

О. В. Петров
Л. Г. Козлов
Н. С. Семічаснова
О. О. Завальнюк

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ, ЧУТЛИВОГО ДО НАВАНТАЖЕННЯ, НА БАЗІ МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

Вінницький національний технічний університет

У статті наведено опис нової схеми гідроприводу, який завдяки оригінальній конструкції мультирежимного гідророзподільника, має енергоефективні властивості, що характерні для гідроприводів чутливих до навантаження. Запропонована конструкція мультирежимного гідророзподільника забезпечує роботу гідроприводу у чотирьох режимах – розвантаження гідронасосу, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. У кожному із зазначених режимів гідропривід працює із низькими втратами потужності завдяки наявності постійної величини зрівноважувального перепаду тиску. Ця величина формується сполученням конструктивних параметрів переливного клапана гідророзподільника. Запропоноване значення величини зрівноважувального перепаду тиску 0,7–0,8 МПа забезпечує високу енергоефективність роботи гідроприводу у найбільш відповідальному режимі роботи – регулювання витрати гідродвигуна. З метою забезпечення стабільності енергоефективної роботи гідроприводу в цьому режимі, проведено дослідження стійкості перехідних процесів при різних сполученнях конструктивних параметрів переливного клапана гідророзподільника, а також зміни умов роботи гідроприводу. В результаті проведених теоретичних досліджень, на основі математичного моделювання робочих процесів, виявлені сполучення конструктивних параметрів гідрозамка та золотника переливного клапана, які забезпечують стійкість роботи гідроприводу у режимі регулювання витрати гідродвигуна. Зокрема, це такі параметри як жорсткості пружин гідрозамка та переливного клапана, діаметр та кут нахилу кромки золотника переливного клапана, площі радіальних отворів та допоміжного дроселя переливного клапана. Також визначено, що у такому режимі стійкість роботи гідроприводу буде забезпечуватись в умовах тиску навантаження до 20 МПа, витрати гідродвигуна 100 л/хв та температури робочої рідини 80 °С.

Ключові слова: стійкість, перехідний процес, енергоефективність, гідропривід, гідророзподільник.

Вступ

Машини з гідроприводами використовуються у різних сферах промисловості, оскільки забезпечують ефективне виконання робочих процесів з високими показниками енергоефективності. Одними із найбільш енергоефективних гідроприводів є чутливі до навантаження, в яких робочі процеси відбуваються за підтримки постійної величини зрівноважувального перепаду тиску на дроселюючих елементах блока керування [1]. Одна із найпростіших та ефективніших схем гідроприводу чутливого до навантаження побудована на основі застосування переливного клапана у гідророзподільнику. Причому гідророзподільник може бути як ручного керування, так і електрогідравлічного, що забезпечує дистанційне керування [2].

Але ефективність роботи гідроприводу визначається не тільки показниками енергоефективності, але і стійкості роботи [3]. Стійкість роботи гідроприводу залежить від стійкості протікання перехідних робочих процесів в усіх контурах гідроприводу, що забезпечується конструктивними особливостями елементів гідроприводу [4]. Крім цього, важливою характеристикою є забезпечення стійкості робочих процесів у гідроприводі у різних режимах його роботи.

Відомі роботи, в яких запропоновано використання гідророзподільника з переливним клапаном, що ефективно працює в режимі регулювання витрати та максимальної витрати гідродвигуна [5]. Але під час роботи гідроприводу у режимі розвантаження гідронасосу виникають значні втрати потужності, оскільки робота переливного клапан відбувається із надто високою величиною зрівноважувального перепаду тиску [6].

Метою роботи є забезпечення стійкості протікання робочих процесів та високих показників енергоефективності гідроприводу чутливого до навантаження у різних режимах його роботи.

Результати дослідження

З метою забезпечення роботи гідроприводу, чутливого до навантаження, з високими показниками енергоефективності у різних режимах роботи, запропоновано схему гідроприводу на базі мультирежимного гідророзподільника, що представлена на рис. 1 [7].

Схема включає гідронасос 1, мультирежимний гідророзподільник 25, гідроциліндр 3, зливний бак 28, робочі гідролінії 31 та 32. Мультирежимний гідророзподільник складається із запобіжно-переливної секції 4 та робочої секції 24. Запобіжно-переливна секція 4 містить переливний клапан 5, запобіжний клапан 17, дросель 23, нагнітальну гідролінію 15, гідролінію керування 12 та зливну гідролінію 16. Переливний клапан 5 містить золотник 6, плунжер 7, пружини 8 та 9, допоміжний дросель 26 та допоміжну камеру 14. Запобіжний клапан 10 складається із золотника та пружини 11. Робоча секція мультирежимного гідророзподільника містить розподільний золотник 2, логічний клапан 17, сполучений із каналами 29 та 30, нагнітальну гідролінію 15, що сполучені із запобіжно-переливною секцією 4, гідролінію керування 12 та зливну гідролінію 16, а також двосторонній гідрозамок, що складається із штовхача 18, кульок 19 та 21, пружин 20 та 22.

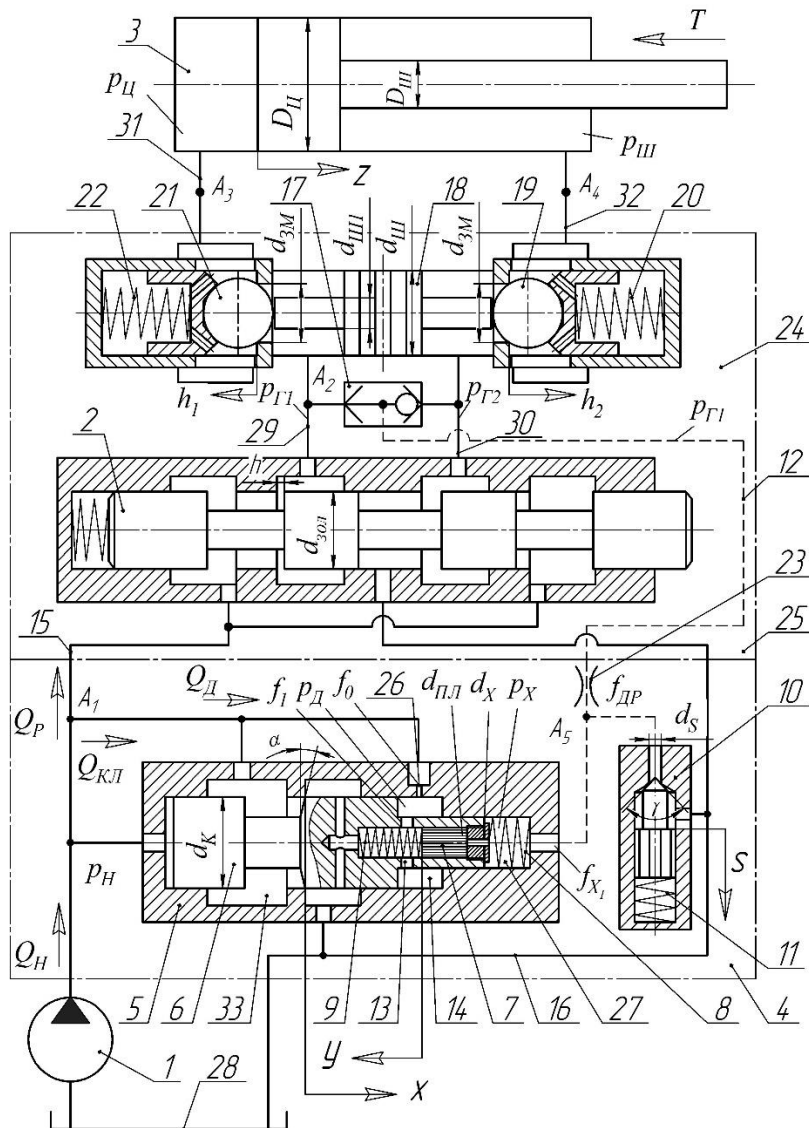


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника

Гідропривід, завдяки оригінальній конструкції гідророзподільника, здатний працювати в чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. Оскільки корисна робота виконавчих гідродвигунів виконується у режимі регулювання витрати гідродвигуна, то доцільно розглянути детальніше роботу цього режиму.

Під час роботи гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна розподільний золотник робочої секції зміщується, наприклад, праворуч на незначну відстань. При цьому робоча рідина від гідронасоса розподіляється на два потоки: надходить до поршневої камери гідроциліндра через робочу секцію та до запобіжно-переливної секції. У поршневій камері гідроциліндра робоча рідина буде знаходитись під тиском $p_{Ц}$, що відповідає навантаженню T на штоку гідроциліндра, а канал 29 через логічний клапан 17 з'єднаний із гідролінією керування 12, що зумовлює виникнення тиску керування $p_{Г}$ у гідролінії керування 12, величина якого буде відповідати тиску $p_{Ц}$ у поршневій камері гідроциліндра, зумовленому навантаженням T . У запобіжно-переливній секції в переливному клапані 5 на торці золотника 6 діють сили, що зумовлені значеннями тисків робочої рідини. Зокрема, на лівий торець золотника площею $f_{К}$ діє тиск $p_{Н}$, у допоміжній камері 14 встановлюється величина тиску $p_{Д}$, на правий торець золотника площею $f_{Х}$ діє тиск $p_{Г}$ та зусилля пружини 9 з жорсткістю c та попереднім стисненням H . Отже, в описаному режимі роботи буде підтримуватися постійне значення величини зрівноважувального перепаду тиску Δp на робочому вікні розподільного золотника 2, що визначатиметься рівністю: $\Delta p = p_{Н} - p_{Г} = (c \cdot H) / f_{Х}$.

При зменшенні величини навантаження T на штоку гідроциліндра величина тиску $p_{Г} = p_{Ц}$ зменшується, а значить збільшується перепад тиску $\Delta p = p_{Н} - p_{Г}$, при цьому витрата $Q_{Р}$ через розподільний золотник 2 зростає, і отже збільшиться швидкість руху штока гідроциліндра. Під дією тиску $p_{Н}$ та зменшеного тиску керування $p_{Г}$ золотник 6 буде рухатись справа наліво, збільшуючи площу $f_{К}$ робочого вікна переливного клапана і зменшуючи величину тиску $p_{Н}$ таким чином, що відновиться величина перепаду $\Delta p = p_{Н} - p_{Г}$, величина витрати $Q_{Р}$, що проходить через розподільний золотник 2, а значить відновиться величина швидкості руху штока гідроциліндра. Змінюючи величину відкриття робочого вікна розподільного золотника 2, можна змінювати величину витрат $Q_{Р}$, що надходить до гідроциліндра і визначає швидкість руху поршня.

З опису режиму роботи гідроприводу видно, що сполучення конструктивних параметрів гідророзподільника має велике значення для формування величини зрівноважувального перепаду тиску Δp , який складає 0,7–0,8 МПа та є ключовим параметром енергоефективності роботи гідроприводу, що має бути стабільною протягом всіх робочих циклів. Тому важливою характеристикою роботи гідроприводу є його стійкість [8].

Стійкість роботи гідроприводу залежить від параметрів та умов роботи гідроприводу. Стійкість може бути оцінена по виду перехідних процесів при різних сполученнях параметрів та аналізу отриманих результатів. На рис. 2 представлено приклади стійкого (крива 1) та нестійкого (крива 2) перехідних процесів. Як видно з рис. 2 стійким є коливальний затухаючий перехідний процес, а нестійким – автоколивальний перехідний процес.

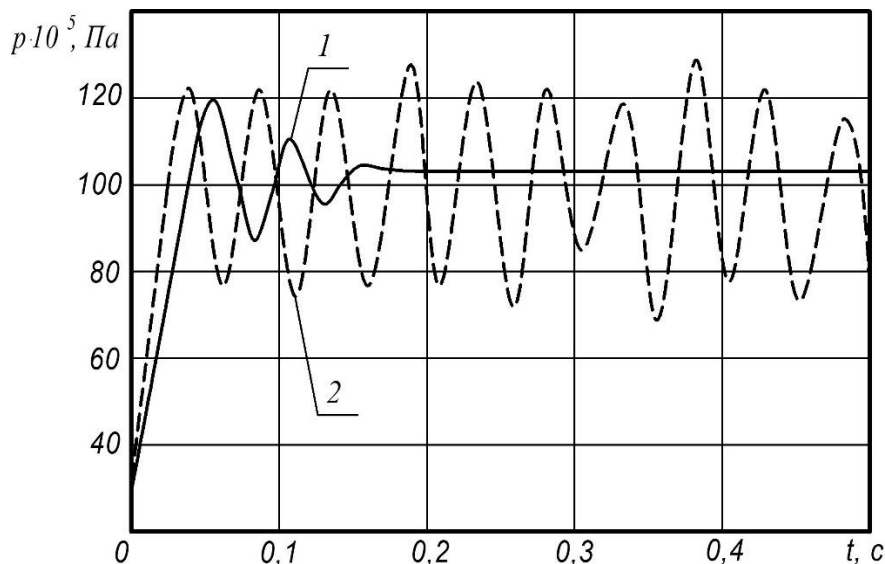


Рис. 2. Стійкий (крива 1) та нестійкий (крива 2) перехідні процеси

При аналізі стійкості перехідних процесів виявляються параметри, зміна яких значно впливає на характер протікання перехідних процесів у гідроприводі. Для визначення діапазону значень параметра, що впливає на стійкість роботи гідроприводу інші параметри беруться при певних фіксованих значеннях. На основі розрахункової схеми, представленої на рис. 1 складено математичну модель

гідроприводу та проведено математичне моделювання робочих процесів [9] з метою виявлення стійкості роботи гідроприводу при різних сполученнях його параметрів та умов роботи.

На рис. 3 представлено межі стійкості роботи гідроприводу при зміні навантаження $p_{Ц}$ та величини витрати гідродвигуна $Q_{Ц}$, а також температури робочої рідини t .

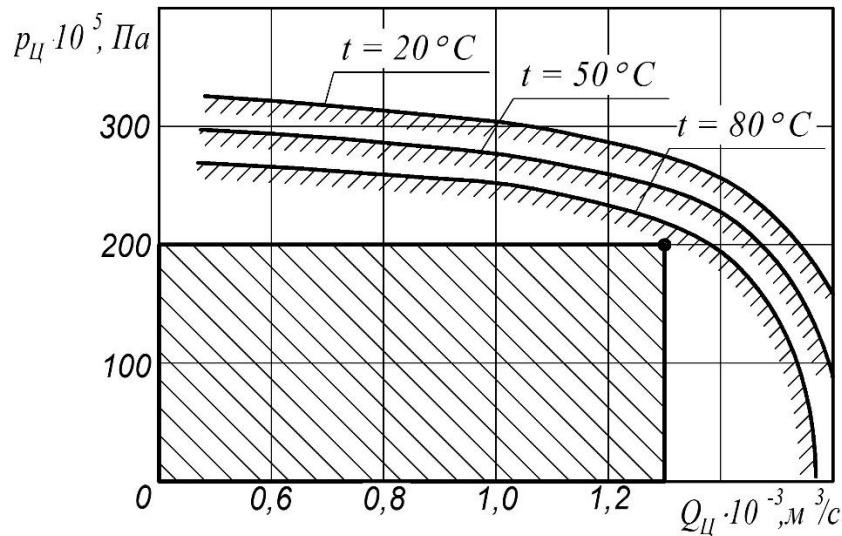


Рис. 3. Стійкість гідроприводу при зміні навантаження $p_{Ц}$, величини витрати гідродвигуна $Q_{Ц}$ та температури робочої рідини t °C

З рис. 3 видно, що збільшення температури робочої рідини з 20 °C до 80 °C зменшує межі стійкості роботи гідроприводу. Але при цьому діапазони зміни навантаження $p_{Ц} \leq 200 \cdot 10^5$ Па та витрати робочої рідини гідродвигуна $Q_{Ц} \leq 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с знаходяться у стійкій області. Найменшим запасом стійкості (ступінь віддалення від границь стійкості) характеризується точка з параметрами $p_{Ц} = 200 \cdot 10^5$ Па та $Q_{Ц} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

На рис. 4 представлено межі стійкості роботи гідроприводу при зміні діаметра гідроциліндра $D_{Ц}$ та параметрів гідрозамка $d_{ЗМ}$ і $c_{ЗМ}$.

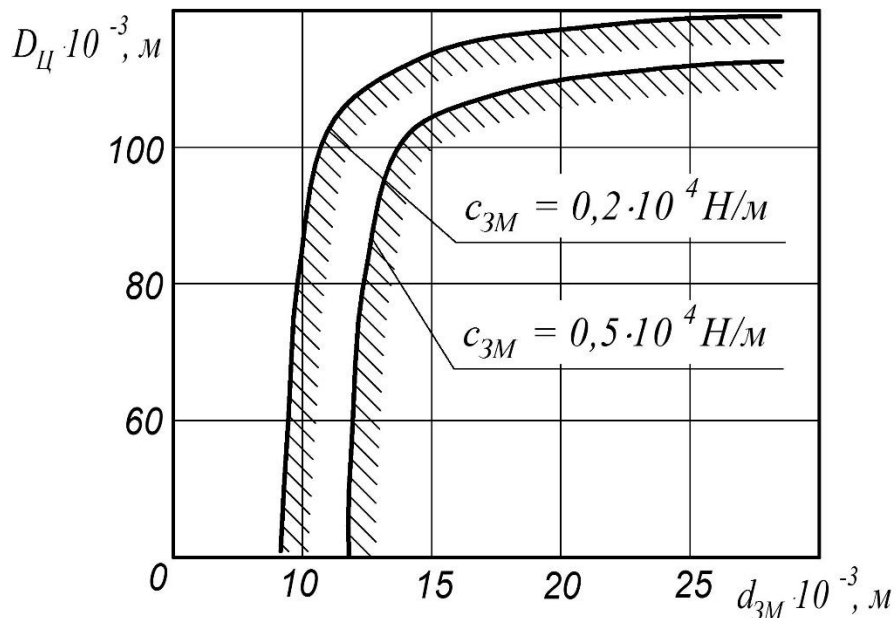


Рис. 4. Стійкість гідроприводу при зміні діаметра гідроциліндра $D_{Ц}$ та параметрів гідрозамка: $d_{ЗМ}$ – діаметр, $c_{ЗМ}$ – жорсткості пружини

З рис. 4 видно, що зменшення жорсткості пружини гідрозамка $c_{ЗМ}$ збільшує область стійкості гідроприводу та дозволяє зменшити діаметр гідрозамка $d_{ЗМ}$, причому забезпечується стійкість гідроприводу при підключенні гідроциліндрів більшого діаметра $D_{Ц}$.

З міркувань отримання мінімального перепаду тиску на гідрозамку оберемо жорсткість пружини гідрозамка $c_{3M} = 0,2 \cdot 10^4$ Н/м, що забезпечує стійкість гідроприводу та перепад тиску на гідрозамку 0,21 МПа при діаметрі поверхні, на яку діє тиск p_H відкриття гідрозамка – $d_{3M} = 15 \cdot 10^{-3}$ м.

На рис. 5 представлено графік стійкості гідроприводу при зміні параметрів переливного клапана МГР: діаметра золотника переливного клапана d_K , діаметра хвостовика переливного клапана d_X та жорсткості пружини, що регулює положення золотника переливного клапана c .

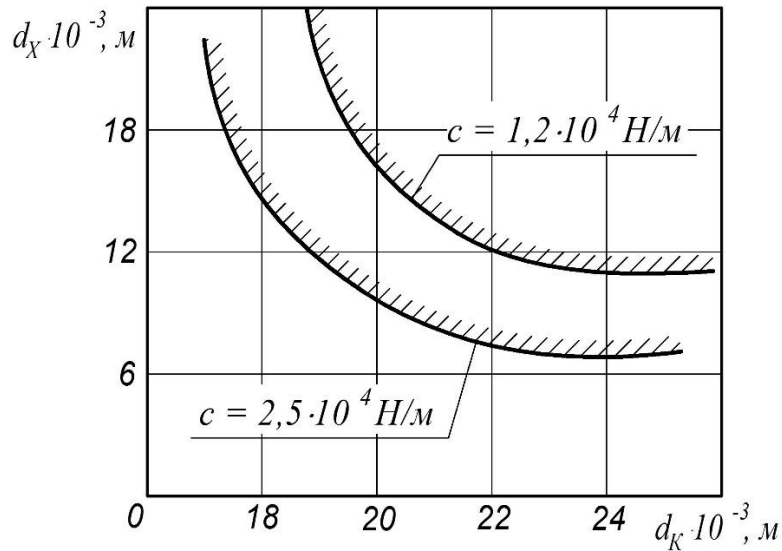


Рис. 5. Стійкість гідроприводу при зміні параметрів переливного клапана мультирежимного гідророзподільника d_K , d_X та c

З рис. 5 видно, що область стійкості гідроприводу збільшується при збільшенні жорсткості пружини c переливного клапана, причому забезпечується зменшення діаметрів d_K та d_X переливному клапану, що дозволяє зменшити його габаритні розміри.

На рис. 6 представлено графік стійкості гідроприводу при зміні параметрів переливного клапана МГР: площі радіальних отворів хвостовика переливного клапана f_1 , площі допоміжного дроселя переливного клапана f_0 та величини кута нахилу кромки золотника переливного клапана α .

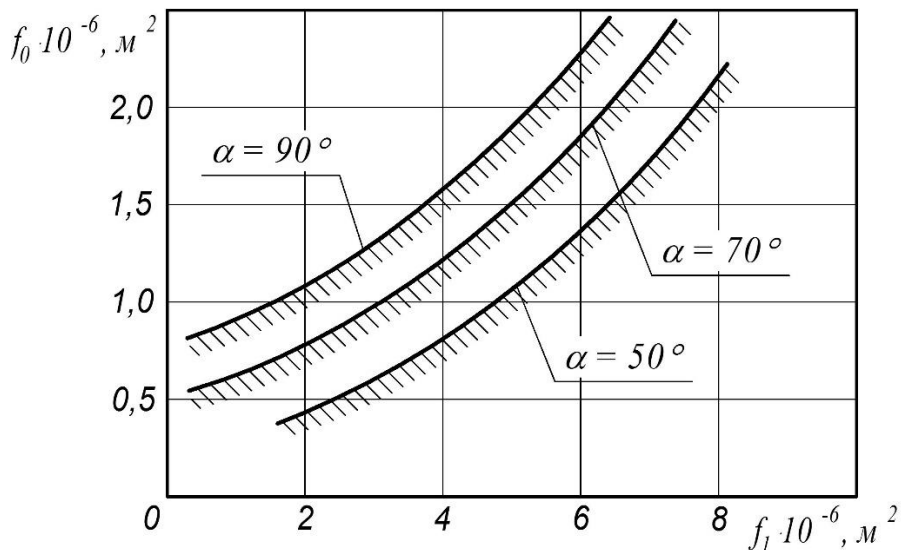


Рис. 6. Стійкість гідроприводу при зміні параметрів переливного клапана мультирежимного гідророзподільника f_1 , f_0 та α

З рис. 6 видно, що область стійкості гідроприводу збільшується при збільшенні кута нахилу кромки золотника переливного клапана α , причому між площею радіальних отворів хвостовика переливного клапана f_1 та площею допоміжного дроселя переливного клапана f_0 забезпечується співвідношення $f_1 / f_0 \approx 4:1$.

Висновки

В результаті вивчення стійкості гідроприводу визначено, що при роботі гідроприводу в умовах навантаження $p_{Ц} = 200 \cdot 10^5$ Па, витрати гідродвигуна $Q_{Ц} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м³/с та температурі робочої рідини $t = 80$ °С (рис. 3) спостерігається можливість втрати стійкості гідроприводу, що свідчить про необхідність проведення детальних теоретичних досліджень гідроприводу в указаних умовах. Стійкість гідроприводу забезпечується його конструктивними параметрами у діапазонах – діаметр гідроциліндра $D_{Ц} = (40...100) \cdot 10^{-3}$ м, діаметр контактної поверхні гідрозамка $d_{ЗМ} = (16...24) \cdot 10^{-3}$ м, жорсткість пружини гідрозамка $c_{ЗМ} = (0,2...0,5) \cdot 10^4$ Н/м, діаметр золотника переливного клапана $d_{К} = (12...24) \cdot 10^{-3}$ м, діаметр хвостовика золотника переливного клапана $d_{Х} = (6...16) \cdot 10^{-3}$ м, жорсткість пружини золотника переливного клапана $c = (1,2...2,5) \cdot 10^4$ Н/м, кут нахилу кромки золотника переливного клапана $\alpha = 50^\circ...90^\circ$, площа радіальних отворів хвостовика переливного клапана $f_I = (1...7) \cdot 10^{-6}$ м², та площа допоміжного дроселя переливного клапана $f_0 = (0,4...1,6) \cdot 10^{-6}$ м².

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] В. А. Бондарь, «Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике», *Вибрации в технике и технологиях*. Вінниця: ВДАУ, №4 (30), с. 19-25, 2003.
- [2] П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев, «Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв», *Промислова гідравліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ, 2017, № 3(57), с. 3–12.
- [3] Д. О. Лозінський, С. В. Репінський, О. В. Петров, «Дослідження стійкості роботи пропорційного електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоками», *Промислова гідравліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ, 2012, № 3(37), с. 87–90.
- [4] Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Петров, В. В. Брейнер, «Вплив величин керуючих перепадів на динамічні характеристики гідроприводу, чутливого до навантаження», *Промислова гідравліка і пневматика*. Вінниця: ВДАУ, 2008, № 2, с. 69–72.
- [5] Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський, «Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості», *Вісник ВПІ*, 2006, № 6, с. 211–217.
- [6] Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич, «Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження», у *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. Луцьк, № 40, с. 118-123, 2013.
- [7] Л. Г. Козлов, О. В. Петров, «Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника», *Промислова гідравліка і пневматика*. Вінниця: ВНАУ, 2012, № 2(36), с. 77–80.
- [8] О. В. Петров, Л. Г. Козлов, М. П. Коріненко, і Є. С. Гарбуз, «Вплив параметрів системи керування на характеристики LS-гідроприводу під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса», *Вісник машинобудування та транспорту*. № 2, с. 76-82, 2015.
- [9] O. Petrov, A. Slabkyi, I. Vishtak, L. Kozlov, “Mathematical Modeling of the Operating Process in LS Hydraulic Drive Using MatLab GUI Tools. DSMIE 2020”, in *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 1-11 (2020). https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_6.

Петров Олександр Васильович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: petrovov@vntu.edu.ua.

Козлов Леонід Геннадійович – д-р. техн. наук, професор, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: osna2030@gmail.com.

Семічаснова Наталія Степанівна – старший викладач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, e-mail: semichasnova79@gmail.com.

Завальнюк Ольга Олександрівна – студентка факультету машинобудування та транспорту, e-mail: olyazavalnyuk@gmail.com.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

O. Petrov
L. Kozlov
N. Semichasnova
O. Zavalnyuk

Research of stability of Load-sensing hydraulic drive operation, on the base of multimode directional control valve

Vinnitsia National Technical University

The article describes a new scheme of a hydraulic drive, which, thanks to the original design of a multimode directional control valve, has energy-efficient properties that are characteristic of load-sensing hydraulic drives. The proposed design of the multimode directional control valve ensures the operation of the hydraulic drive in four modes – unloading the hydraulic pump, regulating the flow of the hydraulic motor, the maximum flow of the hydraulic motor and protection against overload. In each of these modes, the hydraulic drive operates with low power losses due to the presence of a constant balancing pressure drop. This

value is formed by a combination of design parameters of the directional control valve. The proposed value of the value of the balancing pressure drop of 0,7-0,8 MPa provides high energy efficiency of the hydraulic drive in the most critical operating mode – regulation of the hydraulic motor flow. In order to ensure the stability of the energy-efficient operation of the hydraulic drive in this mode, a research was made of the stability of transient processes with various combinations of design parameters of the overflow valve of the hydraulic control valve, as well as changes in the operating conditions of the hydraulic drive. As a result of theoretical researches, on the basis of mathematical modeling of working processes, combinations of design parameters of the hydraulic lock and the spool of the overflow valve were identified, which ensure the stability of the hydraulic drive in the mode of regulating the flow of the hydraulic motor. In particular, these are such parameters as the stiffness of the springs of the hydraulic lock and the overflow valve, the diameter and angle of inclination of the edge of the overflow valve spool, the area of the radial holes and the auxiliary choke of the overflow valve. It was also determined that in this mode, the stability of the hydraulic drive will be ensured under conditions of a load pressure of up to 20 MPa, a hydraulic motor flow rate of 100 l / min and a working fluid temperature of 80 °C.

Keywords: stability, transient process, energy-efficient, hydraulic drive, directional control valve.

Petrov Oleksandr – Ph. D. (Eng), Assistant Professor, Assistant Professor of the Department of Machine-building technology and Automation, e-mail: petrovov@vntu.edu.ua.

Kozlov Leonid – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University e-mail: osna2030@gmail.com.

Semichasnova Natalia – Senior Lecturer of the Department of Machine-building technology and Automation, Vinnytsia National Technical University, e-mail: semichasnova79@gmail.com.

Zavalniuk Olha – student of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport, e-mail: olyazavalnyuk@gmail.com.

А. В. Петров
Л. Г. Козлов
Н. С. Семичаснова
О. А. Завальнюк

Исследование устойчивости работы гидропривода, чувствительного з нагрузке, на базе мультирежимного гидрораспределителя

Винницький національний технічний університет

В статье приведено описание новой схемы гидропривода, который благодаря оригинальной конструкции мультирежимного гидрораспределителя, обладает энергоэффективными свойствами, которые характерны для гидроприводов чувствительных к нагрузке. Предложенная конструкция мультирежимного гидрораспределителя обеспечивает работу гидропривода в четырех режимах – разгрузки гидронасоса, регулирования расхода гидродвигателя, максимального расхода гидродвигателя и защиты от перегрузки. В каждом из указанных режимов гидропривод работает с низкими потерями мощности благодаря наличию постоянной величины уравнивающего перепада давления. Данная величина формируется сочетанием конструктивных параметров переливного клапана гидрораспределителя. Предложенное значение величины уравнивающего перепада давления 0,7–0,8 МПа обеспечивает высокую энергоэффективность работы гидропривода в наиболее ответственном режиме работы – регулирование расхода гидродвигателя. С целью обеспечения стабильности энергоэффективной работы гидропривода в данном режиме, проведено исследование устойчивости переходных процессов при различных сочетаниях конструктивных параметров переливного клапана гидрораспределителя, а также изменения условий работы гидропривода. В результате проведенных теоретических исследований, на основе математического моделирования рабочих процессов, выявлены сочетания конструктивных параметров гидрозамка и золотника переливного клапана, которые обеспечивают устойчивость работы гидропривода в режиме регулирования расхода гидродвигателя. В частности, это такие параметры как жесткости пружин гидрозамка и переливного клапана, диаметр и угол наклона кромки золотника переливного клапана, площади радиальных отверстий и вспомогательного дросселя переливного клапана. Также определено, что в данном режиме устойчивость работы гидропривода будет обеспечиваться в условиях давления нагрузки до 20 МПа, расхода гидродвигателя 100 л / мин и температуры рабочей жидкости 80 °C.

Ключевые слова: устойчивость, переходной процесс, энергоэффективность, гидропривод, гидрораспределитель.

Петров Александр Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения, e-mail: petrovov@vntu.edu.ua.

Козлов Леонид Геннадиевич – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедры технологий и автоматизации машиностроения, e-mail: osna2030@gmail.com.

Семичаснова Наталья Степановна – старший преподаватель кафедры технологий и автоматизации машиностроения, e-mail: semichasnova79@gmail.com.

Завальнюк Ольга Александровна – студентка факультета машиностроения и транспорта, e-mail: olyazavalnyuk@gmail.com.