

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БАГАТОДВИГУННОГО ГІДРАВЛІЧНОГО
ПРИВОДУ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ СИНХРОННИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ДВОХ
ДВИГУНІВ**

Рассмотрена математическая модель многодвигательного гидравлического привода, в котором необходимо обеспечить синхронность перемещения двух гидроцилиндров, при возможном независимом включении третьего.

His considered the mathematical model of multiengine hydraulic drive, in with it is necessary to provide synchronous moving of two engines with possibility of independent switching of the fluid engine.

Вступ

Досить часто для забезпечення роботи механізму застосовуються декілька робочих органів, які забезпечують переміщення одного елемента. Тому з'являється необхідність у синхронізації їх руху. Синхронізації руху робочих органів полягає в забезпеченні строго погодженого в часі їхніх переміщень, швидкостей, прискорень. Оскільки розглядаються робочі органи гідравлічного привода, мова йтиме практично про синхронізацію переміщень гідродвигунів.

Постановка задачі

Узгодження переміщення гідродвигунів залежить від таких параметрів [1]:

- величина й характер робочих навантажень;
- внутрішнього й зовнішнього тертя в гідравлічних і механічних ділянках привода,
- величини переміщень, швидкості й прискорення рухів;
- здатності рідини стискуватися й наявності в ній повітря;
- твердості вузлів привода;
- температурних змін у механічних і гідравлічних ділянках;
- в'язкості робочої рідини;
- відхилення від номінальних значень і зміни розмірів і характеристик робочих органів, та контрольно-регулюючої апаратури.

Завдання синхронізації укладуться в забезпеченні припустимих значень непогодженості руху двох або більше робочих органів.

Умовою абсолютної синхронізації є пропорційність переміщення (лінійних переміщень або кутів повороту) гідродвигунів за часом. Це умова для всіх синхронізуючих гідродвигунів можна записати в наступному виді [2]:

$$\begin{cases} L_1 = kL_2 \\ \frac{dL_1}{dt} = k \frac{dL_2}{dt} \\ \frac{d^2L_1}{dt^2} = k \frac{d^2L_2}{dt^2} \end{cases}, \quad (1)$$

де L_1, L_2 – лінійні або кутові (кути повороту) переміщення гідродвигунів, які необхідно синхронізувати; k – коефіцієнт пропорційності.

У сталому режимі приводи характеризуються сталістю погрішності: положення, швидкості або прискорення. Будь який реальний привід для синхронних переміщень являє собою конкретну реалізацію одного з рівнянь системи (1). Необхідно відзначити, що для гідравлічних приводів, які застосовуються в більшості галузей промисловості, головна увага приділяється забезпеченню необхідної погрішності синхронізації по положенню, оскільки вона визначає можливість їхнього застосування

Для синхронізації руху гідродвигунів можна використати дросельні й об'ємні пристрої [3]. Об'ємні дільники потоку мають більшу точність синхронізації, менш чутливі до несиметричності навантажень на гідравлічних двигунах. Дросельні дільники більше чутливі до несиметричності навантажень, забезпечують меншу точність синхронізації. Однак вони мають меншу вартість, у порівнянні з об'ємними, що спричиняється їхнє широке застосування для синхронізації переміщень гідравлічних двигунів.

Досить часто виникає потреба використання додаткових функцій у гідравлічному приводі із синхронізованими гідродвигунами.

Живлення всіх гідравлічних двигунів здійснюється від одного насоса. Час включення, довжина ходу (кут повороту), тривалість роботи додаткового гідродвигуна (гідродвигунів) не є постійною величиною. При цьому виникає основна проблема: забезпечення незалежності роботи синхронізованих гідродвигунів від включення (вимикання) додаткових гідравлічних пристроїв.

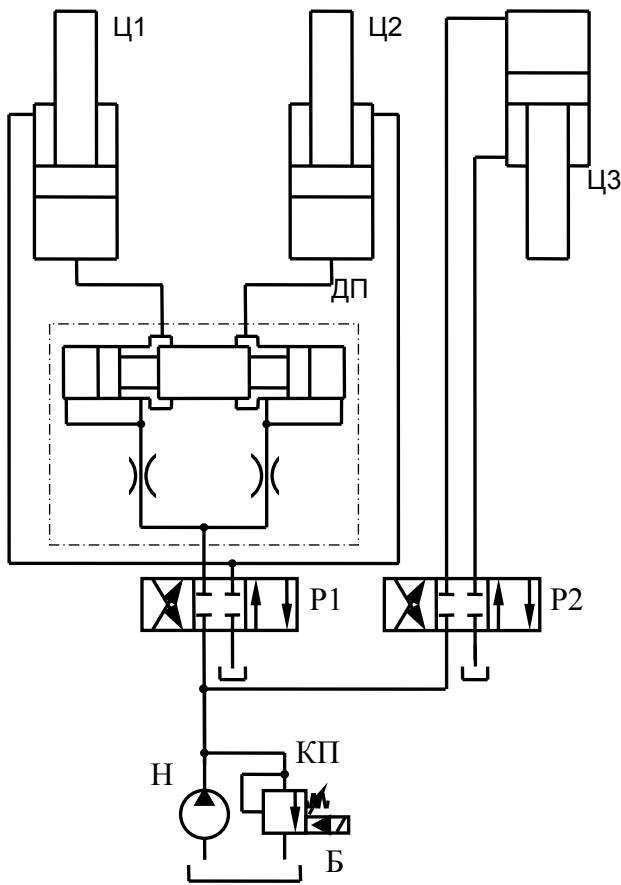
Тому дослідження роботи групового привода з урахуванням взаємного впливу характеристик гідравлічних двигунів на роботу машини в цілому є актуальним завданням для забезпечення роботи технологічного встаткування практично у всіх галузях промисловості, транспорту. Для рішення цього завдання необхідно розробити математичну модель привода, що складається з декількох синхронізованих і незалежних гідро двигунів, провести аналіз взаємного впливу двигунів на їхні характеристики й розробити методику розрахунку динамічних характеристик групових приводів.

Математична модель приводу

При побудові математичної моделі використані наступні допущення: довжина трубопроводів невелика; температура робочої рідини постійна (тобто постійними вважаються коефіцієнти кінематичної в'язкості та сили тертя); тиск у зливальній магістралі дорівнюється нулю; робочі крайки розподільника та дільника потоку вважаються гострими; сполучні канали цих гідравлічних агрегатів більші за перетином ніж їх робочі щілини та короткі за довжиною. На основі цих допущень хвильовими процесами можна зневажити. Крім того течія рідини в дроселюючих елементах гідроапаратів вважається квазістаціонарною, тому коефіцієнти витрат в динамічних режимах можна прийняти такими ж, як і в усталених режимах при тих же геометричних параметрах щілин гідроапаратів та перепадах тиску.

Розрахункова схема приводу приведена на рис. 1.

Робота гідравлічного приводу описується системою рівнянь:



Для гідроциліндрів Ц1 та Ц2, рух яких необхідно синхронізувати

– рівняння руху поршнів гідроциліндрів,

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{d t^2} = P_{\Sigma.1}, \quad (2)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{d t^2} = P_{\Sigma.2}, \quad (3)$$

де m_1, m_2 – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму;

y_1, y_2 – переміщення поршня, $P_{\Sigma.1}, P_{\Sigma.2}$

– сума сил, прикладених до штоку;

– сума сил, прикладених до штоку, складається із сили, зумовленої тиском робочої рідини на поршень $P_{p.i}$, сили $P_{m.i}$ на робочому органі механізму, приведеної до штоку, та сил, що виникають внаслідок тертя $P_{f.i}$

Рис.1. Розрахункова схема гідравлічного приводу для синхронних переміщень

$$P_{\Sigma.1} = P_{p1} - P_{m1} - P_{f1}, \quad (4)$$

$$P_{\Sigma.2} = P_{p2} - P_{m2} - P_{f2}, \quad (5)$$

– сила, зумовлена тиском робочої рідини на поршень

$$P_{p1} = F_1 p_{11} - F_2 p_{21}, \quad (6)$$

$$P_{p2} = F_1 p_{12} - F_2 p_{22}, \quad (7)$$

де F_1, F_2 – площі поршня поршневої та штокової порожнин гідроциліндрів, $p_{11}, p_{21}, p_{12}, p_{22}$ – тиск у порожнинах гідроциліндрів;

– тиск у порожнинах гідроциліндрів визначається з формул:

$$\frac{d p_{11}}{d t} = \frac{1}{\beta_{11}} \left(Q_{21} - F_1 \frac{d y_1}{d t} \right), \quad (8)$$

$$\frac{d p_{12}}{d t} = \frac{1}{\beta_{12}} \left(Q_{22} - F_1 \frac{d y_2}{d t} \right), \quad (9)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \frac{1}{\beta_2} \left[F_2 \left(\frac{d y_1}{d t} + \frac{d y_2}{d t} \right) - Q_{2p} \right], \quad (10)$$

де β_{11} , β_{12} , β_2 – приведений коефіцієнт об’ємної деформації робочої рідини та порожнин, Q_{21} , Q_{22} – витрати рідини через робочі щілини дільника потоку; Q_{2p} – витрати рідини через робочу щілину розподільника;

– приведений коефіцієнт об’ємної деформації робочої рідини та порожнин [1]

$$\beta_i = \frac{V_{p.i}}{E_p} + \frac{V_{y.i}}{E_{n.i}} + \frac{V_{z.i}}{n p_i}, \quad (11)$$

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

– об’єм робочої рідини в порожнинах

$$V_{p.11} = V_{c.11} + F_1 y_1, \quad (12)$$

$$V_{p.12} = V_{c.12} + F_1 y_2, \quad (13)$$

$$V_{p.2} = V_{c.2} + F_2 (2l - y_1 - y_2), \quad (14)$$

де $V_{c.11}$, $V_{c.12}$, $V_{c.2}$ – об’єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях, l – хід штоку;

– витрати рідини в елементах керування, через які рідина потрапляє в порожнину гідроциліндра [1]

– на вході в порожнину,

$$Q_{2i} = \mu_{2i} b_{2i} (x_{0i} + x_i) \sqrt{\frac{2|p_{ex.i} - p_i|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{ex.i} - p_i), \quad (15)$$

– на виході з порожнини

$$Q_2 = \mu_p f_p \sqrt{\frac{2|p_i - p_{вих.i}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_i - p_{вих.i}), \quad (16)$$

де μ_{2i} – коефіцієнт витрат робочих щілин дільника потоку; b_{2i} – ширина робочої щілини дільника потоку; x_{0i} – початковий зазор між золотником і гільзою дільника потоку; x_i – зміщення золотника дільника потоку; μ_p – коефіцієнт витрат робочих щілин розподільника; f_p – площа робочих щілин розподільника; $p_{ex.i}$ – тиск на вході в дроселюючий елемент; $p_{вих.i}$ – тиск на виході з дроселюючого елемента;

– для гідравлічного дільника потоку повинна виконуватись умова

$$Q_{1p} = Q_{11} + Q_{12}, \quad (17)$$

– сили, що виникають внаслідок тертя в гідроциліндрі та механізмі [2]

$$P_f = P_{f.v} + P_{f.k}, \quad (18)$$

де $P_{f,v}$ – сила в'язкого в тертя; $P_{f,k}$ – сила контактного тертя;

– сила контактного тертя

$$P_{f,k} = \begin{cases} |P_{f,d}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ P_a & \text{при } v = 0 \text{ і } |P_{mp}| > |P_a| \\ |P_{fpp}| \operatorname{sgn}(P_a) & \text{при } v = 0 \text{ і } |P_{mp}| < |P_a| \end{cases}, \quad (19)$$

де $|P_{f,v}|$ – сила тертя при русі механізму; $|P_{f,s}|$ – сила тертя при зупинці механізму; v – швидкість руху штока; P_a – сума активних сил, що діють на шток. До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає в результаті роботи механізму;

– сила в'язкого тертя

$$P_{f,d} = k_v \frac{dy}{dt}, \quad (20)$$

де k_v – коефіцієнт в'язкого тертя.

Для гідроциліндру ЦЗ

– рівняння руху поршня гідроциліндру,

$$m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} = P_{\Sigma,3}, \quad (21)$$

де m_3 – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму; y_3 – переміщення поршня, $P_{\Sigma,3}$ – сума сил, прикладених до штоку;

– сума сил, прикладених до штоку, складається із сили, зумовленої тиском робочої рідини на поршень $P_{p,3}$, сили $P_{m,3}$ на робочому органі механізму, приведеної до штоку, та сил, що виникають внаслідок тертя $P_{f,3}$

$$P_{\Sigma,3} = P_{p,3} - P_{m,3} - P_{f,3}, \quad (22)$$

– сила, зумовлена тиском робочої рідини на поршень

$$P_{p,3} = F_{1,3} p_{13} - F_{2,3} p_{23}, \quad (23)$$

де $F_{1,3}$, $F_{2,3}$ – площі поршня поршневої та штокової порожнин гідроциліндру, p_{13} , p_{23}

– тиск у порожнинах гідроциліндру;

– тиск у порожнинах гідроциліндру визначається з формул:

$$\frac{d p_{13}}{dt} = \frac{1}{\beta_{13}} \left(Q_{13} - F_{1,3} \frac{d y_3}{dt} \right), \quad (24)$$

$$\frac{d p_{23}}{dt} = \frac{1}{\beta_{23}} \left(Q_{23} - F_{2,3} \frac{d y_3}{dt} \right), \quad (25)$$

де β_{13}, β_{23} , – приведений коефіцієнт об’ємної деформації робочої рідини та порожнин, Q_{13}, Q_{23} – витрати рідини через робочі щілини дільника розподільника;

– приведений коефіцієнт об’ємної деформації робочої рідини та порожнин, як і для гідроциліндрів Ц1 та Ц2 визначається за формулою. (11).

– об’єм робочої рідини в порожнинах

$$V_{p.13} = V_{c.13} + F_{1.3}y_3, \quad (26)$$

$$V_{p.23} = V_{c.23} + F_{2.3}(l_3 - y_3), \quad (27)$$

де $V_{c.13}, V_{c.23}$ – об’єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях, l_3 – хід штоку;

– витрати рідини через робочі щілини розподільника [1]

– на вході в порожнину,

$$Q_{1.3} = f_{ep} \sqrt{\frac{2|p_{ex} - p_{13}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{ex} - p_{13}), \quad (28)$$

– на виході з порожнини

$$Q_{2.3} = f_{ep} \sqrt{\frac{2|p_{23} - p_{вих}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{23} - p_{вих}), \quad (29)$$

де f_{ep} – ефективна площа робочої щілини розподільника; p_{ex} – тиск на вході в розподільник; $p_{вих}$ – тиск на виході з розподільника;

– сили, що виникають внаслідок тертя в гідроциліндрі та механізмі визначаються за формулами (18-20).

Баланс витрат рідини Q_n , що подає насос, визначається за формулою

$$Q_n = Q_{1p} + Q_{13} + Q_{КП} + Q_c, \quad (30)$$

де $Q_{КП}$ – витрати рідини через переливний клапан; Q_c – витрати рідини внаслідок її стискальності в гідравлічних лініях, які ведуть до розподільників.

Витрати рідини через переливний клапан визначаються за формулою

$$Q_{КП} = f_{eКК} \sqrt{\frac{2|p_{ex} - p_{вих}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{ex} - p_{вих}). \quad (31)$$

Витрати рідини внаслідок її стискальності в гідравлічних лініях, які ведуть до розподільників

$$Q_c = \beta_{ex} \frac{d p_{ex}}{dt}, \quad (32)$$

де β_{ex} – приведений коефіцієнт об’ємної деформації робочої рідини та порожнин вхідних гідравлічних ліній. Визначається за формулою (11), в яку підставляється об’єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях, які ведуть до розподільників.

Висновки

Розроблена математична модель дає можливість теоретичного дослідження роботи багатодвигунного гідравлічного приводу з забезпеченням синхронних переміщень двох двигунів. Результати дослідження дадуть можливість оцінити взаємний вплив двигунів на точність синхронізації руху гідравлічних циліндрів, що дозволить розробити заходи по зниженню додаткових навантажень на робочий механізм.

Список літератури

1. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991.
2. Федорець В.О., Педченко М.Н., Струтинский В.Б. Гідроприводи та гідро- пневмоавтоматика: Підручник. - К.: Вища шк. 1995.
3. Сахно Ю.А Многопоточные гидравлические делители. М.: Машиностроение, 1988.

УДК 62-82:681.587

Р.И.Солонин¹, канд.техн.наук., А.П.Губарев², д-р техн.наук
1-АНТК «Антонов», м.Київ, Україна; 2- НТУ України "Київський політехнічний інститут" м.Київ, Україна

ВЛИЯНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Розглянуто схему авіаційного приводу на прикладі якої досліджено вплив властивостей робочих рідин АМГ-10 та НГЖ-4 на втрати потужності. Відзначено, що для визначення характеристик приводу необхідне комплексне врахування режимів роботи, змін властивостей рідини, змін температури та конструктивних параметрів гідравлічних елементів.

The scheme of an aviation drive, on which example researched influence of properties of working fluids АМГ-10 and НГЖ-4 on power losses, is surveyed. It is noted, that the complex account of operating modes, changes of fluid properties, a temperature variation is necessary for definition of characteristics of the drive and design data of hydraulic elements.

Развитие авиационной промышленности сопровождается непрерывными изменениями и усовершенствованиями технических решений устройств гидропривода. Повышение грузоподъемности, увеличение скоростей полета и размеров самолетов требует применения более мощных гидравлических приводов, что приводит к ухудшению температурных условий работы систем при одновременном повышении требований к их надежности и безопасности. В условиях резких перепадов температур нарушается стабильность характеристик дроссельных устройств, ухудшаются условия работы насосов и приводов. Этим обусловлена необходимость прогнозирования изменений характеристик агрегатов для различных режимов работы, при замене рабочих жидкостей или изменении их свойств в процессе эксплуатации [1, 2, 3].

Предлагаемые исследования посвящены изучению влияния свойств рабочей