

УДК 621.22

Л.Г. Козлов, канд. техн. наук,

О.В. Петров, канд. техн. наук

Вінницький національний технічний університет

ЕНЕРГООЩАДНИЙ ГІДРОПРИВОД, ЧУТЛИВИЙ ДО НАВАНТАЖЕННЯ, НА БАЗІ МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

Разработана и исследована новая схема гидропривода чувствительного к нагрузке на базе мультирежимного гидрораспределителя, которая обеспечивает работу гидропривода с высокими показателями КПД системы управления гидроприводом, а также необходимыми динамическими и статическими характеристиками.

A new load-sensing hydraulic drive on the base of multimode directional control valve has been developed and researched, that provides work of hydraulic drive with high by the indexes of the KOE process of management of hydraulic drive and necessary dynamic and static descriptions.

Вступ

В Україні в будівельній, сільськогосподарській, машинобудівній та інших галузях експлуатується велика кількість мобільних робочих машин, які у переважній більшості оснащено гідроприводами постійної витрати на базі гідророзподільників релейного типу. Вони дешеві та надійні, але за необхідності виконання точних переміщень чи регулювання швидкості гідродвигуна виникають значні втрати потужності гідропривода [1]. Зменшити їх при регулюванні витрати гідродвигуна (ГД) можна за рахунок використання гідроприводів, чутливих до навантаження (ГЧН), що широко розповсюджені за кордоном та відомі як Load Sensing (з англ. – «чутливий до навантаження») [2]. У ГЧН із нерегульованим гідронасосом мінімізація втрат потужності забезпечується відповідністю тиску гідронасоса до суми тиску навантаженого ГД та врівноважуючого перепаду тиску, що утворюється за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника гідророзподільника [3]. При сталій величині врівноважуючого перепаду тиску витрата ГД пропорційна відкриттю робочого вікна розподільного золотника гідророзподільника та не залежить від навантаження на ГД. Таким чином, у ГЧН мінімізуються втрати потужності, що по відношенню до потужності, що виробляється, забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом [4].

Але актуальною є задача забезпечення енергоощадності гідропривода за різних режимів його роботи, за умов недопущення погіршення динамічних та статичних характеристик. А це у результаті дає змогу підвищити ефективність мобільних робочих машин.

Основні результати досліджень

На кафедрі «Технологія автоматизації машинобудування» (ВНТУ) розроблено схему гідропривода, чутливого до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника у відповідності з патентом України на корисну модель № 43441 [5]. Схема включає (рисунк 1): гідронасос 1, мультирежимний гідророзподільник 25, гідрочиліндр 3, робочі гідролінії 31 і 32 та бак 28.

Мультирежимний гідророзподільник (МГР) 25 складається із запобіжно-переливної секції 4 та робочої секції 24. Запобіжно-переливна секція 4 містить переливний клапан 5, запобіжний клапан 10, дросель 23, нагнітальну гідролінію 15, гідролінію керування 12 та зливну гідролінію 16. Переливний клапан 5 містить золотник 6 із радіальними отворами 13, плунжер 7, пружини 8 та 9, допоміжний дросель 26, переливну 33 та допоміжну 14 камери. Запобіжний клапан 10 складається із золотника та пружини 11. Робоча секція МГР містить розподільний золотник 2, логічний клапан 17, який з'єднано із каналами 29 та 30, нагнітальну гідролінію 15, гідролінію керування 12, зливну гідролінію 16, а також двосторонній гідрозамок, до складу якого входить: штовхач 18, кульки 19 та 21, пружини 20 та 22. Гідропривод працює у чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати ГД, максимальної витрати ГД та захисту від перевантаження.

У режимі розвантаження гідронасоса при нейтральному положенні розподільного золотника 2 робоча рідина до гідроциліндра не надходить. При цьому кульки 19 та 21 закривають злив з камер гідроциліндра. У запобіжно-переливній секції робоча рідина відводиться на злив у бак через переливну камеру 33 завдяки зміщенню підпружиненого золотника 6 праворуч. Також злив робочої рідини відбувається через допоміжний дросель 26, допоміжну камеру 14, радіальні отвори 13 золотника 6. При цьому радіальні отвори 13 відкриті в результаті знаходження плунжера 7 у крайньому правому положенні під дією пружини 9.

У режимі регулювання витрати гідродвигуна розподільний золотник 2 зміщується на величину h . При цьому робоча рідина від гідронасоса 1 надходить до кульки гідрозамка 21 через канал 29. Під дією тиску p_H кулька 21 зміщується ліворуч, і робоча рідина надходить до поршневої камери гідроциліндра 3, де знаходиться під тиском p_D , що відповідає навантаженню T на штоці гідроциліндра 3. При цьому штовхач 18 зміщує кульку 19, забезпечуючи злив робочої рідини із штокової камери гідроциліндра 3 через канал 30 та зливну гідролінію 16 до баку. Оскільки тиск робочої рідини у каналі 29 перевищує тиск у каналі 30, то логічний клапан 17 з'єднує канал 29 та гідролі-

нію керування 12. Величина тиску керування p_r у гідролінії керування 12 відповідатиме тиску p_{1r} . Робоча рідина під тиском p_r надходить через гідролінію керування 12 та переміщує плунжер 7 до крайнього лівого положення. Плунжер 7 перекриває радіальні отвори 13 золотника 6 переливного клапана 5, припиняючи злив робочої рідини через допоміжний дросель 26 та допоміжну камеру 14. При цьому робоча рідина від гідронасоса 1 надходить до переливної камери 33 та лівого торця золотника 6, а також до допоміжної камери 14 через допоміжний дросель 26. У переливній камері 33 встановлюється величина тиску p_H , а у допоміжній камері 14 — p_D , причому $p_H = p_D$. Золотник 6 буде знаходитись під дією зусиль, що формуються тисками p_H , p_D , p_r та сили пружини 8. У даному режимі роботи через переливний клапан 5 на робочому вікні розподільного золотника МГР формується постійний врівноважуючий перепад тиску Δp . При нехтуванні втратами тиску в нагнітальній гідролінії, величина витрати Q_p через робоче вікно розподільного золотника до гідроциліндра 3 залежатиме від величини робочого вікна розподільного золотника 2 та різниці тисків $p_H - p_r$ і буде підтримуватись стабільною незалежно від величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3. При незмінному положенні розподільного золотника та збільшенні (або зменшенні) величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску гідронасоса дорівнюватиме $p_H = \Delta p + p_r$, де $p_r = p_{1r}$, а витрата робочої рідини Q_p залишатиметься стабільною.

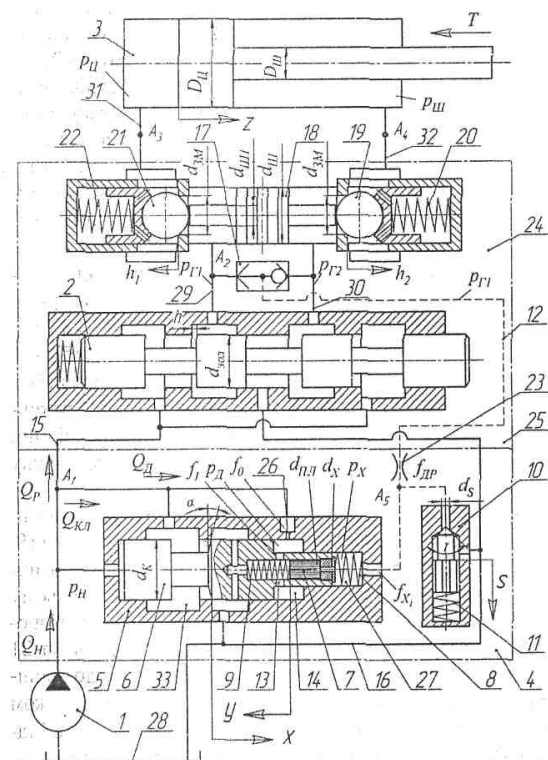


Рисунок 1 — Схема гідропривода, чутливого до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника.

Перевага схеми, яка розроблена, перед відомими схемами ГЧН полягає у тому, що в режимі розвантаження гідронасоса злив робочої рідини до баку відбувається під тиском, меншим ніж у режимі регулювання витрати ГД, через різницю площі лівого торця золотника переливного клапана та площі торця хвостовика золотника переливного клапана, а також введенню плунжера та допоміжної камери із дросельними отворами.

У режимі максимальної витрати гідродвигуна розподільний золотник 2 відкривається на максимальне значення, і робоча рідина від гідронасоса 1 повністю надходить до поршневої камери гідроциліндра. При цьому на ділянці входу та виходу з МГР виникають втрати тиску Δp_p , які спричинені внутрішніми опорами конструкції МГР, але не переважають величину Δp , через що переливний клапан 5 не відкриватиметься.

У режимі захисту від перевантаження розподільний золотник 2 знаходиться у відкритому положенні, а на штоку гідроциліндра виникає непереборне навантаження T . При цьому шток гідроциліндра 3 зупиняється, тиск $p_r = p_{1r}$ значно збільшується і передається по гідролінії керування 12 до переливного клапана 5 та запобіжного клапана 10, в якому під дією цього тиску p_r стискається пружина 11 і відбувається злив робочої рідини по зливній гідролінії 16 до баку 4. При цьому перед запобіжним клапаном 10 встановлений дросель 23, який забезпечує злив робочої рідини у вказаному режимі більшою мірою через вікно переливного клапана 5, меншою — через вікно запобіжного клапана 10. Злив робочої рідини через вікно переливного клапана 5 відбувається під тиском Δp . Значення тиску, при якому відбуватиметься захист від перевантаження становить $p_{1max} = 25 \text{ МПа}$.

Серед описаних режимів роботи гідропривода найважливішим є режим регулювання витрати ГД, оскільки під час цього режиму виконується корисна робота, і він займає близько 85% всього часу роботи гідроприводу [6]. У режимі регулювання витрати ГД визначальним параметром є величина врівноважуючого перепаду тиску Δp , мінімізація якого забезпечить підвищення енергоощадності гідропривода [7]. Для обґрунтованого вибору значення величини Δp розроблено розрахункову схему та математичну модель гідропривода, чутливого до навантаження, на базі МГР [8].

На основі теоретичних досліджень ГЧН на базі МГР визначено, що величина врівноважуючого перепаду тиску Δp залежить від температури робочої рідини $t^{\circ}\text{C}$ та конструктивних параметрів МГР. У результаті математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі визначено конструктивні параметри МГР, що мають найбільший вплив на формування величини Δp . Це параметри переливного клапана 5: діаметр золотника d_{1r} , діаметр хвостовика золотника d_{2r} , жорсткість пружини c та провідність допоміжного дроселя f_0 , які в свою чергу впливають на тривалість перехідного процесу T_p , перерегулювання за тиском σ та похибки стабілізації витрати гідродвигуна A у гідроприводі. Отримано гіперболічний характер залежності значень T_p , σ та A від Δp у ГЧН (рисунок 2).

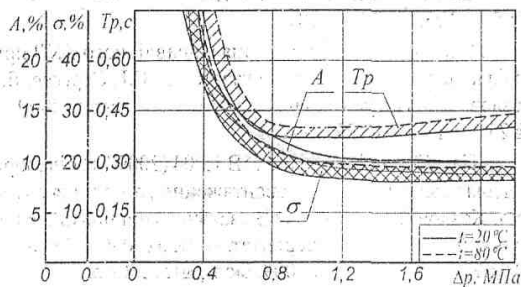


Рисунок 2 — Вплив величини Δp на значення T_r , σ та A у режимі регулювання витрати гідродвигуна.

Таким чином визначено, що завдання підвищення ККД системи керування гідроприводом, що пов'язано зі зменшенням величини Δp , ускладнюється значним зростанням значень T_r , δ та A у ГЧН. Зменшити значення T_r , δ та A можна після вивчення залежностей характеристик гідроприводу від впливових конструктивних параметрів МГР при різних режимах роботи гідропривода та наступним проведенням оптимізації параметрів МГР.

На основі удосконаленого критерію оптимізації, який враховує енергетичні, динамічні та статичні характеристики гідропривода у режимах регулювання витрати гідродвигуна, розвантаження гідронасоса та захисту від перевантаження, методом «ЛП-пошуку» знайдено оптимальне сполучення параметрів МГР, при якому в режимі регулювання витрати гідродвигуна у гідроприводі забезпечується величина врівноважуючого перепаду тиску $\Delta p = (0,7-0,8)$ МПа при значенні часу перехідного процесу $T_r = 0,26$ с, величини перерегулювання $\sigma = 13,6\%$, похибки стабілізації витрати гідродвигуна $A = 10,7\%$ [9].

Оскільки у режимі регулювання витрати гідродвигуна виконується регулювання швидкості робочого органу, що характеризується змінами значень тисків та витратами гідродвигуна, то повний ККД гідропривода визначається як втрати потужності в гідронаосі та гідродвигуні, так і втратами потужності, спричиненими системою керування гідроприводом. Для цього використовується поняття ККД системи керування гідроприводом η_r , який визначається відношенням потужності, яка витрачається гідродвигуном, до потужності, яка виробляється гідронаосом [4]:

$$\eta_r = \frac{Q_{II} \cdot p_{II}}{Q_H \cdot p_H}$$

де Q_{II} — величина витрати гідродвигуна (в нашому випадку — гідроциліндра), p_{II} — значення тиску навантаження у гідроциліндрі, Q_H — величина витрати гідронасоса, p_H — значення тиску гідронасоса.

Величина витрати гідродвигуна Q_{II} залежить від різниці тисків p_H та p_{II} і при сталій різниці $p_H - p_{II} = \Delta p$ також залишається стабільною.

Переваги розробленої схеми ГЧН на базі МГР протягом роботи у режимі регулювання витрати ГД розглянуто на прикладі порівняння схем гідроприводів неповнопово-

ротного екскаватора, який здебільшого оснащується гідроприводом постійної витрати на базі вітчизняного гідророзподільника P100 або гідроприводом, чутливим до навантаження, на базі імпортного гідророзподільника із величиною $\Delta p = 2,0$ МПа (наприклад, Dinofil LSC50).

На рисунках 3 і 4 показано ККД системи керування гідроприводом у розробленому ГЧН на базі МГР (крива 1), у гідроприводі постійної витрати (крива 2) та ГЧН з $\Delta p = 2,0$ МПа (крива 3) у режимі регулювання витрати гідродвигуна.

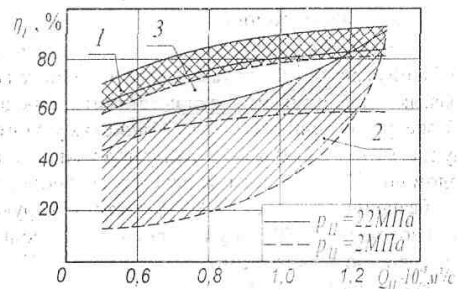


Рисунок 3 — ККД системи керування гідроприводом під час зміни витрати Q_{II} ГД.

На рисунку 3 показано графік ККД системи керування гідроприводом під час зміни витрати гідродвигуна Q_{II} та мінімальному і максимальному значеннях тиску на гідродвигуні p_{II} .

З графіків видно, що протягом регулювання витрати ГД гідропривод, який розроблено на базі МГР, характеризується високим значенням ККД, що у порівнянні із гідроприводом постійної витрати більше на 3–52%, а у порівнянні з ГЧН з $\Delta p = 2,0$ МПа — більше на 17–23%.

На рисунку 4 показано графік ККД системи керування гідроприводом при зміні тиску на ГД p_{II} та мінімальному і максимальному значеннях витрати ГД Q_{II} .

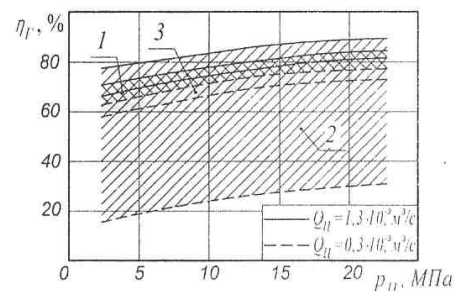


Рисунок 4 — ККД системи керування гідроприводом під час зміни тиску p_{II} на ГД.

З рисунку 4 видно, що при високому значенні тиску та витрати ГД гідропривод постійної витрати має на 7–9% більший ККД, ніж ГЧН. Але під час зменшення витрати ГД у гідроприводі постійної витрати ККД значно змен-

шується і у порівнянні із розробленим ГЧН на базі МГР менший на 34–42%, а у порівнянні із ГЧН з $\Delta p = 2,0 \text{ МПа}$ — на 27–36%.

Висновки

Вперше у гідроприводі, чутливому до навантаження, визначено гіперболічний характер залежності значень часу перехідного процесу, перерегулювання за тиском та похибки стабілізації витрати гідродвигуна від температури робочої рідини та величини врівноважуючого перепаду тиску, зменшення якого забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом.

На базі створеної конструкції мультирежимного гідророзподільника розроблено схему енергоощадного гідропривода, який у режимі регулювання витрати гідродвигуна забезпечує значення величини врівноважуючого перепаду тиску $\Delta p = (0,7-0,8) \text{ МПа}$, що у порівнянні із гідроприводом постійної витрати на базі гідророзподільника Р100 забезпечує збільшення ККД системи керування гідроприводом на 8–52%, а у порівнянні із гідроприводом, чутливим до навантаження, із $\Delta p = 2,0 \text{ МПа}$ збільшення ККД системи керування гідроприводом на 17–23%.

Література

1. Васильев, Л.В. Совершенствование тракторных гидродвигателей / Л.В. Васильев, Д.Е. Флеер // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2001. — №1. — С. 36–42.
2. Jonson G. Load-sensing systems control speed accurately. — HYDRAULICS & PNEUMATICS, MARCH 1995. — P.33–36.
3. Буренніков, Ю.А. Вплив параметрів переливного клапана на динамічні характеристики гідросистеми з LS-регулюванням / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, О.В. Пет-

ров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2005. — №5. — С. 97–101.

4. Сергеев, С.Г. Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів / С.Г. Сергеев, Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Наукові нотатки. — Луцьк, 2009. — № 25. — Ч. 2. — С. 227–230.

5. Пат. 43441 UA, МПК F15B 13/04 (2009.01) Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою / Козлов Л.Г., Петров О.В.; заявник Вінницький національний технічний університет. — № u200906776; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.08.2009, Бюл. №15, 2009 р.

6. Буренніков, Ю.А. Многопоточная гидросистема неполноповоротного экскаватора / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, С.Г. Сергеев // Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин: Тез. докл. научн.-практич. конф. — Винница 1994. — С. 36–37.

7. Козлов, Л.Г. Дослідження характеристик мультирежимного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин / Л.Г. Козлов, О.Л. Гайдамак, О.В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. — 2008. — №1. — С. 85–88.

8. Козлов, Л.Г. Вплив величин керуючих перепадів на динамічні характеристики гідроприводу, чутливого до навантаження / Л.Г. Козлов, О.Л. Гайдамак, О.В. Петров, В.В. Брейнер та ін. // Промислова гідравліка і пневматика. — 2008. — №2. — С. 69–72.

9. Козлов, Л.Г. Вплив параметрів зворотного зв'язку на динамічні характеристики гідроприводу з LS-регулюванням / Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Вісник Хмельницького національного університету. — 2005. — №6. — т. 2. — С. 90–95.

Надійшла 13.07.2011 р.