УДК 621.22

І.В. ПЕТКО, М.Й. БОНДАРЕНКО
Київський національний університет технологій та дизайну

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ НИЗЬКОГО ТИСКУ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГІДРОРІЗАННЯ

Розглянуто питання можливості визначення зміни тиску в трубопроводах "гідророзподільник – мультиплікатор", запропонована математична модель розрахунку тиску під час процесу гідрорізання.
Ключові слова: гідрорізання, тиск, мультиплікатор, гідроклапан, гідророзподільник.

I.V. PETKO, M.Y. BONDARENKO
Kyiv National University of Technologies and Design

ANALYTICAL STUDY OF THE STATE OF THE LOW PRESSURE HYDRO-CUTTING INSTALLATION DURING HYDRO-DISTRIBUTOR SWITCHING

The purpose of the work is to study the state of the hydraulic system of the plant for the hydraulic cutting of non-metallic materials by a fluid jet, serving as a tool and fed into a cutting zone with supersonic velocity. This method is used to obtain billets in the chemical and light industries, due to its significant advantages over known cutting methods, because it has higher productivity and efficiency and does not require laborious process of manufacturing and resharpening cutters. According to the results of the research, a differential equation describing the pressure variation in the "hydrodistributor-multiplier" pipeline, which takes into account compression of the working fluid at a pressure of 400-500 MPa, is obtained. The resulting differential equation describing the pressure variation in the "hydro distributor-multiplier" pipeline may be useful in designing pipelines of hydrosystems in which the cutting fluid moves with supersonic velocity at the end of the nozzle. According to the results of analytical studies, a differential equation describing the variation of pressure in the hydrodistributor-multiplier pipeline was presented in the article. The scientists considered the calculation scheme of the section of the low pressure system of the hydraulic installation (Fig. 1), consisting of pipelines 2 (pump-hydro distributor) and 4 (hydrodistributor-multiplier), as well as a spray gun distributor of type 3 and a overflow valve 1 which determines working pressure in the system and prevents overload. The authors made a number of assumptions.
Keywords: hydraulic cutting, pressure, multiplier, hydro valve, hydro distributor.

Результати та їх обговорення

Розглянемо розрахункову схему ділянки системи низького тиску гідрорізної установки (рис. 1), що складається з трубопроводів 2 (насос-гідророзподільник) і 4 (гідророзподільник-мультиплікатор), а також гідророзподільника золотникового типу 3 і переливного гідроклапана 1, що визначає робочий тиск в системі і запобігає перевантаженню. Зробимо ряд допущень

Вступ

Під час розробки і дослідження гідравлічного устаткування (зокрема, пристроїв для різання матеріалів високошвидкісним струменем рідини) розроблено ряд математичних моделей, що дозволяють прогнозувати його роботу залежно від різних параметрів (характеристик насосів, гідромультиплікаторів, трубопроводів, робочих рідин та ін.). Так, наприклад, в роботі [1] наведене рівняння динаміки гідроприводу, що дозволяє не тільки визначати його динамічні характеристики, але й вирішувати зворотне завдання – за заданими динамічними характеристиками визначати його конструктивні параметри і режим роботи гідросистеми. Однак ця і подібні їй моделі мало придатні для опису систем, що працюють при високих і надвисоких тисках, якими є гідрорізні установки, оскільки вони не дозволяють оцінити і врахувати вплив процесу стискання робочої рідини і пружних деформацій елементів від дії тиску. Крім того, ці моделі не дають можливості розрахувати початкову фазу циклу, коли тиск в силовому циліндрі ще не досяг величини тиску, при якому починається рух в системі. Отже, залишається невизначеним стан системи в початковий момент руху поршня, що не дає можливості описати наступні фази процесу.

Постановка завдання

Метою роботи є дослідження стану гідросистеми при перемиканні гідророзподільника.

Результати та їх обговорення

Розглянемо розрахункову схему ділянки системи низького тиску гідрорізної установки (рис. 1), що складається з трубопроводів 2 (насос-гідророзподільник) і 4 (гідророзподільник-мультиплікатор), а також гідророзподільника золотникового типу 3 і переливного гідроклапана 1, що визначає робочий тиск в системі і запобігає перевантаженню. Зробимо ряд допущень: в будь-який момент часу виконується умова $p1 \le pкл$, де $p1$ – тиск в трубопроводі 2; $pкл$ – тиск настроювання гідроклапана 1; в початковий момент часу ($\tau = 0$) $p1 = pкл$ і $p_2 = 0$, *де* p_2 *– тиск в трубопроводі 4;* хвильові явища в системі через незначну довжину трубопроводів не враховуємо; витоки робочої рідини відсутні; температура всіх елементів гідросистеми постійна і дорівнює температурі навколишнього середовища; повітря в робочій рідині відсутнє; трубопроводи виготовлені з абсолютно пружного та ізотропного матеріалу; враховуємо деформації тільки трубопроводів; осьові деформації трубопроводів відсутні, оскільки їхні кінці закріплені.

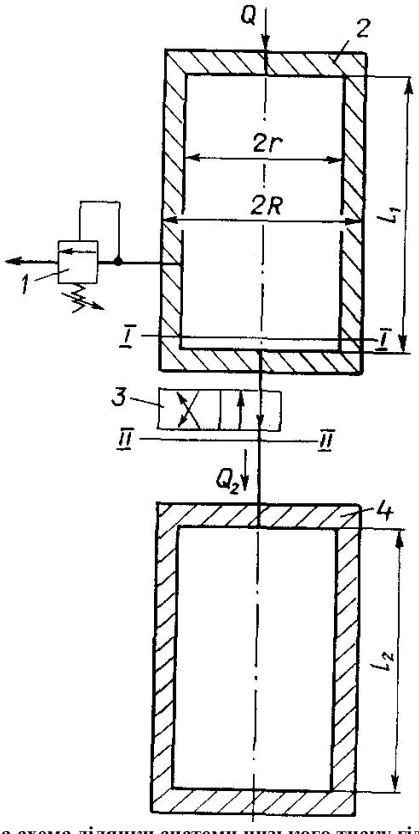

Рис. 1. Розрахункова схема ділянки системи низького тиску гідрорізної установки

Визначимо спочатку швидкість плину рідини через прохідний перетин гідророзподільника з урахуванням її стискання. Для цього порівняємо енергії потоку в перетині I - I, умовно проведеного в каналі вхідного отвору гідророзподільника, і II - II, що збігається з прохідним перетином золотника. Оскільки розглянутий процес не стаціонарний, то рівняння Бернуллі для цього випадку має вигляд

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{\alpha_2 \upsilon 2_1^2}{2g} + h_{I-II} + h_i, \quad (1)$$

де z_i, p_i, ρ_i, α_i, υ_i – відповідно геометрична висота положення, тиск, густина рідини, коефіцієнт Коріоліса і швидкість потоку в *i*-у перетині; g = 9,81 м/с2 – прискорення вільного падіння; hI-II – втрати гідродинамічного напору на ділянці між розглянутими перетинами; $h_i = \frac{1}{g}\int_{(l)} \frac{\partial \upsilon}{\partial \tau} dl$ – інерційний напір; l – довжина розглянутої ділянки.

Проінтегрувавши вираз для h_i, одержимо $h_i = \frac{1}{g} \cdot \frac{d\upsilon}{d\tau} l$ (діаметр трубопроводу *2* по довжині не змінюється). Оскільки в перетині *II - II* відбувається раптове звуження потоку, то зміна його (потоку) параметрів, тобто тиску і швидкості, відбувається на дуже короткому відрізку каналу, безпосередньо перед цим перетином. Отже, перетини I - *I і II - II* можна розташувати досить близько один від одного і при цьому l буде досить малою величиною, щоб можна було прийняти інерційний напір $h_i \approx 0$ і надалі його не враховувати, розглядаючи процес як квазістаціонарний.

Оскільки живий перетин I - I в порівнянні з перетином *II - II* – значно більша величина (вікно розподільника тільки почало відкриватися), то і швидкість $\upsilon_2 \gg \upsilon_1$. Тому для нашого випадку приймемо, що $\upsilon_1 \approx 0$. Оскільки втрати по довжині не враховуються, то величина hI-II дорівнює місцевим втратам в гідророзподільнику

$$h_{I-II} = \xi \cdot \frac{\upsilon_2^2}{2g}, \quad (2)$$

де ξ – коефіцієнт місцевих втрат.

Якщо $z_1 = z_2$, то рівняння (1) можна переписати у вигляді

$$\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2} + (\alpha_2 + \xi)\frac{\upsilon_2^2}{2} \quad (3)$$

звідки середня швидкість потоку

$$\upsilon_2 = \varphi\sqrt{2\left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2}\right)}, \tag{4}$$

де $\varphi = \dfrac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \xi}}$ – коефіцієнт швидкості при плині рідини через прохідний перетин гідророзподільника.

Оскільки в нашому випадку поршень нерухомий, то виходу рідини з трубопроводу *4* не буде і, отже, маса рідини, що перебуває в ньому, буде увесь час зростати, причому в довільний момент часу τ *приріст* маси dm_2 за проміжок $d\tau$ становить

$$dm_2 = \rho_2 Q_2 d\tau,$$

де $Q_2 = \varepsilon f \upsilon_2$ – витрати рідини, що надходить в трубопровід *4* через розподільник 3; ε – коефіцієнт стиску потоку в прохідному перетині гідророзподільника; $f = \pi d_з \upsilon_{ср} \tau$ – площа прохідного перетину розподільника в момент часу τ; d_3 – діаметр золотника; $\upsilon_{ср}$ р – середня швидкість золотника при перемиканні розподільника.

Використавши формулу (3) і вираз для Q_2 і f, одержимо

$$dm_2 = \pi d_3 \upsilon_{ср} \tau \mu \rho_2 \sqrt{2\left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2}\right)}\,d\tau, \tag{5}$$

де $\mu = \varepsilon \varphi$ – коефіцієнт витрат.

З іншого боку dm_2 можна визначити, якщо відомо залежність $m_2 = m_2(p)$. Знайдемо цю залежність.

Дія внутрішнього тиску p_2 на стінки трубопроводу *4* приводить до їхнього переміщення на величину u, що визначається зі співвідношення [2]

$$u = \frac{1-\nu}{E}\cdot\frac{p_2 r^3}{R^2 - r^2} + \frac{1+\nu}{E}\cdot\frac{p_2 r R^2}{R^2 - r^2}, \tag{6}$$

де r і R – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри трубопроводу при $p2 = 0$; E і ν – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу трубопроводу.

Позначивши через $k = R/r$ – коефіцієнт товстостінності і перетворивши вираз (6), одержимо

$$u = p2\, r\, A, \tag{7}$$

де $$A = \frac{1 - \nu + k^2(1-\nu)}{E(k^2 - 1)}.$$

Отже, об'єм порожнини трубопроводу *4* при тиску p_2

$$V_2 = \pi(r+u)^2 l_2 = V_{20}(1 + A p_2)^2, \tag{8}$$

де $V_{20} = \pi r^2 l$ – об'єм порожнини при $p_2 = 0$; l_2 – довжина трубопроводу *4*.

Помноживши праву і ліву частини виразу (8) на густину p_2, знайдемо масу рідини в трубопроводі *4*

$$m_2 = \rho_2 V_{20} (1 + A p_2)^2. \tag{9}$$

Продиференціювавши вираз (9), одержимо

$$dm_2 = V_{20}(1 + A p_2)\left[\frac{d\rho_2}{dp_2}(1 + A p_2) + 2\rho_2 A\right]dp_2. \tag{10}$$

З виразу для коефіцієнта стискання рідини β

$$\beta = \frac{1}{\rho_0}\cdot\frac{d\rho}{dp} \tag{11}$$

(ρ_o – густина рідини при тиску $p = 0$) визначимо приріст густини $d\rho$ при зміні тиску на dp

$$d\rho = \beta \rho_o dp. \tag{12}$$

Вважаючи, що β = const, після інтегрування виразу (12) одержимо

$$\rho = \rho_o (1 + \beta p). \tag{13}$$

Підставивши вирази (12) і (13) в (10), знайдемо

$$dm_2 = \rho_o V_{20}(1 + A p_2)\left[\beta(1 + A p_2) + 2A(1 + \beta\rho_2)\right]dp_2. \tag{14}$$

Підставивши вираз (13) в (5) і прирівнявши праві частини формул (5) і (14), маємо

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{1}{V_{20}}\pi d_3 \upsilon_{ср} \mu \tau (1 + \beta\rho_2)\sqrt{\frac{2}{\rho_o}\left(\frac{p_1}{1 + \beta\rho_1} - \frac{p_2}{1 + \beta\rho_2}\right)}\Big/ \tag{15}$$

$$\left\{(1 + A p_2)\left[\beta(1 + A p_2) + 2A(1 + \beta\rho_2)\right]\right\}.$$

Отримане диференціальне рівняння (15) описує зміну тиску в трубопроводі *4* при перемиканні гідророзподільника. В загальному випадку, коли $p1 - p1\ (\tau)$ і вид цієї залежності не встановлений, для

знаходження $p_2 = p_2(\tau)$ одного рівняння (15) недостатньо. Однак можливий окремий випадок, коли продуктивність насоса Q така, що в будь-який момент часу виконується умова $Q \geq Q_2$ і, отже, процес протікає при постійному тиску p1, що дорівнює тиску настроювання переливного клапана $p_{кл}$. Тоді рівняння (15) буде розв'язуваним щодо однієї невідомої p_2.

В таблиці 1 наведені результати розрахунку тиску в трубопроводі *4* з врахуванням $(p_2(\tau))$ і без врахування $(p_2^*(\tau))$ пружних деформацій трубопроводу при наступних параметрах системи: r = 5,5 мм; R = 8 мм; l_2 = 0,7 м; E = 2·105 МПа; v = 0,3; $p_{кл}$ = 10 МПа; $d3$ = 16 мм; υср = 80 мм/с; μ = 0,6; ρ_o = 890 кг/м3; β = 6·10-4 1/МПа.

Таблиця 1

Результати розрахунку тиску в трубопроводі 4

$\tau\ 10^4$, с	Тиск, МПа		$\tau\ 10^4$, с	Тиск, МПа	
	p_2	p_2^*		p_2	p_2^*
0	*0*	*0*	*4*	*0,6755*	*0,7096*
1	*0,0429*	*0,0451*	*4,77*	-	*1,0000*
2	*0,1711*	*0,1799*	*4,89*	*1,0000*	-
3	*0,3829*	*0,4024*			

Аналіз результатів розрахунку показує, що тиск p_2^* росте трохи швидше, ніж p_2, однак різниця становить близько 5 %. Якщо особливо висока точність розрахунків не потрібна, то можна прийняти $p2 \approx p_2^*$ і деформацію не враховувати. Тоді рівняння (15) набуде більш простого вигляду

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{1}{\beta V_{20}} \pi d_3 \upsilon_{ср} \mu \tau (1+\beta\rho_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_o}\left(\frac{p_1}{1+\beta\rho_1} - \frac{p_2}{1+\beta\rho_2}\right)}. \quad (16)$$

Проінтегрувавши вираз (16) і виконавши деякі перетворення, можемо визначити час Δτ, за який тиск в трубопроводі *4* виросте від 0 до $p_{ст}$ (де $p_{ст}$ – тиск, при якому починається рух поршня мультиплікатора), або, інакше кажучи, час, що пройде з моменту відкриття прохідного перетину гідророзподільника до початку руху поршня, тобто швидкодія гідросистеми

$$\Delta\tau = \frac{V_{20}\sqrt{2\beta\rho_o(1+\beta p_{кл})}}{\pi d_3 \upsilon_{ср} \mu} arctg \frac{\sqrt{\beta p_{кл}(1+\beta p_{ст})} - \sqrt{\beta(p_{кл} - p_{ст})}}{\beta\sqrt{p_{кл}(p_{кл} - p_{ст}) + \sqrt{(1+\beta p_{ст})}}} \quad (17)$$

Помноживши Δτ на середню швидкість переміщення золотника υср, одержимо x = υср Δτ – відкриття вікна золотника в момент, коли поршень почне рухатись. Величина x, а також значення тисків $p_1 = p_{кл}$ і $p_2 = p_{ст}$ визначають початкові умови, що необхідні для розрахунку стану системи під час наступної фази роботи установки – при переміщенні поршня мультиплікатора.

Висновки

За результатами аналітичних досліджень отримано диференціальне рівняння, що описує зміну тиску в трубопроводі гідророзподільник-мультиплікатор.

Література

1. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / **[В. А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко и др.]. – К. : Выща школа, 1987. – 375 с.**

2. Саленко О. Ф. Гідро- та гідроабразивна обробка: теорія, технологія та обладнання : навч. посібник. / О. Ф. Саленко, І. В. Петко, О. В. Третьяков. – Київ : ВІПОЛ, 1999. – 450 с.

3. Дослідження впливу конструктивних параметрів устаткування на продуктивність гідроабразивного розрізання / Ю. В. Клапцов, І. В. Петко, І. В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – № 1. – С. 25–28.

References

1. Hydraulic drives and hydropneumatic automation of machine tools / [V. A. Fedorets, M. N. Pedchenko, A. F. Pichko, etc.]. – K.: High School, 1987. –375 p.

2. Salenko O. F. Hydro and Hydroabrasive Processing: Theory, Technology and Equipment: Teaching. manual. / O. F. Salenko, I. V. Petko, O. V. Tretyakov. – Kyiv: VIPOL, 1999. – 450 p.

3. Investigation of the influence of the structural parameters of the equipment on the performance of hydroabrasive cutting / Yu. V. Klaptsov, I. V. Petko, I. V. Panasyuk // Bulletin of the Khmelnitsky National University – 2007. – No. 1. – S. 25–28.

Рецензія/Peer review : 14.11.2017 р. Надрукована/Printed :19.11.2017 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Петко І.В.