

Вінницький національний технічний університет

Петров Олександр Васильович

УДК 621.22-226

**ГІДРОПРИВОД ЧУТЛИВИЙ ДО НАВАНТАЖЕННЯ
НА БАЗІ МУЛЬТИРЕЖИМНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Вінниця – 2010

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті, Міністерство освіти і науки України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Козлов Леонід Геннадійович,
Вінницький національний технічний університет,
декан факультету технології, автоматизації та комп'ютеризації
машинобудування

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Саленко Олександр Федорович,
Кременчуцький державний політехнічний університет імені
Михайла Остроградського,
завідувач кафедри верстатів та верстатних комплексів

кандидат технічних наук, доцент
Федориненко Дмитро Юрійович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»,
докторант кафедри конструювання верстатів та машин

Захист відбудеться «23» червня 2010 р. о 15³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої К 05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГУК.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного технічного університету за адресою: 21021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.

Автореферат розісланий «21» травня 2010 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О.В. Дерібо

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність теми

В Україні у будівельній, сільськогосподарській, машинобудівній та інших галузях експлуатується велика кількість мобільних робочих машин, які в переважній більшості оснащені гідроприводами постійної витрати на базі гідророзподільників релейного типу. Вони дешеві та надійні, але при необхідності виконання точних переміщень чи регулювання швидкості гідродвигуна виникають значні втрати потужності. Зменшити втрати потужності гідроприводу 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»). 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. 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 виробленої потужності забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом.

На сьогодні особливості ГЧН вивчені недостатньо. Зокрема, невирішеним залишається питання вибору величини врівноважуючого перепаду тиску, можливості його зменшення та зміни відповідно до режиму роботи гідроприводу. Також при розробці схеми ГЧН необхідно не тільки досягнути зменшення втрат потужності, але і забезпечити необхідні динамічні та статичні характеристики гідроприводу в різних режимах роботи.

Розробка гідроприводу чутливого до навантаження, що забезпечує високий ККД системи керування гідроприводом, а також необхідні динамічні та статичні характеристики у різних режимах роботи є актуальною науково-технічною задачею, що в результаті дасть змогу оснастити сучасні мобільні робочі машини вітчизняного виробництва новим поколінням ефективних гідроприводів.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами

Дисертаційну роботу виконано відповідно до науково-дослідної тематики кафедри «Технологія та автоматизація машинобудування» (ТАМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) згідно держбюджетної теми №17-Д-286 (номер держ. реєстрації 0105U002422) «Підвищення деформуєміст заготовок шляхом оптимізації параметрів технологічних процесів обробки тиском засобами гідроприводів з пропорційним керуванням» (2005-2007 рр.), госпдоговірної теми №1722 «Створення крано-маніпуляторної установки на базі гідроприводу з пропорційним керуванням» (2007-2008 рр.) та держбюджетної теми №17-Д-303 (номер держ. реєстрації 0108U000652) «Підвищення ресурсу пластичності деталі шляхом оптимального управління параметрами процесів засобами гідроприводів з пропорційним керуванням» (2008-2009 рр.).

Мета і завдання дослідження

Метою роботи є підвищення ККД системи керування гідроприводом та забезпечення вимог до значень динамічних та статичних характеристик гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника.

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі завдання:

- провести огляд стану проблеми підвищення ККД системи керування гідроприводом, сформулювати вимоги до динамічних та статичних характеристик гідроприводу;
- розробити нову схему гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, що забезпечить зменшення втрат потужності, а також необхідні динамічні та статичні характеристики гідроприводу у різних режимах його роботи;
- розробити математичну модель гідроприводу з використанням експериментально отриманих залежностей;

- створити дослідний зразок мультирежимного гідророзподільника та експериментальний стенд для дослідження робочих процесів у гідроприводі чутливого до навантаження, а також провести ідентифікацію розробленої математичної моделі;
- у різних режимах роботи шляхом математичного та імітаційного моделювання дослідити залежність енергетичних, динамічних та статичних характеристик гідроприводу чутливого до навантаження від параметрів мультирежимного гідророзподільника;
- розробити конструкцію мультирежимного гідророзподільника, яка забезпечить підвищення ККД системи керування гідроприводом, а також необхідні динамічні та статичні характеристики гідроприводу чутливого до навантаження;
- на основі отриманих результатів дослідження розробити схему гідроприводу мобільної робочої машини.

Об'єкт дослідження – робочі процеси в гідроприводі чутливому до навантаження.

Предмет дослідження – гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження процесів у гідроприводі чутливому до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника виконані методами математичного моделювання нелінійних диференціальних рівнянь за допомогою модуля Simulink програми MATLAB 6.5 та імітаційного моделювання течії рідини під тиском за допомогою модуля FloWorks програми SolidWorks. Експериментальні дослідження виконані методами осцилографування перехідних процесів за допомогою аналогово-цифрового перетворювача та персонального комп'ютера, а також методами математичної статистики для визначення ступеня обґрунтованості прийнятих припущень і оцінки адекватності результатів.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше у гідроприводі чутливому до навантаження визначено залежність величини врівноважуючого перепаду тиску, що формується за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника мультирежимного гідророзподільника, від провідності дроселів допоміжної камери під час роботи у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження.

2. Розроблено математичну модель гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, в якій враховані експериментально отримані залежності витрати через робоче вікно розподільного золотника, гідродинамічної сили та сили тертя спокою на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника.

3. 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.

4. Удосконалено критерій оптимізації гідроприводу чутливого до навантаження на основі комплексного врахування енергетичних, динамічних та статичних характеристик гідроприводу при його роботі у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження.

Практичне значення одержаних результатів

1. Розроблена нова схема гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника (патент України №43441), з параметрами номінальної витрати 100 л/хв та номінального тиску 20 МПа, в якій витрата робочої рідини гідродвигуна пропорційна величині відкриття розподільного золотника та може змінюватися в межах до 11% в залежності від навантаження на ньому.

2. Розроблена конструкція мультирежимного гідророзподільника, який забезпечує роботу гідроприводу чутливого до навантаження у режимах: розвантаження гідронасоса із величиною тиску гідронасоса $p_H = (0,3...0,4)$ МПа; максимальної витрати гідродвигуна із гідравлічними втратами тиску $\Delta p_P = (0,5...0,6)$ МПа; регулювання витрати гідродвигуна із

величиною врівноважуючого перепаду тиску $\Delta p = (0,7...0,8)$ МПа; захисту від перевантаження зі значенням максимального тиску $p_{Hmax} = 25$ МПа при $\Delta p = 0,82$ МПа.

3. Розроблена схема гідроприводу неповноповоротного екскаватора «Борекс 3106», що забезпечує в режимі регулювання витрати гідродвигуна підвищення ККД системи керування гідроприводом на 8...52% у порівнянні із гідроприводом постійної витрати та на 17...23% у порівнянні із гідроприводом чутливим до навантаження з $\Delta p = 2,0$ МПа. Зменшення величини тиску гідронасоса $p_H = (0,2...0,3)$ МПа у режимі розвантаження гідронасоса забезпечує на 45...65% менше втрати потужності у порівнянні із гідроприводом чутливим до навантаження з $\Delta p = p_H = 2,0$ МПа.

4. Розроблена конструкторська документація на мультирежимний гідророзподільник та вдосконалена схема гідроприводу екскаватора «Борекс 3106», і передані на АТ „Борекс” (м. Бородянка Київської області) для впровадження у виробництво навісного обладнання екскаваторів «Борекс» всього модельного ряду.

Результати дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес у ВНТУ на кафедрі технології та автоматизації машинобудування та використані у лабораторних роботах дисциплін «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» та «Методи дослідження робочих процесів в приводах з нелінійними характеристиками».

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень отримані автором самостійно. Мета та завдання досліджень узгоджені з науковим керівником. В працях, що опубліковані у співавторстві автору належать: аналіз впливу конструктивних параметрів гідророзподільника на динамічні характеристики ГЧН [1]; виконання математичного моделювання в програмі MATLAB, а проектування елементів гідроприводу в програмі КОМПАС [2]; аналіз та побудова структурної схеми ГЧН [3]; обґрунтування вибору конструктивних параметрів гідророзподільника для забезпечення необхідних динамічних та статичних характеристик ГЧН [4]; запропонований метод оптимізації конструктивних параметрів гідророзподільника, що забезпечують необхідні динамічні та статичні характеристики ГЧН [5]; дослідження та аналіз динамічних характеристик гідроприводу [6]; аналіз впливу конструктивних параметрів гідророзподільника та величини перепаду тиску на динамічні та статичні характеристики ГЧН [7]; вибір значень перепаду тиску, що забезпечує стійку роботу ГЧН [8]; аналіз підвищення ККД системи керування гідроприводом шляхом вибору величини перепаду тиску на гідророзподільнику [9]; запропонований принцип функціонування експериментального стенду [11]; пропозиція щодо зменшення габаритів клапана з метою зменшення габаритів гідророзподільника [12].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи розглядалися на: VIII міжнародній науково-практичній конференції «Контроль і управління в складних системах – 2005», 24-27 жовтня 2005 року в м. Вінниця; XIII міжнародній науково-практичній конференції «Автоматика – 2006», 25-28 вересня 2006 року в м. Вінниця; XII міжнародній науково-практичній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», 21-25 травня 2007 року в м. Луганську; VIII міжнародній науково-технічній конференції АС ПП "Промислова гідравліка і пневматика", 3-4 жовтня 2007 року в м. Мелітополі; VI міжнародній конференції молодих науковців «Інформатика та механіка», 6-8 травня 2008 року у м. Кам'янець-Подільський; IX міжнародній конференції "Контроль і управління в складних системах (КУСС-2008)", 21-24 жовтня 2008 року в м. Вінниця; міжнародній конференції TENNOMUS XV «New technologies and products in machine manufacturing technology», 8-9 травня 2009 року в м. Сучава, Румунія; міжнародній конференції «The Seventh international congress in material science and engineering», 28-31 травня 2009 року в м. Яси, Румунія; науково-практичних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету за участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниця та області (2005-2009 рр.); наукових семіна-рах кафедри технології та автоматизації машинобудування ВНТУ в 2005-2009 рр.

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 12 наукових працях, з

них: 10 статей в фахових наукових виданнях з переліку ВАК України; 1 патент України; 1 стаття у науковому виданні Румунії.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, 6 додатків на 37 сторінках, списку використаних джерел, який налічує 133 найменування. Повний обсяг дисертації становить 216 сторінок (з них 148 сторінок основної частини, 77 рисунків та 13 таблиць).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, висвітлено її зв'язок з державними науковими програмами, планами і науково-дослідними роботами кафедри технології та автоматизації машинобудування (ВНТУ), сформульовано мета та завдання дослідження, сформульовано наукову новизну, практичну цінність роботи та особистий внесок здобувача, представлені відомості про публікації та апробацію результатів дисертації, а також її структуру та обсяг.

У першому розділі проведено огляд переваг та недоліків гідроприводу постійної витрати (ГПВ) на базі гідророзподільника Р100. Даний гідропривод працює у режимах розвантаження гідронасоса, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. Визначена актуальна проблема ГПВ, що пов'язана із втратами потужності під час регулювання витрати гідродвигуна. Проаналізована можливість вирішення існуючої проблеми застосуванням гідроприводів чутливих до навантаження, які працюють у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. Визначено, що перехід до ГЧН є стійкою тенденцією розвитку сучасних схем гідроприводів мобільних робочих машин закордонного виробництва і може бути реалізований за допомогою гідророзподільників спеціальної конструкції. Зменшення втрат потужності під час регулювання витрати ГД у ГЧН забезпечується підтримкою постійного врівноважуючого перепаду тиску Δp між тиском гідронасоса та тиском навантаженого ГД. Врівноважуючий перепад тиску Δp утворюється на робочому вікні розподільного золотника за допомогою переливного клапана гідророзподільника, що забезпечує злив надлишку робочої рідини під час дроселювання у бак під тиском Δp . При цьому величина витрати ГД пропорційна величині робочого вікна розподільного золотника гідророзподільника та не залежить від навантаження на ГД. Таким чином, у порівнянні із ГПВ втрати потужності у ГЧН зменшуються, що забезпечує більш високий ККД системи керування гідроприводом.

На основі аналізу відомих схем ГЧН визначено їх характерний недолік – це постійність величини Δp у всіх режимах роботи гідроприводу та високе значення величини $\Delta p = (1,4...2,0)$ МПа. Визначена актуальна задача необхідності зменшення величини Δp для окремо кожного режиму роботи гідроприводу, що в сукупності забезпечить зменшення втрат потужності у ГЧН та підвищення ККД системи керування гідроприводом.

Визначена актуальна задача забезпечення у різних режимах роботи гідроприводу необхідних динамічних та статичних характеристик, зокрема часу перехідного процесу T_p , величини перерегулювання за тиском σ та похибки стабілізації витрати ГД A . Питання розробки схем гідроприводів, дослідження їх динамічних та статичних характеристик описані в роботах Башти Т.М., Прокоф'єва В.М., Попова Д.Н., Бочарова В.П., Струтинського В.Б., Зайончковського Г.Й., Яхно О.М., Лур'є З.Я., Немировського І.А. та ін. Одним з найбільш перспективних методів дослідження гідроприводів є розробка нелінійних математичних моделей на базі експериментально отриманих даних з подальшою обробкою диференціальних рівнянь моделей на ЕОМ з використанням числових методів. Відомі роботи математичного моделювання процесів у гідроприводах, які виконали науковці Ткаченко С.Й., Савуляк В.І., Сахно Ю.О., Буренніков Ю.А., Тіхенко В.М., Козлов Л.Г. та ін.

На основі аналізу вітчизняних та іноземних літературних джерел сформульовані вимоги до гідроприводів мобільних робочих машин:

1. Можливість забезпечення роботи гідроприводу у режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати ГД, максимальної витрати ГД та захисту від перевантаження.

2. Забезпечення мінімізації втрат потужності в гідроприводі під час його функціонуванні у широкому діапазоні зміни значень тисків та витрат.

3. Незалежне від навантаження регулювання витратою гідродвигуна (похибка стабілізації витрати гідродвигуна $A < 15\%$).

4. Стійкість роботи та мінімізація показників динамічних характеристик гідроприводу: величина перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$, час перехідного процесу $T_p < 0,5$ с.

5. Можливість забезпечення роботи до 6 гідродвигунів як поступальної, так і обертальної дії.

На підставі проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку схем гідроприводів мобільних робочих машин, а також їх гідророзподільників сформульовані мета та завдання дослідження.

У другому розділі розглянута схема гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, у відповідності з патентом України на корисну модель № 43441. Схема включає (рис. 1): гідронасос 1, мультирежимний гідророзподільник 25, гідроциліндр 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 з 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, з'єднаний із каналами 29 та 30, нагнітальну гідролінію 15, гідролінію керування 12, зливну гідролінію 16, а також двосторонній гідрозамок, що складаються із штовхача 18, кульок 19 та 21, пружин 20 та 22. Гідропривод працює у чотирьох режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання

витрати ГД, максимальної витрати ГД та захисту від перевантаження.

Рис. 1. Схема гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника

У режимі розвантаження гідронасоса при нейтральному положенні розподільного золотника 2 робоча рідина до гідроциліндра не

поступає. 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 вліво і робоча рідина надходить до поршневої камери гідроциліндра 3, де знаходиться під тиском p_C , що відповідає навантаженню T на штоці гідроциліндра 3. При цьому штовхач 18 зміщує кульку 19, забезпечуючи злив робочої рідини з штокової камери гідроциліндра 3 через канал 30 та зливну гідролінію 16 в бак. Оскільки тиск робочої рідини у каналі 29 перевищує тиск у каналі 30, то логічний клапан 17 з'єднує канал 29 та гідролінію керування 12. Величина тиску керування p_g у гідролінії керування 12 буде відповідати тиску p_C . Робоча рідина під тиском p_g поступає через гідролінію керування 12 та

переміщує плунжер 7 в крайнє ліве 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 поступає 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_G та сили пружини 8. В даному режимі роботи за допомогою переливного клапана 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 буде залежати від величини робочого вікна розподільного золотника 2 та різниці тисків $p_H - p_G$ 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 буде рівна $p_H = \Delta p + p_G$, де $p_G = p_C$, а витрата робочої рідини Q_P залишатиметься стабільною.

Превага розробленої схеми перед відомими схемами ГЧН полягає у тому, що в режимі розвантаження гідронасоса злив робочої рідини у бак відбувається під тиском меншим ніж в режимі регулювання витрати ГД, завдяки різниці площі лівого торця золотника переливного клапана та площі торця хвостовика золотника переливного клапана, а також введенню плунжера та допоміжної камери з 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 зумовлені внутрішніми опорами конструкції МГР, але не будуть переважати величину Δp , в результаті чого 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 $p_G = p_C$ значно збільшується та передається по гідролінії керування 12 до переливного клапана 5 та запобіжного клапана 10, в якому під дією цього тиску p_G стискається пружина 11 і відбувається злив робочої рідини по зливній гідролінії 16 у бак 4. При цьому, перед запобіжним клапаном 10 встановлений дросель 23, який забезпечує злив робочої рідини у вказаному режимі в більшій мірі через вікно переливного клапана 5, та в меншій мірі 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 $p_{Hmax} = 25$ МПа.

У третьому розділі розроблена математична модель ГЧН та приведені результати теоретичних досліджень. При розробці математичної моделі були прийняті такі припущення: параметри елементів гідроприводу зосереджені; об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється; коефіцієнти витрати через дросельні та золотникові елементи постійні; режим течії робочої рідини в гідроприводі безкавітаційний; враховуються втрати тиску тільки у МГР; коефіцієнт податливості робочої рідини та гумометалевих рукавів враховувались як середні величини для розглянутих діапазонів зміни тиску; хвильові процеси у гідроприводі та його елементах не враховуються. Математична модель включає експериментально отримані залежності гідродинамічної сили і сили тертя спокою на золотнику переливного клапана, та витрати робочої рідини через робоче вікно розподільного золотника МГР.

У системі рівнянь математичної моделі, яка складена на основі розробленої схеми гідроприводу (рис. 1), прийняті позначення Q_H – витрати гідронасоса (задається в

залежності від робочого об'єму гідронасоса q_H та кутової швидкості обертання вала гідронасоса ω), тиску: p_H – гідронасоса, $p_{Ц}$ – у поршневій камері гідроциліндра, $p_{Г}$, $p_{Г1}$, $p_{Г2}$ – керування, p_S – у запобіжному клапані, p_X – у камері хвостовика золотника переливного клапана, p_D – у допоміжній камері переливного клапана; T – зусилля на штоці гідроциліндра; жорсткості пружин: c – золотника переливного клапана, c_{3M} – гідрозамка, c_I – плунжера, c_S – запобіжного клапана; H – попереднє стиснення пружини золотника переливного клапана; діаметри: d_K – золотника переливного клапана, d_X – хвостовика золотника переливного клапана, d_{3M} – поверхні кульки, на яку діє тиск, $d_{ПЛ}$ – плунжера, d_S – діаметр отвору у запобіжному клапані; площі: f_0 – допоміжного каналу переливного клапана, f_{3M} – щілини, утвореної відкриттям кульки гідрозамка, $f_{ДР}$ – дроселя гідролінії керування, f_I – радіальних отворів у золотнику переливного клапана, f_X – торця хвостовика золотника переливного клапана, f_K – торця золотника переливного клапана, $f_{ПЛ}$ – торця плунжера; x – переміщення золотника переливного клапана; s – переміщення золотника запобіжного клапана; h_1 , h_2 – відкриття кульки гідрозамка; y – переміщення плунжера; α – кут нахилу кромки золотника переливного клапана; γ – кут конусу золотника запобіжного клапана; ρ – густина робочої рідини; ν – кінематична в'язкість робочої рідини; коефіцієнти: β – враховує сумарну деформацію робочої рідини та гумометалевих рукавів, μ – витрати робочої рідини, $b_{Ц}$ – в'язкого демпфування поршня гідроциліндра, b_S – в'язкого демпфування золотника запобіжного клапана, b_I – в'язкого демпфування плунжера та ін.

У формі Коші математична модель гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{Г1}}{dt} &= \frac{1}{\beta \cdot W_{Г1}} \cdot \left(0,43 \cdot h - \frac{6,3}{p_H - p_{Г1}} - 6,9 \cdot 10^{-4} \right) - \frac{\mu \cdot f_{3M}}{\beta \cdot W_{Г1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Г1} - p_{Ц})}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_{ДР}}{\beta \cdot W_{Г1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Г1} - p_S)}{\rho}}; \\ \frac{dp_H}{dt} &= \frac{Q_H}{\beta \cdot W_H} - \frac{1}{\beta \cdot W_H} \cdot \left(0,43 \cdot h - \frac{6,3}{p_H - p_{Г1}} - 6,9 \cdot 10^{-4} \right) - \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sin \alpha}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_H}{\rho}} - \\ &- \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_H} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_H - p_D)}{\rho}}; \\ \frac{dp_{Ц}}{dt} &= \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{Ц}^2}{4 \cdot \beta \cdot W_{Ц}} - \frac{\mu \cdot f_{3M}}{\beta \cdot W_{Ц}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Г1} - p_{Ц})}{\rho}}; \\ \frac{dp_{Ш}}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_{3M}}{\beta \cdot W_{Ш}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{Ш}}{\rho}} - \frac{dz}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{Ц} - D_{Ш})^2}{4 \cdot \beta \cdot W_{Ш}}; \\ \frac{dp_D}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_0}{\beta \cdot W_D} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_H - p_D)}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_I}{\beta \cdot W_D} \cdot \sqrt{\frac{2 p_D}{\rho}} - \frac{dx}{dt} \cdot \frac{\pi \cdot (d_K - d_X)^2}{4 \cdot \beta \cdot W_D} - \\ &- \frac{\pi \cdot d_K \cdot \varepsilon_1^3 \cdot p_D}{48 \cdot \nu \cdot \rho \cdot (l_1 - x) \cdot \beta \cdot W_D} - \frac{\pi \cdot d_{ПЛ} \cdot \varepsilon_2^3 \cdot p_D}{48 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l_2 \cdot \beta \cdot W_D}; \\ \frac{dp_S}{dt} &= \frac{\mu \cdot f_{ДР}}{\beta \cdot W_S} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Г1} - p_S)}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_S}{\beta \cdot W_S} \cdot \sqrt{\frac{2 p_S}{\rho}} - \frac{\mu \cdot f_X}{\beta \cdot W_S} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_S - p_X)}{\rho}}; \\ \frac{dV_{Ц}}{dt} &= p_{Ц} \cdot \frac{\pi \cdot D_{Ц}^2}{4 \cdot m_{Ц}} - \frac{T}{m_{Ц}} + \frac{b_{Ц}}{m_{Ц}} \cdot \frac{dz}{dt} - p_{Ш} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{Ц} - D_{Ш})^2}{4 \cdot m_{Ц}}; \\ \frac{dV_{h1}}{dt} &= \frac{2 \cdot d_{3M} \cdot h_1 \cdot (p_{Г1} - p_{Ц})}{m_{3M}} - \frac{c_{3M} \cdot (H_{3M} + h_1)}{m_{3M}}; \\ \frac{dV_{h2}}{dt} &= p_{Г1} \cdot \frac{\pi \cdot (d_{Ш1} - d_{Ш2})^2}{4 \cdot m_{3M}} - \frac{p_{Ш} \cdot 2 \cdot d_{3M} \cdot h_2}{m_{3M}} - \frac{c_{3M} \cdot (H_{3M} + h_2)}{m_{3M}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dV_K}{dt} &= p_H \cdot \frac{\pi \cdot d_K^2}{4 \cdot m_K} - p_X \cdot \frac{\pi \cdot d_X^2}{4 \cdot m_K} - p_D \cdot \frac{\pi \cdot (d_K - d_X)^2}{4 \cdot m_K} - \frac{c \cdot (H + x)}{m_K} - \\ &- \frac{1}{m_K} \cdot \left(17 + 17,7 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_K \cdot x \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_H}{\rho}} - \frac{3,1 \cdot 10^5}{x} \right) - \frac{(\rho \cdot v \cdot \pi \cdot d_K \cdot (l_1 - x))}{m_K}; \\ \frac{ds}{dt} &= \frac{p_S \cdot \pi \cdot d_S \cdot s \cdot \sin(\gamma/2)}{b_S} - \frac{c_S \cdot (H_S + s)}{b_S}; \\ \frac{dy}{dt} &= p_X \cdot \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4 \cdot b_1} - \frac{c_1 \cdot (H_1 + y)}{b_1}. \end{aligned}$$

Розв'язання рівнянь математичної моделі виконувалось у програмі MATLAB 6.5 за допомогою модуля Simulink.

В результаті математичного моделювання робочих процесів визначені параметри МГР, що забезпечують стійкість гідроприводу під час роботи в умовах навантаження ГД до $200 \cdot 10^5$ Па, витрати ГД до $1,66 \cdot 10^{-3}$ м³/с за температури робочої рідини від 20°C до 80°C.

Для обґрунтованого вибору величини врівноважуючого перепаду тиску Δp у ГЧН проведена оцінка величини гідравлічних втрат тиску у самому МГР за допомогою програми SolidWorks, що включає модуль COSMOS FloWorks. В результаті імітаційного моделювання гідродинамічних процесів визначено, що величина гідравлічних втрат тиску у МГР за наявності 6 робочих секцій складає $p_P = (0,29 \dots 0,38)$ МПа. При перепаді тиску на гідрозамку 0,21 МПа гідравлічні втрати тиску у МГР становитимуть $\Delta p_P = (0,5 \dots 0,6)$ МПа. Таким чином визначено, що під час роботи гідроприводу при $\Delta p_P > \Delta p$ переливний клапан МГР буде закритий і гідропривод працюватиме в режимі максимальної витрати ГД, а при $\Delta p_P < \Delta p$ переливний клапан МГР відкриватиметься і гідропривод працюватиме в режимі регулювання витрати ГД.

Величина врівноважуючого перепаду тиску Δp залежить від температури робочої рідини t°C та конструктивних параметрів МГР. В результаті математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі визначені конструктивні параметри МГР, що мають найбільший вплив на формування величини перепаду тиску Δp : c , d_X , d_K , f_0 та H (рис. 2). В результаті знаходження конструктивних параметрів МГР досліджена залежність значень часу перехідного процесу T_p , перегулювання за тиском σ та похибки стабілізації витрати гідродвигуна A від температури робочої рідини t°C та величини врівноважуючого перепаду тиску Δp (рис. 3). Отримано гіперболічний характер залежності значень T_p , σ та A від Δp у ГЧН.

Рис. 2. Вплив конструктивних параметрів МГР на формування величини Δp в режимі регулювання витрати ГД

Визначено, що завдання підвищення ККД системи керування гідроприводом, що пов'язано зі зменшенням величини Δp , ускладнюється значним зростанням значень T_p , σ та A у ГЧН.

Зменшити значення T_p , σ та A можна в результаті вивчення залежностей характеристик гідроприводу від впливових конструктивних параметрів МГР при різних режимах роботи гідроприводу. На основі досліджень робочих процесів у ГЧН в режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати ГД та захисту від перевантаження встановленні залежності часу перехідного процесу T_p (рис. 4, а), перегулювання σ (рис. 4, б) та похибки стабілізації витрати гідродвигуна A (рис. 4, в) від температури робочої рідини t°C та параметрів МГР: $c = (1,2 \dots 2,5) \cdot 10^4$ Н/м, $d_X = (6 \dots 16) \cdot 10^{-3}$ м, $d_K = (12 \dots 24) \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 = (0,4 \dots 1,6) \cdot 10^{-6}$ м².

а)

б)

в)

Рис. 4. Вплив конструктивних параметрів МГР на динамічні та статичні характеристики ГЧН в режимі регулювання витрати ГД (I та I_{max} – поточне та максимальне значення параметра)

Для вибору значень конструктивних параметрів МГР, що у ГЧН забезпечать

Рис. 3. Вплив величини Δp на значення T_p , σ та A в режимі регулювання витрати гідродвигуна

мінімізацію величини Δp , а також виконання поставлених

вимог – $T_p < 0,5$ с, $\sigma < 30$ % та $A < 15$ % проведена оптимізація методом «ЛП-пошуку».

Параметри оптимізації включають конструктивні параметри переливного клапана МГР (рис. 5). Критерій оптимізації комплексно враховує характеристики ГЧН у різних режимах роботи:

- 1) в режимі регулювання витрати гідродвигуна – значення Δp , T_p , σ та A ;
- 2) в режимі розвантаження гідро-насоса – значення p_H та T_p ;
- 3) в режимі захисту від перевантаження – Δp , T_p та σ .

Рис. 5. Конструктивні параметри переливного клапана МГР

В результаті оптимізації отримано 80 сукупностей конструктивних параметрів МГР та відповідних значень характеристик гідроприводу. Найкращою визначено сукупність № 42, що показана у таблиці.

Параметри оптимізації			Критерій оптимізації					№
d_K , м	d_X , м	f_0 , м ²	режим	p , МПа	T_p , с	σ , %	A , %	
$20 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^{-3}$	$0,9 \cdot 10^{-6}$	1	$\Delta p = 0,74$	0,26	13,6	10,7	42

Найкраща сукупність параметрів оптимізації

$20 \cdot 10^{-3}$	$11 \cdot 10^{-3}$	$0,9 \cdot 10^{-6}$	2	$p_H = 0,31$	0,15	–	–	42
			3	$\Delta p = 0,82$	0,39	19,3	–	

Отримані оптимальні параметри МГР, що забезпечують мінімальне значення Δp , а також задовольняють вимоги до динамічних та статичних характеристик ГЧН у різних режимах роботи.

У четвертому розділі розглянуті розроблений стенд та дослідний зразок МГР, описані методика проведення експериментів, вимірювальні та реєструючі прилади. Схема стенду (рис. 6) включає: дослідний зразок Р1, основний гідро-насос Н2, допоміжний гідронасос Н1, напірні фільтри Ф1 та Ф2, запобіжний клапан КЗ1, бак Б, гідроциліндр Ц, шток якого сполучений з штан-гою Ш, що шарнірно прикріплена до стояка С, вантаж змінної маси В, гідророзподільник дискретної дії

Р2, регульований дросель Др1, що служить для імітації навантаження, та гідромотор М. Зміною провідності регульованого дроселя Др1 забезпечується зміна тиску в штоковій порожнині гідроциліндра Ц. При вмиканні гідророзподільника Р2 задається ступінчасте збільшення навантаження на шток гідроциліндра Ц. До системи реєстрації входять: манометри Мн1-Мн6, тензометричні давачі тиску Д1 та Д2, тахогенератор постійного струму ТГ, тензостанція ТС, аналогово-цифровий перетворювач АЦП та персональний комп'ютер ПК.

Рис. 7. Залежність витрати ГД від тиску навантаження при різному відкритті розподільного золотника МГР (1 – експеримент, 2 – розрахунок)

У МГР експериментально визначено величину сили тертя спокою та залежність гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана, а також залежність витрати через робоче вікно розподільного золотника, що використані при розробці математичної моделі гідроприводу.

Рис. 8. Осцилограма перехідного процесу при:

$c = 1,3 \cdot 10^4$ Н/м, $H = 5,3 \cdot 10^{-3}$ м та $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м²

Експериментально визначено, що розроблений МГР забезпечує витрату гідродвигуна пропорційно величині відкриття робочого вікна розподільного золотника незалежно від зміни навантаження на гідродвигуні (рис. 7) при значенні похибки стабілізації витрати гідродвигуна не більше 11%.

За допомогою експериментально отриманих осцилограм перехідних процесів (рис. 8) визначено залежність характеристик T_p та σ від величини Δp , що з відносною похибкою $\delta < 8\%$ відповідає теоретичним розрахункам.

Шляхом порівняння експериментально отриманих та теоретично розрахованих перехідних процесів в режимі регулювання витрати гідродвигуна доведена адекватність розробленої математичної моделі за критерієм Фішера з ймовірністю 95%.

У п'ятому розділі розглянута схема ГЧН на базі МГР. МГР складається із запобіжно-переливної секції, від однієї до шести робочих секцій та кришки (рис. 9). Робоча секція МГР (рис. 10) містить корпус 1, в якому розміщений розподільний золотник 2, логічний клапан 3, штовхач 4, втулки 5 та 6, сідла 7 та 8, кульки 9 та 10, пробки 11 та 12, робочі розточки 13 та 14, нагнітальні канали 15 та 16, зливний канал 17, дренажні розточки 18 та 19, пружини 20, 21 та 22, ковпак 23 та важіль переключення розподільного золотника 24. Логічний клапан 3 включає демпфер 25 та кульку 26. Штовхач 4, втулки 5 та 6, сідла 7 та 8, кульки 9 та 10, пружини 20 та 21 утворюють двосторонній гідрозамок. Пружина 22, ковпак 23, гвинт 29 та втулки 30-31 реалізують механізм встановлення у нейтральне положення розподільного золотника 2.

Вдосконалена схема гідроприводу неповноповоротного екскаватора «Борекс 3106» та доведена перевага (рис. 11) розробленої схеми ГЧН на базі МГР (поз. 1) під час роботи в режимі регулювання витрати ГД у порівнянні з відомою схемою гідроприводу постійної витрати (ГПВ) на базі гідророзподільника P100 (поз. 2) на 8...52% ККД системи керування гідроприводом, а у порівнянні зі схемою ГЧН на базі гідророзподільника Dinois LSC50 (з $\Delta p = 2,0$ МПа – поз. 3) на 17...23%. В режимі розвантаження гідронасоса розроблена схема ГЧН за рахунок зменшення величини тиску p_H забезпечує на 45...65% менше втрат потужності у порівнянні із схемою ГЧН на базі гідророзподільника Dinois LSC50, що в цьому режимі працює при $p_H = 2,0$ МПа.

Рис. 9. МГР у розібраному стані

Рис. 10. Робоча секція МГР

Рис. 11. ККД системи керування гідроприводом

Очікуваний економічний ефект від застосування розробленої схеми гідроприводу в оснащенні екскаватора «Борекс 3106» у порівнянні із

ГПВ на базі гідророзподільника P100, виконаний на основі теоретичного розрахунку продуктивності екскаватора, становить 6760 грн на рік від однієї машини.

ВИСНОВКИ

1. У результаті аналізу вітчизняних та іноземних літературних джерел визначно, що підвищення ККД системи керування гідроприводом можливе за рахунок мінімізації величини врівноважуючого перепаду тиску Δp , а забезпечення необхідних динамічних та статичних характеристик гідроприводу – за рахунок оптимального вибору конструктивних параметрів гідророзподільника.

2. Розроблена нова схема гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, яка за рахунок введення допоміжної камери з дросельними отворами забезпечує утворення величини врівноважуючого перепаду тиску на робочому вікні розподільного золотника за допомогою переливного клапана мультирежимного гідророзподільника під час роботи гідроприводу у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження.

3. Розроблена нелінійна математична модель, на основі експериментально отриманих залежностей витрати через робоче вікно розподільного золотника, гідродинамічної сили та сили тертя спокою на золотнику переливного клапана, забезпечила адекватність моделювання робочих процесів у гідроприводі чутливому до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника з ймовірністю 95%.

4. Розроблений дослідний зразок мультирежимного гідророзподільника та експериментальний стенд дозволили визначити вплив величини врівноважуючого перепаду тиску Δp на значення часу перехідного процесу T_p та перерегулювання за тиском σ , що з відносною похибкою $\delta < 8\%$ відповідає теоретичним розрахункам. Визначена залежність витрати робочої

рідини гідродвигуна пропорційно величині відкриття розподільного золотника мультирежимного гідророзподільника при величині похибки стабілізації витрати гідродвигуна в межах до 11%.

5. Імітаційне моделювання гідродинамічних процесів у мультирежимному гідророзподільнику, що складається із запобіжно-переливної секції, від однієї до шести робочих секцій та кришки, дозволило визначити величину гідравлічних втрат тиску на ньому $\Delta p_p = (0,29...0,38)$, що при значенні більшому за величину врівноважуючого перепаду тиску Δp забезпечує роботу гідроприводу чутливого до навантаження в режимі максимальної витрати гідродвигуна, а при значенні меншому за Δp – роботу в режимі регулювання витрати гідродвигуна.

6. На основі теоретичних та експериментальних досліджень встановлено гіперболічний характер залежності значень часу перехідного процесу T_p , величини перерегулювання за тиском σ та похибки стабілізації витрати гідродвигуна A від температури робочої рідини та величини врівноважуючого перепаду тиску Δp , що у гідроприводі чутливому до навантаження дозволяє здійснювати вибір максимального ККД системи керування гідроприводом за умов забезпечення необхідних динамічних та статичних характеристик.

7. На основі теоретичних досліджень гідроприводу чутливого до навантаження визначено, що стійкість роботи, значення часу перехідного процесу $T_p < 0,5$ с, величина перерегулювання за тиском $\sigma < 30\%$ та величина похибки стабілізації витрати гідродвигуна $A < 15\%$ у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження при температурі робочої рідини від 20°C до 80°C забезпечується параметрами переливного клапана мультирежимного гідророзподільника – діаметром золотника $d_k = (12...24) \cdot 10^{-3}$ м, діаметром хвостовика золотника $d_x = (6...16) \cdot 10^{-3}$ м, жорсткістю пружини $c = (1,1...2,5) \cdot 10^4$ Н/м та провідність допоміжного дроселя $f_0 = (0,4...1,6) \cdot 10^{-6}$ м².

8. На основі удосконаленого критерію, що враховує енергетичні, динамічні та статичні характеристики гідроприводу у режимах регулювання витрати гідродвигуна, розвантаження гідронасоса та захисту від перевантаження, методом «ЛП-пошуку» знайдено оптимальне сполучення параметрів $d_k = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $d_x = 11 \cdot 10^{-3}$ м, та $f_0 = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м², 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 $T_p = 0,26$ с, величини перерегулювання $\sigma = 13,6\%$, похибки стабілізації витрати гідродвигуна $A = 10,7\%$, в режимі розвантаження гідронасоса $p_H = (0,3...0,4)$ МПа при $T_p = 0,15$ с, в режимі захисту гідроприводу від перевантаження $\Delta p = (0,8...0,9)$ МПа, $T_p = 0,39$ с та $\sigma = 19,3\%$.

9. З урахуванням результатів оптимізації створена конструкція мульти-режимного гідророзподільника, який під час роботи гідроприводу в режимі регулювання витрати гідродвигуна забезпечує значення величини врівноважуючого перепаду тиску $\Delta p = (0,7...0,8)$ МПа, що у порівнянні із гідроприводом постійної витрати забезпечує збільшення ККД системи керування гідроприводом на 8...52%, а у порівнянні із гідроприводом чутливим до навантаження із $\Delta p = 2,0$ МПа збільшення ККД системи керування гідроприводом на 17...23%.

10. На основі нової схеми гідроприводу чутливого до навантаження розроблена схема гідроприводу екскаватора «Борекс 3106» виробництва АТ «Борекс», що на основі теоретичного розрахунку продуктивності може забезпечити очікуваний економічний ефект у розмірі 6760 грн на рік від одного екскаватора.

Основні положення дисертації викладені в роботах:

1. Буренніков Ю.А. Вплив параметрів переливного клапана на динамічні характеристики гідросистеми з LS-регулюванням / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – №5. – С. 97-101.

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

3. 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.

4. Козлов Л.Г. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливого до навантаження / Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – №3.– С.31-42.

5. Козлов Л.Г. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження мобільних робочих машин / Л.Г. Козлов, Л.В. Крещенецький, О.В. Петров // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2007. – №36.– С.74-76.

6. Буренніков Ю.А. Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням / Ю.А. Буренніков, Л.Г. Козлов, С.В. Репінський, О.В. Петров та ін. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – 2007. – №3 ч.1– С.20-26.

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. – Вінниця: ВДАУ, 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. – Вінниця: ВДАУ, 2008.– №2. – С.69-72.

9. 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.

10. Петров О.В. Аналіз гідравлічних втрат тиску в гідророзподільнику за допомогою САД/САЕ систем / О.В. Петров // Вісник Хмельницького національного університету. Серія технічні науки. – 2009. – №4.– С.67-70.

11. Burennikov Yu.A. Metrological characteristic of the test rig with automatic registering of the proportionally-controlled hydraulic drive / Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, D.O. Lozinsky, O.V. Petrov and ect. // Buletinul institutului politehnic din iasi. – Tomul LV (LIX), fasc. 1, 2009. – P.125-130.

12. 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.

АНОТАЦІЯ

Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Вінницький національний технічний університет, Вінниця – 2010.

Дисертація присвячена розв'язанню наукової задачі розробки та дослідження нової схеми гідроприводу чутливого до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, що забезпечує роботу гідроприводу із високими показниками ККД системи керування гідроприводом та необхідними динамічними та статичними характеристиками.

На основі аналізу відомих схем гідроприводів постійної витрати та гідроприводів чутливих до навантаження, а також сформульованих вимог до гідроприводів мобільних робочих машин, розроблений гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника, що працює у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. За розробленої розрахункової схемою створена та досліджена математична

модель гідроприводу. Теоретичні дослідження проведені на основі математичної моделі за допомогою програми MATLAB 6.5 та за допомогою імітаційного моделювання у програмі SolidWorks FloWorks, виконана оптимізація параметрів гідроприводу. Коректність математичної моделі гідроприводу підтверджено експериментально. В результаті досліджень отримана проектно-конструкторська документація на мультирежимний гідророзподільник та вдосконалена схема гідроприводу неповноповоротного екскаватора.

Ключові слова: гідропривод, гідророзподільник, мобільна робоча машина, ККД системи керування гідроприводом, динамічні характеристики, статичні характеристики.

ANNOTATION

Petrov O.V. Hydraulic drive sensible to loading on the base of multimode directional control valve. – A manuscript.

Dissertation on the receipt of scientific degree of candidate of engineering sciences after speciality 05.02.02 – Engineering Science. – Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia – 2010.

Dissertation is devoted to the decision of scientific task of development and research of a new chart of hydraulic drive of sensible to loading on the base of multimode directional control valve, 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. On the basis of analysis of the known charts of hydraulic drives of permanent expense and hydraulic drives of sensible to loading, and also formulated requirements to hydraulic drives of mobile working machines, developed hydraulic drive sensible to loading on the base of multimode directional control valve, that works in the modes of pump unloading, adjusting of expense of stream, maximal expense of stream and defence from the overload.

At the developed calculation by a chart the created that explored mathematical model of hydraulic drive. Theoretical researches are conducted on the basis of mathematical model by the MATLAB 6.5 program and by the imitation design in the SolidWorks FloWorks program, executed optimization of parameters of hydraulic drive. Correctness of mathematical model of hydraulic drive is confirmed experimentally. As a result of researches the got project-designer document on multimode directional control valve that improved chart of hydraulic drive of excavator.

Keywords: hydraulic drive, directional control valve, mobile working machine, KOE system of management of hydraulic drive, dynamic descriptions, static descriptions.

АННОТАЦИЯ

Петров А.В. Гидропривод чувствительный к нагрузке на базе мультирежимного гидрораспределителя. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Винницкий национальный технический университет, Винница – 2010.

Диссертация посвящена решению научной задачи разработки и исследования новой схемы 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.

В результате обзора известных работ по исследованию гидроприводов мобильных рабочих машин, которые в основном эксплуатируются на базе гидроприводов постоянного расхода, сделан вывод, что снизить потери мощности, возникающие при регулировании расхода гидродвигателя, можно за счёт использования гидроприводов чувствительных к нагрузке, которые работают при постоянном уравнивающем перепаде давления на рабочем окне распределительного золотника гидрораспределителя. Проведён анализ известных схем гидроприводов постоянного расхода и гидроприводов чувствительных к нагрузке, а также их

гидрораспределителей. Сформулированы требования к гидроприводам мобильных рабочих машин:

На основании выявленных преимуществ и недостатков гидроприводов постоянного расхода и гидроприводов чувствительных к нагрузке, а также сформулированных требований к гидроприводам мобильных рабочих машин, разработана схема гидропривода чувствительного к нагрузке на базе мультирежимного гидрораспределителя, новизна которой защищена патентом Украины на полезную модель №43441.

Для исследования гидропривода разработаны расчётная схема и нелинейная математическая модель, созданная с некоторыми допущениями и включающая экспериментально полученные зависимости гидродинамической силы и силы трения покоя на переливном клапане, а также расхода через рабочее окно распределительного золотника гидрораспределителя. Математическая модель решена в программе MATLAB 6.5 с помощью модуля Simulink, что позволило получить переменные состояния рабочего процесса в гидроприводе. В результате математического моделирования найдены параметры мультирежимного распределителя, которые влияют на: формирование величины давления гидронасоса при работе гидропривода в режиме разгрузки гидронасоса; формирование величины уравнивающего перепада давления на рабочем окне распределительного золотника мультирежимного распределителя при работе гидропривода в режимах регулирования расходом гидродвигателя и защиты от перегрузки; формирование значений динамических характеристик – времени переходного процесса и перерегулировании по давлению, а также статической характеристики – погрешности стабилизации расхода гидродвигателя во всех режимах работы гидропривода. Проведены имитационные моделирования в программе SolidWorks с помощью модуля FloWorks, что позволило определить потери давления на мультирежимном распределителе при работе гидропривода в режиме максимального расхода. С помощью усовершенствованного критерия оптимизации на основе комплексного учёта энергетических, динамических и статических характеристик гидропривода при его работе в режимах разгрузки гидронасоса, регулировании расхода гидродвигателя и защиты от перегрузки методом «ЛП-поиска» найдены оптимальные параметры гидропривода.

Разработаны экспериментальный стенд и опытный образец мультирежимного гидрораспределителя, с помощью которых доказана адекватность нелинейной математической модели и принятых допущений. Исследованы расходно-перепадные характеристики гидропривода, получены осциллограммы переходных процессов при изменении параметров мультирежимного гидрораспределителя.

Определённые оптимальные параметры мультирежимного гидрораспределителя использованы при усовершенствовании схемы гидропривода экскаватора «Борекс 3106», что позволило повысить КПД системы управления гидроприводом в сравнении гидроприводом постоянного расхода, а также известным гидроприводом чувствительным к нагрузке. На основе теоретического расчёта продуктивности экскаватора посчитан ожидаемый экономический эффект от внедрения разработанной схемы гидропривода.

Ключевые слова: гидропривод, распределитель, мобильная рабочая машина, КПД системы управления гидроприводом, динамические характеристики, статические характеристики.