

УДК 621.22

Л.Г. Козлов, М.В. Гесаль, В.А. Ковальчук, В.Є. Арбузова

Вінницький національний технічний університет

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА, ЧУТЛИВОГО ДО НАВАНТАЖЕННЯ

Представлено нову систему керування гідроприводом, чутливим до навантаження. Розроблено його нелінійну математичну модель на основі дослідження якої, визначено, що на стійкість гідропривода, чутливого до навантаження впливають конструктивні параметри системи його керування. Знайдені співвідношення конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійку роботу гідропривода, чутливого до навантаження в усьому діапазоні його роботи.

Ключові слова: гідропривод чутливий до навантаження, система керування, математична модель.

Постановка проблеми. У США, Західній Європі та Японії широкого розповсюдження в мобільних робочих машинах набули гідроприводи, чутливі до навантаження. Оскільки робота гідропривода мобільної робочої машини у динамічних режимах характеризується частими змінами режимів роботи та навантаження, то на стадії проектування постає задача обґрунтування вибору конструктивних параметрів, які забезпечують стійку роботу гідропривода в усьому діапазоні його роботи.

Аналіз останніх досліджень Провідні світові виробники, такі як фірми BOSCH-Rexroth, Danfoss пропонують гідроагрегати для створення таких гідросистем [1,2,3]. Ведуться науково-дослідні роботи і в Україні по вдосконаленню гідроагрегатів та гідроприводів, чутливих до навантаження, що дозволяють покращити економічність та продуктивність роботи мобільних робочих машин [4,5].

Постановка завдання. Метою даної роботи є забезпечення стійкої роботи гідропривода чутливого до навантаження. Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити нелінійну математичну модель системи керування гідроприводом чутливим до навантаження.
2. Встановити вплив конструктивних параметрів системи керування на перебіг робочого процесу гідропривода.
3. Визначити рекомендовані величини конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійку роботу гідропривода в усьому діапазоні його роботи.

Основні результати. У ВНТУ розроблено систему керування гідроприводом, чутливим до навантаження з покращеними енергетичними характеристиками. Розроблена система керування працює на базі регульованого насосу (РН). Для дослідження стійкості роботи гідропривода, чутливого до навантаження, що включає розроблену систему керування була складена розрахункова схема (рис. 1). Схема включає насос 1 з регулятором 2, планшайбою 3, сервоциліндрами 4, 5, а також гідроциліндр 6, переливну 7 та робочу 8 секції гідророзподільника. Робоча секція гідророзподільника містить золотник 9 та дроселі 10, 11, 12, 13. Регулятор насоса містить золотник 14 з дроселем 15, запобіжний клапан 16 і дросель 17 (рис. 1).

Відповідно до представленої розрахункової схеми складена математична модель гідропривода при таких основних припущеннях: розглядаються зосереджені параметри; температура робочої рідини прийнята постійною; хвильові процеси в гідроприводі не враховувалися; коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними; режими роботи безкавітаційні; втрати тиску в гідролініях за виключенням ділянок, що входять до складу зони регулювання, не враховувалися; перетікання робочої рідини в щілинах гідроагрегатів не враховувалось за виключенням вузла регулювання гідророзподільника.

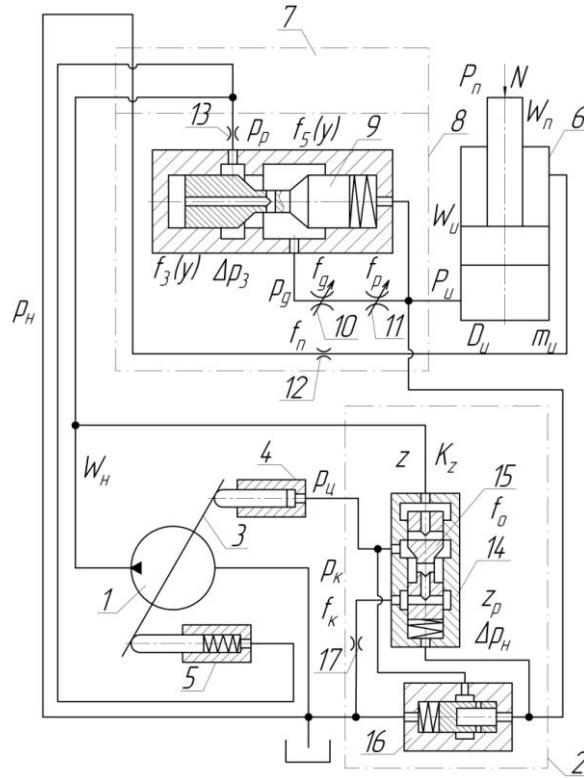


Рис.1. Розрахункова схема гідропривода, чутливого до навантаження

Нелінійна математична модель гідропривода з регульованим насосом має вигляд:

$$m_u \frac{d^2 u}{dt^2} = p_u F_u - p_n F_n \pm N - b_u v_u - T_u \cdot \text{sign} v_u, \quad (1)$$

$$m_3 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_u f_3 - p_0 f_3 + c_3 (y_n - y) - b_3 v_y - T_3 \cdot \text{sign} v_y - R_y, \quad (2)$$

$$b_p \frac{dz}{dt} = p_H f_z - c_p (z_p + z) - p_u f_z - R_p, \quad (3)$$

$$J \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot l - p_u \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \omega_1 - 26,41 - 3,17 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \left(\frac{Q - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{Q - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right), \quad (4)$$

$$\frac{de}{dt} = \frac{F_0}{b_e} p_u - \frac{c_0}{b_e} (e_0 + e), \quad (5)$$

$$0,25 \cdot \pi \cdot d_7 \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg} \gamma - k_y \cdot p_H = A_2 \sqrt{p_H - p_p} + \mu_3 \cdot f_4(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{\text{Ц}})}{\rho}} + \beta_1 W_H \frac{dp_H}{dt}, \quad (6)$$

$$A_2 \sqrt{p_H - p_p} = \mu_3 \cdot f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} + \beta_1 W_p \frac{dp_p}{dt} + k_{\text{ІП}} (p_p - p_D), \quad (7)$$

$$\mu_3 \cdot f_3(y) \sqrt{\frac{2(p_p - p_0)}{\rho}} = \mu_3 \cdot f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} + \beta_1 W_0 \frac{dp_0}{dt}, \quad (8)$$

$$k_{\text{ПР}} \cdot (p_p - p_g) + \mu_3 \cdot f_5(y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_g)}{\rho}} = \frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_c}} + \beta_1 W_g \frac{dp_g}{dt}, \quad (9)$$

$$\frac{\sqrt{p_g - p_u}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\mu_g^2 f_g^2} + \frac{\rho}{2\mu_p^2 f_p^2} + A_c}} = F_u v_u + \beta_1 W_u \frac{dp_u}{dt} + \mu_g \cdot f_0(e) \sqrt{\frac{2p_u}{\rho}}, \quad (10)$$

$$F_p v_u = \mu_g \cdot f_n \sqrt{\frac{2p_n}{\rho}} + \beta_3 W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad (11)$$

$$\mu_3 f_4(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{\text{Ц}})}{\rho}} = \mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_K)}{\rho}} + \beta_2 W_{\text{Ц}} \frac{dp_{\text{Ц}}}{dt} + F_4 \omega_1 l, \quad (12)$$

$$\mu_g f_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_K)}{\rho}} = \mu_g f_K \sqrt{\frac{2p_K}{\rho}} + \beta_2 W_K \frac{dp_K}{dt}, \quad (13)$$

де p_H – тиск в гідролінії нагнітання; $p_{\text{Ц}}$ – тиск в гідроциліндрі 6; p_0 – тиск на вході зворотного клапана робочої секції 8; p_g – тиск на виході зворотного клапана робочої секції 8; p_p – тиск на вході регулятора потоку; p_K – тиск у переливній секції 7; p_u – тиск в гідролінії управління; T_u – сила сухого тертя в гідроциліндрі 6; T_3 – сила сухого тертя в регуляторі потоку; b_p , b_3 – коефіцієнти в'язкого демпфування; R_y – гідродинамічна сила на золотнику регулятора потоку; N – навантаження на гідроциліндр 6; ρ – густина робочої рідини; β_1 – коефіцієнт, що враховує сумарну деформацію газорідинної суміші та гумометалевих рукавів; f_3 , f_5 , f_0 , f_K – площа робочого вікна відповідно золотника регулятора потоку, зворотного клапана, запобіжного клапана, переливного клапана; μ_3 , μ_g , μ_p – коефіцієнти динамічної в'язкості; p_n – тиск на виході гідроциліндра; p_g – тиск на виході золотника регулятора потоку; v_u – швидкість переміщення штока гідроциліндра; F_p , F_u – площі поршня гідроциліндра; f_n – площа дроселя протитиску; f_z – площа торця золотника регулятора насоса; F_0 – площа торця запобіжного клапана; $f_4(y)$ – площа робочого вікна золотника; f_p – площа робочого вікна розподільного золотника; $f_{\text{др}}$ – площа регульованого дроселя; f_n – площа дроселя протитиску; F_4 , F_5 – площі поршнів гідроциліндрів керування насосом; W_H – об'єм гідролінії між насосом і гідророзподільником; W_p – об'єм гідролінії на вході в регулятор потоку; W_g – об'єм гідролінії на вході в регульований дросель; W_u – об'єм гідролінії на вході в гідроциліндр; W_n – об'єм гідролінії на виході гідроциліндра; W_K , $W_{\text{Ц}}$ – об'єм гідролінії в системі керування насосом; l – плече дії гідроциліндрів керування насосом; d_7 – діаметр поршня насоса; d_8 – діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою; A_2 – коефіцієнт провідності гідролінії нагнітання гідророзподільника; A_c – коефіцієнт провідності з'єднувального канапа гідророзподільника; u – координата положення штока гідроциліндра; y , y_{max} – координати положення золотника регулятора потоку; z , z_{max} – координати положення золотника регулятора насоса; m_u – приведена до штока гідроциліндра маса робочих органів; m_3 – маса золотника регулятора потоку; N – навантаження на шток гідроциліндра; n – число обертів вала насоса; k – число поршнів у насосі; k_y – коефіцієнт передачі робочого вікна регулятора потоку; b_u – коефіцієнт демпфування штока гідроциліндра; c_3 – жорсткість пружини золотника регулятора потоку; c_p – жорсткість пружини золотника регулятора насоса; R_p – гідродинамічна сила на золотнику регулятора потоку; b_e – коефіцієнт демпфування золотника запобіжного клапана; c_0 – жорсткість пружини золотника запобіжного клапана; γ – координата положення планшайби насоса; $k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт передачі регулятора насоса; β_3 , β_2 – коефіцієнти стисливості робочої рідини.

Математична модель включає рівняння (1), (2), (3), (5) сил, що діють на шток гідроциліндра 6 та золотники 9,14,16 (рис. 1); рівняння моментів (4), які діють на планшайбу 3, а також рівняння нерозривності потоків, складені для гідролінії між насосом 1, переливною секцією 7 і регулятором 2 – рівняння (6); між дроселем 13 і золотником 9 – рівняння (7); між робочими вікнами регулятора потоку і переливного клапана – рівняння (8); між золотником 9 і дроселем 10 – рівняння (9); між дроселем 11, гідроциліндром 6 і регулятором 2 – рівняння (10); між

гідроциліндром 6 і дроселем 12 – рівняння (11); між золотником 14, сервоциліндром 4 і дроселем 17 – рівняння (12); між дроселем 15 і дроселем 17 – рівняння (13).

Розглядались режими роботи гідропривода при співпаданні напрямку руху штока гідроциліндра з напрямком дії навантаження (попутне навантаження).

Для розрахунків, математичного моделювання процесів та дослідження динамічних процесів у гідроприводі за системою диференціальних рівнянь (1) використано програмний пакет MATLAB, а саме, модуль Simulink [6].

Система рівнянь математичної моделі гідропривода з регульованим насосом розв'язувалася блоково-аналітичним методом. Головний блок, що візуально відтворює метод розв'язку системи диференціальних рівнянь (1) представлено на рис. 2.

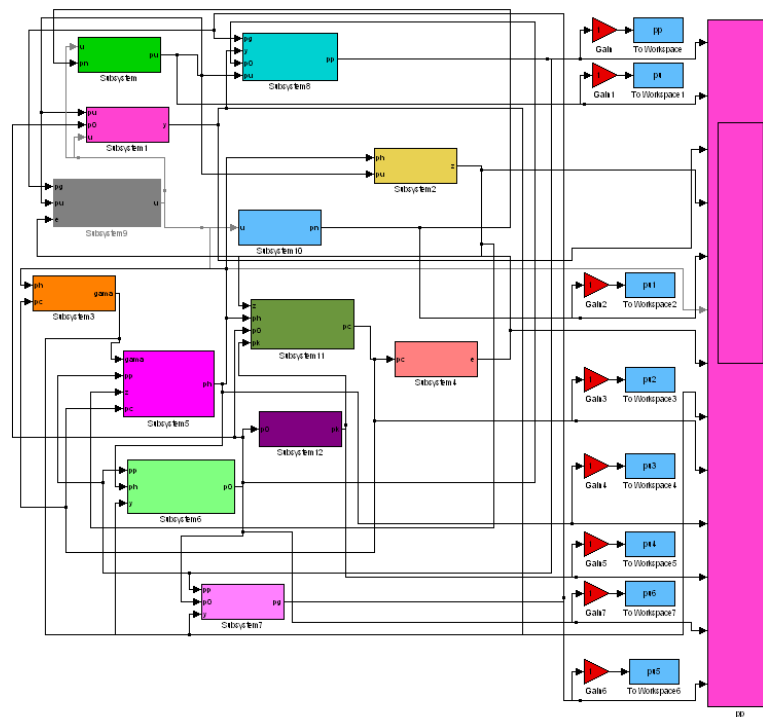


Рис. 2. Головний блок розв'язання системи диференціальних рівнянь

Для зменшення кількості блоків, що одночасно відображаються на екрані використовуються підсистеми.

Стійкість роботи гідропривода визначалась за видом перехідного процесу в гідроприводі при ступеневому зміні навантаження на штоці гідроциліндра. Стійким вважався перехідний процес, при якому невинно зменшується амплітуда коливань змінних, що впливають на рух гідропривода.

Виявлено, що для забезпечення руху штока гідроциліндра з контрольованою швидкістю при попутному навантаженні необхідно підібрати площу дроселя f_n , встановленого на зливі з штокової порожнини гідроциліндра. Площа дроселя f_n вибирається виходячи з умови забезпечення величини тиску $p_u > 0$ в поршневій порожнині гідроциліндра при мінімальному потоці Q_{1min} , що надходить до гідроциліндра і максимальному значенні попутного навантаження N_{max} . Значення площі дроселя f_n , яке задовольняє такій умові, становить $2,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ для гідроциліндра діаметром $D_u = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та відношенням $D_{шт} / D_u = 0,6$.

На рис. 3,а показаний вплив величини f_n на стійкість гідропривода. Стійкість гідропривода забезпечується у досить вузькому діапазоні величини $f_n = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. При менших значеннях f_n виникають нестійкі режими роботи, а при більших значеннях f_n величина тиску p_u на виході гідроциліндра падає до значень, близьких до нуля, що недопустимо.

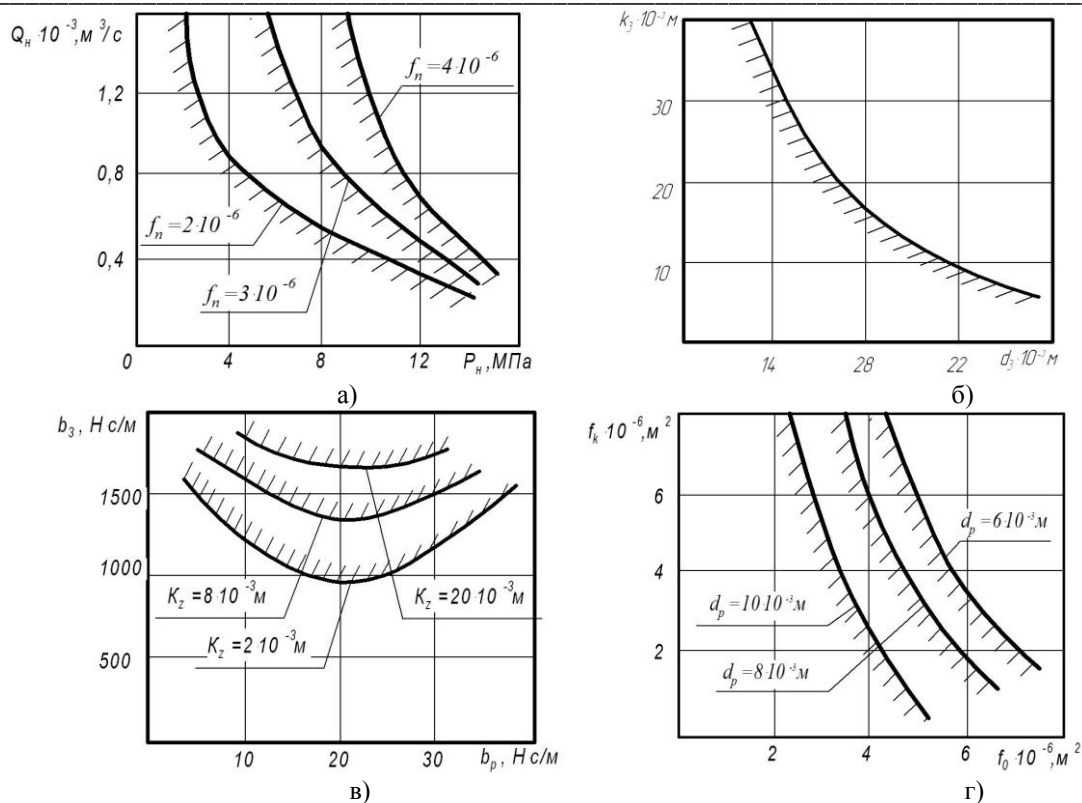


Рис. 3. Вплив параметрів регуляторів на стійкість гідропривода з РН при попутному навантаженні: а) площі дроселя; б) коефіцієнтів K_z, d_3, b_p ; в) коефіцієнтів K_z та діаметра d_3 ; г) площ дроселів f_0, f_k та діаметрів d_p

При великих значеннях k_3 і d_3 гідропривод втрачає стійкість, рис.3,б. Домогтися підвищення стійкості гідропривода можна за рахунок зменшення k_z , збільшення b_3 та зменшення b_p , але не нижче, чим до величини $5 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}$, рис. 3,в. Істотно поліпшує стійкість гідропривода зменшення величини f_0 та зменшення діаметру d_p , рис. 3,г.

Висновки.

1. Розроблено нелінійну математичну модель системи керування гідроприводом чутливим до навантаження.

2. Встановлено, що для забезпечення стійкості роботи гідропривода при попутному навантаженні слід рекомендувати вибір параметрів системи управління з таких діапазонів: $f_n = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ M}^2$; $k_3 = (5 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ M}$; $d_3 = (10 \dots 16) \cdot 10^{-3} \text{ M}$;

$$b_3 = (1000 \dots 1500) \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}; b_p = (5 \dots 15) \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}; K_z = (2 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ M}; f_0 = (1,0 \dots 2,0) \cdot 10^{-6} \text{ M}^2;$$

$$d_p = (6 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ M}.$$

1. Бондарь В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура // Вісник СумДУ, 2004.- №12 (58). - С. 41-45.

2. SB 12 LS – Wegeventile von Bosch: Katalog, 198 p.

3. Load-independent proportional valve. Type PVG 100: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 11/91.

4. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості // Вісник вінницького політехнічного інституту. – №6. – 2006.

5. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000. – 20 с.

6. Козлов Л.Г., Петров О.В. Використання CAE/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – №2. – 2005. – С.101-105.