параметри доступні для визначення. Тому актуальним є створення методик вимірювання певних параметрів системи саме в процесі її функціонування.

Матеріали і результати досліджень. Пропонується для визначення параметрів гідромолотка використати розв'язання так званої зворотньої задачі – inverse problem [4]. Для цього можна використати експериментальні залежності будь яких змінних, які характеризують еволюцію стану об'єкту у часі. Енергетичне перетворення в гідромолотку пов'язане з циклом його роботи і характеризується інтегральною кривою – циклограмою (рис. 2). Головними фазами роботи гідравлічного молотка є зведення, розгін, удар.

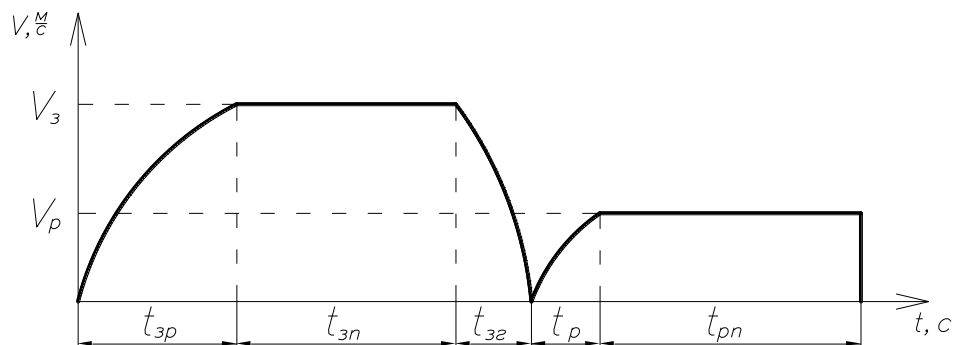


Рис. 2. Циклограма руху бойка

Фаза зведення (холостого ходу) складається з трьох періодів: час зведення з розгоном $t_{зр}$, час руху з постійною швидкістю $t_{зп}$, яка відповідає максимальній подачі насосу, та часу зведення з гальмуванням $t_{зг}$, при якому швидкість бойка поступово падає до нуля і сам боек знаходиться в крайньому лівому положенні. Далі рух бойка переходить в фазу розгону.

Фаза розгону складається з двох частин: часу розгону t_p та часу руху за інерцією $t_{рп}$. Фаза розгону (робочого ходу) закінчується зіткненням бойка із хвостовиком інструмента. Далі накопичена енергія бойка передається руйнуючому інструменту і процес характеризується коефіцієнтом відскоку бойка, часом зіткнення і величиною заглиблення інструмента в масив.

При наявності статичного підтискування гідромолотка до масиву, цикл повторюється.

Для визначення параметрів об'єкту в даному випадку може бути достатньо дослідити одну з фаз циклограми і використати її математичну модель. Наприклад, нехай це буде фаза зведення, в якій боек 3 зводиться з розгоном під дією сили тиску p_A , яка виникає при підключенні поршня 2 по відкритій гідравлічній схемі. Процес зведення поршня та бойка з розгоном описується рівнянням:

$$m_{np.б} \ddot{x}_б = F_{зв} - G_p - F_T^p - F_T^m - F_{оп}, \text{ де:} \quad (1)$$

$m_{н.б} = m_б + m_n$ — відповідно маса бойка і поршня;

$$F_{зв} = p_n S_a, \text{ де:} \quad (2)$$

p_n — тиск в напірній магістралі; S_a — площа зведення, на яку діє сила $F_{зв}$;

Вага рідини, що знаходиться над поршнем (при вертикальному положенні гідромолота):

$$G_p = \rho(S_B(l_1 - x_n) + S_2 l_2), \text{ де:} \quad (3)$$

ρ — щільність робочої рідини; S_B, S_2 — площі поперечних перерізів об'ємів рідини, що знаходиться над поршнем; l_1, l_2 — довжини камер з рідиною, що знаходяться над поршнем; x_n — координата положення поршня.

Сила тертя рідини по стінкам камер та каналів можна визначити за емпіричною формулою [5]:

$$F_T^p = 1 + \frac{1,8}{0,47 + v} \cdot k_T \rho v \dot{x}_n, \text{ де:} \quad (4)$$

v — кінематична в'язкість робочої рідини; ρ — щільність робочої рідини; k_T — коефіцієнт тертя рідини по металу.

Механічне тертя F_T^M в системі визначиться як сума сил в'язкого тертя F_v між поршнем і гільзою та сили сухого тертя між фторопластовими кільцями бойка і корпусом $F_{Т.ф}$:

$$F_T^M = F_v + F_{T.\phi} \quad (5)$$

Сила в'язкого тертя визначається як

$$F_v = k_T \rho v \dot{x}_3, \text{ де:} \quad (6)$$

ρ – щільність робочої рідини; v – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини; k_T – коефіцієнт тертя; x_3 – переміщення золотника.

Сила тертя фторопластових кілець практично не залежить від швидкості руху і властивостей рідини [3, 5]:

$$F_{T.\phi} = F_{T.0} + f_\phi \pi D l_\phi p, \text{ де:} \quad (7)$$

$F_{T.0}$ – контактна сила тертя фторопластового кільця по металу; D – діаметр поверхні тертя; l_ϕ – ширина кільця контакту; f_ϕ – коефіцієнт тертя фторопласта по металу; p – тиск середовища.

Сила, яка виникає за рахунок дроселювання рідини, що витісняється з камери Б через зазор d_1 :

$$F_{dp} = S_B p_{dp}, \text{ де:} \quad (8)$$

p_{dp} – тиск на дроселі, що протидіє зведенню поршня з бойком:

$$p_{dp} = p_{зл} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{D_1^2}{4\mu d_1 d_\phi} \dot{x}_n \right)^2, \text{ де:} \quad (9)$$

$p_{зл}$ – тиск в зливній магістралі; ρ – щільність робочої рідини; D – діаметр поршня, що межує з камерою розгону; μ – коефіцієнт витрати рідини через дросель; d_1 – зазор між золотником фазових переключень і гільзою; d_ϕ – діаметр золотника фазових переключень.

Для наведеної конструкції гідромолотка (рис. 1) $x_n \equiv x_3$. Позначимо ці переміщення через x . Підставивши співвідношення (2)-(9) в (1), після перетворень отримаємо рівняння руху поршня в фазі зведення з розгоном:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{np.б}} \left(p_n \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4} - (\rho(S_B(l_1 - x) + S_2 l_2)) - \left(1 + \frac{1,8}{0,47 + v} \cdot k_T \rho v \dot{x} \right) - \left((k_T \rho v \dot{x}) + (F_{T.0} + f_\phi \pi D l_\phi p) \right) - \left(S_B \left(p_{зл} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{D_1^2}{4\mu d_1 d_\phi} \dot{x} \right)^2 \right) \right) \right) \quad (10)$$

Для ілюстрації пропонованої методики розглянемо приклад. Будемо вважати, що в рівнянні (10) невідомими параметрами або такими, що можуть змінюватись в залежності від умов та терміну експлуатації, є коефіцієнт тертя k_T та коефіцієнт тертя фторопласта по металу f_ϕ . Тому доцільно мати

можливість визначати саме ці параметри, причому бажано робити це в процесі експлуатації пристрою без його зупинки. Інші сталі величини, які входять в рівняння (10), будемо вважати відомими та практично незмінними в процесі експлуатації.

Співвідношення (10) можна представити у вигляді

$$\ddot{x} = a + bx + c\dot{x} + d\dot{x}^2, \text{ де:} \quad (11)$$

$$a = a_0 + a_f f_\phi, \quad (12)$$

$$a_0 = \frac{1}{m_{np.\delta}} \left(p_n \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4} - \rho(S_B l_1 + S_2 l_2) - 1 - F_{T,0} - S_B p_{зл} \right),$$

$$a_f = -\frac{\pi D l_\phi p}{m_{np.\delta}}, \quad b = \frac{\rho S_B}{m_{np.\delta}},$$

$$c = c_k k_T, \quad (13)$$

$$c_k = -\frac{\rho v}{m_{np.\delta}} \left(1 + \frac{1,8}{0,47 + v} \right), \quad d = -\frac{\rho}{2m_{np.\delta}} \left(\frac{\rho S_B D_1^2}{8\mu d_1 d_\phi m_{np.\delta}} \right)^2$$

З урахуванням (12) і (13) рівняння (11) набуде наступного вигляду:

$$\ddot{x} = a_0 + a_f f_\phi + bx + c_1 k_T \dot{x} + d\dot{x}^2 \quad (14)$$

Диференціальне рівняння (14) було розв'язане методом Рунге-Кутта 4-го порядку на інтервалі часу 0,5 с з кроком $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Замість всіх сталих було підставлено відомі значення, зокрема було прийнято $k_T=0,15$ та $f_\phi=0,07$. На рис. 3 представлено графіки зміни у часі величин переміщення x та швидкості $v = \dot{x}$ бойка (або поршня). Для розв'язання зворотної задачі на наведених графіках обираються по дві точки, які відповідають двом моментам часу – t_1 та t_2 . Для цих моментів часу за отриманими даними (рис. 3) визначаються значення x , \dot{x} , \ddot{x} , які фігурують у рівнянні (14).

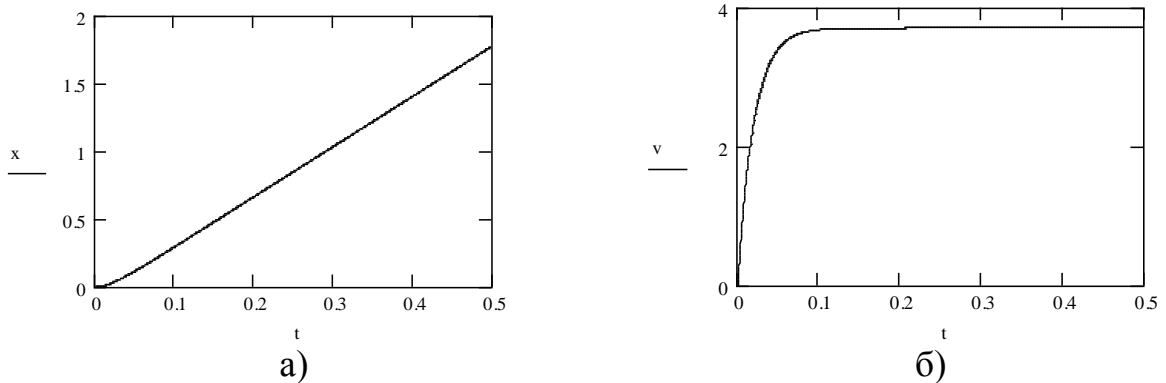


Рис. 3. Визначення значень x , \dot{x} , \ddot{x} двох моментів часу t_1, t_2 для розв'язання зворотної задачі

Вважаємо невідомими два параметри - k_T та f_ϕ , а інші величини, які входять в це рівняння, є відомими. Для знаходження невідомих утворюємо з диференційного рівняння (14) систему з двох алгебраїчних рівняння, які відповідають двом обраним моментам часу.

$$\begin{cases} \ddot{x}(t_1) = a_0 + a_f f_\phi + bx(t_1) + c_1 k_T \dot{x}(t_1) + (d\dot{x}(t_1))^2, \\ \ddot{x}(t_2) = a_0 + a_f f_\phi + bx(t_2) + c_1 k_T \dot{x}(t_2) + (d\dot{x}(t_2))^2. \end{cases}$$

Розв'язок цієї системи дає значення шуканих параметрів $k_T = 0,149733$ та $f_\phi = 0,069081$. Як бачимо, розходження отриманих значень в порівнянні із заданими незначне і цілком прийнятне для інженерних розрахунків.

Висновки

Отримані результати показують дієвість запропонованого методу. Також його перевагами є висока точність, можливість вимірювання невідомих параметрів без зупинки виробничого процесу. Для визначення n невідомих параметрів потрібно скласти систему з n алгебраїчних рівнянь. Тобто для розв'язку зворотної задачі на кривих, які характеризують динаміку процесу, треба розглянути точки, які відповідають n моментам часу.

Список використаних джерел

1. Tarasik V. P. Matematicheskoe modelirovanie tehniceskikh sistem / Tarasik V. P. – Mn.: Dizajn PRO, 2004. – 640 s.
2. Ushakov L. S. Nauchnye osnovy razrabotki i sozdaniya udarno-skalyvajushhih ispolnitel'nyh organov gornoprohodcheskih mashin: dis. doktora tehn. nauk: 05.05.06 / Ushakov Leonid Sergeevich. – M., MGI, 1989. – 381 s.
3. Danilov Ju. A. Apparatura obemnyh gidroprivodov / Danilov Ju. A., Kirilovskij Ju. L., Kolpakov Ju. G. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 211 s.
4. Bashta T. M. Mashinostroitel'naja gidravlika / Bashta T. M. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 672 s.
5. Press W. H., Teukolsky S. A., Vetterling W. T., Flannery B. P. (2007). «Section 19.4. Inverse Problems and the Use of A Priori Information». Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing (3rd ed.). New York: Cambridge University Press. ISBN 978-0-521-88068-8.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2014 р.