

УДК 621.22

Л.Г. Козлов, І. В. Бойко, О.В. Піонткевич

Вінницький національний технічний університет

### ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА ІНВАРІАНТНОГО ДО ЗНАКОЗМІННОГО НАВАНТАЖЕННЯ

*Побудовано систему керування гідроприводом, що інваріантний до знакозмінного навантаження. Складено та досліджено його нелінійну математичну модель. На основі дослідження було визначено, що на стійкість гідропривода, інваріантного до знакозмінного навантаження впливають конструктивні параметри системи його керування. Знайдені співвідношення конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійку роботу гідропривода, чутливого до знакозмінного навантаження в усьому діапазоні його роботи. Представлені графіки впливу параметрів регуляторів на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.*

Ключові слова: *гідропривод, математична модель, стійкість, інваріантність до знакозмінного навантаження.*

**Постановка проблеми.** Робочі мобільні машини з гідроприводом, що випускаються в Україні, на сьогоднішній день широко використовуються в будівництві, сільському господарстві та промисловості. Вони відрізняються надійністю, невисокою вартістю, але разом з тим гідроприводи таких машин не дозволяють регулювати характеристики руху робочих органів в широких діапазонах, і не можуть забезпечити оптимального протікання робочих процесів. В світі спостерігається тенденція переходу в мобільних машинах на гідроприводи з пропорційним керуванням, що регулюються в широких діапазонах. Робочий цикл мобільної машини (наприклад навантажувача) характеризується частими перемиканнями розподільників, змінного напрямку руху робочої рідини та напряду дії навантаження на робочому органі.

Для таких машин характерним є динамічний режим роботи і актуальним є питання забезпечення стійкості роботи на стадії проектування.

**Аналіз останніх досліджень.** Іноземні виробники, такі як Sauer – Danfoss, Bosch – Rexroth, поставляють для мобільних машин регульовані насоси та пропорційні розподільники. Гідроприводи на базі цих агрегатів забезпечують високий ККД, плавність протікання робочих процесів, точність позиціонування робочих органів машини, одночасну роботу декількох гідродвигунів у регульованих режимах. Такі гідроприводи отримали назву «чутливі до навантаження».

Аналізу проблеми, що виникають при проектуванні гідроприводів «чутливих до навантаження» присвячена значна кількість робіт [1-4].

**Постановка завдання.** Метою даної роботи є визначення параметрів, які забезпечують стійкість роботи гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження. Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити математичну модель гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження.
2. Дослідити особливості роботи гідропривода.
3. Розробити рекомендації щодо вибору параметрів регуляторів, які забезпечать стійку роботу гідропривода у всьому робочому діапазоні.

#### **Викладення основного матеріалу.**

На рис. 1 подана схема гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження і на основі якої була побудована математична модель.

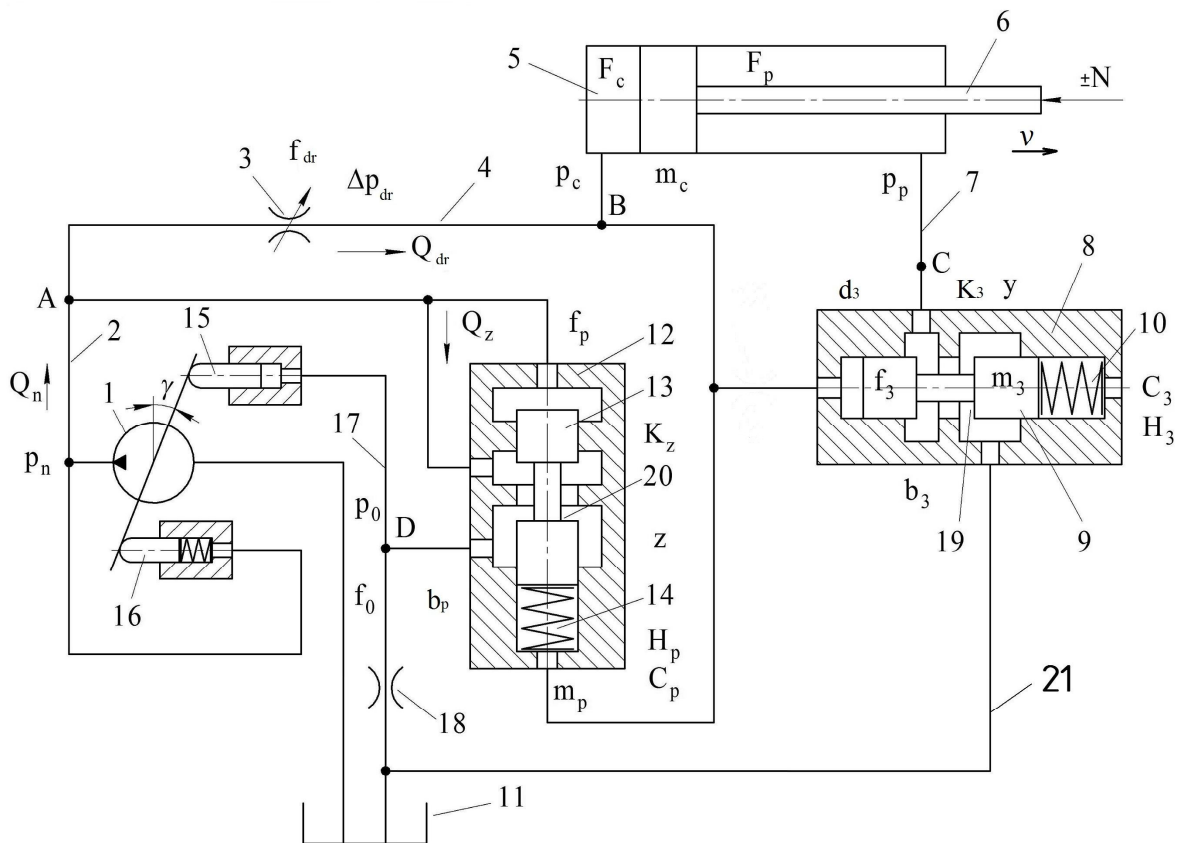


Рис. 1. Схема гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження

Гідропривод включає насос 1 змінного робочого об'єму, напірну гідролінію 2, в якій встановлений регульований дросель 3 (робоче вікно гідророзподільника), робочу гідролінію 4, гідроциліндр 5 з поршнем 6 та робочу гідролінію 7, в якій встановлений клапан тиску 8. Клапан тиску 8 з робочим вікном 19, золотником 9 та пружиною 10, пов'язаний зливною гідролінією 21 з баком 11. Насос 1 має керуючі поршні 15, 16 регулятор 12 з робочим вікном 20, золотником 13 та пружиною 14, дроселем 18.

Працює гідропривод таким чином. Робоча рідина від насоса 1 надходить через гідролінію 2, регульований дросель 3, гідролінію 4 до гідроциліндра 5 та приводить поршень 6 до руху. На поршень 6 може діяти як зустрічне  $+N$ , так і попутне навантаження  $-N$ . Величина витрати  $Q_{dr}$ , що надходить від насоса 1 через дросель 3 до гідроциліндра 5 і визначає швидкість  $v$  його руху, залежить від площі  $f_{dr}$  дроселя 3 та настройки регулятора 12. Злив робочої рідини із гідроциліндра 5 регулюється робочим вікном 19 клапана тиску 8. Регулятор 12, робоче вікно якого підключене до напірної гідролінії 2, змінює величину тиску  $p_0$ , що діє на поршень 15 таким чином, що величина витрати  $Q_n$  пропорційна величині площі  $f_{dr}$  дроселя 3. При зустрічному навантаженні величини тисків  $p_c$  та  $p_n$  пропорційні величині навантаження  $N$ , робоче вікно 19 клапана тиску 8 відкрите на максимальну величину і створює мінімальний опір рідині, що зливається із гідроциліндра 5 в бак 11. Величина швидкості  $v$  руху поршня гідроциліндра буде залежати від витрати  $Q_{dr}$  через дросель 3 та площі  $F_c$  гідроциліндра. При зміні величини навантаження  $N$  зростають величини тисків  $p_c$  та  $p_n$  та витрата  $Q_z$  через робоче вікно регулятора 12, рівновага золотника 13 порушується і він переміститься, змінивши площу робочого вікна 12 таким чином, що відновиться налаштоване значення величини витрати  $Q_{dr}$  через дросель 3, а, отже, і величина швидкості  $v$  поршня гідроциліндра.

При попутному навантаженні величина тиску  $p_p$  зростає, а тиск  $p_c$  зменшується до величини  $(3...4) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , яка визначається пружиною 10 клапана тиску 8. Тиск  $p_n$  на виході насоса 1 буде визначатись значенням тиску  $p_c$  та перепадом тиску  $\Delta p_{dr}$  на дроселі 3, який складає  $(14...17) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ . Тобто, при попутному навантаженні тиск  $p_n$  на виході насоса 1 мінімізується, зменшуючи втрати тиску в гідроциліндрі, клапан тиску 8 буде змінювати тиск  $p_p$  на виході гідроциліндра 5 таким чином, що величина тиску  $p_c$  на вході в гідроциліндр 5 буде підтримуватись постійною, а

швидкість  $\vartheta$  руху поршня 6 як і при зустрічному навантаженні буде визначатись площею  $f_{dr}$  дроселя 3 та настройкою регулятора 12 насоса 1.

При зміні величини попутного навантаження  $N$  будуть змінюватись величини тисків  $p_c$  та  $p_n$ , величина витрати  $Q_{dr}$  через дросель 3, а, отже, і величина  $\vartheta$  швидкості поршня 6. Золотник 9 при цьому буде переміщуватись, змінюючи площу відкриття робочого вікна 19 і відновлюючи настроєне значення тиску  $p_c$ , витрати  $Q_{dr}$ , а, отже, величини швидкості  $\vartheta$  поршня 6.

Таким чином, як при попутному, так і при зустрічному навантаженні гідропривод забезпечує незалежність швидкості руху  $\vartheta$  від величини навантаження  $N$ , при пропорційності швидкості  $\vartheta$  площі  $f_{dr}$  дроселя 3, яка задається оператором відповідно до робочого циклу машини.

Для дослідження робочих процесів в гідроприводі розроблена нелінійна математична модель. Математична модель включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній, що з'єднують насос 1 з дроселем 3 та регулятором 12 (рівняння 1), дросель 3 з гідроциліндром 5 (рівняння 2), гідроциліндр 5 з клапаном тиску 8 (рівняння 3), регулятор 12 з плунжером 15 та дроселем 18 (рівняння 4), рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 5), а також рівняння сил, що діють на поршень 6 (рівняння 6), на золотник 9 (рівняння 7), і золотник 13 (рівняння 8). Рівняння 9 та 10 визначають: витрату  $Q_n$  насоса та момент опору  $M_c$  на планшайбі відповідно.

Математична модель складена при таких припущеннях: розглядаються зосереджені параметри гідропривода, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси в гідроприводі не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи гідропривода – безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, коефіцієнт податливості рідини враховувався як середня величина для розглянутого діапазону тиску, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндрів та клапані тиску не враховувалось.

Математична модель гідропривода має такий вигляд:

$$Q_n = \mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \times \\ \times \text{sign}(p_n - p_0) + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = F_c \cdot \vartheta + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \quad (2)$$

$$F_p \cdot \vartheta = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_p}{\rho}} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$J \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (5)$$

$$m_c \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = p_c \cdot F_c - p_p \cdot F_p \pm N - b_c \cdot \vartheta - T_c \cdot \text{sign}(\vartheta); \quad (6)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = p_c \cdot f_3 - b_3 \cdot \frac{dy}{dt} - c_3(H_3 + y) - T_3 \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right); \quad (7)$$

$$m_p \cdot \frac{d^2z}{dt^2} = p_n \cdot f_p - p_c \cdot f_p - b_p \cdot \frac{dz}{dt} - c_p \cdot (H_p + z) - T_p \cdot \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right); \quad (8)$$

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg}(\gamma); \quad (9)$$

$$M_c = 26,41 - 3,17 \cdot \left( \frac{P_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \cdot \left( \frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right). \quad (10)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

$Q_n$  – витрата насоса;  $M_c$  – момент опру на планшайбі насоса;  $\mu$  – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\beta$  – коефіцієнт стискання рідини;  $d_7$  – діаметр поршня насоса;  $d_8$  – діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою;  $k$  – кількість поршнів в насосі;  $n$  – число обертів вала насоса;  $d_3$  – діаметр золотника 9;  $f_{dr}$ ,  $f_o$  – площі дроселів 3 та 18;  $W_n$ ,  $W_c$ ,  $W_p$ ,  $W_o$  – об'єми гідроліній 2, 4, 7, 17;  $m_c$ ,  $m_3$ ,  $m_p$  – маси поршня 6, золотників 9 та 13;  $C_p$ ,  $C_3$  – жорсткості пружин 14 та 10;  $H_p$ ,  $H_3$  – попередні стиснення пружин 14 та 10;  $b_\gamma$ ,  $b_c$ ,  $b_3$ ,  $b_p$  – коефіцієнти демпфування планшайби насоса 1, поршня 6, золотників 13 та 9;  $N$  – величина навантаження на гідроциліндрі;  $K_z$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора 12;  $F_c$ ,  $F_p$  – площі поршня 6;  $F_4$ ,  $F_5$  – площі поршнів 15 та 16;  $J$  – момент інерції планшайби насоса 1;  $T_c$ ,  $T_3$ ,  $T_p$  – сили тертя поршня 6, золотників 9 та 13;  $f_3$ ,  $f_p$  – площі золотників 9 та 13;  $z$ ,  $y$  – координати положення золотників 13 та 9;  $\vartheta$  – швидкість руху поршня 6;  $p_n$ ,  $p_c$ ,  $p_p$ ,  $p_o$  – величини тисків в гідролініях 2, 4, 7, 17;  $\gamma$  – кут повороту планшайби насоса 1.

Дослідження проводили при таких початкових значеннях змінних стану гідросистеми:

$$z(0) = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; y(0) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \vartheta(0) = 0; p_n(0) = 17 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_c(0) = 4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_p(0) = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_o(0) = 6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \gamma(0) = 0,03 \text{ рад.}$$

Основні параметри гідросистеми мають такі значення:  $\mu = 0,67$ ;  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ;  $\beta = 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$ ;  $W_n = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $W_c = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $W_p = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $W_o = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $m_c = 1600 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 0,05 \text{ кг}$ ;  $m_p = 0,02 \text{ кг}$ ;  $C_p = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ;  $C_3 = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ;  $H_p = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $H_3 = 48 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $b_c = 3000 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ ;  $F_c = 50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_p = 30 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_4 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_5 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $J = 0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $T_c = 350 \text{ Н}$ ;  $T_3 = 8 \text{ Н}$ ;  $T_p = 3 \text{ Н}$ ;  $f_3 = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $f_p = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Для розв'язання нелінійних рівнянь математичної моделі використано модуль Simulink програмного пакета MATLAB. В процесі розрахунків знаходились значення змінних, що описують стан гідропривода в перехідних режимах при ступінчастому закону зміни попутного навантаження на гідроциліндрі. Стійкість роботи гідропривода визначалась за видом перехідного процесу. Стійким вважається процес, при якому невпинно зменшується амплітуда коливань стану гідропривода.

На рис. 2 представлено вплив конструктивних параметрів регулятора насоса на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.

Коефіцієнт демпфування  $b_p$  золотника 13 регулятора насоса має однозначний вплив на стійкість роботи. Зона стійкості роботи гідропривода суттєво розширюється при зменшенні величини  $b_p$  до значення  $10 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ .

Гідропривод працює стійко при малих значеннях діаметра  $d_p < 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  золотника 12 регулятора насоса. При збільшенні величини  $d_p$  до значення  $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  гідропривод втрачає стійкість, як при малих значеннях коефіцієнту підсилення  $K_z = (0,3 \dots 0,6) \cdot 10^{-3} \text{ м}$  робочого вікна золотника 13, так і при великих значеннях цього коефіцієнта  $K_z = (2,3 \dots 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

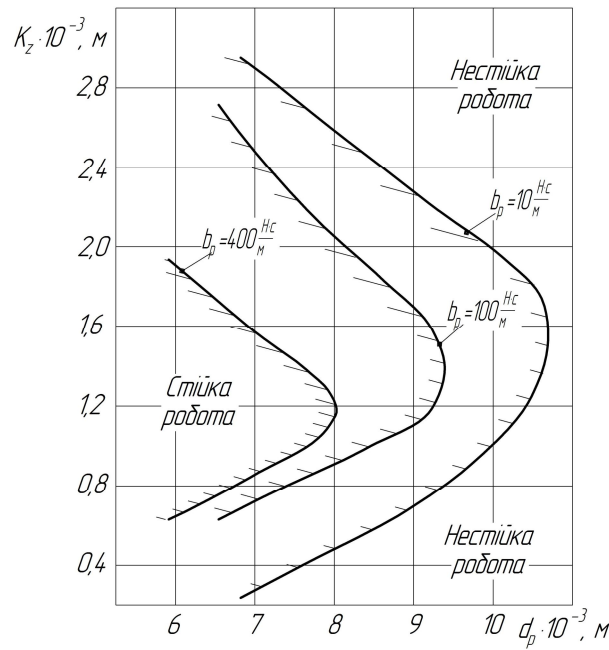


Рис. 2. Вплив конструктивних параметрів регулятора насоса на зону стійкості системи при з попутному навантаженні

Слід відзначити неоднозначний вплив на стійкість роботи гідропривода величини коефіцієнта  $K_z$ , який має оптимальний діапазон значень порядку  $(1,0 \dots 1,8) \cdot 10^{-3}$  м, а поза яким як при великих значеннях  $K_z > 1,8 \cdot 10^{-3}$  м, так і при малих -  $K_z < 0,8 \cdot 10^{-3}$  м зона стійкості роботи гідропривода суттєво звужується.

Для забезпечення стійкої роботи гідропривода при попутному навантаженні слід рекомендувати значення конструктивних параметрів регулятора насоса в таких діапазонах:

- $b_p < 10 \text{ Нс/м}$ ;
- $d_p = (5 \dots 10) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- $K_z = (0,6 \dots 2,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

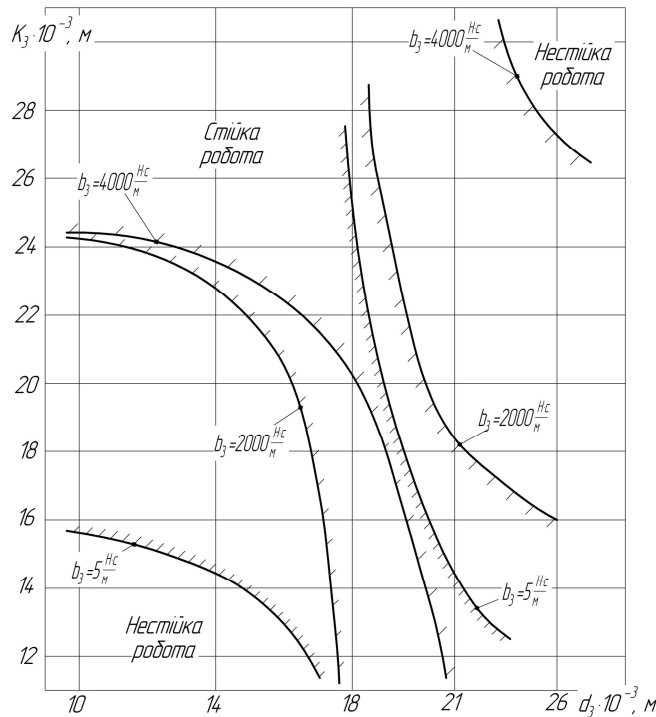


Рис. 3. Вплив параметрів клапана тиску на стійкість гідропривода при попутному навантаженні

На рис. 3 представлено вплив конструктивних параметрів клапана тиску 8 на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.

Параметри клапана тиску 8  $b_3$ ,  $K_3$ ,  $d_3$  також неоднозначно впливають на стійкість роботи гідропривода. Для кожного з цих параметрів існує досить вузький діапазон зношень в якому можна забезпечити стійку роботу гідропривода.

При малих значеннях коефіцієнта демпфування  $b_3=5$  Н·с/м рекомендується  $d_3=18\cdot 10^{-3}$  м,  $K_3=(16\dots 26)\cdot 10^{-3}$  м, при значеннях коефіцієнту демпфування  $b_3=2000$  Н·с/м рекомендується  $d_3=18\cdot 10^{-3}$  м,  $K_3=(14\dots 28)\cdot 10^{-3}$  м, а при значеннях коефіцієнту демпфування  $b_3=4000$  Н·с/м рекомендується  $d_3=(21\dots 23)\cdot 10^{-3}$  м,  $K_3=(12\dots 30)\cdot 10^{-3}$  м.

**Висновки.** Для забезпечення стійкості гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження маємо при попутному навантаженні в діапазонах зміни тиску на виході насоса  $p_p=(1,0\dots 200)\cdot 10^5$  Па та витрати насоса  $Q_n=(0,06\dots 1,33)\cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с при максимальному значенні приведеної маси робочого органа  $m=1600$  кг слід рекомендувати:

1) Мінімальне значення коефіцієнта демпфування золотника регулятора насоса порядку  $b_p=(5\dots 10)$  Н·с/м. При цьому значення діаметра золотника регулятора насоса можуть вибиратися із діапазону  $d_p=(5\dots 10)\cdot 10^{-3}$  м, а коефіцієнт підсилення робочого вікна цього регулятора  $K_z=(0,6\dots 2,2)\cdot 10^{-3}$  м.

2) При значеннях коефіцієнта демпфування золотника клапана тиску  $b_3=(4000\dots 4500)$  Н·с/м, діаметр золотника клапана тиску може вибиратись із діапазону  $d_3=(21\dots 23)\cdot 10^{-3}$  м, а коефіцієнт підсилення його вікна із діапазону  $K_3=(12\dots 30)\cdot 10^{-3}$  м.

1. Не зависящие от загрузки пропорциональные распределители PVG32: каталог. – Москва: ЗАО «Данфосс», 2002. – 40с.

2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – P. 32-39.

3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation pf Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.

4. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LC-регулюванням [Текст]: дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук: 26.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000 – 320 с.

5. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М.: Диалог, 2003. – 236 с.

Рецензенти:

Сивак І.О. – д.т.н., проф., зав. кафедри технології та автоматизації машинобудування;

Анісімов В. Ф. – к.т.н., проф., зав. кафедри "Трактори, автомобілі і електротехнічні системи" факультету механізації сільського господарства Вінницького національного аграрного університету.