

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ПИЛЯВЕЦЬ ВОЛОДИМИР ГЕОРГІЙОВИЧ



УДК 62-82:62-503.507

**АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ДЛЯ
МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ**

Спеціальність 05.02.02 – Машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Київ - 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент

Козлов Леонід Геннадійович,

Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Узунов Олександр Васильович,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки;

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

Бадах Валерій Миколайович,

Національний авіаційний університет, завідувач кафедри гідрогазових систем.

Захист відбудеться “20” квітня 2021 р. о 15-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11 у Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги 37, корп. 1, ауд. № 214.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37.

Автореферат розісланий “ ” березня 2021 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11



Ганпанцурова О.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В будівництві, сільському господарстві та в промисловості широко розповсюджені мобільні робочі машини на базі колісних тракторів. Такі машини оснащуються широкою номенклатурою змінних робочих органів: фронтальним навантажувальним та екскаваторним обладнанням, бурильними установками, відвалами, захватами різного призначення, щітками, маніпуляторами, крановими підвісками та ін. Це дозволяє виконувати із застосуванням таких машин велику кількість різноманітних операцій протягом всіх сезонів року.

Для ефективного використання мобільних машин необхідно мати можливість регулювати швидкісні режими змінних робочих органів в широких діапазонах при одночасному забезпеченні високих значень ККД гідросистем цих машин.

Окрім того, для ряду операцій, які виконуються із застосуванням мобільних машин, актуальною є адаптація режимів роботи їх гідросистем до зміни зовнішніх умов роботи та навантажень. Наприклад, виконання таких операцій як буріння потребує узгодження швидкісних режимів гідродвигунів, що забезпечують обертання шнека та його подачу. Від раціонального співвідношення частоти обертання шнека та його подачі залежить безперебійність процесу буріння, економічність та продуктивність роботи машини. Окрім того, режими роботи гідродвигунів при бурінні шнеком повинні адаптуватись до зміни властивостей ґрунту для запобігання перенавантаження гідросистеми, а також для не допущення заштибовки шнека, що дозволяє підвищити продуктивність процесу буріння, зменшити втрати потужності. Гідросистеми мобільних машин, що дозволяють забезпечувати регулювання швидкісних режимів робочих органів в широких діапазонах, узгодження швидкісних режимів одночасно працюючих гідродвигунів та адаптацію режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень можуть бути створені на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів. Такі гідросистеми можуть мати перехресні зв'язки між контурами приводів різних гідродвигунів, що забезпечують можливість узгодження режимів їх роботи. На сьогоднішній день виробництво мобільних машин з такими гідросистемами в Україні не налагоджено.

Таким чином, створення адаптивних систем з перехресними зв'язками на базі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів, які забезпечують узгодження режимів роботи декількох гідродвигунів, зменшення непродуктивних втрат, покращення експлуатаційних характеристик мобільних машин є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науковим напрямком кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в рамках науково-

дослідної теми № 17-К-1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик гідроприводів технологічних та мобільних машин з пропорційним керуванням» (2017 – 2019 р. р.).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є зменшення втрат потужності, покращення експлуатаційних характеристик мобільної машини за рахунок розроблення та застосування адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Провести аналіз відомих схем гідросистем мобільних машин та робіт по дослідженню робочих процесів з метою виявлення можливостей зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних характеристик за рахунок розроблення нової схеми гідросистеми та забезпечення можливості адаптації режимів її роботи до зміни зовнішніх навантажень.

2. Обґрунтувати та запропонувати варіанти адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, який реалізує перехресний зв'язок та забезпечує узгодження швидкісних режимів робочих органів та їх адаптацію до зміни зовнішніх навантажень.

3. Розробити узагальнену математичну модель адаптивної гідросистеми на основі врахування змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника, визначених на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини по його каналам, експериментальних характеристик контролера та підсилювача електромагніту, дослідити стійкість роботи адаптивної гідросистеми та вивчити вплив основних параметрів регуляторів на статичні та динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.

4. Провести експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми для підтвердження її роботоздатності, визначення характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі.

5. Визначити оптимальні параметри регуляторів адаптивної гідросистеми та налаштування контролера, що забезпечують необхідну швидкодію та мінімізують перерегулювання по тиску.

6. Розробити алгоритм та програму керування гідросистемою для мобільної робочої машини, які забезпечують зменшення втрат потужності на основі адаптації режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень та безперебійність виконання операції буріння, визначити ефективність застосування адаптивної гідросистеми в мобільній машині БАМ- 2014.

Об'єкт дослідження – робочі процеси в гідросистемі мобільної робочої машини.

Предмет дослідження – адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної робочої машини.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження проводились на основі законів механіки та гідромеханіки, диференційного числення, теорії автоматичного керування, багатокритеріальної оптимізації, а також із застосуванням імітаційного моделювання з використанням сучасних програмних продуктів MATLAB-Simulink, Autodesk Simulation SFD, Datafit.

Експериментальні дослідження виконані на спеціальному експериментальному стенді, оснащеному високоточними контрольно-вимірними приладами. Результати експериментальних досліджень оброблялись із застосуванням методів математичної статистики та планування експериментів. Використане середовище IDE для розроблення програм керування контролером.

Наукова новизна отриманих результатів.

У дисертації вперше отримані такі наукові результати:

1. Вперше науково обґрунтована та розроблена узагальнена математична модель адаптивної гідросистеми, яка включає опис змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратні характеристики пропорційного розподільника, визначені на основі цифрового моделювання течії робочої рідини по його каналам, та експериментальні характеристики контролера з підсилювачем, що адекватно описує робочі процеси в адаптивній гідросистемі та дозволяє визначити оптимальні значення параметрів регуляторів і налаштування контролера, побудувати алгоритм керування гідросистемою, для забезпечення зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних властивостей машини.

2. Удосконалена структура адаптивного регулятора, який формує сигнал перехресного зв'язку у вигляді суми основної і корегувальної складових та знайдена залежність між величиною коефіцієнта передачі корегувальної складової та часом її затримки по відношенню до основної складової, яка дозволяє забезпечити стійкість роботи адаптивної гідросистеми на всіх режимах її роботи.

3. Вперше визначено залежності між коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею дроселя регулятора насоса, а також коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею демпфера клапана перепаду тиску, які забезпечують процеси регулювання параметрів руху, що дозволяє зменшити в адаптивній гідросистемі час регулювання на величину до 35%, а перерегулювання на величину до 50% в залежності від режимів роботи.

4. Удосконалено алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної машини, що забезпечує в процесі шнекового буріння раціональне співвідношення між частотою обертання шнека та його подачею, при якому зменшуються втрати потужності в гідросистемі та забезпечується безперебійність процесу буріння в робочому циклі.

Практичне значення одержаних результатів

Розроблено нову схему адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера. Гідросистема забезпечує одночасну роботу двох гідродвигунів при можливості пропорційного регулювання та стабілізації їх швидкості, а також необхідне співвідношення між величинами швидкостей гідродвигунів.

Розроблено нову конструкцію розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням величини потоку. Створено алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою, які забезпечують зміну швидкісних режимів гідродвигунів в залежності від зміни зовнішніх

навантажень, що забезпечує безперебійність роботи робочого органу машини при бурінні.

Втрати потужності в розробленій адаптивній гідросистемі на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину від 7,7 кВт до 13,7 кВт, а в контурі привода подачі на величину від 13,3 кВт до 15,6 кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з базовою гідросистемою мобільної машини БАМ-2014. Гідравлічний ККД в розробленій адаптивній гідросистемі зростає у порівнянні з гідросистемою мобільної машини БАМ-2014 для контуру привода подачі шнека на операції буріння з 25% до 83%, а для контуру привода обертання шнека з 49% до 82%.

Схема модернізованої гідросистеми для машини БАМ-2014, документація на секційний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням, алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою впроваджені в машинобудівній компанії «Будагромаш» м. Київ. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

Експериментальний стенд для досліджень адаптивної гідросистеми на базі регульованого насоса, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, а також програма для розрахунку статичних, динамічних та енергетичних характеристик адаптивної гідросистеми впроваджені у навчальний процес у Вінницькому національному технічному університеті.

Розроблена схема адаптивної гідросистеми, конструкція секційного розподільника можуть бути використані також при розробці гідроприводів інших мобільних машин, в яких необхідно забезпечити регулювання, стабілізацію та узгодження швидкісних режимів роботи гідродвигунів, таких, як бурильно-кранові машини БКМ-2М, БКМ-3У. Результати роботи можуть бути використані також на Харківському тракторному заводі, Дрогобицькому заводі автомобільних кранів, Турбівському машинобудівному заводі, Калинівському машинобудівному заводі.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати роботи одержано автором особисто. Вони являють собою обґрунтування та розроблення нової схеми адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком, вдосконалення структури адаптивного регулятора та визначення його раціонального налаштування. Розроблення математичної моделі адаптивної гідросистеми та знаходження оптимальних значень параметрів регуляторів. Розроблення алгоритму та програми керування адаптивною гідросистемою для покращення її характеристик. Постановка мети роботи, визначення задач та формулювання висновків виконано у співпраці з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на Міжнародних науково-технічних конференціях International Conference on Innovative Research – ICIR EUROINVENT-2017 Jasy, Romania, 2017, Асоціації спеціалістів промислової пневматики та гідравліки «Промислова гідравліка та пневматика» м. Вінниця

(2017 р.), м. Львів (2018 р.), м. Київ (2020 р.), на I Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» м. Вінниця 2019 р., на Науково-технічних конференціях науково-педагогічних працівників Вінницького національного технічного університету у 2019 та 2020 роках, Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ 2020 р.). Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась і була схвалена на розширеному засіданні кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в жовтні 2020 р.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 18 наукових праць, у тому числі 6 статей у наукових фахових виданнях (з них 1 стаття у періодичному науковому виданні держави, що входить до ЕС), 1 патент України на корисну модель, 11 тез в збірниках праць науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи викладно на 185 сторінках машинописного тексту, з них: 160 сторінок основного тексту, 83 рисунків, 16 таблиць, списку використаних джерел із 137 найменувань на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано детальну характеристику дисертаційної роботи, розкрито актуальність теми, сформульовано наукову задачу, мету, задачі досліджень, наукову новизну, висвітлене теоретичне та практичне значення отриманих результатів, наведені дані публікацій за тематикою досліджень.

У першому розділі здійснено аналіз розвитку гідросистем мобільних машин. Сучасні адаптивні системи поєднують переваги гідравлічних приводів, електронних систем керування, сучасного програмного забезпечення та поліпшують характеристики машин. Інтерес до розроблення та впровадження гідросистем на сучасних машинах виявляють провідні розробники Vickers, Moog, Danfoss, Bosch – Rexroth, Atos. Дослідження в галузі розроблення та вдосконалення гідросистем проводяться в КПІ ім. Ігоря Сікорського, ХПІ, технічному університеті Данії, технічному університеті м. Лінкопінг (Швеція).

Серед вітчизняних вчених розробкою сучасних автоматизованих систем з керуванням на базі контролерів та проблемами динаміки машин активно займаються Бодяньський Е. В., Грабовський Г. Г., Губарев О. П., Данильченко Ю. М., Кузнецов Ю. М., Петраков Ю. В., Струтинський В. Б. Розроблення гідросистем тісно пов'язане з розвитком теорії та практики їх розрахунку, конструювання та експлуатації. Значний внесок в розвиток досліджень в галузі промислової гідравліки та гідросистем зробили Аврунін Г. А., Бадах В. М., Башта Т. М., Бочаров В. П., Луговський О. Ф., Лур'є З. Я., Панченко А. І., Пелевін Л. Є., Тихенко В. М., Узунов О. В., Чернюк В. В., Яхно О. М. Гідросистеми сучасних машин будуються на основі гідроагрегатів з

пропорційним керуванням. Розробленню та дослідженням гідроагрегатів та систем такого типу присвячена велика кількість робіт Козлова Л. Г., Буреннікова Ю. А., Поліщука Л. К., Немировського І. А., Савуляка В. І., Скворчевського О. Е. Відомі роботи авторів Полешкіна М. С., Грищенко В. І., Ракуленко С. В., Лемешко М. А., присвячені адаптивним гідросистемам технологічних машин для буріння ґрунту, в яких розглянуті питання вдосконалення схем гідроприводів та розроблення алгоритмів їх керування. У ряді робіт авторів Казаченка Г. В., Кислова Н. В., Басалая Г. А., Нагорського А. В. Болдирєва Г. Г., Шульдової С. Г., Ярмолинського В. К. розглянуті процеси буріння ґрунтів шнеками та запропоновано рекомендації по керуванню процесом такого буріння. В роботах R. Finzel, S. Helduser, H-H Harms, P. Kruz, E. Lisowski розглянуті питання створення електрогідравлічних систем на базі контролерів для мобільних машин. Відомі роботи Мазурова В. М., Коробочкіна Б. Л., Нижника О. В., Шумігая Д. А., Д'якониці С. А., Репнікова Н. Б., Павлова А. І., в яких аналізується робота багатозв'язних технічних систем, що включають перехресні зв'язки та визначаються шляхи мінімізації негативного впливу перехресних зв'язків на характеристики. На основі аналізу літературних джерел сформовані вимоги до гідросистеми мобільних машин.

У другому розділі представлена адаптивна гідросистема на основі одного регульованого насоса (рис. 1).

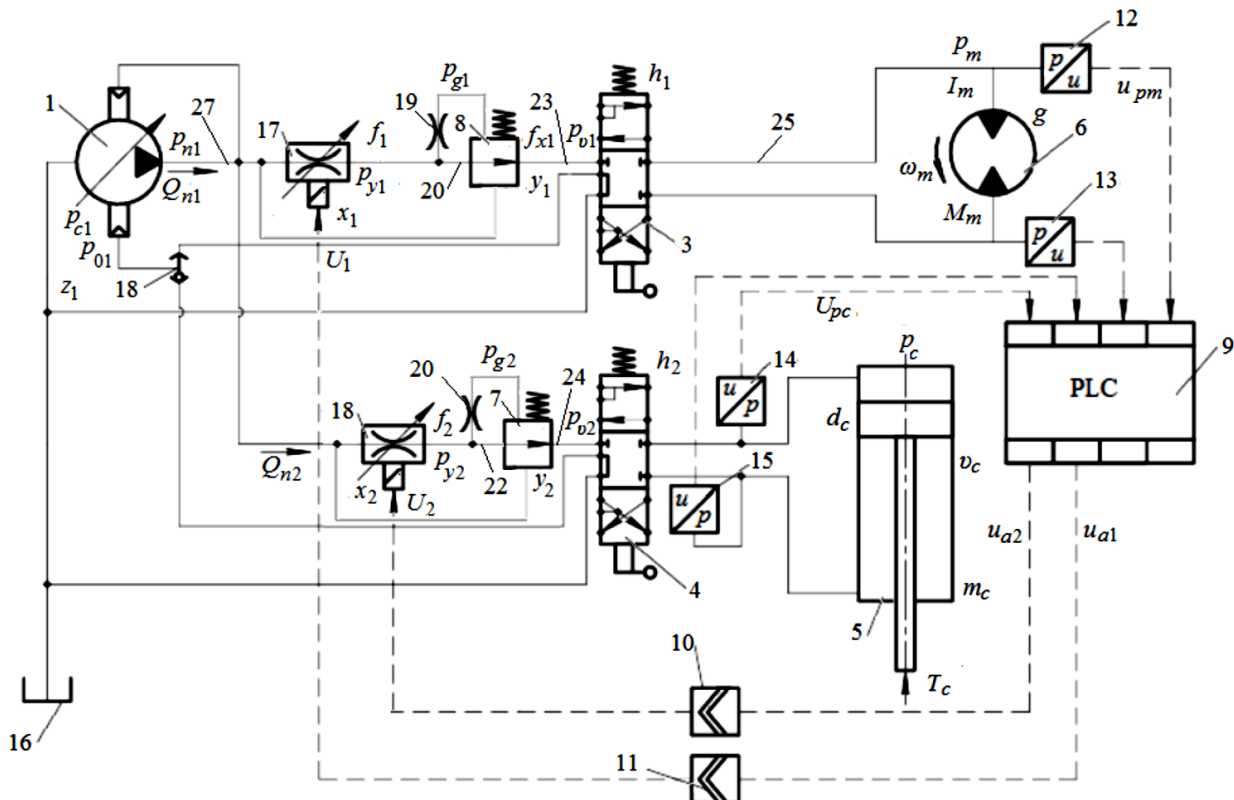


Рис 1. Адаптивна гідросистема на основі одного регульованого насоса

Гідросистема включає: регульований насос 1, розподільники 3, 4 гідроциліндр 5, гідромотор 6, регульовані дроселі 17, 18, клапани перепаду тиску 7, 8, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики 12, 13, 14, 15, бак 16 та логічний клапан 18. Працює гідросистема таким чином. Регульований насос 1

подає робочу рідину до гідромотора 5 через регульований дросель 17, клапан перепаду тиску 8, розподільник 3 та одночасно до гідроциліндра 5 через регульований дросель 18, клапан перепаду тиску 7 та розподільник 4. Розподільник 3 з ручним керуванням забезпечує пуск, зупинку та реверс гідромотора 6. Регульований дросель 17 з електромагнітним керуванням від контролера 9 забезпечує зміну величини подачі, що надходить від насоса 1 до гідромотора 6. Змінюючи величину площі f_{x1} робочого вікна регульованого дроселя можливо керувати частотою обертання гідромотора 6. Датчики 12 та 13 вимірюють величини тисків на входах гідромотора 6 та передають відповідні сигнали на контролер 9. Робоча рідина від насоса 1 поступає також до гідроциліндра 5, визначаючи швидкість v_c руху його поршня. Датчики 14, 15 контролюють величини тиску на входах в гідроциліндр 5 та передають відповідні сигнали на контролер 9. Контролер 9 на основі сигналів від датчиків 12, 13, 14, 15 формує алгоритм керування регульованими дроселями 17 та 18. Цей алгоритм забезпечує оптимальне співвідношення між частотою обертання ω_m та швидкістю v_c руху поршня гідроциліндра 5. Тиск p_{n1} на виході насоса 1 буде при цьому визначатись тиском p_m або тиском p_c в залежності від їх співвідношення. Більший з них по величині тиск через логічний клапан 18 подається до регульованого насоса 1. Тиски p_m та p_c в свою чергу залежать від величини моменту M_m на валу гідромотора 6 та величини навантаження T_c на штоці гідроциліндра 5.

Гідросистема на основі одного регульованого насоса призначена для використання переважно в машинах невеликої потужності (до 15-20 кВт). Для машин більшої потужності (60-80 кВт) розроблено варіант адаптивної гідросистеми на основі двох регульованих насосів. В обох варіантах гідросистеми використовуються аксіально-плунжерні насоси керовані з чутливістю до навантаження (СЧН). Застосовані секційні розподільники, кожна робоча секція яких включає розподільні золотники, регульовані дроселі, клапани перепаду тиску та гальмівні клапани. Розподільники мають трипозиційні розподільні золотники, що керуються вручну. Розподільники мають також пропорційне електрогідравлічне керування регульованими дроселями, що дозволяє в автоматизованому режимі налаштувати і підтримувати стабільними величини витрат робочої рідини, які подаються до гідродвигунів. В гідросистемах використовується адаптивний регулятор (рис. 2), що має блок перемикачів режимів 1, блоки 2, 3 налаштування витрат до гідродвигунів, перемикач режимів 4, блоки затримки сигналів 5,6, блок 7 формування закону зміни співвідношення між витратами до гідромоторів, блок 8 формування коефіцієнта передачі корегувальної складової, блок 9 формування похідної. Адаптивний регулятор обробляє сигнали $U_{h1}, U_{h2}, U_{pm}, U_{pc}$ від датчиків положення розподільних золотників та тиску за алгоритмом керування та формує сигнали, за допомогою яких здійснюється керування елементами адаптивної гідросистеми. За допомогою сигналів U_{a3}, U_{a4} здійснюється перемикачів релейних розподільників, які комутують регульовані насоси з гідродвигунами. За допомогою сигналів U_{a1}, U_{a2} здійснюється налаштування швидкості рухів гідродвигунів та їх співвідношення. Окрім того,

адаптивний регулятор забезпечує корегування сигналу перехресного зв'язку між гілками гідромотора та гідроциліндра з метою покращення динамічних характеристик гідросистеми. До характеристик адаптивної гідросистеми сформульовані такі основні вимоги: коливальність в перехідних процесах $k < 4$; перерегулювання по тиску $\sigma \leq 30\%$; мінімізація втрат потужності; точність стабілізації частоти обертання гідромотора та швидкості руху гідроциліндра $A \pm 5\%$.

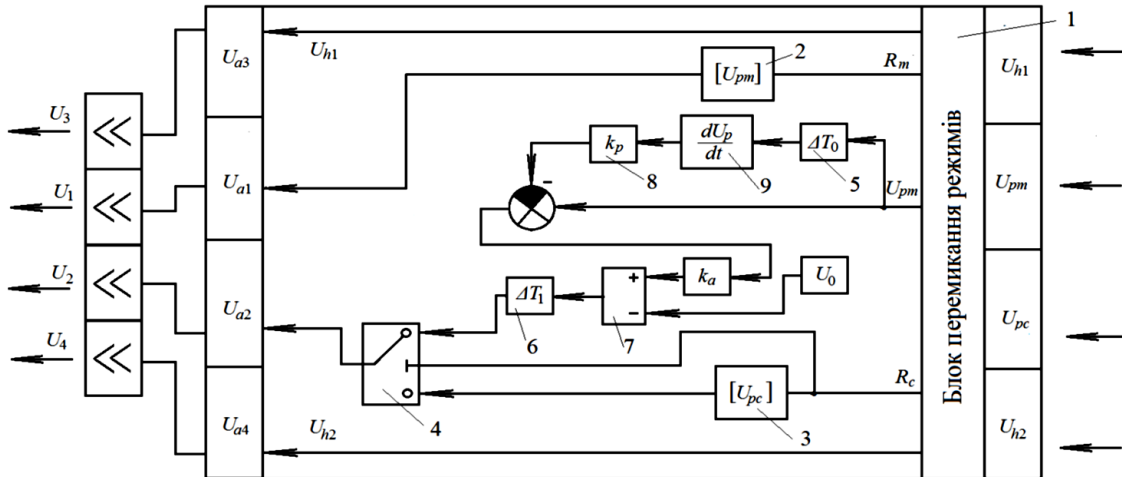


Рис. 2. Схема адаптивного регулятора

У *третьому розділі* досліджено процес течії робочої рідини по каналам та через робочі вікна регульованого дроселя, клапана перепаду тиску та розподільного золотника, що входять до складу кожної робочої секції. Дослідження виконані із використанням 3D моделі розподільника. Застосовано модуль CFD Autodesk Simulation. На рис. 3 показано розподіл тиску при течії робочої рідини через вікно розподільного золотника.

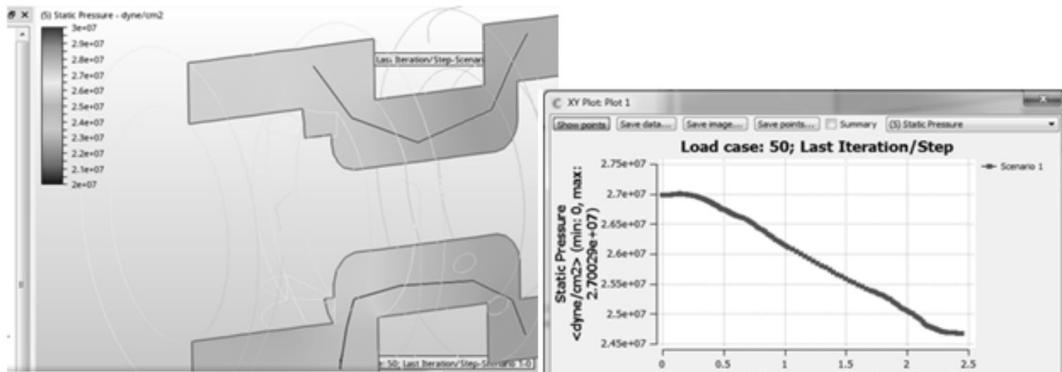


Рис. 3. Розподіл тиску при течії робочої рідини через вікно розподільного золотника

Результати моделювання дозволяють знайти апроксимації залежностей величин потоків через елементи розподільника від перепадів тисків та положень регулюючих елементів:

- для регульованого дроселя

$$Q_x = 0,041x - 1,3 \cdot 10^{-11}p_y + 3,1 \cdot 10^{-11}p_n - 2,21 \cdot 10^{-5};$$

- для вікна клапана перепаду тиску

$$Q_y = \exp(501y - 4,4 \cdot 10^{-8}p_y + 2,9 \cdot 10^{-7}p_v - 7,27);$$

- для вікна розподільного золотника

$$Q_v = 7 \cdot 10^{-4} - \frac{6,58 \cdot 10^5}{p_v} + \frac{9,09 \cdot 10^{11}}{p_v^2} + \frac{6,37 \cdot 10^5}{p_m} - \frac{8,4 \cdot 10^{11}}{p_m^2}.$$

Знайдені залежності використані при розробленні математичних моделей варіантів адаптивної гідросистеми.

Математична модель адаптивної гідросистеми (див. рис. 1) включає такі рівняння. Рівняння потоків для гідроліній: між регульованим насосом 1 та регульованими дроселями 17, 18 (рівняння 1); між регульованим дроселем 17 та клапаном перепаду тиску 8 (рівняння 2); між регульованим дроселем 18 та клапаном перепаду тиску 7 (рівняння 3); між клапаном перепаду тиску 8 та розподільним золотником 3 (рівняння 4); між клапаном перепаду тиску 7 та розподільним золотником 4 (рівняння 5); між розподільним золотником 3 та гідромотором 6 (рівняння 6); між розподільним золотником 4 та гідроциліндром 5 (рівняння 7); між демпфером 19 та клапаном перепаду тиску 8 (рівняння 8); між демпфером 20 та клапаном перепаду тиску 7 (рівняння 9); між золотником регулятора насоса 1 та дроселем (рівняння 10); між демпфером та плунжером планшайби насоса 1 (рівняння 11). Рівняння моментів, що діють: на планшайбу насоса 1 (рівняння 12); на вал гідромотора 6 (рівняння 16). Рівняння сил, що діють на: регулятор насоса (рівняння 13); регульований дросель 17 (рівняння 18); регульований дросель 18 (рівняння 19); клапан перепаду тиску 8 (рівняння 14); клапан перепаду тиску 7 (рівняння 15); шток гідроциліндра 5 (рівняння 17). Рівняння струмів в лініях керування: від датчика тиску 12 до регульованого дроселя 18 (рівняння 20); від контролера 9 до регульованого дроселя 17 (рівняння 21), рівняння напруги на обмотках електромагнітів регульованих дроселів 17 та 18 (рівняння 22, 23).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1 - k_n p_{n1} = Q_{x1} + Q_{x2} + \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \quad (1)$$

$$Q_{x1} = Q_{y1} + \beta W_{y1} \frac{dp_{y1}}{dt} + \mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}) \quad (2)$$

$$Q_{x2} = Q_{y2} + \beta W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt} + \mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}); \quad (3)$$

$$Q_{y1} = Q_{v1} + \beta W_{v1} \frac{dp_{v1}}{dt}; \quad (4)$$

$$Q_{y2} = Q_{v2} + \beta W_{v2} \frac{dp_{v2}}{dt}; \quad (5)$$

$$Q_{v1} = \frac{2\pi\omega_m q_m}{\eta_1} + \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt}; \quad (6)$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_{c2}^2 v_c}{4} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1}-p_{g1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}) = \beta W_{g1} \frac{dp_{g1}}{dt} + \frac{\pi d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + (A_y p_{g1} + B_y t^\circ + C_y \varepsilon_b^2); \quad (8)$$

$$\mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2}-p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}) = \frac{\pi d_{y2}^2}{4} \cdot \frac{dy_2}{dt} + \beta W_{g2} \frac{dp_{g2}}{dt} + (A_y p_{g2} + B_y t^\circ + C_y \varepsilon_b^2); \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1}-p_{o1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{o1}) &= \beta W_0 \frac{dp_{o1}}{dt} + \\ \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{o1}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{o1} - p_{e1}) &+ \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{o1}}{\rho}}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{o1}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{o1} - p_{e1}) = \beta_n W_e \frac{dp_{e1}}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma_1}{dt} - (A_e p_{e1} + B_e t^\circ + C_e \varepsilon_e^2); \quad (11)$$

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \gamma_1}{dt^2} &= p_{n1} f_5 l - p_{e1} f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 - \frac{\pi \rho v_k d_5 l_5}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 + \\ &+ m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_p \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_m \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_1) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_1}{dt}; \quad (13)$$

$$\begin{aligned} m_{y1} \frac{dy_1^2}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - p_{g1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - c_b(H_{y1} + y_1) - \left(A_{g1} + B_{g1} p_{n1} - \frac{D_{g1}}{y_1} + \frac{E_{g1}}{y_1^2} \right) - \\ &- \frac{\pi \rho v_k d_{y1} l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} \frac{dy_1}{dt}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} m_{y2} \frac{d^2 y_2}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - p_{g2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - c_b(H_{y2} + y_2) - \left(A_{g2} + B_{g2} p_{n1} - \frac{D_{g2}}{y_2} + \frac{E_{g2}}{y_2^2} \right) - \\ &- \frac{\pi \rho v_k d_{y2} l_{y2}}{\varepsilon_{y2}} \frac{dy_2}{dt}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$I_1 \frac{d\omega_m}{dt} = p_m q_m - b_{m1} \omega_m - M_m - M_p \text{sign} \omega_m; \quad (16)$$

$$m_c \frac{dv_c}{dt} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - \pi d_c (q_0 + k_q p_c) - \pi d_s (q_0 + k_q p_p) - T_c - T_p \text{sign} v_c; \quad (17)$$

$$U_1 k_{m1} = c_1 (H_1 + x_1); \quad (18)$$

$$U_2 k_{m2} = c_2 (H_2 + x_2); \quad (19)$$

$$p_m k_4 F_n F_k (U_{pm}) = i_{m2}; \quad (20)$$

$$F_{k1} k_n = i_{m1}; \quad (21)$$

$$U_2 = L e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R e; \quad (22)$$

$$U_1 = L e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R e; \quad (23)$$

де p_{n1} , p_m , p_c , p_{yi} , p_o , p_e – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 6 та гідроциліндра 5, виходах клапанів, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1; z_i , x_i , y_i – координати положення регулятора насоса, регульованих дроселів, клапанів перепаду тиску; ω_m , v_c – частота обертання валу гідромотора 6 та швидкість руху поршня гідроциліндра 5; γ_1 – кут повороту планшайби насосу 1; f_0 , f_e , f_{xi} , F_7 – площі дроселів в регуляторі

насоса, площі золотників регульованих дроселів, площа поршнів насоса; $d_c, d_s, d_{yi}, d_z, d_8$ – діаметри поршня та штока гідроциліндра 5, клапанів перепаду тиску, регулятора насоса, діаметр кола контакту поршнів насоса с планшайбою насоса; i_{mi} – величина струму в обмотках електромагнітів; k_{mi}, k_4, k_1 – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагнітів регульованих дроселів, датчиків тиску, кількість поршнів в насосі 1; Le, Re – індуктивність та активний опір обмоток електромагнітів; c_z, c_{yi} – жорсткість пружин регулятора насоса та клапанів перепаду тиску; T_c, M_m – величини приведених навантажень на штоці гідроциліндра 5 та валу гідромотора 6; T_p, M_p – сила та момент тертя на гідродвигунах; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; l – плече дії сервоциліндрів насоса 1; I, I_m – моменти інерції планшайби насоса та рухомих елементів приведених до валу гідромотора 6; m_c – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 5; $W_{n1}, W_0, W_m, W_{yi}, W_c, W_e$ – об’єми гідроліній на виході насоса 1, в регуляторі насоса, на вході гідромотора 6, на виході клапанів перепаду тиску, на вході в гідроциліндр 5, між дроселем та сервоциліндром насоса 1; n_n – число обертів валу насоса 1; $F_k(U_{pm})$ – передавальна функція контролера для сигналу, що подається на підсилювач 10; F_n – передавальна функція підсилювачів; F_{k1} – передавальна функція контролера для сигналу, що передається на підсилювач 11; H_z, H_{y1}, H_{y2} – попередні стискання пружин регулятора насоса та клапанів перепаду тиску; $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса 1 від величини подачі та тиску; β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші; β_n – приведений коефіцієнт податливості гумо-металевих трубопроводів та газорідинної суміші; q_m – робочій об’єм гідромотора 6; U_1, U_2 – величини напруги на електромагнітах регульованих дроселів 17, 18; U_{a1}, U_{a2} – величини напруги на входах підсилювачів 10 та 11; $E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумо-металевих трубопроводів; δ – товщина стінки трубопроводу; W_f – об’єм рідини в газорідинній суміші при величній тиску p ; W_a – об’єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску, A_y, B_y, C_y – коефіцієнти у залежностях витоків з камери керування клапана перепаду тиску, A_e, B_e, C_e – коефіцієнти у залежностях витоків з камери сервоциліндра насоса, ν_k – кінематичний коефіцієнт в’язкості робочої рідини, $\varepsilon_0, \varepsilon_p, \varepsilon_{y1}, \varepsilon_{y2}$ – радіальні зазори між золотниками та корпусами сервоциліндра, регулятора насоса, клапанів перепаду тиску, $l_4, l_5, l_p, l_{y1}, l_{y2}$ – довжина контакту золотників та корпусів в сервоциліндрах насоса, регуляторі насоса, клапанів перепаду тиску, b_{m1} – коефіцієнт демпфування валу гідромотора, q_0 – питома сила тертя в гідроциліндрі, k_q – коефіцієнт питомої сили тертя в гідроциліндрі. Рівняння математичної моделі розв’язувались чисельним методом Розенброка в середовищі MATLAB-Simulink при абсолютній точності $\varepsilon_a=10^{-6}$ та відносній точності $\varepsilon_r=10^{-3}$.

Наявність в адаптивній гідросистемі декількох одночасно працюючих регуляторів, податливість робочої рідини та гумо-металевих трубопроводів, інерція навантаження на гідродвигунах, сили тертя в регуляторах та в гідродвигунах можуть породжувати нестійкі режими роботи. В процесі досліджень знайдені діапазони параметрів регуляторів, що забезпечують досягнення стійких режимів роботи. Це такі параметри: коефіцієнт підсилення золотника регулятора насоса k_z ; площа дроселя регулятора насоса f_0 ; коефіцієнт підсилення клапана перепаду тиску k_y ; площа демпфера клапана перепаду тиску f_2 . Стійкість роботи забезпечена вибором таких значень параметрів регуляторів $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6}$ м², $k_y = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6}$ м².

Проведено дослідження основних параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску на час регулювання та перерегулювання. Виявлено, що на ці показники в найбільшій мірі впливають параметри регулятора насоса k_z , f_0 , f_e та клапана перепаду тиску k_y , f_2 , d_{y2} . Причому, вплив цих параметрів на час регулювання t_p та перерегулювання σ неоднозначний. Так збільшення k_z забезпечує зменшення t_p , але збільшення σ . Для зменшення σ необхідно збільшувати f_0 , а для мінімізації t_p , f_0 повинно вибиратись оптимальним із розглянутого діапазону (рис. 4).

Контролер 9 (див. рис. 1) забезпечує в адаптивній гідросистемі в статичних режимах роботи необхідне співвідношення між частотою обертання валу гідромотора і швидкістю руху штока гідроциліндра.

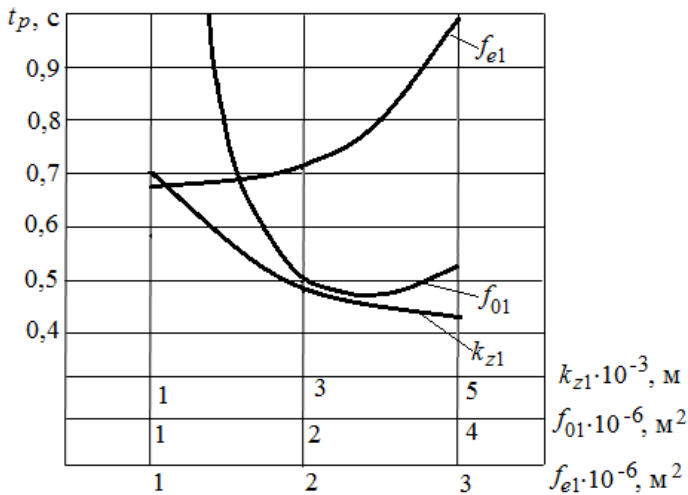


Рис. 4. Вплив параметрів регулятора насоса на динамічні характеристики

параметрів k_p , ΔT_0 забезпечується мінімізація t_p та σ в адаптивній гідросистемі при зміні навантажень на гідродвигунах. На рис. 6 показаний механізм впливу величини k_p на час регулювання t_p та перерегулювання σ .

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень. Експериментальні дослідження виконані на стенді, фото якого

Запропоновано залежність вихідного сигналу контролера формувати у вигляді $U_{a2} = U_0 - k_a \left(U_{pm} - k_p \frac{dU_{pm}}{dt} \right)$. (24)

Величина $\frac{dU_{pm}}{dt}$ подається із затримкою ΔT_0 , а величина U_{a2} із затримкою ΔT_1 . Динамічні характеристики адаптивної гідросистеми в значній мірі залежать від параметрів k_p , ΔT_0 , ΔT_1 .

На рис. 5. представлено вплив величин k_p , та ΔT_0 на величину перерегулювання. При забезпеченні раціонального вибору

представлене на рис. 7. Стенд включає 1 – регульований насос, 2 – розподільник, 3 – гідромотор, 4 – гідроциліндр, 5, 6 – регульовані дроселі.

Технічна характеристика стенда: регульований насос типу A10V40, номінальний тиск 16,0 МПа, витрата насоса $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, тонкість фільтрації 15

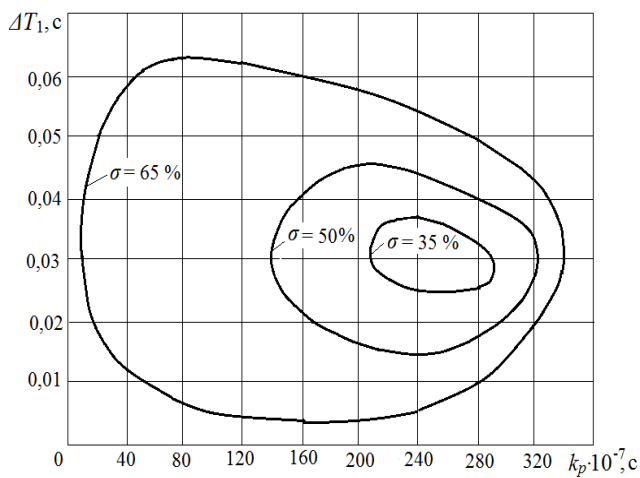


Рис. 5. Вплив параметрів налаштування адаптивного регулятора на σ

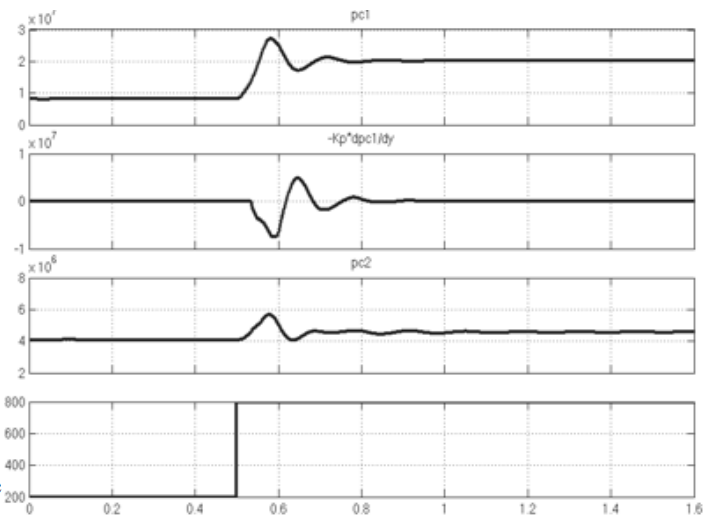


Рис. 6. Механізм впливу корегувальної складової адаптивного регулятора на час регулювання t_p та перерегулювання σ

мкм, контролер типу Arduino UNO, АЦПУ14-140М, розподільник трипозиційний $d_y = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тип розподільника – для гідросистем чутливих до навантаження, точність вимірювання тиску $\pm 1,5 \%$, точність вимірювання напруги $\pm 0,5 \%$, точність вимірювання струму $\pm 0,5 \%$.

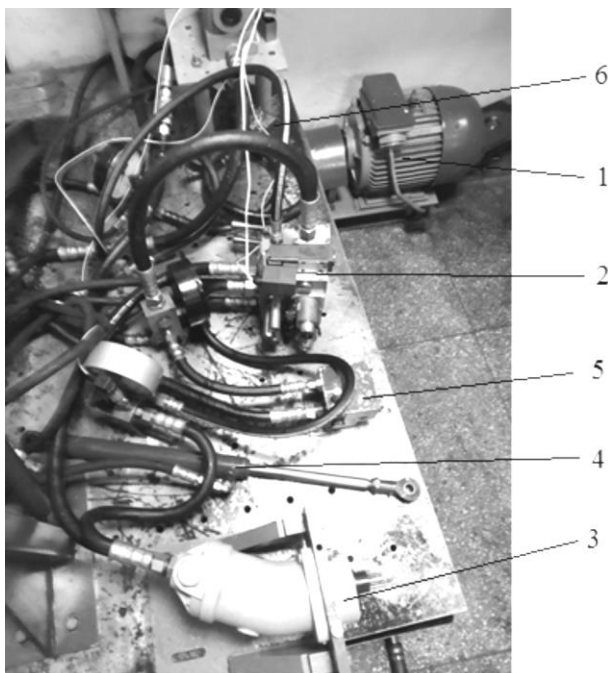


Рис. 7. Стенд для проведення експериментальних досліджень

Фото розподільника для адаптивної гідросистеми представлено на рис. 8. Розподільник має комбіноване керування: ручне для забезпечення напрямків руху робочої рідини та дистанційне електрогідравлічне для забезпечення налаштування від контролера швидкісних режимів гідродвигунів. На фото позначено: 1 – робоча секція розподільника, 2 – блок регулювання витрати, 3 – датчик тиску, 4 – пропорційний електромагніт, 5 – підсилювач.

Експериментально досліджено вплив площі дроселя f_2 клапана перепаду тиску на час регулювання.

На рис. 9 показано перехідний процес при включенні розподільника та

значеннях $Q_n = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $p_n = 7,2 \text{ МПа}$ та $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Час регулювання складає $t_p = 0,31 \text{ с}$. Збільшення демпфування клапана перепаду тиску за рахунок зменшення площі дроселя f_2 забезпечує зменшення коливальності та часу регулювання, що співпадає з результатами моделювання. Виконано оцінку адекватності моделі адаптивної гідросистеми на основі одного регульованого насоса шляхом порівняння розрахованого та експериментально визначеного перехідного процесу.

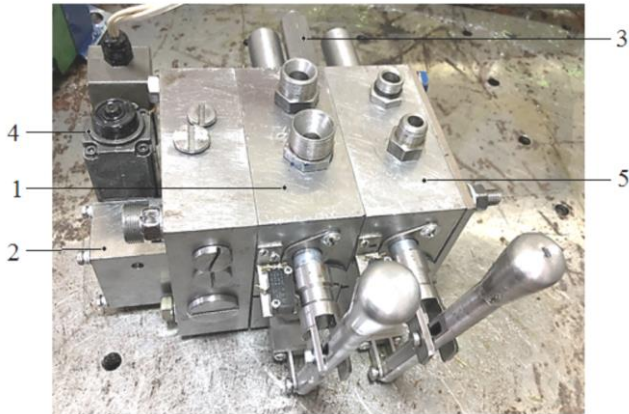


Рис. 8. Розподільник для адаптивної гідросистеми

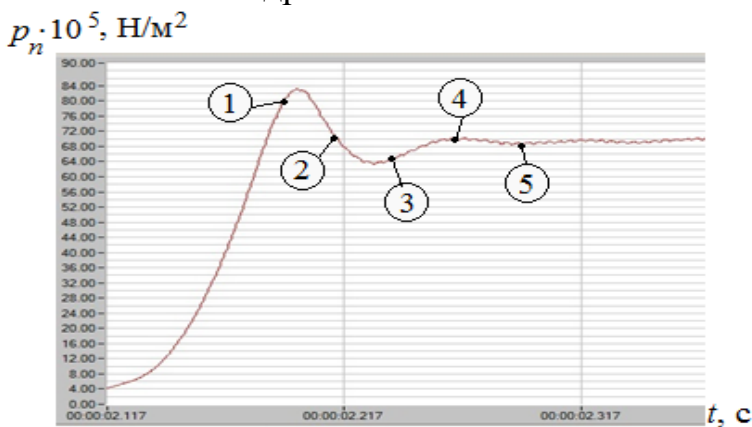


Рис. 9. Перехідний процес в адаптивній гідросистемі при $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

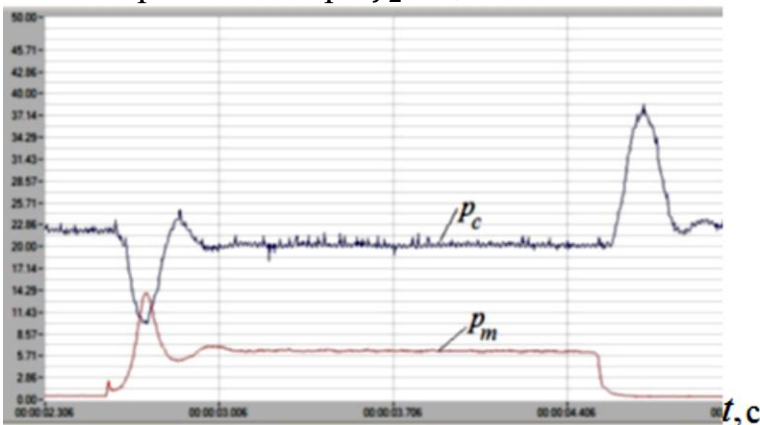


Рис.10. Осцилограма роботи адаптивної гідросистеми

Порівняння виконано по п'яти точкам (рис. 9) з однаковими значеннями часу в перехідному процесі. Математична модель адекватна з імовірністю 95 % на основі визначеного значення критерію Фішера, значення якого становило $F = \frac{S_g^2}{S_v^2} = 1,3 < 5,1 = F_T$. Тут: S_g^2 – дисперсія адекватності, S_v^2 – дисперсія відтворюваності, F_T – табличне значення критерію Фішера.

Максимальне відхилення розрахованих значень змінних від експериментальних не перевищувало 9,5 %.

Досліджена робота адаптивної гідросистеми при одночасному русі гідромотора та гідроциліндра. В процесі експериментів величина витрати Q_c та тиск p_c адаптується до величини тиску p_m .

На рис. 10 наведена осцилограма роботи адаптивної гідросистеми при використанні в контролері алгоритму, при якому при збільшенні тиску p_m тиск p_c зменшується. Досліджена робота адаптивної гідросистеми при одночасному русі гідромотора та гідроциліндра. В процесі експериментів величина витрати Q_c та тиск p_c адаптується до величини тиску p_m .

Це моделює зменшення

подачі гідроциліндра при збільшенні навантаження на гідромоторі. Час перехідних процесів в гідросистемі не перевищує 0,93 с, а точність регулювання по тиску становить 4,5 %. На основі експериментальних даних сформовано рівняння аперіодичної ланки першого порядку, що описує роботу підсилювача електромагніту $T_n \frac{di_m}{dt} + i_m = k_{ng} U_a$, де $T_n = 0,02$ с, $k_{ng} = 0,27$ А/В.

У *п'ятому розділі* проведено дослідження роботи адаптивної гідросистеми мобільної машини, у випадку використання в якості змінного робочого обладнання шнека. Схема приводів шнека для розроблення математичної моделі представлена на рис. 11.

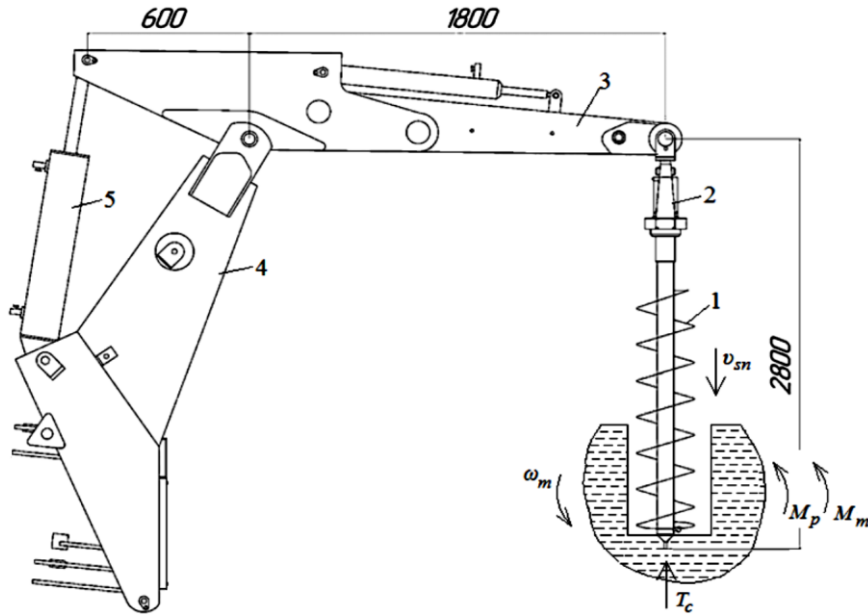


Рис. 11. Схема приводів бурильного шнека

До математичної моделі адаптивної гідросистеми додатково включені рівняння, що описують моменти на рукояті (рівняння 25), осьової сили на бурильному шнеку (рівняння 26), моменти на валу гідромотора (рівняння 27), моменту опору при бурінні на шнеку (рівняння 28), а також рівняння потоків, що надходить до гідроциліндра та гідромотора (рівняння 29, 30).

$$I_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} l_1 \cos \alpha_1 - (T_c + T_p \operatorname{sign} v_{sn}) l_2 \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_3} - (\pi d_c (q_0 + k_q p_c) - \pi d_s (q_0 + k_q p_p)) l_1 \cos \alpha_1 - \sum M_{0i}; \quad (25)$$

$$T_c = C_1 \left(v_{sn} \frac{2\pi}{z \omega_m} \right)^{c_2} \left(\frac{k_n \pi R_2^2 v_{sn}}{\omega_m \sqrt{R_1^2 + R_2^2}} \right); \quad (26)$$

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = p_m q - b_m \omega_m - M_m - M_p \operatorname{sign} \omega_m; \quad (27)$$

$$M_m = C_1 \left(v_{sn} \frac{2\pi}{z \omega_m} \right)^{c_2} \left(\frac{\pi R_2^2 v_{sn}}{\omega_m} \right); \quad (28)$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_c^2 v_{sn} l_2 \cos \alpha_2}{4 l_1 \cos \alpha_1 \cos \alpha_3} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (29)$$

$$Q_{v1} = \frac{2\pi \omega_m q_m}{\eta_1} + \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt} \quad (30)$$

де C_1, C_2 – параметри, що залежать від властивостей ґрунту та виду інструменту, z – кількість ріжучих лопатей на шнеку, k_n – коефіцієнт пропорційності для осевого зусилля шнека, R_1 – діаметр основи шнека, R_2 – зовнішній діаметр шнека, l_1, l_2 – геометричні параметри рукояті, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – кути взаємодії штока гідроциліндра, рукояті та адаптера гідромотора.

Окрім того в рівняннях моментів на рукояті та валу гідромотора використані залежності моменту інерції рукояті

$I_c(\varphi_c) = -0,59\varphi_c^2 + 27,22\varphi_c + 610,42$ та моменту інерції валу гідромотора $I_m(\varphi_c) = -0,028\varphi_c^2 + 0,96\varphi_c + 47,56$ при зміні положення рукояті і заглибленні шнека в ґрунт, де φ_c – кут повороту стріли.

В процесі дослідження адаптивної гідросистеми по математичній моделі виявлено, що на динамічні характеристики, окрім значень параметрів регуляторів, суттєвий вплив має співвідношення параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску. Так значення часу регулювання $t_p = 1,2$ с (мінімальне) отримане у двох випадках: при $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6}$ м², $k_y = 3 \cdot 10^{-3}$ м, (але при цьому $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м) та при $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м², $k_y = 25 \cdot 10^{-3}$ м, (але при цьому $k_z = (6...7) \cdot 10^{-3}$ м). Величина перерегулювання мінімізується при сполученні $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м², $k_y = 3 \cdot 10^{-3}$ м, $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, $f_0 = 2 \cdot 10^{-6}$ м².

Вибір параметрів адаптивної гідросистеми, які забезпечують досягнення вимог щодо стійкості, часу регулювання та перерегулювання виконано в процесі розв'язання оптимізаційної задачі. Для варіанта адаптивної гідросистеми з одним насосом виконана оптимізація параметрів регуляторів за критерієм, що включає декілька показників. Оптимізація виконана з застосуванням метода розробленого Соболев І.М. та Статніковим Р.Б.

Критерій оптимізації включає 3 показники: час регулювання (ваговий коефіцієнт $k_1 = 0,3$); перерегулювання по тиску на виході насоса (ваговий коефіцієнт $k_2 = 0,3$); втрати потужності в регуляторі насоса (ваговий коефіцієнт $k_3 = 0,4$):

$$k'_0 = k_1 \frac{t_p}{t_p^{\max}} + k_2 \frac{\sigma}{\sigma^{\max}} + k_3 \frac{N_y}{N_y^{\max}}. \quad (31)$$

Знайдено оптимальне сполучення параметрів регуляторів при якому k'_0 має мінімальне значення: $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м², $k_{y2} = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м², при цьому $t_p = 1,1$ с, $\sigma = 32$ %, $N_y = 820$ Вт.

Порівняння перехідних процесів розрахованих по математичній моделі для сполучення параметрів регуляторів до і після оптимізації показано на рис. 12.

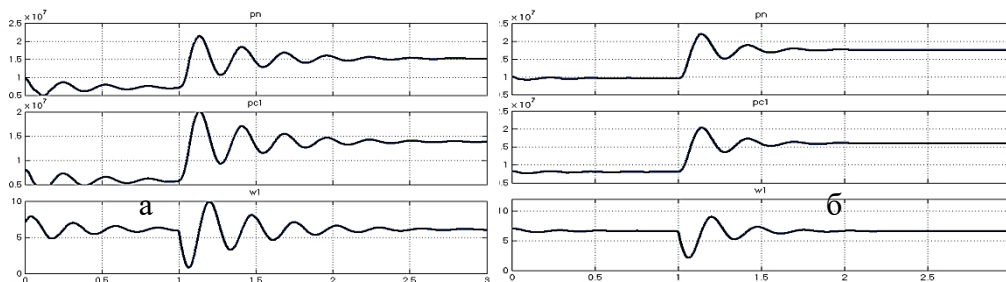


Рис. 12. Розрахований перехідний процес при початковому сполученні параметрів – а, при оптимальному – б

Цим же методом знайдено оптимальне сполучення параметрів настройки контролера, який реалізує перехресний зв'язок: k_p – коефіцієнта передачі коректувальної складової перехресного зв'язку, ΔT_0 – часова затримка коректувальної складової сигналу перехресного зв'язку.

Критерій оптимізації включав 2 показника t_p та σ з рівними ваговими коефіцієнтами. Оптимальні значення параметрів налаштування контролера становлять $k_p = 350 \cdot 10^{-7}$ с, $\Delta T_0 = 0,08$ с.

Стійкість варіанту адаптивної гідросистеми на основі двох насосів в усіх режимах функціонування забезпечується за рахунок коефіцієнта корегувальної складової з діапазону $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$ с та затримки ΔT_0 з діапазону $\Delta T_0 = (0,03 \dots 0,09)$ с.

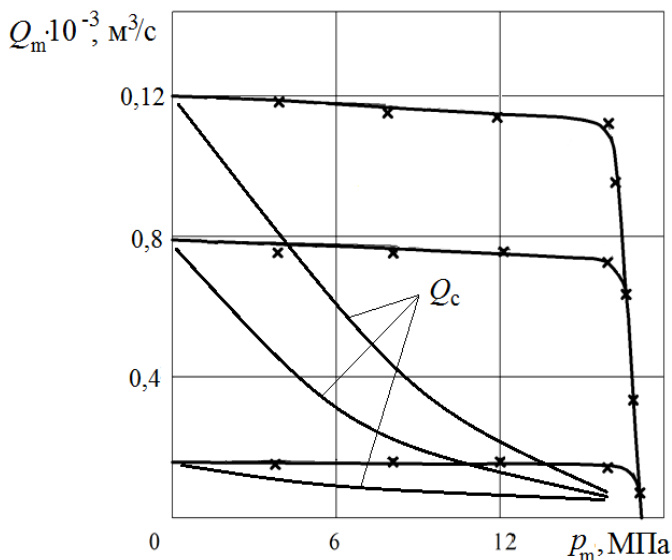


Рис. 13. Залежність витрати Q_m до гідромотора та Q_c до гідроциліндра від тиску p_m в адаптивній гідросистемі

$k_p = 35 \cdot 10^{-7}$ с, $\Delta T_0 = 0,04$ с при зміні режимів роботи в діапазонах $p_m = (11 \dots 14)$ МПа, $p_c = (4,2 \dots 4,6)$ МПа та зміні моменту навантаження на гідромоторі $M_{ms} = (70 \dots 330)$ Н·м, $v_c = (5,2 \dots 6,6) \cdot 10^{-3}$ м/с, $\omega_m = 1,8$ об/с представлена на рис. 14. Частота обертання валу гідромотора підтримується стабільною $\omega_m = 1,8$ об/с, а подача шнека змінюється обернено пропорційно зміні навантаження на шнеку.

При використанні в гідросистемі двох насосів мають місце втрати потужності обумовлені перепуском частини рідини в бак через регулятори насосів, а також втрати потужності обумовлені втратою тиску на розподільниках. Величини втрат тиску на розподільниках не перевищують 1,6 МПа для обох контурів адаптивної гідросистеми. Розрахований гідравлічний ККД для цієї гідросистеми лежить в діапазоні $\eta = (63 \dots 87)$ %. У випадку використання в адаптивній гідросистемі одного насоса, втрати потужності можуть зростати за рахунок різниці у величинах тисків, що виникають на гідромоторі та гідроциліндрі, але в цьому випадку зменшується втрати тиску на регуляторі насоса. Розрахований гідравлічний ККД становить $\eta = (59 \dots 85)$ %.

Для варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами розраховано статичні характеристики. Визначено залежності втрат Q_m та Q_c , що подаються до гідромотора та гідроциліндра від навантаження на бурильному інструменті. Залежність показано на рис. 13. В дослідженому діапазоні зміни тиску p_m (1,0...15) МПа похибка стабілізації витрати Q_m не перевищує $A \leq 8,6$ %.

Робочий процес в адаптивній гідросистемі розрахований при значеннях параметрів $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м², $k_{y2} = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $k_z = 10 \cdot 10^{-3}$ м, $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м²,

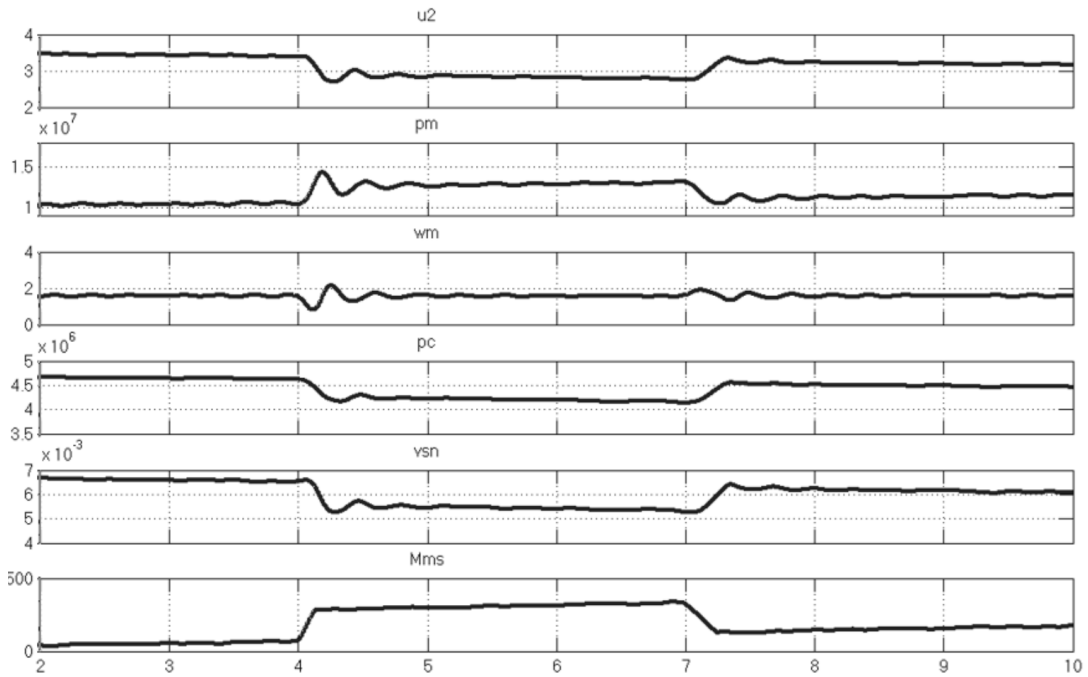


Рис. 14. Робочий процес в адаптивній гідросистемі при зміні навантаження

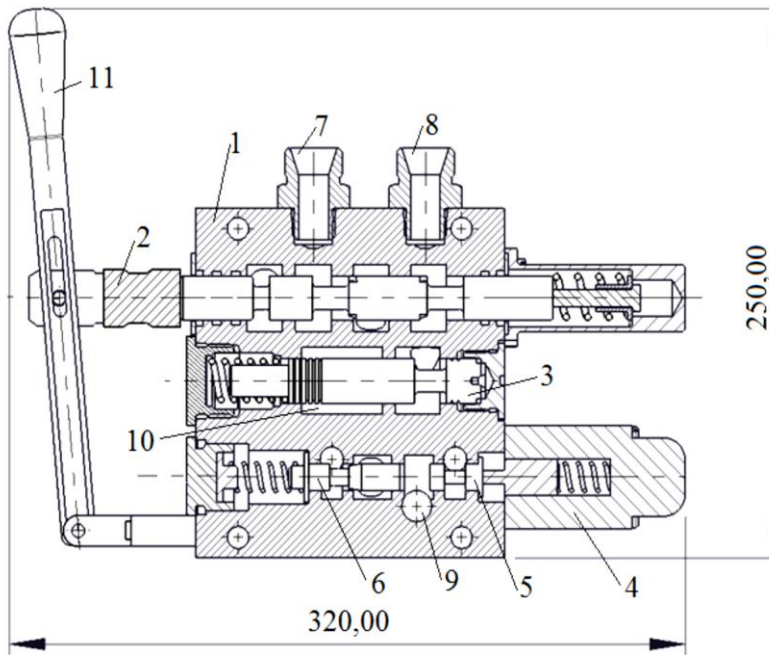


Рис. 15. Розподільник для адаптивної гідросистеми

На основі результатів досліджень спроектовано розподільник для адаптивної гідросистеми (рис. 15). Робоча секція розподільника включає такі основні елементи: 1 – корпус, 2 – розподільний золотник, 3 – гальмівний клапан; 4 – пропорційний електромагніт, 5 – регульований дросель, 6 – клапан перепаду тиску.

Розподільник забезпечує 3 робочі позиції, має комбіноване, ручне та електрогідравлічне керування.

Вручну оператор забезпечує підключення та реверс роботи гідродвигунів. Швидкісні режими гідродвигунів налаштовуються через контролер, що керує електромагнітом з регульованого дроселя.

Для розробленої адаптивної гідросистеми створено алгоритм керування. Алгоритм забезпечує дві умови:

1. Забезпечується таке співвідношення між частотою обертання валу гідромотора та величиною подачі шнека, при якому продуктивність транспортування розпушеної породи із зони буріння перевищує продуктивність руйнування породи. Ця умова забезпечує відсутність заштибовування шнека в

процесі буріння і, відповідно, безперервність буріння на всьому робочому ході шнека.

2. Контролюється співвідношення тиску, що виникає в гідросистемі при бурінні, із допустимою величиною тиску для гідросистеми. Алгоритм забезпечує зміну подачі шнека за умови не перевищення тиску в гідросистемі над величиною допустимого тиску. При цьому зменшуються втрати потужності в гідросистемі.

Запропонована модернізація гідросистеми мобільної машини БАМ-2014, що випускається підприємством «Будагромаш» м. Київ. Модернізована гідросистема мобільної машини БАМ-2014 побудована на основі двох регульованих насосів, що випускаються ЗАТ «Гідросила» для відкритих гідросистем з LS-регулюванням. Насоси мають робочі об'єми $q_1 = 71 \text{ см}^3$ та $q_2 = 45 \text{ см}^3$. Гідросистема включає також два секційних розподільника, гідроциліндри для привода робочих органів, гідробак, фільтри, запобіжні клапани, контролер та систему датчиків переміщення та тиску. У випадку використання машини на операціях буріння вона комплектується бурильним шнеком типу Delta з гідромотором. Проведено порівняння роботи запропонованої гідросистеми на операції буріння шнеком із роботою гідросистеми серійної мобільної машини БАМ-2014, оснащеної шестеренними насосами НШ-32 та НШ-100. Виконано оцінку затрат енергії в процесі буріння на глибину $L = 2,5 \text{ м}$, шнеком $D = 400 \text{ мм}$. Витрати потужності в модернізованій гідросистемі в контурі основного руху зменшуються на величину (7,7...13,7) кВт, а контурі подачі на величину (13,3...15,6) кВт в залежності від режимів роботи. За рахунок застосування контролера, що реалізує перехресний зв'язок між контурами приводів подачі та обертання шнека забезпечується безперебійність процесу буріння. Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів розробки становить 44880 грн. в рік на одну машину.

ВИСНОВКИ

1. Ефективним засобом поліпшення експлуатаційних характеристик мобільної робочої машини є застосування адаптивної гідросистеми на базі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, які реалізує перехресний зв'язок в гідросистемі. Застосування перехресного зв'язку дозволяє узгоджувати режими одночасно працюючих гідродвигунів, що забезпечує максимальне завантаження гідросистеми по тиску та безперебійність роботи машини в робочому циклі.

2. Виявлено, що для забезпечення стійкості роботи, зменшення перерегулювання та часу регулювання в адаптивній гідросистемі перехресний зв'язок, який реалізує контролер, повинен формуватися у вигляді суми основної та корегувальної складових сигналу. Корегувальна складова є добутком похідної від сигналу датчика тиску та коефіцієнта передачі. Корегувальна складова сигналу перехресного зв'язку додається до основної складової із затримкою в часі ΔT_0 .

3. Встановлено, що дослідження статичних, енергетичних та динамічних характеристик розробленої гідросистеми для мобільної робочої машини доцільно проводити з використанням узагальненої математичної моделі, розробленої з урахуванням змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника визначених на основі цифрового моделювання режимів течії робочої рідини по його каналам, експериментальних характеристик контролера та підсилювача в перехідних процесах. Математична модель дозволяє розробити алгоритми керування адаптивною гідросистемою при зміні зовнішніх навантажень з метою зменшення втрат потужності, максимального завантаження гідросистеми по тиску та безперебійності роботи машини в робочому циклі.

4. Розроблена конструкція розподільника з електромагнітним керуванням забезпечує пропорційне керування швидкісними режимами руху двох гідродвигунів по сигналу від датчиків тиску при можливості зміни співвідношення швидкостей гідродвигунів. При цьому забезпечується стабілізація швидкостей руху гідродвигунів з похибкою стабілізації, що не перевищує $A \leq 8,6 \%$.

5. Виявлено, що для забезпечення стійкої роботи адаптивної гідросистеми в усіх режимах функціонування коефіцієнт передачі корегувальної складової перехресного зв'язку повинен лежати в діапазоні $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$ с та подаватись до основної складової сигналу перехресного зв'язку із затримкою по часу з діапазону $\Delta T_0 = (0,03 \dots 0,09)$ с.

6. Виявлено, що на динамічні характеристики окрім значень параметрів регуляторів суттєвий вплив має їх співвідношення. Встановлено, що при оптимальному сполученні значень коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, площі дроселя регулятора насоса $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м², коефіцієнта підсилення клапана перепаду тиску $k_y = 10 \cdot 10^{-3}$ м, площі демпфера клапана перепаду тиску $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м² в адаптивній гідросистемі забезпечується час регулювання 1,1 с, перерегулювання 32 %, а втрати потужності в регуляторі насоса не перевищують 0,82 кВт.

7. Запропонований алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою забезпечує в процесі буріння таке співвідношення між частотою обертання шнека та величиною його подачі, при якому продуктивність руйнування ґрунту шнеком не перевищує продуктивності транспортування розпушеного ґрунту із забою, що забезпечує безперебійність роботи машини в робочому циклі. В залежності від навантаження величина подачі шнека змінюється за умови не перевищення допустимого значення тиску в гідросистемі, при цьому втрати потужності на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину (7,7...13,7) кВт, а в контурі подачі на величину (13,3...15,6) кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з гідросистемою базової мобільної машини БАМ-2014. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. **Burennikov Y. Mechatronic Hydraulic System with Adaptive Controler on the Basis of Neural Networks / Yuriy Burennikov, Leonid Kozlov, Yuriy Shevchuk, Volodymyr Pyliavets // Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași Tomul LXI (LXV), Fasc. 1-2 –2015. – P. 132-151.** (стаття у періодичному науковому виданні держави, що входить до ЄС) *Здобувач запропонував використати в гідросистемі мобільної машини два додаткових розподільника з електричним керуванням для забезпечення комутації кожного з двох насосів з гідродвигунами, що задіяні на виконання поточної технологічної операції.*
2. Козлов Л. Г. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата / Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Козлов Л. Г., Шевчук Ю. В., Пилявець В. Г. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2015. – №2 (73). – С. 6-12. *Здобувач запропонував схему експериментального стенду та систему для імітації навантаження на гідроциліндр в комплекті з системою реєстрації.*
3. Козлов Л. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми / Л.Г. Козлов, М.П. Коріненко, В. Г. Пилявець // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2018. - №3. - С. 105 – 116. *Здобувачем розроблена математична модель адаптивної гідросистеми та проведені дослідження впливу основних конструктивних параметрів регуляторів на динамічні характеристики.*
4. Козлов Л. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу / Л. Козлов, Ю. Буренніков, В. Пилявець, М. Коріненко, О. Лижов // ВМТ, Чер 2019. - vol 9, № 1, с. 66-76. *Здобувачем виконано аналіз причин виникнення нестійких режимів роботи адаптивної гідросистеми, досліджено вплив на стійкість режимів та умов роботи гідросистеми і знайдено діапазони параметрів регуляторів в яких забезпечується стійка робота.*
5. Пилявець В. Г. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В.Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. А Ковальчук // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. – 2019. - № 4(85) – с. 76-82. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875 *Здобувачем проведено дослідження впливу перехресного зв'язку на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми, запропоновано структуру регулятора та визначено параметри його налаштування, які покращують динамічні характеристики.*
6. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням / Пилявець В. Г., Товкач А. О., Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Кравчук О. О. № 1 (2020): Наукові праці ВНТУ Електронне видання *Здобувачем проведені дослідження на експериментальному стенді адаптивної гідросистеми створеної на основі дослідного зразка розподільника з електрогідравлічним керуванням, визначені статичні та динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.*

7. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network / Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkевич O. // International conference on innovative research – ICIR EUROINVENT – Romania, 2017, Web of Science. *Здобувач запропонував алгоритм роботи контролера для електрогідравлічного керування насосом змінного робочого об'єму.*

8. Пат. 144036 Україна, МПК E02F 9/22 F15B 13/06. Адаптивна гідросистема / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пілявець, С. І. Котик. – № u202002212; заявл.03.04.2020; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16. – 5 с. *Здобувач запропонував в адаптивній гідросистемі використати зворотний зв'язок по тиску на вході в гідромотори для керування регульованим дроселем із застосуванням контролера з пропорційними виходами.*

9. Буренніков Ю. А. Мехатронна гідросистема з регулятором на основі мікроконтролера / Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Сергеев С.Г., Харченко М. М., Пілявець В. Г. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С 91-92. *Здобувач запропонував гідравлічну схему для мобільної машини, яка має змінні робочі органи, в тому числі шнек для буріння шурфів.*

10. Козлов Л.Г. Визначення статичних та динамічних характеристик системи керування гідроприводом бурильної установки / Л.Г. Козлов, В.Г. Пілявець // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця, 3-6 жовтня 2017 р. : матеріали конференції. - Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2017. – 136 с. *Здобувач розробив схему та створив в лабораторії експериментальний стенд для визначення статичних і динамічних характеристик гідросистеми на базі контролера та системи контрольно-вимірювальних пристроїв.*

11. Козлов Л. Г., Пілявець В. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика» м. Львів 25-28 вересня 2018 р. : тези доповідей – м. Львів, 2018. – С. 48. *Здобувачем виконано дослідження основних параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску на статичні та динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.*

12. Буренніков Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик мехатронного гідропривода / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. Г. Пілявець, А. О. Товкач // XLVIII науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019. *Здобувачем розроблена конструкція стенда з використанням датчиків тиску, контролера, аналогово-цифрового перетворювача та персонального комп'ютера. Стенд дозволяє проводити експериментальні дослідження розгалуженої гідросистеми з двома гідродвигунами та узгоджувати їх роботу.*

13. Буренніков Ю.А., Стійкість мехатронної гідросистеми на основі регульованого насоса / Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Іоан Русу, Пілявець В.Г., Ткачук Ю.А. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та

застосування : III міжнародна науково-технічна конференція : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019. – С 31 – 37. *Здобувачем проведено дослідження впливу параметрів гідродвигунів, насосів та об'ємів трубопроводів адаптивної гідросистеми на стійкість. Показані діапазони змін цих величин в яких забезпечується стійка робота.*

14. Козлов Л. Г. Покращення динамічних характеристик адаптивного гідроприводу із перехресним зв'язком / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Пилявець В. Г. // I Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019» : тези доповідей – м. Вінниця, 2019. – С. 299 – 300. *Здобувач запропонував спосіб покращення динамічних характеристик адаптивної гідросистеми за рахунок налаштування величини коефіцієнта передачі корегувальної складової сигналу перехресного зв'язку та величини його затримки.*

15. Пилявець В. Г. Забезпечення стійкості та покращення динамічних характеристик адаптивного механотронного гідроприводу / В. Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, С. І. Котик // XX Міжнародна конференція АС ПГП, тези доповідей – м. Київ, 22-25 жовтня 2019. – с. 125-127. *Здобувачем виконані дослідження роботи адаптивної гідросистеми в динамічних режимах по математичній моделі. Знайдено по два параметра регулятора насоса та клапана перепаду тиску, зміна яких в найбільшій мірі впливає на стійкість та динамічні характеристики гідросистеми.*

16. Пилявець В. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / В. Г. Пилявець, С. І. Котик, Л. Г. Козлов // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9882> *Здобувачем на основі проведених досліджень розроблено конструкцію секційного розподільника з електрогідравлічним пропорційним керуванням.*

17. Козлов Л. Г. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної робочої машини [Електронний ресурс] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Пилявець В. П., Кравчук О. // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9879> *Здобувачем розроблено алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної машини в режимі шнекового буріння. Алгоритм забезпечує безперебійність процесу буріння та адаптацію режимів роботи гідросистеми до зміни зовнішніх навантажень.*

18. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження перехідних процесів в адаптивній гідросистемі. Матеріали XXV Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» –6-9 жовтня 2020р., М. Київ, с. 360-364. *Здобувачем проведено на експериментальному стенді дослідження роботи адаптивної гідросистеми в динамічних режимах роботи. Розроблені рекомендації по вибору демпфера клапана перепаду тиску.*

АНОТАЦІЯ

Пилявец В. Г. Адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної машини. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021.

Дисертація присвячена розробленню адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком з покращеними статичними, енергетичними та динамічними характеристиками. Розроблено математичні моделі варіантів адаптивної гідросистеми на базі одного та двох регульованих насосів. Досліджено вплив режимів, умов роботи гідросистеми, а також параметрів регуляторів та параметрів перехресного зв'язку на динамічні характеристики. На експериментальному стенді проведено дослідження роботи гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи, визначено характеристики контролера з підсилювачем, підтверджено адекватність математичних моделей. Спроектовано дослідний зразок секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Розроблено схему адаптивної гідросистеми для мобільної робочої машини типу БАМ-2014, що випускається підприємством «Будагромаш» м. Київ. Встановлено, що втрати потужності при бурінні шурфу в модернізованій гідросистемі зменшуються на (7,7...13,7) кВт в контурі основного руху та на (13,3...15,6) кВт в контурі подачі. Очікуваний економічний ефект на мобільній робочій машині типу БАМ-2014 становить 44880 грн/рік.

Ключові слова: адаптивна гідросистема, розподільник, перехресний зв'язок, мобільна машина, зменшення втрат потужності.

АННОТАЦИЯ

Пилявец В. Г. Адаптивная гидросистема с перекрёстной связью для мобильной машины. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» МОН Украины, Киев, 2021.

Диссертация посвящена разработке адаптивной гидросистемы с перекрестной связью с улучшенными статическими, энергетическими и динамическими характеристиками. Разработаны математические модели вариантов адаптивной гидросистемы на базе одного и двух регулируемых насосов. Исследовано влияние режимов, условий работы гидросистемы, а также параметров регуляторов и параметров перекрестной связи на динамические характеристики. На экспериментальном стенде проведено исследование работы гидросистемы в статических и динамических режимах работы, определены характеристики контроллера с усилителем, подтверждена адекватность математических моделей. Спроектирован опытный образец секционного

распределителя с пропорциональным электрогидравлическим управлением. Разработана схема адаптивной гидросистемы для мобильной рабочей машины типа БАМ-2014, выпускаемой предприятием «Будагромаш» г. Киев. Установлено, что потери мощности при бурении шурфа в модернизированной гидросистеме уменьшаются на (7,7 ... 13,7) кВт в контуре основного движения и на (13,3 ... 15,6) кВт в контуре подачи. Ожидаемый экономический эффект на мобильной рабочей машине типа БАМ-2014 составляет 44880 грн/год.

Ключевые слова: адаптивная гидросистема, распределитель, перекрестная связь, мобильная машина, уменьшение потерь мощности.

ABSTRACT

Pylyavets V.G. Adaptive hydraulic system with cross link for mobile machines. – Manuscript copyright.

Thesis for the scientific degree of candidate of Technical Science on the speciality 05.02.02 – Machine Science. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” of the Ministry of Education of Ukraine, Kyiv, 2021.

The thesis is devoted to the development of an adaptive cross-linked hydraulic system with improved static, energy and dynamic characteristics.

The analysis of works on research topics is carried out. The principle of operation has been substantiated and schemes of variants of an adaptive hydraulic system based on one and two variable pumps have been developed. The hydraulic system uses electro-hydraulic directional valves, a controller and a sensor system. In the developed versions of the adaptive hydraulic system, the controller implements a cross link between the two circuits, which allows matching the speed values of the hydraulic motors, ensuring the smooth operation of the machine and the maximum loading of the pumps by pressure.

It is proposed to form the cross link, which is implemented by the controller, in the form of the sum of the main and corrective components. The correction component is the product of the derivative of the pressure sensor signal and the transmission coefficient. The correcting component is added to the main one with a certain time delay.

Mathematical models of adaptive hydraulic systems based on one and two adjustable pumps have been developed. The mathematical models take into account the moments of inertia of the working mechanisms, the flow characteristics of the directional valve are determined on the basis of modeling the flow of working fluid through the working windows and experimentally determined characteristics of the controller. The influence of hydraulic system operating modes, as well as parameters of regulators and cross link parameters on dynamic characteristics has been studied. It was found that the dynamic characteristics of the adaptive hydraulic system depend on the ratio of the values of the design parameters of the pump regulator and the differential pressure valve. The optimal combinations of parameters of regulators and parameters of cross link are found.

Stable operation of the adaptive hydraulic system in all modes of operation is ensured at values of the transmission coefficient of the correcting component from the range $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$ s. The time delay of the correcting component should be in the range $\Delta T_0 = (0.03 \dots 0.09)$ s.

On the experimental stand the research of work of hydraulic system in static and dynamic modes of work is carried out, characteristics of the controller with the amplifier are defined, adequacy of mathematical models is confirmed. Experimental studies of the adaptive hydraulic system with the simultaneous operation of the hydraulic motor and hydraulic cylinder have been carried out. During operation, the pressures in the circuits are adapted to the changing load. The time of transient processes with increasing and decreasing the load does not exceed 0.9 s, and the control accuracy in terms of pressure is 4.5%. The developed adaptive hydraulic system provides stabilization of the flow rate to the hydraulic motor with an error that does not exceed 8.6%, as well as the possibility of a proportional change in the feed rate of the hydraulic cylinder when changing the load torque on the hydraulic motor.

A prototype of a sectional directional valve with proportional electrohydraulic control is designed. The scheme of the adaptive hydraulic system for the mobile working machine of the BAM-2014 type which is issued by the “Budagromash” (Kyiv) enterprise of is developed. The operation of the adaptive hydraulic system with the hydraulic system of the base machine is compared. Power losses on auger drilling operations in the main contour are reduced by (7.7 -13.7) kW, and in the feed contour by (13.3 - 15.6) kW. Requirements are provided for the accuracy of stabilization of the speeds of the working mechanism, for the time of regulation and overshoot. The expected economic effect from the use of the developed adaptive hydraulic system on the mobile working machine type BAM-2014 is 44.880 UAH/year.

Test stand for investigation of the adaptive hydraulic system based on a variable pump, directional control valve with proportional electrohydraulic control and a controller as well as the program for computation of static, dynamic and energy characteristics of the adaptive control system are implemented into the educational process in Vinnytsia National Technical University.

The developed circuit of the adaptive hydraulic system and the sectional directional control valve design can also be used for developing hydraulic drives of other mobile machines, where it is necessary to provide regulation, stabilization and coordination of the speed modes of hydraulic engines, such as drilling-crane machines БKM-2М, БKM-3У. The results of the work can also be used at Kharkiv Tractor Plant, Drogobych Truck Crane Plant, Turbiv Machine-Building Plant, Kalynivka Machine-Building Plant.

Key words: adaptive hydraulic system, directional valve, cross link, mobile machine, power loss reduction.