

АНАЛІЗ ВПЛИВУ НЕЛІНІЙНОЇ ПОДАЧІ ОДНОПЛУНЖЕРНОГО НАСОСУ НА РОБОТУ ГІДРАВЛІЧНОГО ДВИГУНА

*С. П. Кулініч, канд. техн. наук, доцент;
В. П. Чуйко*, аспірант,
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна,
E-mail: ir-radi@mail.ru

Розглядається робота одноплунжерного насосу з урахуванням нелінійної подачі. Аналізуються перехідні режими роботи насосу та їх вплив на загальну його характеристику. Розглядається вплив нерівномірності подачі на роботу робочого органу у вигляді гідравлічного двигуна. Висунуто принципові шляхи подолання негативного впливу пульсації подачі на гідравлічну та механічну системи.

***Ключові слова:** однопоршневий насос, пульсація, нелінійність подачі, гідравлічний двигун.*

ВСТУП

Питання функціонування гідромашин та гідроагрегатів об'ємного типу тісно пов'язано з умовами сучасного виробництва. Більшість технологічних процесів так чи інакше використовують гідравлічні двигуни. Робоча характеристика останніх невід'ємно залежить від характеристики живлення. Об'ємні насоси, у зв'язку з особливостями конструкції, не можуть забезпечувати лінійну зміну тиску в системі без застосування спеціальних заходів. Таким чином існує необхідність дослідження особливостей роботи систем в яких сумісно використовуються об'ємні насоси та гідравлічні двигуни. Визначення рівня відхилення, викликаного особливостями функціонування, в тому числі перехідними процесами у гідроапаратурі, дає змогу дати оцінку коректності певних виконуваних операцій та міру корегування результатів.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПУБЛІКАЦІЙ

Робочий процес будь-якої об'ємної гідромашини полягає у почерговому заповненні робочої камери рідиною та подальшим її витісненням [1]. Розглядаючи робочу камеру слід також враховувати перехідні процеси всмоктування та нагнітання рідини, включно з роботою клапанної системи. До характерної особливості об'ємної машини належить циклічність робочого процесу. Оскільки робочий процес розділений на період всмоктування та нагнітання, подача насосу є нерівномірною.

Реальна нерівномірність подачі дуже часто перевищує розрахункову. Запізнення спрацювання клапанів, стискальність рідини та інші фактори сприяють виникненню нелінійності характеристики подачі. Розглянемо детально реальну індикаторну діаграму одноплунжерного насосу [2, 3, 4]. Робота гідромашини починається з відкриття всмоктуючого клапану, який в свою чергу має час запізнання спрацювання. Запізнення клапану всмоктування зображено на діаграмі у вигляді відрізка 1-2. З фізичної точки зору запізнання клапану являє собою запізнання зросту тиску в камері. Відрізок 2-3 представляє собою період стискання рідини. Тиск рідини зростає до певного значення спрацювання клапану нагнітання в точці 3. Клапан нагнітання має свою характеристику роботи, яка також сприяє виникненню коливальності в системі. На відрізку 3-4 зображена нестабільність подачі насосу після спрацювання клапану нагнітання на

відкриття. Періоду витіснення рідини з робочої камери відповідає проміжок між точкою 4 та 5. Відрізок 5-6 має ідентичну природу виникнення з відрізком 3-4, але при спрацюванні на закриття. Після повного закриття клапану нагнітання в точці 5 рідина що залишилася в циліндрі розширюється. Іншими словами відрізок 5-6 це лінія розширення мертвого об'єму. В точці 6 відкривається всмоктуючий клапан, цикл повторюється.

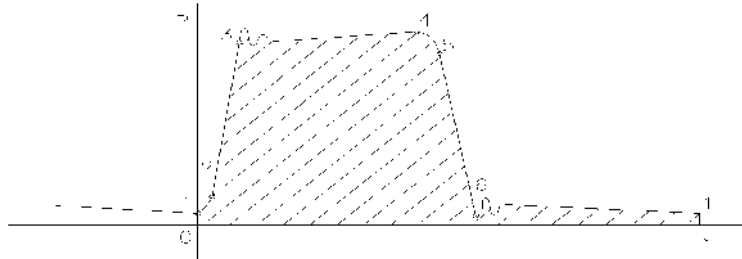


Рисунок 1 – Індикаторна діаграма роботи одноплунжерного насосу

До наслідків нерівномірної подачі відносять шум, вібрацію, руйнування елементів гідравлічної системи. Пульсуюча подача невід'ємно пов'язана з поведінкою робочого органу, який в свою чергу миттєво передає пульсації на приєднанні елементи. Для більшості випадків експлуатації об'ємних машин нелінійність характеристик має негативний характер. Визначення особливостей виникнення та протікання вказаних явищ дозволить визначити шляхи регулювання системи для роботи в коректних умовах.

ПОСТАВЛЕННЯ ЗАВДАННЯ

Зміна тиску, що створює одноплунжерний насос, приведена на рис. 1 характерна для роботи насосу на мережу зі сталим навантаженням та переливним клапаном для режиму, коли частина рідини через клапан зливається в бак. Роботі гідравлічного приводу, що живиться від одноплунжерного насосу в режимі, коли тиск у робочій камері поступово збільшується (наприклад для механізму, призначеного для деформації матеріалу в зоні пружності, коли зусилля пропорційне переміщенню штоку гідроциліндра) приділено недостатньо уваги. Приводи з такими режимами роботи застосовуються, наприклад, у гідравлічних ключах для затягування шпильок відповідальних з'єднань [5]. Для таких приводів висуваються досить жорсткі вимоги щодо рівномірності руху поршня. Тому необхідно виконати дослідження руху штоку гідравлічного приводу зі змінним навантаженням, розрахункова схема якого приведена на рис. 2.

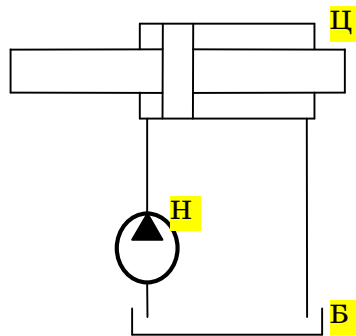


Рисунок 2 – Розрахункова схема

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ

Робота гідравлічного приводу описується системою рівнянь:
 – рівняння руху штоку гідроциліндра

$$m_n \frac{d^2 y}{d t^2} = \sum F_n, \quad (1)$$

де m – маса рухомих частин, приведена до штоку; y – переміщення штоку; $\sum F_n$ – рівнодіюча сил, приведена до штоку.

На шток діють сили, що виникають внаслідок тиску робочої рідини на поршень F_∂ , сили, зумовлені пружністю матеріалу F_{np} та сили тертя F_{km} , тому рівнодіючу можна представити у вигляді

$$\sum F_n = F_\partial - F_{np} - F_{km}. \quad (2)$$

Сила тиску робочої рідини на поршень

$$F_\partial = S_1 p_1 - S_2 p_2, \quad (3)$$

де S_1, S_2 – площі поршня; p_1, p_2 – тиск у порожнинах гідроциліндра.

Сила, зумовлена пружністю

$$F_{np} = \frac{E_{м.н} S_m y}{l}, \quad (4)$$

де $E_{м.н}$ – модуль пружності матеріалу навантаження; S_m – площа поперечного перерізу; l – довжина.

Сила контактного тертя

$$F_{km} = \begin{cases} |F_{km.\partial}| \operatorname{sgn}(v) & \neq 0 \\ F_a & = 0 \\ |F_{km.c}| \operatorname{sgn}(F_a) & = 0 \end{cases} \quad \begin{matrix} |F_{km.c}| > |a| \\ |F_{km.c}| < |a| \end{matrix}, \quad (5)$$

де $|F_{km.\partial}|$ – сила тертя при русі штоку; $|F_{km.c}|$ – сила тертя при зупинці механізму; v – швидкість руху штоку; F_a – рівнодіюча активних сил, що діють на шок.

До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає внаслідок деформації пружного матеріалу [6]

– тиск у порожнинах гідроциліндра

$$\frac{dp_1}{d t} = \frac{1}{\beta_1} \left(Q_1 - S_1 \frac{d y}{d t} \right) \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{d t} = \frac{1}{\beta_2} \left(S_2 \frac{d y}{d t} - Q_2 \right) \quad (7)$$

де β_1, β_2 – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин; Q_1, Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндра.

– приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин

$$\beta_i = \frac{V_{p,i}}{E_p} + \frac{V_{n,i}}{E_{n,i}} + \frac{V_{z,i}}{n p_i}, \quad (8)$$

де $V_{p,i}$ – об'єм робочої рідини; $V_{n,i}$ – об'єм порожнини з пружними стінками; $V_{z,i}$ – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині; E_p – модуль об'ємної пружності рідини; $E_{n,i}$ – модуль об'ємної пружності стінок порожнини; n – коефіцієнт політропи.

Об'єм робочої рідини

$$V_{p,i} = V_i - V_{z,i}, \quad (9)$$

де V_i – об'єм порожнини.

Об'єм напірної порожнини V_1 складається з об'єму напірної порожнини гідроциліндра $V_{n,u}$, об'єму насоса V_n , та об'єму трубопроводів $V_{n,mp}$

$$V_1 = V_{n,u} - V_n + V_{n,mp}, \quad (10)$$

Об'єм напірної порожнини гідроциліндра

$$V_{n,u} = V_{n,u0} + S_{nl} y, \quad (11)$$

де $V_{n,u0}$ – мертвий об'єм напірної порожнини гідроциліндра.

Об'єм насоса

$$V_n = \begin{cases} V_{n0} - S_{nl} r (1 - \cos \omega t) & 0 + 2\pi < \omega t < (2k+1)\pi \\ 0 & n\pi (2k+1)\pi < \omega t < (2k+2)\pi \end{cases}, \quad (12)$$

де V_{n0} – максимальний об'єм порожнини насоса; S_{nl} – площа плунжера; $r_{кр}$ – радіус кривошипа; ω – кутова швидкість обертання кривошипа насоса.

Об'єм трубопроводів

$$V_{n,mp} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi d_i^2}{4} l_i, \quad (13)$$

де d_i – діаметр i -ї ділянки трубопроводу; l_i – довжина i -ї ділянки трубопроводу.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині

$$V_{z,i} = V_{z,i0} \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (14)$$

де $V_{z,i0}$ – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску; p_a – атмосферний тиск, p_i – тиск в порожнині.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску

$$V_{z.i0} = \varepsilon_z V_{n.i}, \quad (15)$$

Для гідравлічних приводів порожниною з пружними стінками є трубопроводи. Модуль об'ємної пружності трубопроводу круглого поперечного перерізу (за умови, що його довжина набагато більша діаметру) визначається з рівняння пружної деформації стінок циліндру нескінченної довжини

$$E_{n.i} = E_{m.i} \frac{d_i}{\delta_i}, \quad (16)$$

де $E_{m.i}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу, d_i – діаметр трубопроводу, δ_i – товщина стінки трубопроводу.

Теоретична подача одноплунжерного насосу

$$Q_n = \begin{cases} S_{n,l} r_{кр} \omega \sin \omega t & 0 + 2\pi < \omega t < (2k+1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k+1)\pi < \omega t < (2k+2)\pi \end{cases}, \quad (17)$$

Витрати рідини Q_1 в напірній порожнині дорівнюють подачі насосу Q_n . Для зливної порожнини, внаслідок того, що рідина вільно зливається в бак, можна прийняти $Q_2 = \frac{dy}{dt}$. При такому припущенні з

формули (7) отримуємо: $\frac{dp_2}{dt} = 0$, або $p_2 = const = p_{зл}$

Система рівнянь (1-17) дозволяє виконати аналіз руху штоку гідроциліндра, що живиться від одноплунжерного насосу при деформації шпильки.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ШТОКУ ГІДРОЦИЛІНДРА

За розробленою математичною моделлю гідравлічного приводу в середовищі Mathcad розроблено програму розрахунку руху штоку гідроциліндра для наступних параметрів

- Діаметр плунжера насоса $d_{n,l} = 10$ мм;
- Радіус кривошипа $r_{кр} = 12$ мм;
- Частота обертання вала кривошипа $n_{кр} = 100$ хв⁻¹;
- Діаметр поршня $d_n = 80$ мм;
- Діаметр штоку $d_{ш} = 56$ мм;
- Діаметр шпильки $d_m = 36$ мм;
- Довжина шпильки $l_m = 800$ мм;
- Матеріал шпильки Сталь 40ХН, модуль Юнга $E_n = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
- Початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра $p_1 = 4$ МПа

Результати розрахунку руху штоку приведені на рис. 3. З отриманих графіків видно, що рух штоку нерівномірний, складається з двох періодів – переміщення штоку в період подачі рідини насосом та затухаючих коливань в період всмоктування рідини насосом, що зумовлено стискальністю рідини та інерційним навантаженням штоку. Такий рух призводить до циклічних навантажень матеріалу шпильки, що негативно впливає на його міцність.

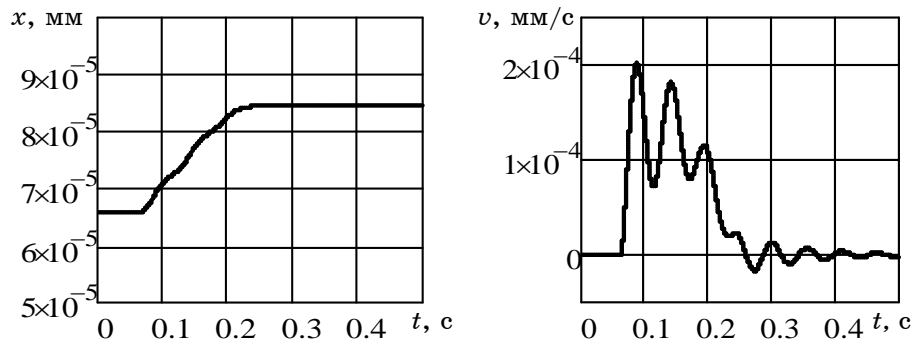


Рисунок 3 – Переміщення та швидкість руху штоку гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насосу

ВИСНОВКИ

Шток гідравлічного циліндра в приводі, що живиться від одноплунжерного насосу, рухається нерівномірно. Швидкість руху штоку в період всмоктування насосу змінюється за гармонічним законом з затухаючою амплітудою.

Для забезпечення рівномірного руху необхідно змінити схему керування гідроциліндром в приводі та провести дослідження його роботи.

THE ANALYSIS OF A SINGLE-PISTON PUMP NONLINEAR FLOW IMPACT ON THE WORK OF THE HYDRAULIC DRIVE

S. P. Kulinich, V. P. Chuiko,
Sumy State University,
2, Rymsky-Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine
E-mail: serg_kul@list.ru

The analysis of impact single-piston pump nonlinear flow is shown. It is the analysis of the transition phases and how they impact to the working parameters. The research is about nonlinear flow and hydraulic drive. The theoretical ways of overcoming the negative impact of fluctuations in the hydraulic and mechanical systems is nominated.

Keywords: single-piston pump, fluctuations, nonlinear flow, hydraulic drive.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Чиняев И. А. Поршневые насосы / И. А. Чиняев. – М. : Машиностроение, 1966. - 188 с.
2. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. - 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. ; ил.
3. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с. ; ил.
4. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с., ил.
5. Пат. 71976 Україна, МПК F16B 1/00. Пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів корпусів обладнання. на корисну модель / В. Д. Пашенко, С. Л. Пушкар, С. В. Проценко, В. П. Чуйко. - заявл. 20.04.2010 ; опубл. 10.08.2012. Бюл. № 15 – 32 с.
6. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидропривода объемного типа / В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова, Ж. Б. Емченко, А. В. Осецкая // Транспортное и энергетическое машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87-93.

Надійшла до редакції 5 листопада 2013 р.