

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

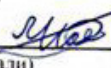
Факультет машинобудування і транспорту
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))


Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))


МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему:


**РОЗРОБЛЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ
ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА»**

МКР.08-64.011.00.000.ПЗ

Виконав: студент групи ІПМ-23м
спеціальності І31 – прикладна механіка
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)
Владислав МАКОГОНЮК 
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ТАМ
 Леонід КОЗЛОВ
(прізвище та ініціали)
«20» грудня 2024 р.


Рецензент: д.т.н., проф., директор ІДА
Андрій КАШКАНОВ 
(прізвище та ініціали)
«20» грудня 2024 р.

Допущено до захисту
Зав. кафедри  Леонід КОЗЛОВ
«21» грудня 2024 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет Машинобудування та транспорту
Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13-Механічна інженерія
Спеціальність – 131 – Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма – Технології машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ

 Леонід КОЗЛОВ
02 вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Макогонюку Владиславу Вячеславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: Розроблення розподільника для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора

керівник роботи: д.т.н., професор Козлов Л. Г.

затверджені наказом ВНТУ від 17.09.2024 року № 310

2. Строк подання студентом роботи 20 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи: 1. Номінальний потік $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. 2. Номінальний тиск 16 МПа. 3. Максимальний тиск 20 МПа. 4. Робочий хід золотника 9 мм.



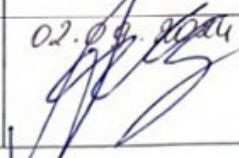
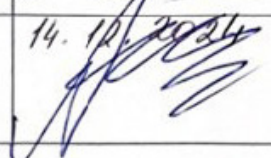
4. Зміст текстової частини

1. Огляд сучасних секційних розподільників.
2. Схема секційного розподільника та його математична модель
3. Дослідження робочих процесів в гідросистемі з розподільником
4. Економічне обґрунтування доцільності розробки розподільника

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Схеми гідросистем та розподільників – аналоги.
2. Розрахункова схема розподільника та його математична модель.
3. Дослідження робочих процесів в гідросистемі з розподільником.
4. Економічне обґрунтування доцільності розроблення розподільника.


6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Спеціальна частина	д.т.н., професор Леонід КОЗЛОВ	02.09.2024 	17.12.2024 
Економічна частина	к.т.н., професор Олександр ЛЕСЬКО	02.09.2024 	14.12.2024 

7. Дата видачі завдання 02.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання початок закінчення	Примітка
	Огляд джерел.	02.09.2024 – 18.09.2024	Вик.
	Секційний розподільник.	19.09.2024 – 30.09.2024	Вик.
	Розрахункова схема та математична модель.	01.10.2024 – 15.10.2024	Вик.
	Дослідження характеристик	16.10.2024 – 10.11.2024	Вик.
	Визначення ефективності застосування розробленого секційного розподільника	12.11.2024 – 30.11.2024	Вик.
	Нормоконтроль	14.12.2024	Вик.
	Захист роботи	23.12.2024	Вик.

Студент  Владислав МАКОГОНІЮК
(підпис) (ініціали і прізвище)

Керівник роботи  Леонід КОЗЛОВ

АНОТАЦІЯ

УДК 62-82:62-503.507

Макогонюк В.В. Магістерська кваліфікаційно робота зі спеціальності 131 –
Прикладна механіка, освітня програма – технології машинобудування
«Розроблення розподільника для гідросистеми екскаватора на базі колісного
трактора. Вінниця: ВНТУ, 2024, 97с.

На українській мові. Бібліографія 26 назв; рис. 23 ; табл. 11.

У магістерський кваліфікаційний роботі розроблено новий секційний розподільник для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора. Секційний розподільник включає декілька робочих секцій і пристосований для роботи з регульованим насосом. В кожній робочій секції розташований розподільний золотник, який керує потоком, що подається від насоса до гідроциліндра. Розподільний золотник має три позиції: нейтральна, підйом та опускання. Розроблено 4 варіанти конструкції розподільного золотника. Розроблено математичну модель гідросистеми з секційним розподільником та регульованим насосом. Проведено дослідження стійкості роботи гідросистеми та визначено діапазони зміни конструктивних параметрів гідросистеми, в яких забезпечується стійка робота гідросистеми. Проведено дослідження впливу параметрів розподільного золотника на величину перерегулювання по тиску. Знайдена конструкція розподільного золотника, при якій перерегулювання по тиску не перевищує величини 30 %.

Визначено, що вартість роботи становить 1892 тис. грн, а вартість робіт по впровадженню становить 3792 тис. грн. Інвестор отримає економічність ефект у розмірі 9692 тис. грн на протязі 2025-2027 років, термін окупності затрат складає 2,32 роки.

Ключові слова: секційний розподільник, гідросистема екскаватора, математична модель, стійкість, перерегулювання по тиску, перехідні процеси.

ANNOTATION

UDC 62-82:62-503.507

Makogonyuk V.V. Master's thesis on specialty 131 - Applied mechanics, educational program - engineering technologies "Development of a directional valve for the hydraulic system of an excavator based on a wheeled tractor.

Vinnytsia: VNTU, 2024, 97p.

In Ukrainian. Bibliography 26 of titles; 23 fig. ; 11 tabl.

In the master's qualification work, a new sectional directional valve for the hydraulic system of an excavator based on a wheeled tractor was developed. The sectional directional valve includes several working sections and is adapted to work with an adjustable pump. In each working section there is a distribution valve that controls the flow from the pump to the hydraulic cylinder. The spool valve has three positions: neutral, up and down. Four variants of the distribution valve design have been developed. A mathematical model of the hydraulic system with a sectional directional valve and an adjustable pump has been developed. A study of the stability of the hydraulic system was carried out and the ranges of changes in the structural parameters of the hydraulic system, in which stable operation is ensured, were determined. The study of the influence of the parameters of the distribution valve on the amount of pressure over-regulation was carried out. The design of the distributor spool was found, in which the pressure over-regulation does not exceed 30%.

It was determined that the cost of the work is 1892 thousand UAH, and the cost of implementation works is 3,792,000 UAH. The investor will receive an economic effect in the amount of 9692 thousand UAH during 2025-2027, the payback period is 2.32 years.

Key words: sectional directional valve, excavator hydraulic system, mathematical model, stability, pressure readjustment, transient processes.

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	2
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД РОБІТ ПО ГІДРОСИСТЕМАМ ЕКСКАВАТОРІВ НА БАЗІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	7
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ СХЕМИ РОЗПОДІЛЬНИКА ТА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ.....	24
2.1 Розроблення гідравлічної схеми розподільника.....	24
2.2 Математична модель	28
2.3 Визначення розподілу тиску в каналах розподільника.....	35
2.4. Блок-схема моделі гідросистеми.....	39
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОСИСТЕМІ НА ОСНОВІ РОЗРОБЛЕНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА.....	44
3.1 Вплив навантаження на роботу гідросистеми.....	44
3.2 Визначення параметрів гідросистеми, що забезпечують стійкість її роботи.....	45
3.3 Вплив параметрів розподільника на величину перерегулювання по тиску в гідросистемі.....	48
3.4 Тривимірна модель розподільника для гідросистеми екскаватора.....	53
РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ СЕКЦІЙНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА	57
4.1. Характеристика науково-технічної роботи.....	57
4.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки.....	57
4.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу.....	61
4.3.1 Заробітна плата персоналу.....	61

4.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.....	62
4.3.3 Спецустаткування та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.....	63
4.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.....	66
4.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.....	67
4.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.....	68
4.4. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи.....	68
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74
Додаток А.....	77
Додаток Б.....	78

ВСТУП

Однією з тенденцій розвитку мобільних машин в тому числі екскаваторів є перехід на гідросистеми чутливі до навантаження [1-5]. Такими гідросистемами почали оснащувати свої машини провідні розробники екскаваторів, сільськогосподарських тракторів та комбайнів. Це забезпечує підвищення економічності роботи машин, покращення якості виконуваних робіт та покращення умов роботи операторів. Одним з основних елементів гідросистеми чутливої до навантаження є секційний розподільник [7]. Такі розподільники відрізняються від розподільників для гідросистем постійного потоку більшою довжиною розподільного золотника і відповідно більшим габаритом робочої секції. Це призводить до збільшення габаритів та ваги секційного розподільника, ускладнення технології його виготовлення і відповідно зростання вартості. На даний момент існує науково-технічна задача пов'язана з розробленням нових схем та конструкцій секційних розподільників для гідросистем чутливих до навантаження з покращеними габаритними і масовими показниками за рахунок скорочення довжини розподільних золотників.

У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі технологій та автоматизації машинобудування проводяться роботи по вдосконаленню гідросистем чутливих до навантаження та їх компонентів [9-12]. Такі розробки проводяться у рамках науково-дослідної роботи № 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик енергетичних гідроприводів для мобільних та технологічних машин на базі пропорційної електрогідравлічної апаратури та регульованих насосів» виконання якої заплановане на 2023-2024 роки. Метою роботи є розроблення нового секційного розподільника з покращеними характеристиками для гідросистем чутливих до навантаження, який планується застосувати для створення сучасних гідросистем для екскаваторів на базі колісних тракторів.

В процесі роботи розв'язано ряд задач:

1. Проведений оглядів сучасних гідросистем для екскаваторів та секційних розподільників для їх реалізації.

2. На основі проведено аналізу схем гідросистеми і конструкцій розподільників запропоновано вдосконалену конструкцію секційного розподільного золотника.

3. Проведено дослідження течії робочої рідини через розподільник за допомогою програмного модуля CFD і отримано аналітичні залежності витрати через вікно розподільника від відкриття його розподільного золотника для чотирьох варіантів конструктивного виконання.

4. Створено нелінійну математичну модель гідросистеми на основі розробленого розподільника.

5. По математичній моделі визначені конструктивні параметри гідросистеми, що забезпечують її стійку роботу.

6. Виявлено вплив конструктивних параметрів розподільного золотника на величину перерегулювання по тиску в гідросистемі. Знайдена можливість забезпечити величину перерегулювання, що не перевищує 30 %.

7. Розроблено тривимірну модель розподільника для гідросистем чутливих до навантаження, який має довжину розподільного золотника меншу на 30 % в порівнянні з розподільником МР-18.

8. Підтверджено економічну доцільність впровадження розробленої конструкції розподільника на підприємстві «Гідросила» м. Кропивницький.

Об'єкт досліджень – секційний розподільник для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора.

Предмет досліджень – роботі процеси в гідросистемі екскаватора.

Новизна роботи полягає в тому, що по нелінійній математичній моделі визначені умови забезпечення стійкої роботи гідросистеми, а також залежності величини перерегулювання в гідросистемі від конструктивних параметрів розподільного золотника.

Апробація роботи проведена на XXVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці», що пройшла в грудні 2024 р. в НТУУ КПІ, м. Київ. На конференції була зроблена доповідь «Покращення статичної характеристики гідросистеми з регульованим насосом», авторами

Товкачем А. О., Козловим Л. Г., Ковальчуком В. А., Макогонюком В. В., Юзьковим Б. О.

Практична цінності роботи полягає в тому, що в процесі досліджень уточнена форма розподільного золотника, використання, якого в секційному розподільнику забезпечує зменшення величини перерегулювання по тиску в гідросистемі екскаватора до рівня, що не перевищує 30 %. Використання такого секційного розподільника дозволяє регулювати швидкість руху, а також суміщати роботи двох робочих органів при роботі екскаватора. На основі досліджень створена 3D модель розподільника. Впровадження секційного розподільника на підприємстві «Гідросила» м. Кропивницький при умові інвестування 3784 тис. грн забезпечить для інвестора на протязі 2025-2027 років економічний ефект у розмірі 9692 тис. грн. Термін окупності затрат складає 2,32 роки.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД РОБІТ ПО ГІДРОСИСТЕМАМ ЕКСКАВАТОРІВ НА БАЗІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Гідросистеми багато в чому визначають експлуатаційні властивості екскаваторів на базі колісних тракторів. Екскаватори на базі колісних тракторів відносяться до класу малих та середніх груп по масі машини та об'єму ковша [16]. Як правило, використовуються шасі колісного трактора, рама якого підсилюється для розміщення екскаваторного обладнання. В Україні такі екскаватори випускаються на базі тракторів МТЗ-80 та ЮМЗ-6А. Будова екскаватора представлена на рис. 1.1.

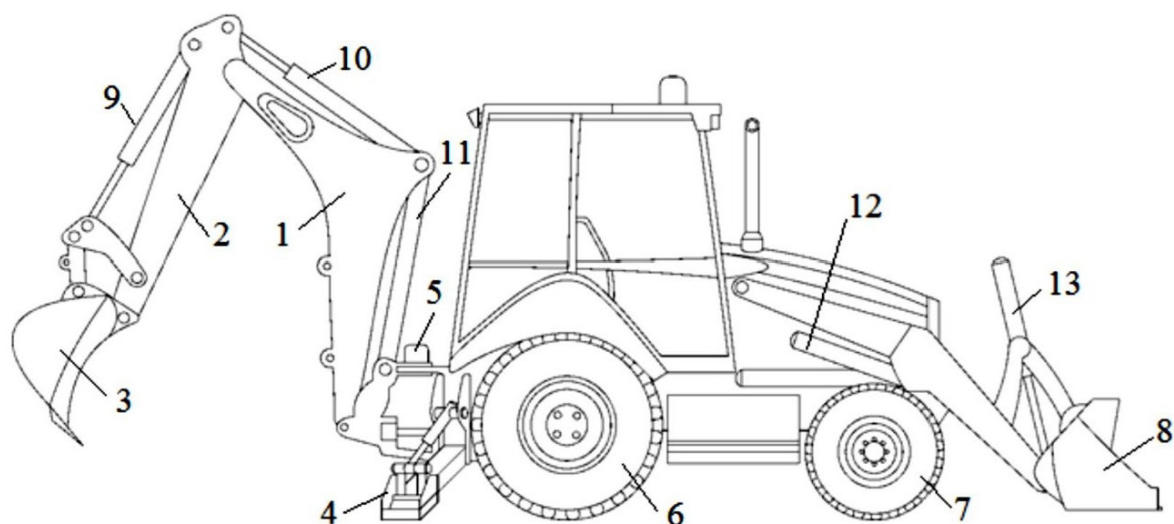


Рисунок 1.1 – Екскаватор на базі колісного трактора

Екскаватор оснащений стрілою 1, яка кріпиться на поворотному пристрої 5. Поворотний пристрій включає гідромотор, що забезпечує обертальний рух стріли. Рух стріли забезпечується гідроциліндром 11. На стрілі розташована рукоять 2. Рух рукояті 2 забезпечується гідроциліндром 10. На рукояті змонтовано ковш 3, рух якого забезпечує гідроциліндр 9. На рамі екскаватора закріплені також виносні опори 4, рух яких також забезпечується гідроциліндрами. Передня частина навіски включає передній ковш 8, переміщення якого забезпечують гідроциліндри 12 та 13. Привод ходу екскаватора механічний, його забезпечують задні провідні колеса 6.

Передні колеса 7 є поворотними, а в деяких моделях таких екскаваторів вони також забезпечують привод машини. Основними технічними показниками екскаватора на базі тракторів є такі:

Номінальна потужність двигуна, кВт	44-56
Найбільша швидкість пересування, м/с	5,3-6,0
Габарити в транспортному положенні, м	
довжина	< 6,5
ширина	< 2,2
висота	< 3,8
Робочий тиск в гідросистемі, МПа	16,0
Конструктивна маса, кг	5700-6200
Ємність ковша зворотної лопати, м ³	0,25
Ковш передній, м ³	0,5

Екскаватор на базі колісного трактора може оснащуватись змінними робочими органами, основними з яких є: вила, грейдер, підвіска гакова, вила грейферні, гідромолот, ковш вузький, зуб-розпушувач, бурильне обладнання. Екскаватор має ручне керування робочих органів, важелі розподільників виведені в кабіну екскаватора для роботи з задньою і передньою навісками окремо.

Розглянемо типові гідросистеми, що застосовуються на екскаваторах. Гідросистеми таких екскаваторів будуються, як правило на базі нерегульованих шестеренних насосів [1,7]. На рис. 1.2 представлено гідросистему екскаватора на базі одного нерегульованого насоса. Гідросистема включає насос 1, на виході якого встановлено секційний розподільник 2. Всі золотники розподільника 2 є трьохпозиційними, що забезпечує такі режими роботи як: перепуск робочої рідини в бак, підйом штока гідроциліндра, опускання штока гідроциліндра. При відключених гідроциліндрах вся подача насоса 1 поступає через розподільник 2 в бак 10 через фільтр 11 та теплообмінник 12. На вході насоса 1 також встановлений фільтр для очищення робочої рідини перед подачею її до гідроциліндрів. Золотники розподільника мають ручне керування, що забезпечує можливість для оператора

керувати роботою гідроциліндрами 8, 7 та 5, які приводять до руху стрілу, рукоять та ковш екскаватора. Гідроциліндр 6 забезпечує роботу керма екскаватора, а гідроциліндр 3 приводить до руху опору екскаватора. Гідромотор 4 забезпечує поворот стріли екскаватора. Кожна секція розподільника оснащена протиударними клапанами 13, які захищають камери гідроциліндрів від надмірного збільшення тиску, що виникає в процесі роботи екскаватора.

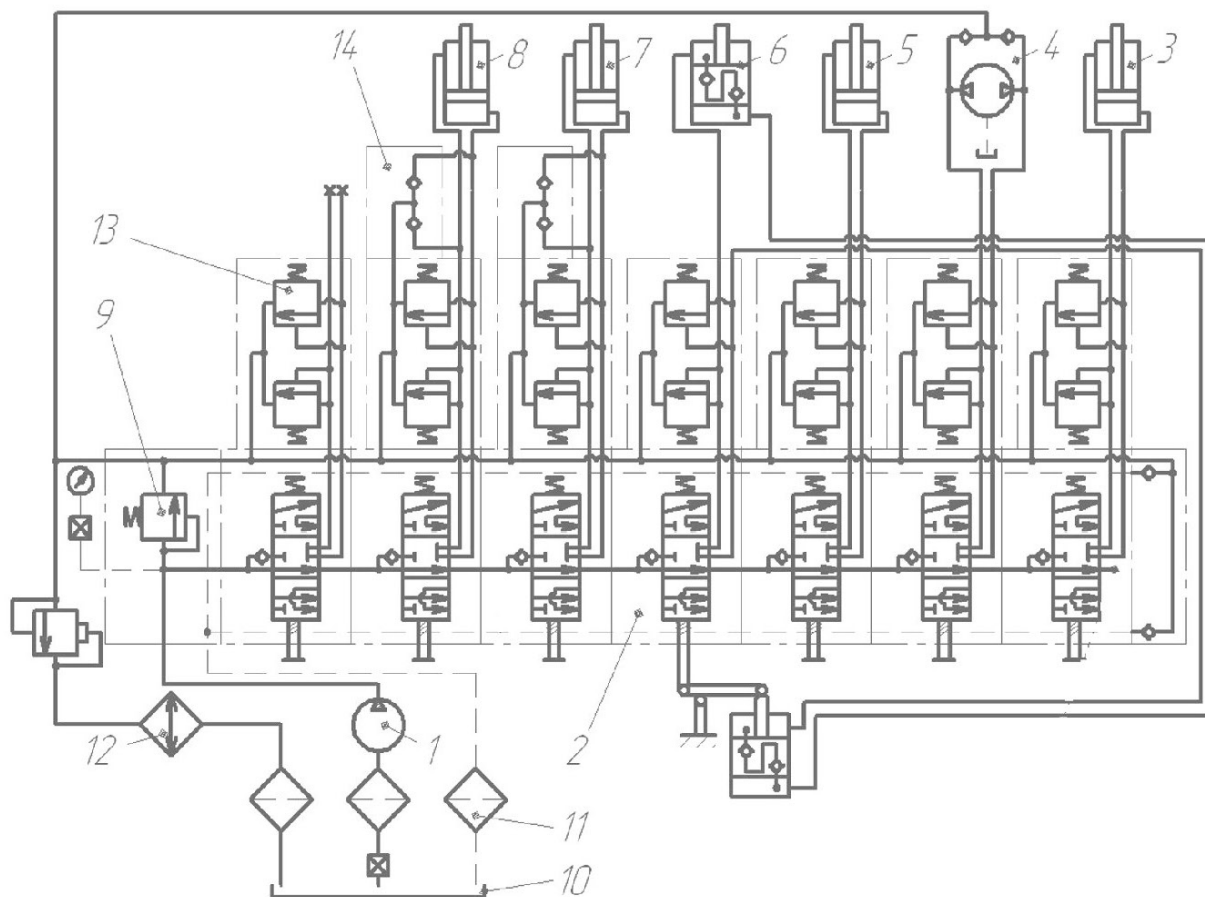


Рисунок 1.2 – Гідросистема екскаватора на базі одного нерегульованого насоса

Насос 1 захищений запобіжним клапаном 9. Гідросистема оснащена також антикавітаційними клапанами 14, які не допускають виникнення явища кавітації в камерах гідроциліндрів при роботі екскаватора.

Недоліком розглянутої гідросистеми є те, що розподільник не забезпечує можливості пропорційного керування швидкістю руху гідроциліндрів та гідромотора, окрім того не забезпечується суміщення роботи двох споживачів.

Задача надійного суміщення роботи двох споживачів в певний мірі розв'язується в гідросистемі екскаватора, представлений на рис. 1.3.

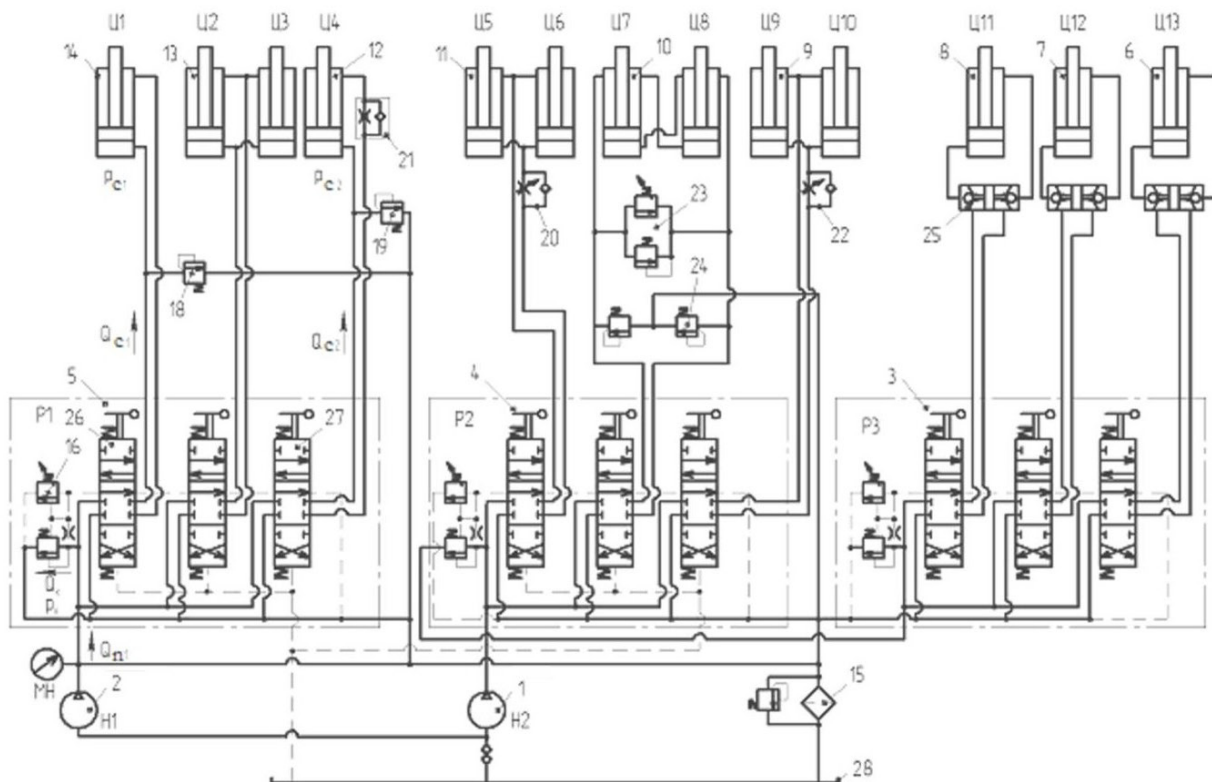


Рисунок 1.3 – Гідросистема екскаватора на базі колісного трактора з двома нерегульованими насосами

Гідросистема [1] включає два нерегульовані шестеренні насоси та спільний бак 28 для зберігання необхідного об'єму робочої рідини. На виході насоса 1 встановлено трьохзолотниковий розподільник 4. Від цього розподільника робоча рідина може направлятись до гідроциліндрів 9, 10 та 11. Гідроциліндри 9, 10 та 11 забезпечують роботу стріли навантажувача, механізму повороту та ковша навантажувача відповідно. Гідроциліндри 11 та 9 оснащені регульованими дроселями із зворотними клапанами для забезпечення плавності ходу стріли та ковша навантажувача. Гідроциліндри 10 оснащені перепускними клапанами 23, які забезпечують гальмування гідроциліндрів 10 в кінці робочого ходу механізму повороту, а також захист камер нагнітання гідроциліндрів 10 від надмірного зростання тиску. Гідроциліндри 10 також оснащені антикавітаційними клапанами 24, які унеможливають утворення кавітації в камерах гідроциліндрів 10 при

роботі механізму повороту. Злив робочої рідини від розподільника 4 забезпечується через розподільник 3. До золотників розподільника 3 підключені гідроциліндри виносних опор 7 та 8 і гідроциліндр 6, який може приводити до руху відвал при використанні екскаватора на операціях планування ґрунтових ділянок. Всі гідроциліндри 6, 7 та 8 оснащені гідрозамками 25, які забезпечують підвищену жорсткість приводів виносних опор та відвала. Від шестеренного нерегульованого насоса 2 через розподільник 5 живляться гідроциліндри 12, 13 та 14. Ці гідроциліндри приводять до руху стрілу, рукояті та ковш екскаватора. Привод стріли екскаватора оснащений регульованими дроселями 21 із зворотним клапаном, а також протиударним клапаном 19, який захищає лінії та гідроциліндр 12 від надмірного зростання тиску при роботі стріли рукояті, або ковша. Протиударний клапан 18 встановлено також в лінії нагнітання гідроциліндра 18 ковша екскаватора. Це забезпечує захист ліній і гідроциліндра ковша від надмірного зростання тиску. Розподільник 5 має 3 золотники з ручним керуванням, а також запобіжно-переливний клапан 16. Клапан 16 забезпечує перепуск робочої рідини від насоса 2 в бак 28 у випадку, коли всі золотники розподільника 5 знаходяться в нейтральному положенні. Якщо один із золотників розподільника через розподільника 5 переводиться в робочу позицію, то клапан 16 закривається і робоча рідина від насоса 2 буде поступати до підключеного гідроциліндра. Злив робочої рідини від гідроциліндрів забезпечується через розподільники 3, 4, та 5 та фільтр 15, який оснащений запобіжним клапаном. Оскільки гідросистема оснащена двома насосами, то можливе суміщення роботи стріли, рукояті або ковша з роботою механізму повороту. Таке суміщення суттєво підвищує продуктивності роботи екскаватора, проте дещо ускладнює керування. Недоліком розглянутої гідросистеми є те, що при необхідності регулювання швидкості руху гідроциліндрів ковша, рукояті або стріли частина рідини від насоса 2 буде під високим тиском на який налаштований клапан 16 поступати в бак. Оскільки цей тиск становить величину 18,0 МПа, то визначають великі витрати пального та значний нагрів робочої рідини при роботі екскаватора.

В сучасних міні екскаваторах гідрофікованим є також привод переміщення машини. Гідросистема екскаваторів марки Bob Cat – 316 представлена на рис. 1.4. Гідросистема [1] включає два нерегульованих насоси 1, які живляться з одного бака 26. На вході цих насосів встановлено фільтр. Обидва насоси подають робочу рідину в розподільник 3. Потоки від насосів 1 та 2 можуть об'єднуватись, таким чином що можливо окремо використовувати потоки насосів 1 або 2, або сумарний потік, що розширює можливості регулювання швидкості руху робочих органів. Розподільник 3 включає ряд золотників. Від золотника 5 живиться гідромотор вертлюга, від золотників 6 та 9 приводяться до руху гідромотора 16 та 19 привода переміщення екскаватора. Ряд золотників забезпечують привод ланок екскаватора. Так через золотник 8 живиться гідроциліндр 20 привода стріли, через золотник 10 живиться гідроциліндр 21 привода ковша, а через золотник 11 живиться гідроциліндр привода рукояті екскаватора. Золотник 7 служить для приведення в дію гідроциліндра 17 відвала, а золотник 31 служить для приведення в дію гідроциліндра 18 натягнення гусениць. Золотник 32 забезпечує подачу робочої рідини до споживачів, які можуть додатково приєднуватись до гідросистеми екскаватора. Клапан 33 забезпечує управління насосами 1 та 2 при їх одночасній роботі. Гідросистема екскаватора оснащена запобіжними клапанами 23 та 24, які забезпечують захист трубопроводів та розподільника від значного збільшення величини тиску. Гідроциліндри 22 та 14 оснащенні блоками протиударних і антикавітаційних клапанів, а привод гідромотора 15 вертлюга має два перепускних клапана для забезпечення плавності гальмування. На зливі з гідросистеми з гідросистеми встановлено фільтр 25 з запобіжним клапаном.

Гідросистема екскаватора дозволяє ступінчасте регулювання швидкості руху робочих органів, а також суміщення роботи двох робочих органів. Однак при спробі безступінчастого регулювання швидкості руху робочих органів в гідросистемі будуть виникати додаткові втрати потужності.

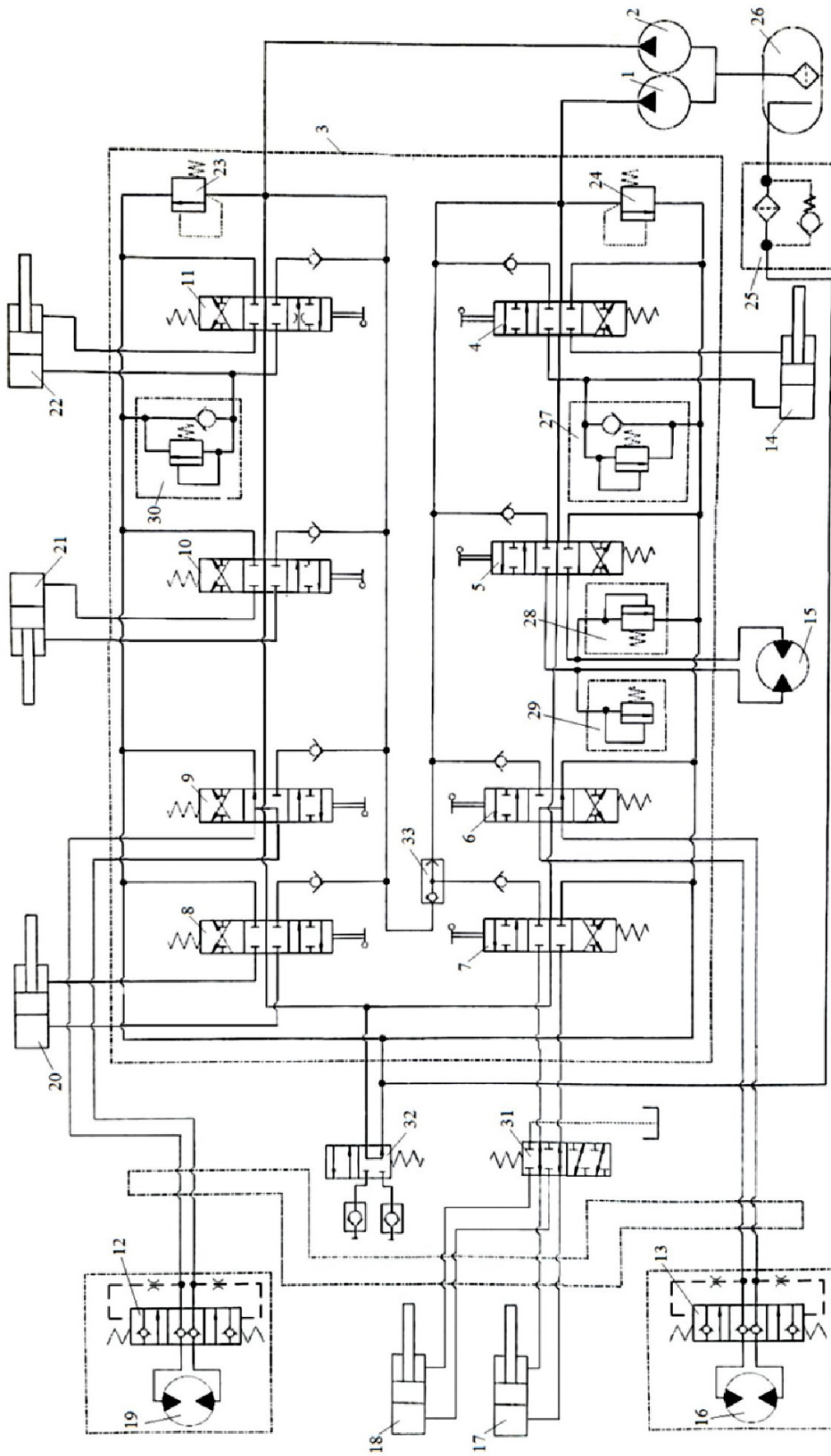


Рисунок 1.4 – Гідросистема міні екскаватора Bob Cat на основі двох нерегульованих насосів

З метою зменшення непродуктивних втрат потужності були розроблені гідросистеми чутливі до навантаження, що дозволяють пропорційно регулювати потоки до споживачів [1,5,7,14]. Схема такої гідросистеми представлена на рис. 1.5. Гідросистема має один насос постійного робочого об'єму. Насос забирає робочу рідину з бака 3 і подає її в розподільник 16. Розподільник 16 включає переливну секцію 3, а також робочі секції 4, 5, 6, 7. Переливна секція 3 складається з переливного клапана 8, запобіжного клапана 10, а також розподільника 9 з електромагнітним керуванням. Робоча секція 4 включає 2 двопозиційні розподільники, які забезпечують контроль як зустрічного, так і попутного навантаження. Розподільники мають пропорційне електрогідравлічне керування. Також у цій роботі секції розташований логічний клапан, який передає невеликий потік робочої рідини під тиском, що визначається споживачем на переливний клапан 8. В робочій секції 5 розміщено регулятор потоку, трьохпозиційний розподільник з електрогідравлічним керуванням та гідрозамками. В секції 5 також розташований логічний клапан, який передає сигнал тиску, необхідний для керування переливним клапаном 8. В робочій секції 6 розташований зворотній клапан, трьохпозиційний розподільник та логічний клапан. В робочій секції 7 розташований трьохпозиційний розподільник та зворотній клапан. Така гідросистема дозволяє керувати чотирма споживачами. При чому, можливе суміщення роботи споживачів, при умові, що їх сумарне споживання робочої рідини не перевищить подачу насоса 2. Тиск на виході насоса 2 буде пропорційним величині тиску на вході найбільш навантаженого споживача. Можливий контроль та стабілізація руху до кожного із споживачів, при умові що в цей момент не буде суміщення роботи декількох споживачів. Такий принцип керування відомий в технічній літературі, як керування гідросистемою з чутливістю до навантаження. Розподільники для гідросистем чутливих до навантаження мають конструктивні особливості у порівнянні з розподільниками для гідросистеми постійного потоку. Розглянемо більш детально будову розподільників для гідросистем чутливих до навантаження.

Одним з основних елементів гідросистеми чутливої до навантаження є розподільник, який багато в чому визначає якість роботи гідросистеми екскаватора та її габаритні і вагові характеристики.

На рис. 1.6 зображено розподільник типу MP-18 фірми Rexroth (Німеччина) для гідросистеми чутливих до навантаження [25]. Робоча рідина від насоса подається в камеру 1. Золотник 6 виставляється пружиною 7 в нейтральне положення при якому робочі камери 2 та 3 ізольовані від зливних камер 4 та 5. А камери 8 та 9 до яких підключається логічний клапан з'єднуються зі зливними камерами 4 та 5. Споживач підключається до камер 2 та 3 розподільника. При переміщенні розподільного золотника вправо робоча рідина з камери 1 поступає в камеру 2 і далі до споживача. Одночасно робоча рідина з камери 2 поступає в камеру 8 і далі до через систему логічних клапанів до запобіжно-переливного клапана або до регулятора насоса.

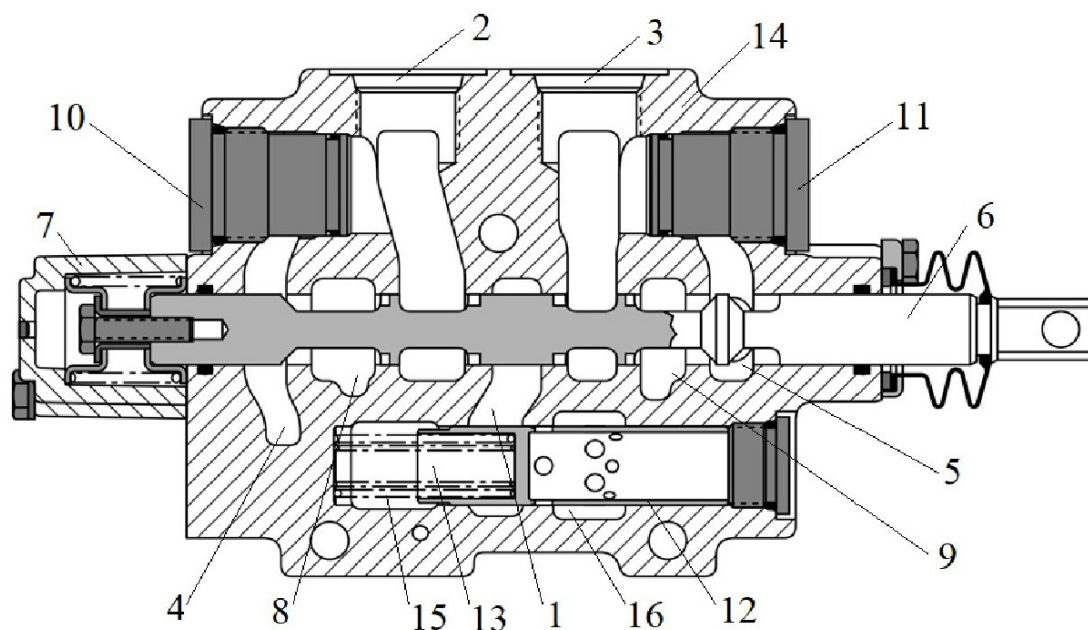


Рисунок 1.6 – Розподільник MP-18 фірми Rexroth для гідросистеми чутливих до навантаження

Злив робочої рідини від споживача в даній позиції відбувається з камери 3 через камеру 9 в камеру 5, яка з'єднується з баком. При переміщенні золотника 6 вліво робоча рідина з камери 1 поступає в камеру 3 і до споживача. Одночасно

робоча рідина з камери 3 поступає в камеру 9 і далі через систему логічних клапанів до запобіжно-переливного клапана або регулятора насоса. Злив робочої рідини від споживача в даному положенні золотника 6 забезпечується через камеру 2 та камеру 8 в камеру 4, яка в цей момент з'єднана з баком. Насос регульований або нерегульований підключається до камери 16. З камери 16 в камеру 1 робоча рідина потрапляє через робочі вікна, які утворюються отворами в золотнику 12 та корпусом 14. Золотник 12 взаємодіє з пружиною 15, а в камеру 13 подається робоча рідина від логічного клапана, підключеного до камер 8 та 9. Таким чином золотник 12 знаходиться під дією тиску робочої рідини в камері 16, тиску робочої рідини в камері 13 та пружини 15. Це дозволяє забезпечувати стабільною величиною потоку, що подається насосом до споживача. При чому, величина цього потоку не буде залежати від навантаження на споживачі, а буде залежати тільки від величини робочого вікна, що утворюється золотником 6 та корпусом 14, і яка залежить від робочого ходу золотника 6. Таким чином оператор машини може керувати потоком через розподільник. Золотник 9 також виконує роль зворотного клапана, якій унеможливорює рух робочої рідини від споживача до насоса у разі виходу останнього з ладу або розриву трубопроводу, що з'єднує насос та розподільник. В корпусі 14 розподільника змонтовані також клапани 10 та 11, які з'єднують камери 2 та 3 з камерами 4 та 5. Оскільки камери 2 та 3 з'єднані із споживачем, а камери 4 та 5 з баком та це дозволяє перепускати частину рідини від споживача в бак у випадку надмірного підвищення тиску на робочих органах. Конструкція клапанів 10 та 11 дозволяє також заповнювати камери споживача робочою рідиною у разі надання в них тиску робочої у разі падіння в них тиску робочої рідини нижче атмосферного.

Недоліком представленого розподільника є те, що в корпусі 14 необхідно виконати 7 розточок співмірного розміру в осьовому напрямі, а золотник 6 має 7 робочих кромek і 4 буртика. Це збільшує довжину золотника і корпусу розподільника на 30÷40% у порівнянні з розподільниками аналогічного типорозміру для гідросистем постійного потоку. У відповідальності до зростання габаритів

золотника і корпусу розподільника зростає технологічна складність та вартість його виготовлення, зростає також маса розподільника.

Останнім часом з'явилися роботи по розробленню розподільників, які мають менший розмір золотника та відповідно корпусу в осьовому напрямку. Це відповідно зменшує габарити, вагу та полегшує виготовлення розподільника, що в кінцевому результаті дає зменшення його ціни [7]. Гідравлічна схема розподільника зі зменшеними габаритами для гідросистеми чутливої до навантаження розроблена у Вінницькому національному технічному університеті представлена на рис. 1.7.

Розподільник включає декілька робочих секцій одного типу. Кожна робоча секція включає золотник 1 та корпус 2.

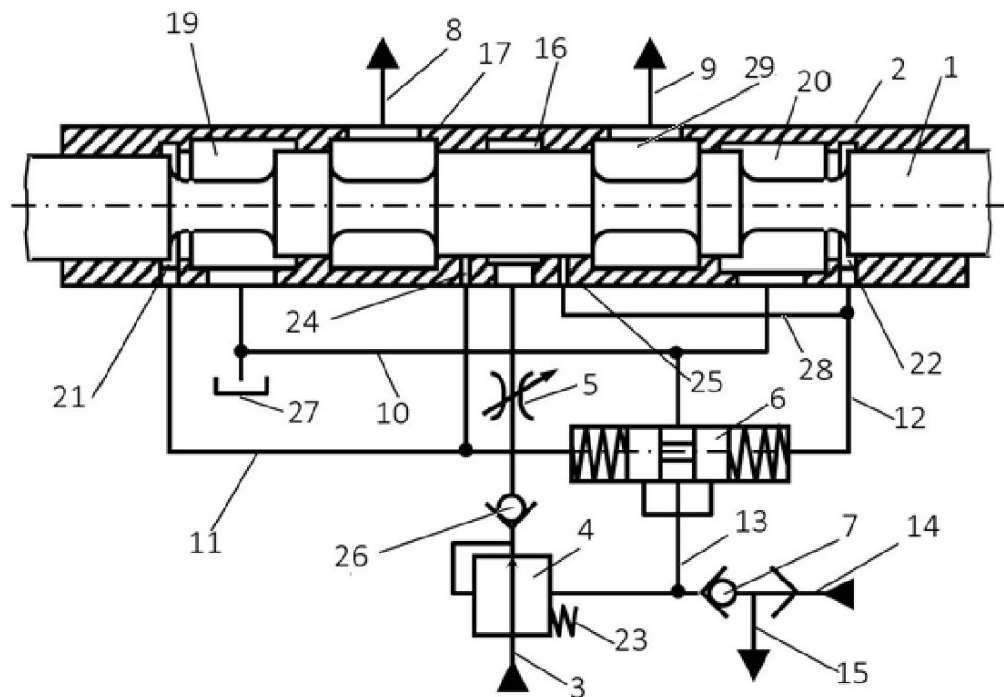


Рисунок 1.7 – Гідравлічна схема розподільника гідросистеми чутливої до навантаження

Робоча рідина від насоса (регульованого або нерегульованого) подається в лінію 3. В лінії 3 послідовного розташовані регулятор потоку 4, зворотний клапан 26, регульований дросель 5 та нагнітальна камера 16. Регулятор потоку 26 має пружину 23. Якщо золотник 1 знаходиться в нейтральному положенні, яке показано

на рис. 1.7, то робоча рідина до споживача не поступає. У цьому положенні золотника 1 канал 24 з'єднаний лінією 11 з розточкою 21, яка в свою чергу з'єднана з камерою 19 і далі з баком 27. Канал 25 з'єднаний лінією 28 з розточкою 22, яка в свою чергу з'єднана через камеру 20 та лінію 10 з баком 27. Робоча рідина під низьким тиском по лінії 11 та 12 поступає до логічного клапана 6, який центрується пружинами. В положенні логічного клапана 6 показаному на рис. 1.7 лінія 3 з'єднуються з баком через лінію 10 і це дозволяє розвантажити від тиску лінію 13. Тиск в лінії 13 не створює зусилля на регуляторі потоку 4 та на логічному клапані 7. До логічного клапана 7 підводиться також робоча рідина по лінії 14 від сусідньої робочої секції. Якщо сусідня робоча секція працює то робоча рідина під високих тиском буде поступати з лінії 14 в лінію 15 і далі на запобіжно переливний клапан або до регулятора насоса змінного робочого об'єму.

У випадку, коли розподільний золотник 1 зміщується вправо, робоча рідина від насоса через лінію 3, регулятор потоку 4, зворотний клапан 26, регульований дросель 5 та камеру 16 буде поступати в камеру 17 і далі через лінію 8 до гідроциліндра. Злив робочої рідини від гідроциліндра буде забезпечуватись по лінії 9, та камери 28 та 20 в бак 27. При цьому частина робочої рідини з лінії 8 під високим тиском через канал 24 буде надходити в лінію керування і переміщати логічний клапан 6 вправо. Логічний клапан 6 переміщується вправо, оскільки через лінію 12 до нього подається рідина під низьким тиском з баку через камеру 20 та камеру 22. Однозначно робоча рідина з лінії 11 під високим тиском через логічний клапан 6 буде проходити в лінію 13 і далі до регулятора потоку 4, а також до логічного клапана 7. Логічний клапан 7 в цей момент буде знаходитись під дією високого тиску від споживача, що підключений до даної секції і під дією високого тиску, якій поступає від сусідньої секції по лінії 14. Тиск, що поступає по лінії 13 порівнюється на логічному клапані 7 з тиском, що поступає по лінії 14. У цьому випадку логічний клапан переміщується в сторону лінії з меншим тиском і блокує вихід рідини з неї. В лінію 15 буде поступати робоча рідина від робочої секції, яка живить споживач з більшим навантаженням. Це дозволяє керувати запобіжно-переливним клапаном або регулятором насоса таким чином, що тиск на виході

насоса буде пропорційним величині тиску на найбільш навантаженому споживачі при умові їх одночасної роботи.

При переміщенні золотника 1 вліво робоча рідина від насоса через лінію 3, регулятор потоку 4, регульований дросель 5 поступає в камеру 16. З камери 16 робоча рідина через камеру 28 та лінію 9 поступає до споживача, приводячи його до руху. Злив робочої рідини від споживача буде відбуватись через лінію 8, камеру 17 та камеру 19 в бак 27. Одночасна з цим частина робочої рідини через канал 25 та лінію 12 буде поступати до логічного клапана 6 переміщуючи його вліво. При цьому робоча рідина під високим тиском поступає в лінію 13 до регулятора потоку 4 та логічного клапана 7. Якщо тиск на вході споживача, який живиться від розглянутої секції більший від тиску на вході споживача сусідньої секції та логічний клапан 7 переміщується вправо. Робоча рідина через клапан 7 під найбільшим тиском від споживачів поступає до запобіжно-переливного клапана або до регулятора насоса. Насос буде подавати робочу рідину під тиском, який визначається найбільшим з навантажень на споживачах. Регулятор потоку 4 забезпечує стабілізацію потоку, що поступає від насоса до споживача.

В наслідок того, що в розглянутій гідравлічній схемі розподільника в корпусі 2 виконані камери 21 та 22 розміри яких в осьовому напрямі значно менший ніж камери 10, 17, 9 та 20 то це дозволяє зменшити довжину золотника 1 та корпусу 2 у порівнянні з розподільником фірми Rexroth, представленому на рис. 1.6. Відповідно це зменшує затрати на виготовлення розподільника, зменшує його габарити і масу.

У Вінницькому національному технічному університеті створено конструкцію розподільника для гідросистем чутливих до навантаження з пропорційним електрогідравлічним керуванням [1] (рис. 1.8). Розподільник призначений для роботи як з нерегульованими так і з регульованими насосами. Розподільник включає декілька робочих секцій. Кожна робоча секція має корпус в якому розташований розподільний золотник 3, гальмівний клапан 12, регульований дросель 17 з електромагнітом 9 та регулятор потоку 16. Робоча рідина від насоса поступає в канал Р та через регульований дросель 17 та регулятор потоку 16 в канал А. З каналу А робоча рідина поступає в розточку D.

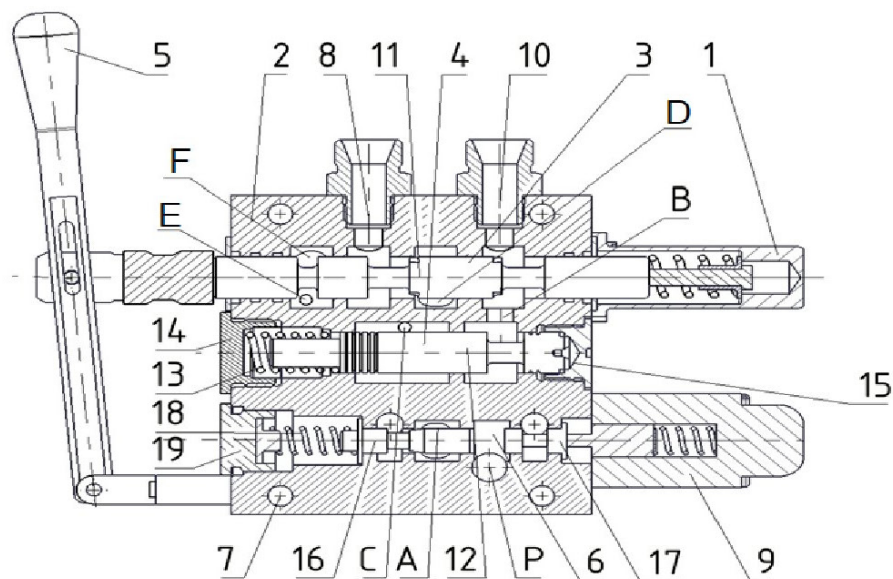


Рисунок 1.8 – Розподільник для гідросистем чутливих до навантаження з пропорційним електрогідравлічним керуванням потоку

В положенні розподільного золотника, показаному на рис. 1.8 робоча рідина з розточки D через штуцер 8 подається до гідроциліндра та приводить його до руху. Злив робочої рідини від гідроциліндра забезпечується через штуцер 10 та далі через канал B і гальмівний клапан 12 в бак. Розподільний золотник 3 має ручне керування від важеля 5. Важіль 5 забезпечують пропорційне керування величиною потоку, що проходить через робочу секцію до гідроциліндра. При зустрічному навантаженні на гідроциліндрі величина потоку через секцію стабілізується регулятором 16. При попутному навантаженні на гідроциліндрі величина потоку через робочу секцію стабілізується за допомогою гальмівного клапана 12. У цьому випадку гальмівний клапан 12 буде підтримувати на виході насоса мінімальний рівень тиску, який визначається попереднім стисненням пружини 13. Це буде забезпечувати незначні втрати потужності в гідросистемі при роботі гідроциліндра з попутним навантаженням. При роботі регулятора потоку під його торці подається величина тиску на вході в регульований дросель 17 та величина тиску на виході з розподільного золотника 3. Різниця між цими величинами тиску буде підтримуватись постійною пружиною 18. Це дозволяє змінювати величину потоку

через секцію розподільника за допомогою переміщення вручну розподільного золотника 3 або за допомогою переміщення магнітом регульованого дроселя 17.

При переключенні розподільного золотника 3 вліво робоча рідина з каналу Р надходить в розточку 3 і далі через штуцер 10 до гідроциліндра, приводячи його до руху. Злив робочої рідини від гідроциліндра відбувається через штуцер 8 та розточку F в бак.

Проведений огляд робіт по гідросистемам екскаваторів та розподільникам дозволяє зробити наступні висновки.

1. Гідросистеми екскаватора вдосконалюються у напрямку можливості забезпечення суміщення роботи виконавчих органів.

2. Таке суміщення дозволяє суттєво підвищити продуктивність роботи екскаватора.

3. Однак в гідросистемах екскаваторів на основі нерегульованих насосів одночасна робота двох виконавчих органів від одного насоса при нерівних навантаженнях супроводження суттєвими втратами потужності. Контроль за швидкістю руху виконавчих органів при цьому суттєво ускладнений.

4. Перехід на системи чутливі до навантаження дозволяє підвищити можливість контролю виконавчих органів при суміщенні їх роботи.

5. Втрати потужності в гідросистемах чутливих до навантаження також менші у порівнянні з гідросистемами чутливими до навантаження.

6. Розподільники для гідросистем чутливих до навантаження мають більшу довжину розподільного золотника і корпусу у порівнянні з розподільниками для гідросистем на основі нерегульованих насосів.

7. Трудомісткість технологічних процесів по виготовленню розподільників для гідросистем чутливих до навантаження значно більша у порівнянні з розподільниками на основі нерегульованих насосів, за рахунок більш складної конструкції.

8. Забезпечення герметичності розподільників для гідросистем чутливих до навантаження пов'язане з підвищенням точності золотників та корпусів, що

пов'язано із зростанням кількості переходів при їх обробці. Це також підвищує вартість розподільників для гідросистем чутливих до навантаження.

9. Підвищення герметичності розподільників для гідросистем чутливих до навантаження може досягатись за рахунок встановлення на них гідрозамків. Однак це збільшує габарити та масу розподільників.

10. Іншим напрямком зменшення габаритів і маси розподільників чутливих до навантаження є вдосконалення конструкції золотника розподільника з одночасним зменшенням його довжини.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ СХЕМИ РОЗПОДІЛЬНИКА ТА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

2.1 Розроблення гідравлічної схеми розподільника.

Розподільник для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора повинен відповідати наступним вимогам:

- кількість позицій розподільник 3;
- позиції розподільного золотника
 - підйом;
 - опускання;
 - нейтральна;
- тип розподільника секційний;
- кількість секцій розподільника 5;
- номінальний потік робочої рідини через секцію $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- номінальний тиск 16,0 МПа;
- можливість плавного регулювання потоку через секцію в діапазоні $(0,1 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- похибка стабілізації потоку через секцію не більш 6%;
- повний хід розподільного золотника 9 мм;
- перекриття розподільного золотника 4 мм;
- хід розподільного золотника в зоні регулювання 5 мм;
- перепад керування на золотнику регулятора 1,2 МПа;
- повернення розподільного золотника з позицій «підйом» та «опускання» в позицію «нейтральна» автоматичний.

На рис. 2.1 представлена схема гідросистеми привода робочих органів екскаватора на основі розробленого розподільника та регульованого насоса [13,20,26].

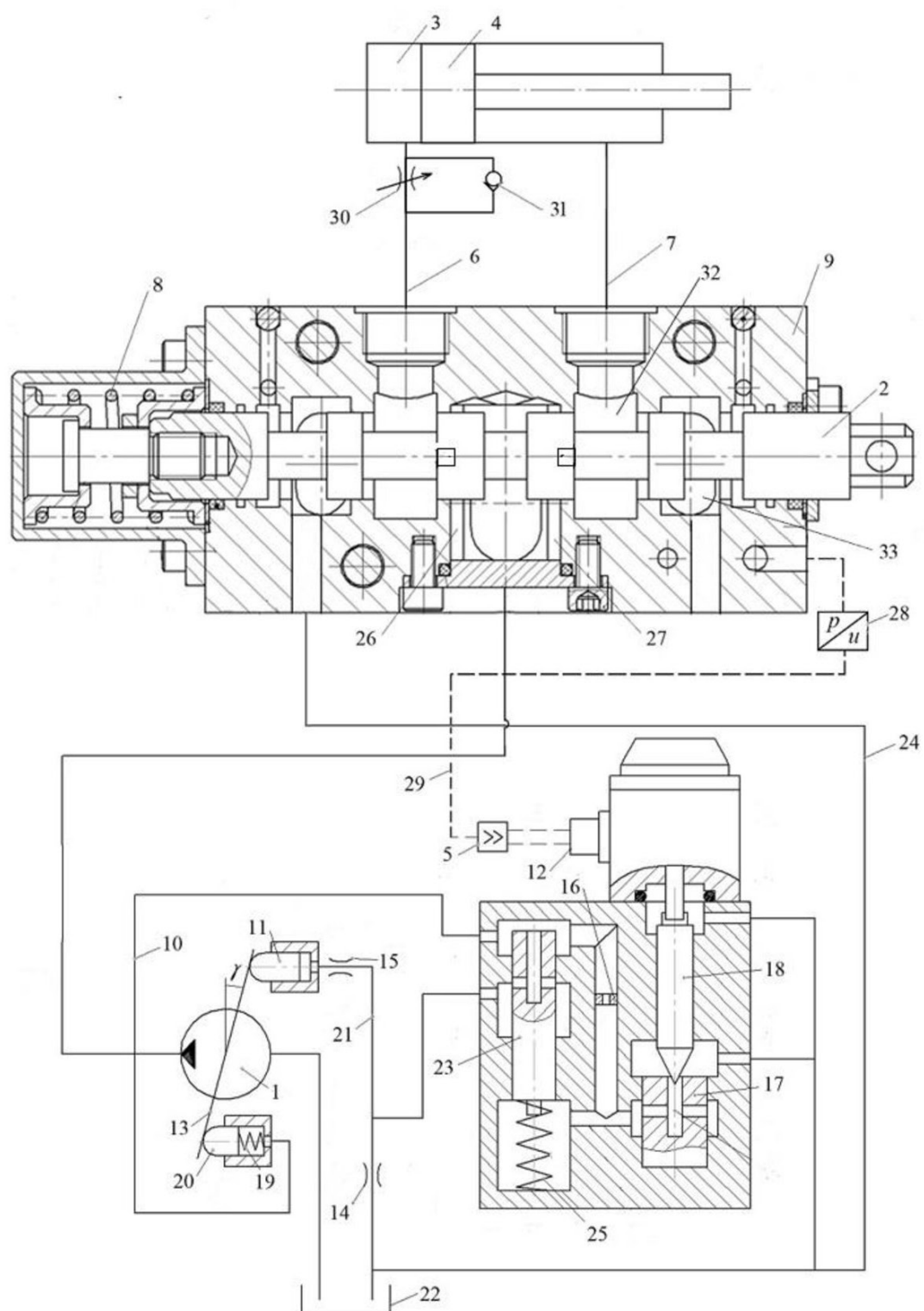


Рисунок 2.1 – Схема гідросистеми привода робочих органів екскаватора на основі розробленого розподільника та регульованого насоса

Гідравлічного схема гідросистеми привода робочих органів екскаватора включає регульований насос 1 з регулятором, секцію 9 розподільника з золотником 2, а також гідроциліндр 3 з поршнем 4, шток якого кріпиться на стрілі, рукояті або ковпі екскаватора. Працює гідравлічна схема наступним чином.

При нейтральному положенні золотника 2 планшайба насоса знаходиться на мінімальному значенні кута γ і подача насоса буде мінімальною. Ця подача насоса до гідроциліндра 4 не надходить і поршень 3 буде нерухомим, а відповідно не буде рухатись робочий орган екскаватора, що підключений до даного гідроциліндра. Невелика за величиною подача насоса 1 в цьому випадку буде забезпечувати роботу регулятора насоса. Оскільки при нейтральному положенні розподільного золотника 2 датчик 28 з'єднано з лінією злива 24, то на електромагніт 12 регулятора насоса надходить мінімальний сигнал, відповідно тиск в регуляторі буде мінімальним і складає величину 1,2 МПа, на яку розрахована пружина 25. Цю величину тиску 1,2 МПа створює насос при подачі мінімальної кількості робочої рідини до розподільника в позиції «нейтральна». Невеликий потік робочої рідини від насоса через регулятор буде надходити в бак під тиском 1,2 МПа. При цьому будуть мати невеликі втрати потужності в гідросистемі, спричинені роботою насоса, але вони не перевищують втрат потужності, що мають місце в гідросистемах на основі нерегульованих насосів при непрацюючих робочих органах екскаватора.

При переключенні розподільного золотника 2 в позицію «підйом» (переміщення золотника вправо) робоча рідина від насоса 1 надходить до розподільника в камеру 32 і далі в робочу лінію 6. В робочій лінії 6 встановлено регульований дросель 30 із зворотнім клапаном 31. Робоча рідина додатково обходить регульований дросель через зворотний клапан 31, не створюючи значного перепаду тиску на регульованому дроселі. Надалі робоча рідина поступає до гідроциліндра 3 і рухає його поршень зліва направо переміщуючи робочий орган екскаватора. Злив робочої рідини від гідроциліндра 3 відбувається через робочу лінію 7, камеру 33 та лінію зливу 24 в бак 22. Одночасно робоча рідина під дією тиску p_p , що пропорційний тиску p_c та навантаженню T на штоці 4 гідроциліндра, через канал 24 надходить до датчика 28. Датчик 28 генерує сигнал напруги, що

підсилюється на елементі 5 і подається на електромагніт 12. Електромагніт 12 створює зусилля, що діє на сервоклапан 18, який взаємодіє з сідлом 17. В результаті цього на золотнику 23 буде створюватись тиск, який разом з пружиною 25 будуть формувати величину тиску p_n на виході насоса 1. Таким чином тиск p_n на виході насоса буде пропорційним величині тиску p_c на вході в гідроциліндр 3 і відповідно навантаженню на штоці 4 гідроциліндра. Золотник 23 регулює величину потоку робочої рідини, що поступає через лінію 21 до сервоциліндра 11 насоса 1. Сервоциліндр 11 діє на планшайбу насоса 1. З іншої сторони на планшайбу 1 діє сервоциліндр 20 та пружина 19. Сервоциліндри 11 та 20 забезпечують таке положення планшайби насоса 1, при якому подача насоса 1 буде пропорційна швидкості руху поршня 4 гідроциліндра 3. Швидкість руху поршня 4 в свою чергу визначається перепадом тиску $p_n - p_p$ на робочому вікні розподільного золотника 2. Перепад тиску $p_n - p_p$ підтримується постійним, рівним 1,2 МПа за рахунок роботи золотника 23. Швидкість руху поршня 4 також визначається величиною площі робочого вікна розподільного золотника 2, а площа робочого вікна залежить від величини відкриття h_1 , розподільного золотника 2. Таким чином розподільним золотником можливо регулювати величину швидкості руху поршня 4 гідроциліндра 3. Разом з тим, при зміні навантаження T на штоці 4 гідроциліндра 3, автоматично змінюються величини тисків p_c та p_n , величина подачі насоса і відповідно швидкість руху поршня 4 буде відповідати попередньо налаштованому значенню цієї швидкості. При переміщенні розподільного золотника 2 в позицію «опускання» робоча рідина від насоса буде поступати через камеру 36, камеру 32 та робочу лінію 7 до гідроциліндра 3. Поршень 4 гідроциліндра 3 буде рухатись справа наліво. В цьому випадку можливе співпадіння напрямку швидкості руху поршня і величини навантаження T , що діє на поршень зі сторони робочого органу. Для запобігання неконтрольованого руху поршня під дією попутного навантаження в гідросистемі передбачено використання дроселя 30 зі зворотним клапаном 31. Робоча рідина від гідроциліндра поступатиме через дросель 30, по робочій лінії 6, через камеру 34, камеру зливу 35 та лінію зливу 24 в бак 22. Невеликий об'єм робочої рідини під тиском, що визначається навантаженням на поршень 4, через канал 23 буде

поступати до датчику тиску 28. Датчик тиску 28 буде генерувати сигнал напруги, який пропорційний навантаженню на гідроциліндрі 3. Сигнал від датчика тиску 28 підсилюється і передається на електромагніт 12. Електромагніт 12 керує сервоклапаном 18, таким чином, що золотник 23 буде підтримувати тиск p_n на виході насоса 1, пропорційний навантаженню на поршні 4 гідроциліндра 3. Подача насоса 1, що поступає до гідроциліндра 3 в даному випадку буде залежати від величини відкриття h_1 розподільного золотника 2. Це в свою чергу буде визначати величину швидкості руху поршня 4 гідроциліндра 3 і відповідно швидкість руху робочого органу. Таким чином запропонований розподільник забезпечує роботу гідросистеми в режимі підйому та опускання робочого органу екскаватора.

В положенні «нейтральна» розподільник подає на регулятор насоса низький рівень сигналу, що забезпечує роботу насоса на мінімальній подачі при мінімальному тиску. Це визначає хороші енергетичні показники роботи гідросистеми в режимі холостого ходу.

При підйомі та опусканні робочого органу розподільник направляє робочу рідину до гідроциліндра та забезпечує злив робочої рідини від гідроциліндра. При цьому існує можливість пропорційної зміни величини потоку через розподільник до гідроциліндра, що забезпечує зміну швидкості руху робочого органу пропорційно положенню розподільного золотника. Сигнал, що формується розподільником і подається на регулятор насоса забезпечує пропорційність величини тиску на виході насоса величині тиску на гідроциліндрі, яка в свою чергу залежить від навантаження на роботу органі.

2.2. Математична модель

Для визначення параметрів розподільника, що забезпечують необхідні статичні, динамічні та енергетичні характеристики гідросистеми екскаватора необхідно створити відповідну математичну модель та провести її дослідження [8,9,15,17,18].

Математична модель гідросистеми, що включає запропонований розподільник створена на основі розрахункової схеми, представленої на рис. 2.2.

розрахункова схема включає насос 1 з автоматичним регулятором подачі. Подача насоса 1 визначається положенням його планшайби 13.

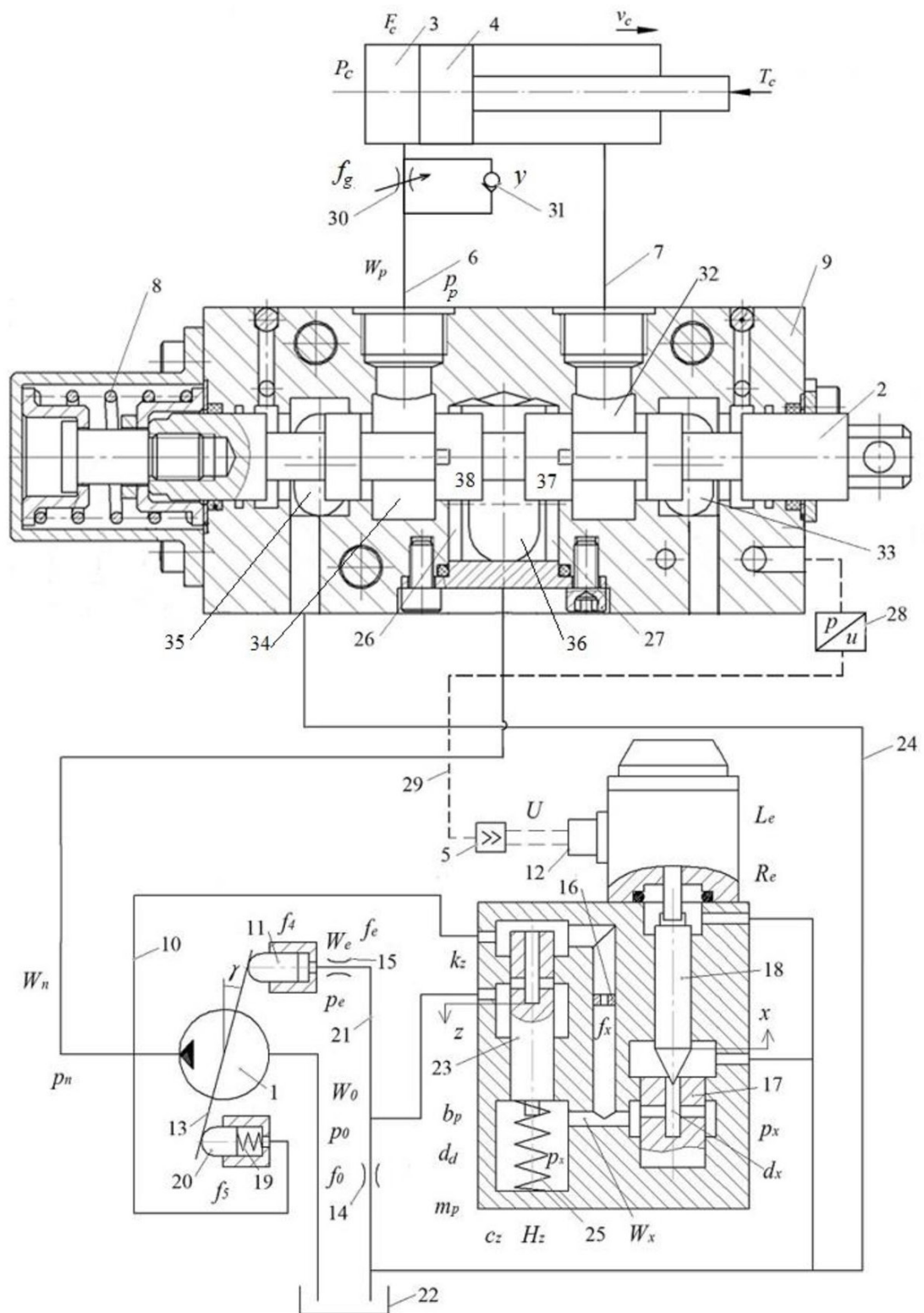


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема гідросистеми привода робочих органів екскаватора на основі розробленого розподільника та регульованого насоса

Положення планшайби 13 залежать від переміщення сервоциліндрів 11 та 20. Сервоциліндр 20 керується тиском p_n та пружиною 19. Сервоциліндр 11 керується робочою рідиною під тиском p_e . Робоча рідина до сервоциліндра 11 поступає через демпфер 15 від регулятора насоса. Регулятор насоса включає золотник 23. Робоча рідина від насоса проходить через вікно золотника 23 і далі направляється до демпфера 15 і через дросель 14 на злив в бак 22. Золотник 23 знаходиться під дією тиску p_n , пружини 25 і тиску p_x . Тиск p_x формується сервоклапаном 18, який знаходиться під дією тиску p_x та зусилля електромагніта 12. Тиск p_x залежить також від потоку робочої рідини, що поступає з виходу насоса через дросель 16.

До складу гідросистеми входить також розподільник, який включає корпус 9 та розподільний золотник 2. Розподільний золотник може займати 3 положення: «нейтральна», «підйом» та «опускання». При знаходженні розподільного золотника в «нейтральній» позиції робоча рідина від насоса до гідроциліндра не поступає. Тиск p_n на виході на виході насоса 1 при цьому буде становити 1,2 МПа. Поршень 4 гідроциліндра 3 буде знаходитись в нерухомому стані при будь-якому напрямку дії сили Т. При переміщенні розподільного золотника вправо, робоча рідина від насоса через розподільник поступає до регульованого дроселя 30 та зворотного клапана 31, при цьому на виході розподільника утворюється тиск p_p . Під тиском p_p робоча рідина проходить через регульований дросель 30 та зворотний клапан 31 і поступає до гідроциліндра. На вході в гідроциліндр утворюється тиск p_c , який діє на поршень гідроциліндра 3. Робоча рідина від гідроциліндра 3 поступає через робоче вікно розподільника та лінію 24 в бак. При такому положенні розподільного золотника 2 тиск на p_c на виході гідроциліндра визначається навантаженням Т на поршні, а тиски p_p та p_n пропорційні величині тиску p_c . Тиск p_n перевищує тиск p_p на 1,2 МПа, що визначається налаштуванням H_z пружини 25 золотника 23 та його діаметр d_p . Кут повороту γ планшайби насоса 1 буде визначатись величиною відкриття h_1 розподільного золотника 2 і від кута повороту γ буде залежати подача насоса 1, що надходить до розподільного золотника 2 та регулятора насоса. Сигнал тиску p_p поступає також до датчика 28, який перетворює його на напругу U (збільшену підсилювачем 5). Величина напруги U з урахуванням

індуктивності Le котушки електромагніту 12 та його активного опору Re створює в котушці струм i , який визначає зусилля на якорі електромагніту i в подальшому тиск p_x . Тиском p_x також буде визначають тиск p_n на виході насоса 1. При переміщенні розподільного золотника 2 на величину h_1 вліво, робоча рідина від насоса 1 через робоче вікно розподільного золотника буде поступати в поршневу камеру гідроциліндра 3. Злив робочої рідини від гідроциліндра буде здійснюватися через регульований через регульований дросель 30 та робоче вікно розподільного золотника, лінію 24 в бак 22. Регульований дросель 30 площею f_d необхідний у випадку виникнення на поршні 4 зусилля T , яке співпадає з напрямом швидкості v_c поршня 4.

На основі розрахункових схем представлених в пункті 2.1 створена нелінійна математична модель гідроприводу. Математична модель створена при таких основних припущеннях і спрощеннях. Розглядаються зосередженні параметри елементів гідроприводу, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм ліній за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в лініях не враховувались за винятком нагнітальної лінії розподільника, сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів [1,7,15].

Рівняння нелінійної математичної моделі гідросистеми на основі розробленого розподільника мають наступний вигляд.

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = p_c \cdot F_c \cdot l_c - p_m \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m + m_p \cdot g \cdot l_p - b_c \frac{w\omega_m}{l_c}; \quad (1)$$

$$p_n \frac{\pi d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi d_p^2}{4} - c_z(z + H_z) - b_p \frac{dz}{dt} = 0; \quad (2)$$

$$p_x \frac{\pi d_x^2}{4} = \left(L_e \frac{di}{dt} + iR_e \right) \cdot k_e - b_x \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

$$p_p F_y = C_y(y_n + y) - b_y \frac{dy}{dt}, \quad (4)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} F_7 d_8 k_1 n_t g \gamma = \mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_x) + \mu k_z z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_0) + \\ + (ah_1^2 + bh_1 + c) \cdot \text{sign}(p_n - p_p) + \beta_n W_n \frac{dp_n}{dt}; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\mu k_z z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (7)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \quad (8)$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \text{sign}(p_n - p_x) = \mu \pi d_x x \cdot \sin \frac{2x}{2} \sqrt{\frac{2p_x}{\rho}} + \beta_p W_x \frac{dp_x}{dt}; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \mu f_y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_p - p_c) + \mu k_y \cdot y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_p - p_c) = \omega_m \cdot l_c \cdot F_c + \\ + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} (ah_1^2 + bh_1 + c) \cdot \text{sign}(p_n - p_p) = \mu f_y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_p - p_c) + \\ + \mu k_y \cdot y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \text{sign}(p_p - p_c) \omega_m \cdot l_c \cdot F_c + \beta_n W_p \frac{dp_p}{dt}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$p_c k_4 k_5 = L_e \frac{di}{dt} + i R_e; \quad (12)$$

В математичній моделі прийняті наступні позначення:

- p_c – тиск на вході в гідроциліндр 3;
- p_x – тиск в сервоклапані 18;
- p_n – тиск на виході насоса 1;
- p_e – тиск в сервоциліндрі 11;
- p_0 – тиск в лінії між золотником 23, демпфером 15 та дроселем 14;
- p_p – тиск в лінії між розподільником, регульованим дроселем 30 та зворотним клапаном 31;
- i – струм в обмотках електромагніту 12;
- ω_m – кутова швидкість обертання робочого органу екскаватора;
- x – координата положення сервоклапана 18;
- y – координата положення зворотного клапана 31;
- z – координата положення золотника 23;
- γ – кут повороту планшайби насоса 1;
- f_0 – площа дроселя 14;
- f_e – площа демпфера 15;
- f_y – площа регульованого дроселя 30;
- f_x – площа дроселя 16;
- d_p – діаметр золотника 2;
- d_8 – діаметр кола контакту поршнів з планшайбою насоса 1;
- d_x – діаметр сервоклапана 18;
- f_5 – площа сервоциліндра 20;
- f_4 – площа сервоциліндра 11;
- F_y – площа зворотного клапана 31;
- k_4 – коефіцієнт передачі датчика тиску 28;
- k_5 – коефіцієнт передачі підсилювача 5;
- k_1 – кількість поршнів в насосі 1;
- k_y – коефіцієнт підсилення робочого вікна зворотного клапана 31;
- k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна золотника 23;
- k_e – коефіцієнт підсилення електромагніту 12;

- b_y – коефіцієнт в'язкого тертя в зворотному клапані 31;
 b_p – коефіцієнт в'язкого тертя в золотнику 23;
 b_γ – коефіцієнт демпфування планшайби насоса 1;
 b_x – коефіцієнт в'язкого тертя сервоклапана 18;
 Le – індуктивність котушки електромагніту 12;
 Re – активний опір котушки електромагніту 12;
 C_z – жорсткість пружини 25;
 C_y – жорсткість пружини зворотного клапана 31;
 μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;
 ρ – густина робочої рідини;
 l – плече дії сервоциліндрів насоса 1;
 I – момент інерції планшайби насоса 1;
 M_c – момент опору на планшайбі насоса 1;
 H_z – попереднє стиснення пружини 25;
 y_n – попереднє стиснення пружини зворотного клапана 31;
 W_n – об'єм лінії на виході на виході насоса 1;
 W_0 – об'єм лінії між золотником 14, демпфером 15 та дроселем 14;
 W_x – об'єм лінії між дроселем 16 та сервоклапаном 12;
 W_c – об'єм лінії на вході в гідроциліндр 3;
 W_p – об'єм лінії між розподільником та регульованим дроселем 30;
 I_m – момент інерції робочого органу екскаватора;
 l_c – плече дії гідроциліндра 3 на робочий орган екскаватора;
 l_m – плече дії сили різання ґрунту на робочий орган екскаватора;
 l_p – плече дії приведеної сили ваги робочого органу екскаватора;
 b_c – демпфування в гідроциліндрі 3;
 α_m – при повороту робочого органу екскаватора;
 h_1 – переміщення розподільного золотника 2;
 a, b, c – коефіцієнти в формулі апроксимації потоку через робоче вікно розподільника;
 β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші;

β_n – приведений коефіцієнт податливості гумо-металевих трубопроводів і газорідинної суміші;

M_m -момент опору на робочому органі.

Рівняння 1 є сумою моментів, що діють на робочий орган екскаватора і викликають обертальний рух цього робочого органу. Рівняння 2 є сумою сил, що діють на золотник 23 регулятора насоса і викликають його переміщення. Рівняння 3 є сумою сил, що діють на сервоклапан 18 регулятора насоса і викликають його переміщення. Рівняння 4 є сумою сил, що діють на зворотний клапан 31 та викликають його переміщення. Рівняння 5 є рівнянням моментів, що діють на планшайбу 13 насоса 1 та викликають її кутове переміщення. Рівняння 6 є рівнянням нерозривності потоків для лінії між насосом 1, розподільником та регулятором насоса. Рівняння 7 є рівнянням нерозривності потоків для лінії між золотника 23, демпфером 15 та дроселем 14. Рівняння 8 є рівнянням нерозривності потоків між демпфером 15 та сервоциліндром 11, рівняння 9 є рівнянням нерозривності потоків для лінії між дроселем 16 та вікном сервоклапана 18. Рівняння 10 є рівнянням нерозривності потоків для лінії між регульованим дроселем 30, зворотним клапаном 31 та циліндром 4. Рівняння 11 є рівнянням нерозривності потоків для лінії між розподільником, регульованим дроселем 30 та зворотним клапаном 31. Рівняння 12 є рівнянням падіння напруги в ланцюгу між датчиком тиску 28 та електромагнітом 12.

2.3. Визначення розподілу тиску в каналах розподільника

Розподільний золотник 2 (рис. 2.2) при переміщенні з нейтральної позиції в позицію «підйом» або «опускання» формує робочі вікна, перепад тиску на яких керує регулятором насоса 1. Суттєвий вплив на характер перехідного процесу в гідросистемі з розробленим розподільником має залежність площі робочого вікна розподільника від величини відкриття h_1 . У випадку, якщо розподільний золотник має циліндричні перемички, то залежність площі робочого вікна від величини h_1 буде лінійною, а величина площі буде визначають діаметром розподільного золотника та величиною його відкриття h_1 . Як правило, золотники такої форми

мають великий коефіцієнт підсилення і викликають суттєві збурення в гідросистемі при швидкому переміщенні розподільного золотника. Ці процеси супроводжуються значними коливаннями потоку через розподільник та коливаннями тиску в каналах гідросистеми, що викликає перенавантаження елементів гідросистеми в першу чергу гідроциліндру та насоса. З метою зменшення динамічних змін потоку і тиску в гідросистемі розподільні золотники виготовляють з канавками різної форми та величини на регулюючих перемичках. Такі канавки 33 та 34 показані на розподільному золотнику 2 (рис. 2.2). Однак форма і розміри канавок повинні виконувались в тому числі і в залежності від динамічних властивостей гідросистеми. В роботі розглянуто вплив на динамічні характеристики 4 варіантів виконання розподільного золотника:

- 1-й варіант, це циліндричний золотник діаметр 20 мм;
- 2 -й варіант, це циліндричний золотник діаметром 18 мм;
- 3 -й варіант, це золотник діаметром 16 мм з канавками довжиною 1 мм по ходу;
- 4 -й варіант, це золотник діаметром 16 мм з канавками довжиною 2 мм по ходу.

Залежність площі $F_{\text{зол}}$ робочого вікна розподільника від величини відкриття h_1 розподільного золотника для перерахованих вище чотирьох варіантів представлена на рис. 2.3.

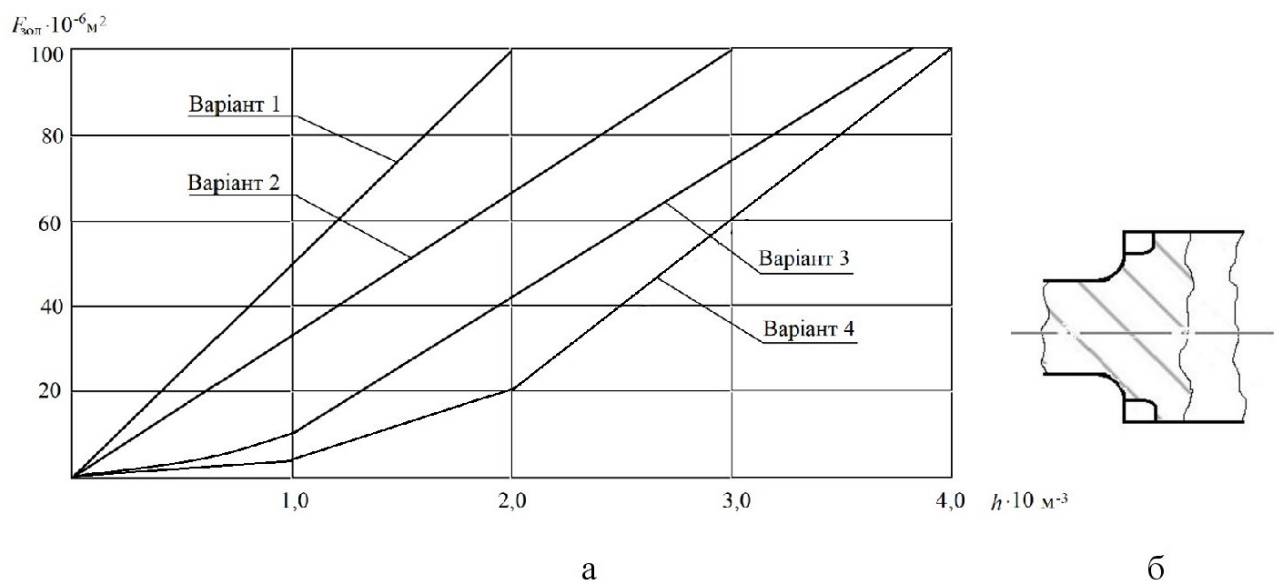


Рисунок 2.3 – Залежність площі робочого вікна розподільника від величини ходу розподільного золотника – а, форма канавки на золотнику – б

На рис. 2.4 представлено розподіл тиску в каналах розподільника при переміщенні розподільного золотника 2 в позицію «підйом».

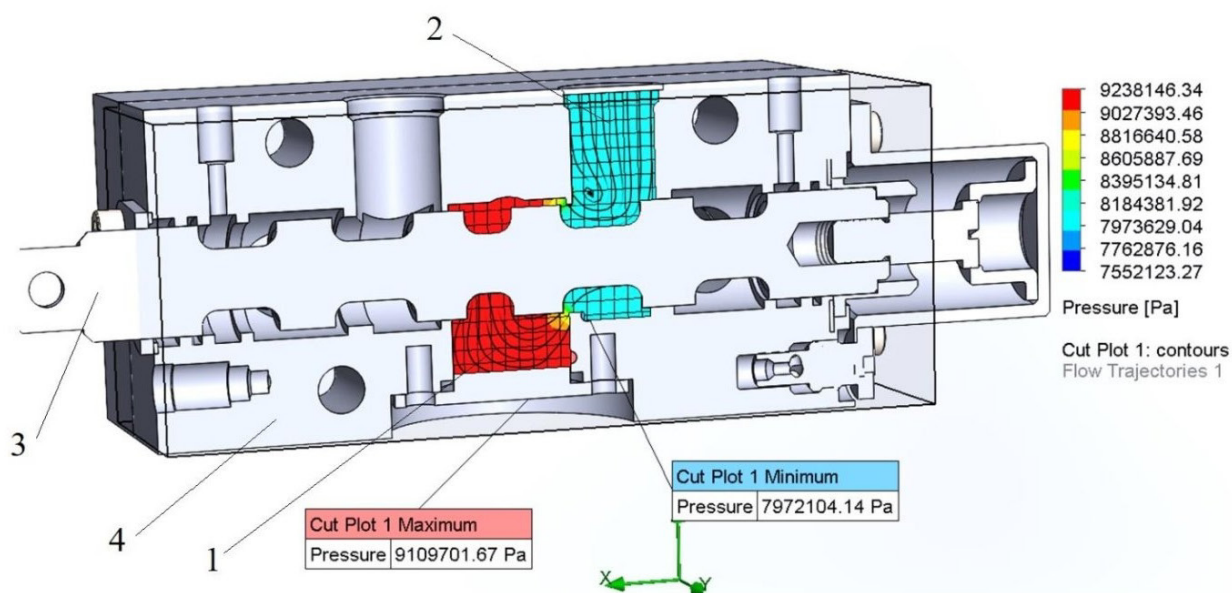


Рисунок 2.4 – Розподіл тиску в каналах розподільника

Робоча рідина від насоса поступає в камеру 1, проходить через робоче вікно, яке утворює корпус 4 та розподільний золотник 3 і поступає в камеру 2. На робочому вікні утворюється перепад тиску $p_n - p_p$, від величини якого залежить величина потоку, що подається насосом до гідроциліндра. Результатом такого чисельного експерименту було визначення аналітичної залежності величини потоку через розподільник від величини h_1 відкриття розподільного золотника 3.

Для проведення чисельного експерименту використано створену 3D модель розподільника та модуль CFD програми SolidWorks. Використовувалось 4 варіанти конструкції розподільних золотників:

1. Розподільний золотник діаметром $d_3 = 20$ мм, без канавок;
2. Розподільний золотник діаметром $d_3 = 18$ мм, без канавок;
3. Розподільний золотник діаметром $d_3 = 16$ мм та 2 симетричними канавками довжиною 1 мм кожна;
4. Розподільний золотник діаметром $d_3 = 16$ мм та 2 семирічними канавками довжиною 2 мм кожна.

Експеримент проводився в такій послідовності.

1. Задавалась величина відкриття h_1 розподільного золотника.
2. Задавалась величина витрати Q_3 через робоче вікно розподільного золотника.
3. При встановленому значенні h_1 збільшувалась величина витрати Q_3 при сталому значенні тиску p_p .
4. Збільшення величини витрати Q_3 припиняють при досягненні перепаду тиску значення $p_n - p_p = 1,2$ МПа.
5. Визначалось значення Q_3 , яке відповідає встановленому значенню h_1 при перепаді тиску $p_n - p_p = 1,2$ МПа.

Результати чисельного експерименту для варіанта 1 розподільного золотника представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Залежність витрати Q_3 від відкриття h_1 розподільного золотника, варіант 1

$h_1 \cdot 10^{-3}$ м	0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0
$Q_3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с	0	0,16	0,34	0,52	0,73	1,0

Таблиця 2.2 – Залежність витрати Q_3 від відкриття h_1 розподільного золотника, варіант 2

$h_1 \cdot 10^{-3}$ м	0	0,6	1,0	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0
$Q_3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с	0	0,17	0,4	0,53	0,66	0,52	0,83	1,0

Таблиця 2.3 – Залежність витрати Q_3 від відкриття h_1 розподільного золотника, варіант 3

$h_1 \cdot 10^{-3}$ м	0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0
$Q_3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с	0	0,04	0,1	0,2	0,3	0,4	0,52	0,64	0,76	0,87	1,0

Таблиця 2.4 – Залежність витрати Q_3 від відкриття h_1 розподільного золотника, варіант 4

$h_1 \cdot 10^{-3}$ м	0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0
$Q_3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с	0	0,04	0,1	0,12	0,15	0,19	0,28	0,44	0,65	0,83	1,0

Отримані результати оброблялись програмою DATAFIT. В результаті отримана залежність, що апроксимує дані, представлені в таблиці 2.1. Залежність має наступний вигляд

$$Q_3 = a h_1^2 + b h_1 + c;$$

де $a = 74,7$, $b = 0,34$, $c = 6,07 \cdot 10^{-6}$.

Результати чисельного експерименту, проведеного для варіанта 2 розподільного золотника представлено в таблиці 2.2. Ці дані апроксимовані залежністю

$$Q_3 = a h_1^2 + b h_1 + c;$$

де $a = 32,2$, $b = 0,23$, $c = 7,01 \cdot 10^{-6}$.

Результати чисельного експерименту, проведеного для варіанта 3 розподільного золотника представлено в таблиці 2.3. Ці дані апроксимовані залежністю

$$Q_3 = a h_1^2 + b h_1 + c;$$

де $a = 23,1$, $b = 0,16$, $c = -2,3 \cdot 10^{-5}$.

Результати чисельного експерименту, проведеного для варіанта 4 розподільного золотника представлено в таблиці 2.4. Ці дані апроксимовані залежністю

$$Q_3 = a h_1^2 + b h_1 + c;$$

де $a = 77,9$, $b = -6 \cdot 10^{-2}$, $c = 2,5 \cdot 10^{-5}$.

2.4. Блок-схема моделі гідросистеми

Рівняння математичної моделі 2.5...2.16 представлені в розділі 2.2 розв'язані за допомогою програми MATLAB-Simulink. Блок-схема для розв'язання рівнянь математичної моделі представлена на рис. 2.5.

Блок-схема включає 12 підсистем, кожна з яких розв'язує відповідне рівняння математичної моделі. Підсистема Solenoid розв'язує рівняння 2.16 і на основі змінної p_c визначає величину струму i , що подається на електромагніт 12 (див. рис. 2.2). Підсистема Rashod_zvor розв'язує рівняння 2.15 і на основі змінних p_p , y , та ω_m визначає величину тиску p_c на вході в гідроциліндрі 3. Підсистема Cylindr розв'язує рівняння 2.5 і на основі змінної p_c визначає величину кутової швидкості ω_m переміщення робочого органу екскаватора. Підсистема Zolotnik_2,6 і на основі змінних p_n та p_x визначає величину z положення золотника 23. Підсистема Rashod_fx на основі змінних p_n та x розв'язує рівняння 2.13 та визначає величину тиску p_x на вході в сервоклапан 18. Підсистема Rashod_nasosa на основі змінних z , p_0 , γ , p_x розв'язує рівняння 2.10 та визначає величину тиску p_n на виході насоса 1. Також в цій підсистемі формується величина h_1 переміщення розподільного золотника 2. Підсистема Servocylindr розв'язує рівняння 2.12 і на основі змінних p_0 та ω_m визначає величину тиску p_e в сервоциліндрі 11 насоса 1. Підсистема Zvor_klap розв'язує рівняння 2.8 і на основі змінної p_p визначає величину y переміщення зворотного клапана 31. Підсистема Servoklapan розв'язує рівняння 2.7 і на основі змінних p_k та i знаходить значення переміщення x сервоклапана 18. Підсистема Planshaiba розв'язує рівняння 2.9 і на основі змінних p_n та p_e знаходить значення кута γ повороту та кутової швидкості ω_m планшайби 13 насоса 1. Підсистема Regulator_nasosa розв'язує рівняння 2.11 і на основі змінних z , p_n та p_e знаходить значення тиску p_0 на вході в дросель 14. Підсистема Rashod_cyl розв'язує рівняння 2.14 і на основі змінних p_0 , y та ω_m знаходить величину тиску p_c на вході в гідроциліндр 3. Кожна із підсистем, що представлені на рис. 2.5 має свою структуру, яка відповідає виду рівняння, що входить до складу математичної моделі.

На рис. 2.6 представлена блок-схема рівняння 2.11, що описує нерозривність потоків в лінії між золотником 23, демпфером 15 та дроселя 14. Блок-схема має порти 13, 14 та 15, через які в блок-схему подаються значення змінних p_n , p_e та z відповідно. Блок добутку 4 формує вираз витрати, що поступає через дросель 14 на

злив. Це витрата визначається по залежності $\mu f_0 \sqrt{\frac{2|\rho_0|}{\rho}}$. Блок 5 формує залежність витрати, що проходить через робоче вікно золотника 13.

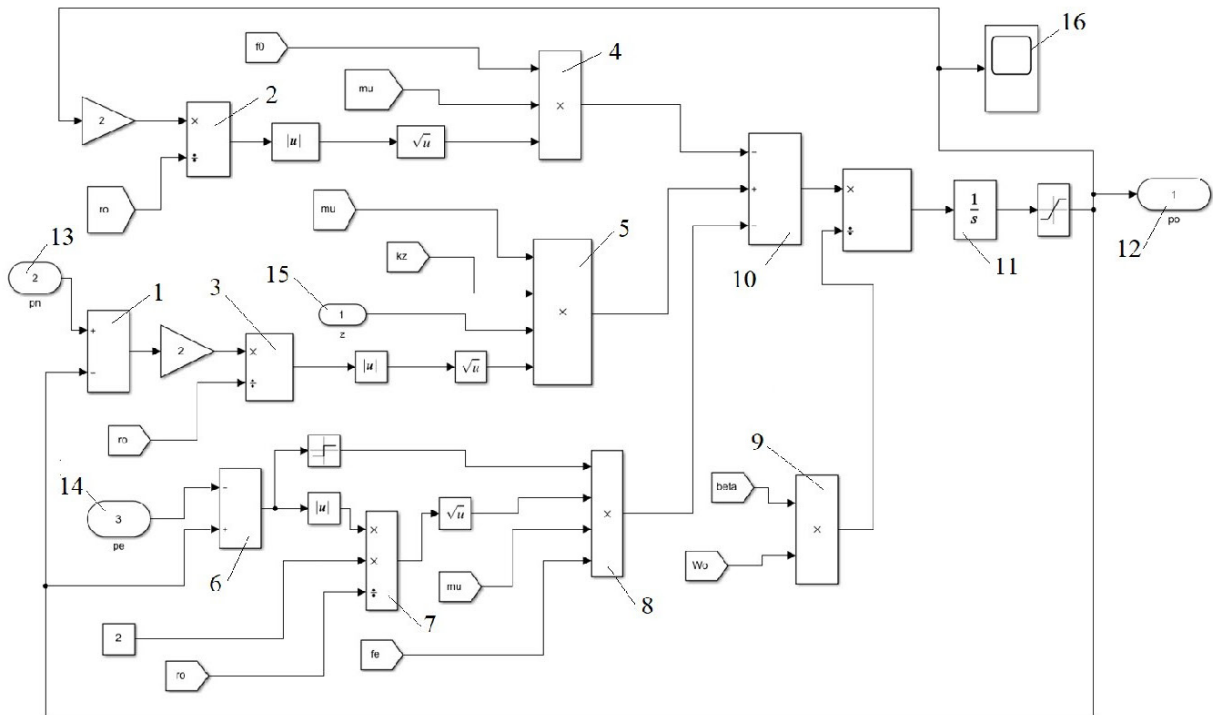


Рисунок 2.6 – Блок-схема розв'язання рівняння нерозривності потоків

Ця витрата визначається як $\mu k_z z \sqrt{\frac{2|\rho_n - p_0|}{\rho}}$. Блок 8 формує залежність витрати через демпфер 15, що поступає до сервоциліндра 11. Ця витрата визначається як $\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e)$. Блок 10 визначає баланс витрат, що поступають в лінію 21 через робоче вікно золотника 23 та витікають з цієї лінії через демпфер 15 та дросель 14. Блок 9 формує добуток βW_e , який дозволяє визначити залежність похідної $\frac{dp_0}{dt}$ від часу. Блок 11 дозволяє на основі похідної $\frac{dp_0}{dt}$ визначити залежність від часу величини тиску p_0 на вході дроселя 14 при відомому початковому значенні тиску p_0 . Порт 12 виводить залежність тиску p_0 від часу з підсистеми для використання в інших підсистемах, як вхідної величини. Осцилограф 16 дозволяє

сформувати графічну залежність тиску p_0 від часу для виконання контролю за цією величиною при налагодженій системи розв'язання рівнянь математичної моделі.

По математичній моделі із застосуванням програмного засобу MATLAB-Simulink методом Розенброка визначені перехідні процеси в гідросистемі, що включає регульований насос.

Значення параметрів, що не змінювались в процесі досліджень представлені на рис. 2.5. Початкові значення змінних при розв'язанні рівнянь математичної моделі були наступними:

$$p_c = 6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_x = 6,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_n = 7,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$i = 0,03 \text{ А};$$

$$\omega_m = 0,045 \text{ рад/с};$$

$$p_e = 4,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$y = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$z = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$p_0 = 4,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\gamma = 0,07 \text{ рад};$$

$$p_p = 6,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$x = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

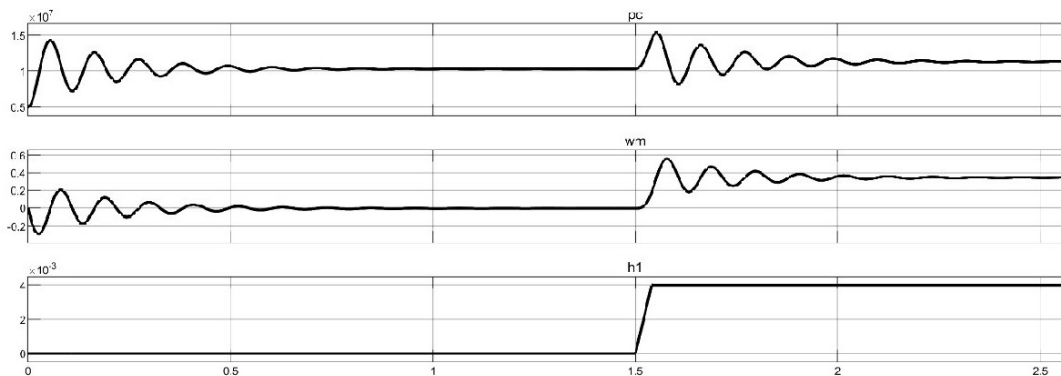
Рівняння математичної моделі розв'язувались при абсолютній похибці $\varepsilon_a = 10^{-6}$ та відносній похибці $\varepsilon = 10^{-3}$.

В результаті розв'язання рівнянь математичної моделі при відомих початкових умовах та характері залежності витрати через робоче вікно розподільника від величини відкриття h_1 розподільного золотника були отримані залежності всіх змінних, які описують робочий процес в гідросистемі від часу. Дослідження проводились при різних значеннях моменту навантаження M_m на робочому органі екскаватора.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОСИСТЕМІ НА ОСНОВІ РОЗРОБЛЕНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА

3.1 Вплив навантаження на роботу гідросистеми

Проведено дослідження впливу величини навантаження робочого органу екскаватора на характер перехідного процесу в гідросистемі. На рис. 3.1 представлено перехідні процеси розраховані для випадку відкриття робочого вікна розподільника з положення $h_1 = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м до $h_1 = 4 \cdot 10^{-3}$ м. На рис. 3.1, а представлено перехідний процес при навантаженні на робочому органі, що складає 8000 Н·м, а на рис. 3.1, б навантаження складає 12000 Н·м. Слід відзначити, що в обох випадках перехідні процеси мають коливальний характер і час перехідного процесу лежить в діапазоні 1,0...2,2 с. За цей період кутова швидкість робочого органу змінюється з 0,03 до 4,0 рад/с. У випадку навантаження $M_m = 8000$ Н·м максимальне значення тиску p_c в перехідному процесі становить 16 МПа, а у випадку навантаження $M_m = 12000$ Н·м максимальне значення тиску p_c становить 26 МПа. Суттєве зростання величини тиску максимальне значення тиску p_n в перехідному процесі при збільшенні навантаження негативно позначається на ресурсі гідроагрегатів, що входять до складу гідросистеми, перш за все насоса та розподільника. При величині навантаження $M_m = 14000$ Н·м максимальне значення тиску p_c становить 30,0 МПа (рис. 3.1 б) і перехідний процес не є затухаючим, а в гідросистемі встановлюються автоколивання. Гідросистема працює в нестійкому режимі. Слід знайти такі параметри гідросистеми при яких вона буде працювати стійко.



а

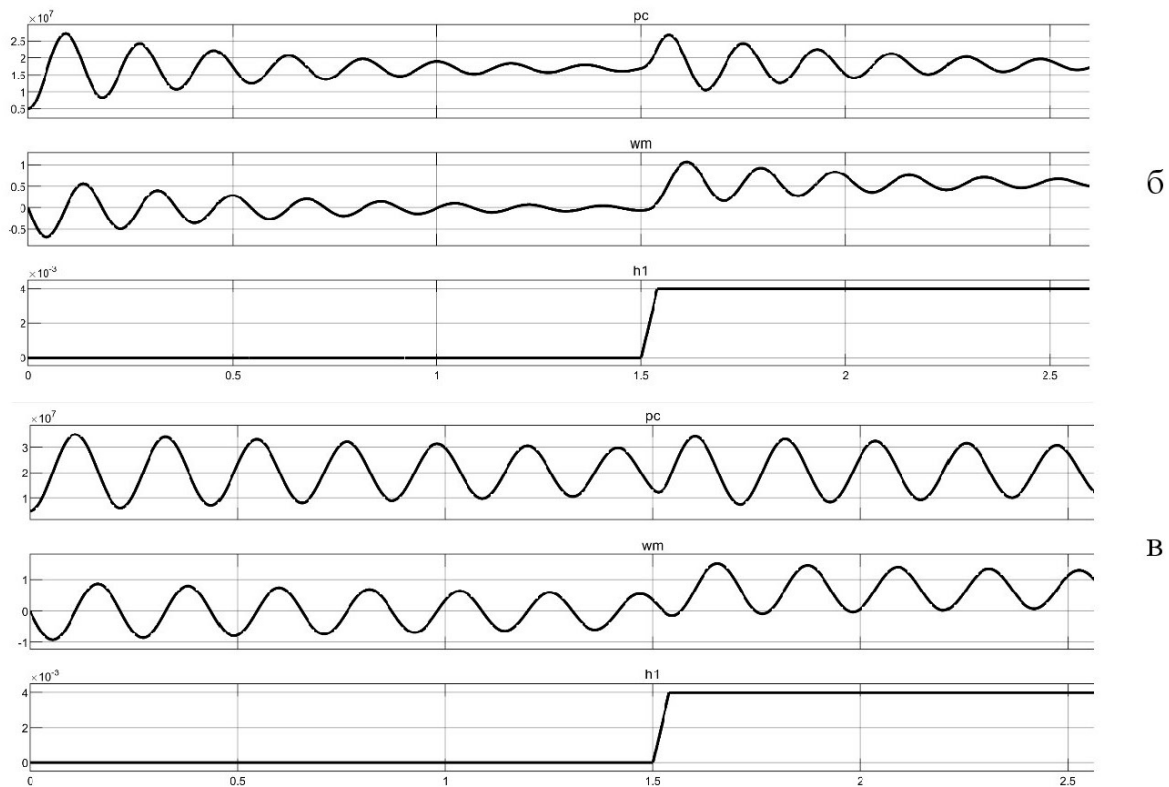


Рис 3.1. Вплив величини навантаження на стійкість роботи гідросистеми

3.2 Визначення параметрів гідросистеми, що забезпечують стійкість її роботи.

Проведено дослідження впливу параметрів гідросистеми на стійкість її роботи. Для дослідження було вибрано чотири параметри:

h_2 – довжина канавки на розподільному золотнику;

f_e – площа демпфера сервоциліндра насоса;

f_0 – площа дроселя регулятора насоса;

k_z – коефіцієнт підсилення золотника регулятора насоса.

На основі досліджень представлених в [1,13,26] ці параметри мають найбільший вплив на динамічні характеристики гідросистеми з регульованим насосом та розподільником, що керується чутливістю до навантаження. Вказані параметри змінювались в таких діапазонах

$$h_2 = (0 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_e = (0,4 \dots 2,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (1,0 \dots 5,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_z = (1,0 \dots 5,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Розраховувались перехідні процеси в гідросистемі при зміні одного з перерахованих параметрів. По виду перехідного процесу визначався час регулювання t_p . Залежності визначеного часу регулювання від величин вказаних параметрів представлені на рис. 3.2.

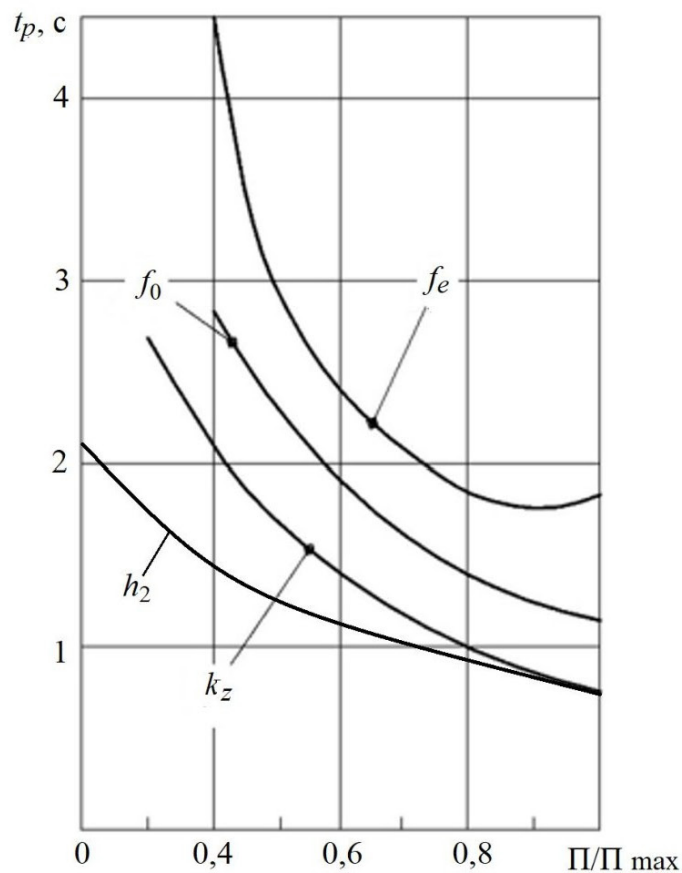


Рисунок 3.2 – Вплив параметрів гідросистеми на час регулювання t_p

Представлені залежності дають змогу визначити, за рахунок яких параметрів можна забезпечити стійкість роботи гідросистеми з розробленим розподільником. У всіх випадках перехідний процеси мають коливальний характер. Зменшення часу регулювання при цьому забезпечує більш стійку роботу гідросистеми. Так для зменшення часу регулювання слід забезпечувати збільшення величини дроселя f_0 , коефіцієнта підсилення k_z робочого вікна золотника регулятора насоса та довжини

канавки h_2 на розподільному золотнику. Відносно величини демпфера f_e сервоциліндра насоса можна сказати, що збільшення до певної величини $f_e = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, цей параметр зменшує час регулювання, а при подальшому збільшенні f_e час регулювання зростає. На основі таких досліджень були побудовані області стійкої роботи гідросистеми в залежності від досліджуваних параметрів. На рис. 3.3 представлено області стійкої роботи гідросистеми при зміні параметрів f_e та f_0 .

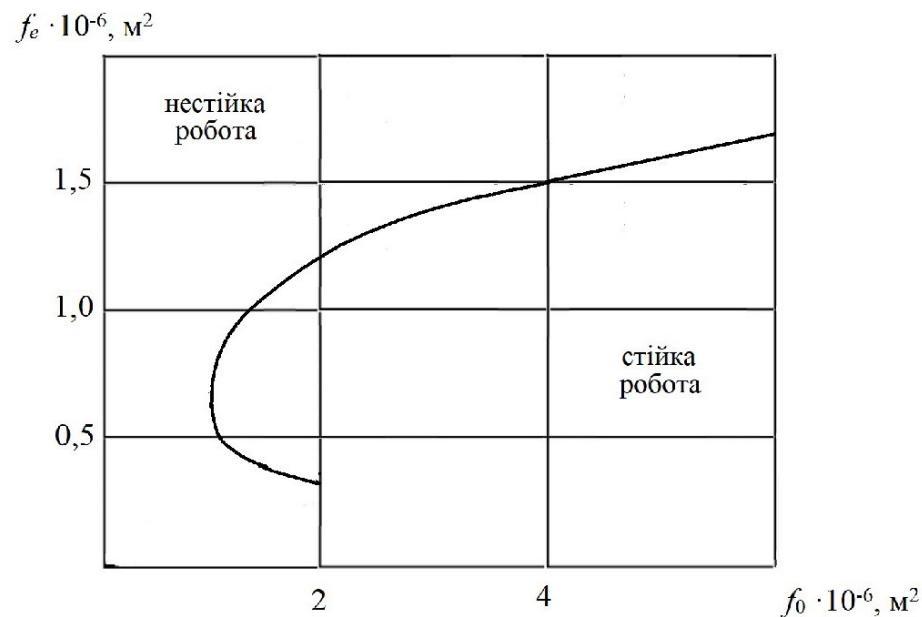


Рисунок 3.3 – Вплив параметрів f_e та f_0 на стійкість

Так збільшення величини площі дроселя f_0 позитивно впливає на стійкість роботи гідросистеми. Найбільш прийнятні значення $f_0 = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Вплив величини демпфера f_e на стійкість гідросистеми неоднозначний. В діапазоні $(0,4 \dots 0,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ площа демпфера f_e звужує зону стійкості робіт, а в діапазоні $(0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ площа демпфера f_e забезпечує найбільш широку зону стійкої роботи. Подальше збільшення площі демпфера f_e негативно впливає на стійкість гідросистеми. З точки зору забезпечення стійкості гідросистеми слід рекомендувати вибирати площу демпфера сервоциліндра з діапазону $f_e = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, а площу f_0 дроселя регулятора насоса слід вибирати з діапазоні $f_0 = (2 \dots 4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

На рис. 3.4 представлено область стійкої роботи гідросистеми при зміні параметрів k_z – коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса та h_2 – довжини канавки на розподільному золотнику.

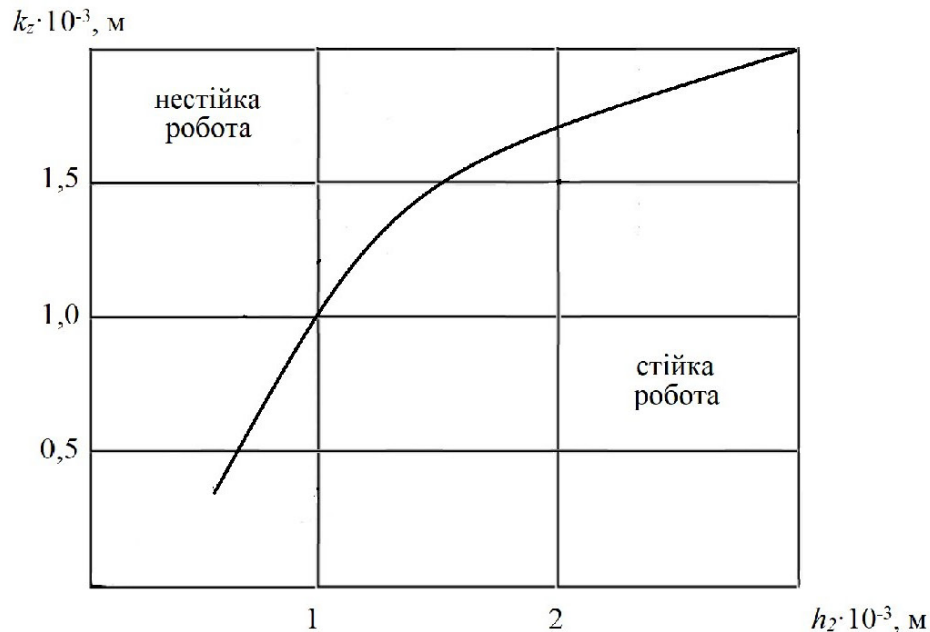


Рисунок 3.4 – Вплив параметрів k_z та h_2 на стійкість

Так збільшення величини k_z розширяє зону нестійкої роботи. Найкраще впливає на стійкість величина k_z взята у діапазоні $(1,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-3}$ м. На стійкість роботи гідросистеми позитивно впливає збільшення довжини канавки на розподільному золотнику. З точки зору забезпечення стійкості гідросистеми слід рекомендувати вибір величини k_z з діапазону $k_z = (1,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-6}$ м, а величину h_2 слід вибирати з діапазону $h_2 = (1 \dots 3) \cdot 10^{-6}$ м.

3.3 Вплив параметрів розподільника на величину перерегулювання по тиску в гідросистемі.

При перемиканні розподільного золотника 2 (див. рис. 2.2) з одного положення в інше (в сторону збільшення площі робочого вікна розподільника) відбувається зростання швидкості руху поршня 4 гідроциліндра 3. При цьому зростає подача насоса 1 і відповідно зростають величини тисків в гідросистемі p_c , p_p , p_n та p_c відповідно. Характер зростання тисків в гідросистемі залежить від її

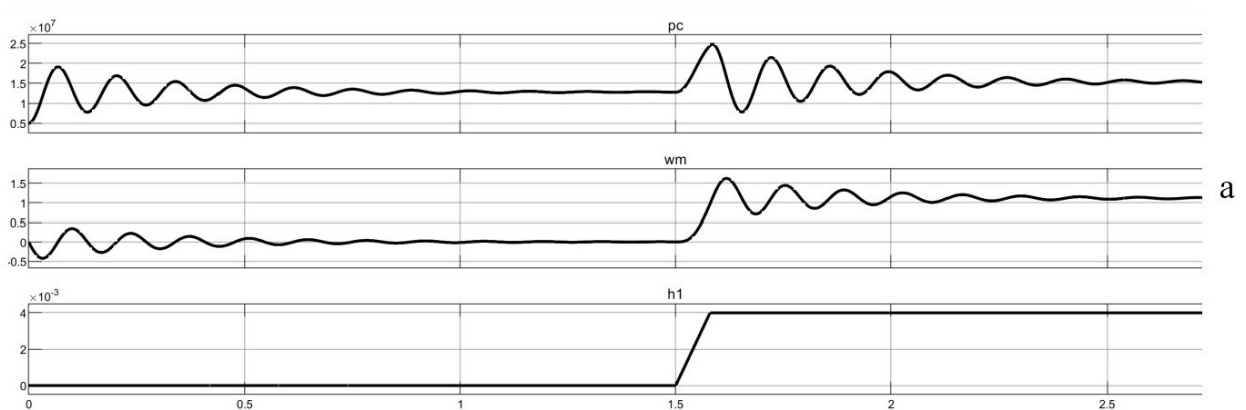
динамічних властивостей і на величину збільшення тисків можна впливати за рахунок параметрів розподільника. До таких параметрів можна віднести діаметр розподільного золотника, швидкість переміщення розподільного золотника з одного положення в інше, а також форму робочих кромek золотників, що формують робоче вікно розподільника.

Досліджено вплив варіантів золотників 1...4 на характер перехідного процесу в гідросистемі при швидкому переміщенні розподільного золотника, що забезпечує величину відкриття його робочого вікна з величини $h_1 = 0,01 \cdot 10^{-3}$ м до величини $h_1 = 4 \cdot 10^{-3}$ м. Результати представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати впливу золотників на характер перехідного процесу в гідросистемі

$v_3 \cdot 10^{-2}$, м/с	1,0	4,0	5,0	№ варіанта золотника
σ , %	24	52	84	1
σ , %	20	35	56	2

На рис. 3,5 а представлено розрахований по математичній моделі запуск гідросистеми при переміщенні зі швидкістю $\omega_m = 0$ та тиском $p_c = 5$ МПа. В подальшому в гідросистемі встановлюється невелика швидкість $\omega_m = 2 \cdot 10^{-2}$ рад/с, тиск $p_c = 5$ МПа зростає до величини 13,4 МПа. В цей момент розподільний золотник переміщується до значення $h_1 = 4 \cdot 10^{-3}$ м зі швидкістю $5 \cdot 10^{-2}$ м/с.



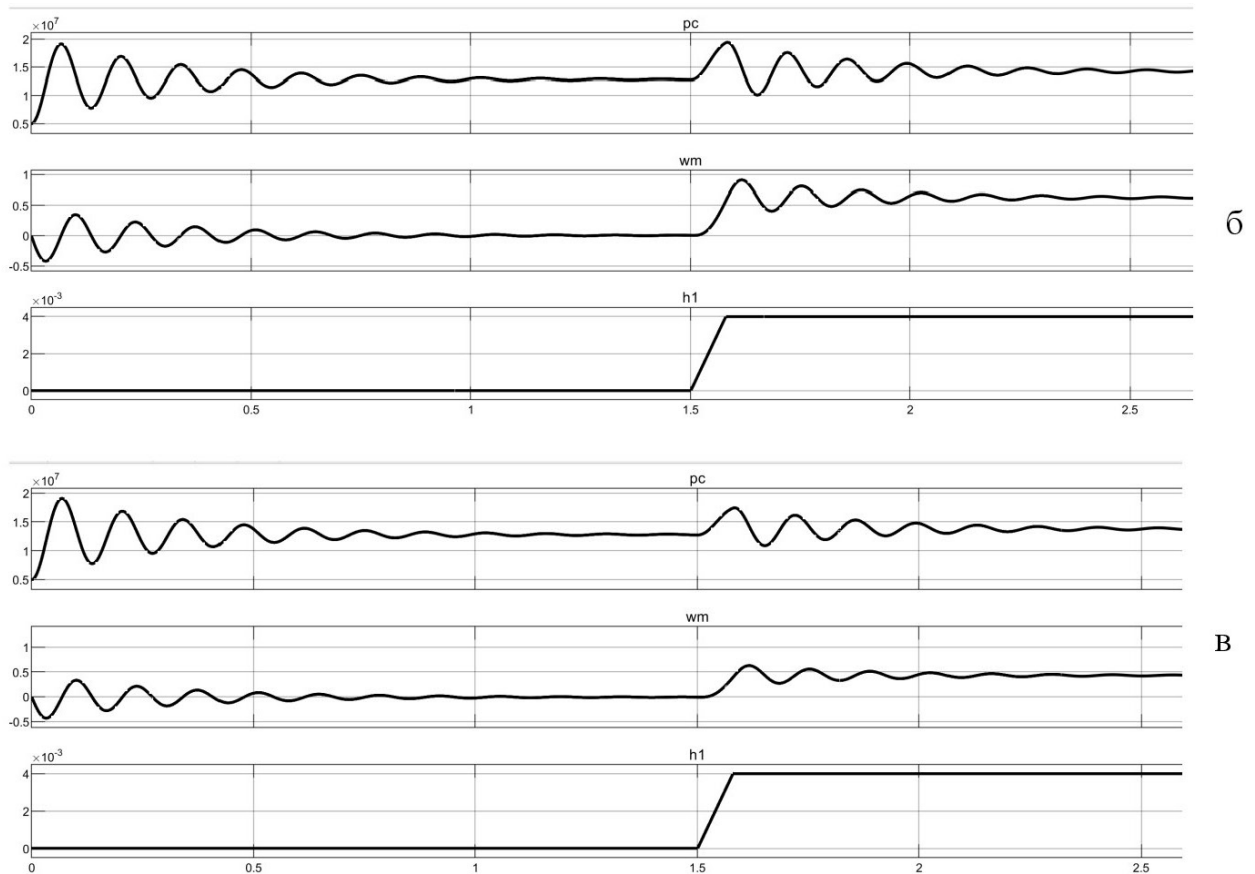


Рисунок 3.5 – Вплив параметрів золотників на характер перехідного процесу

В гідросистемі відбувається перехідний процес в результаті якого кутова швидкість робочого органу зростає до $\omega_m = 1,0$ рад/с, а тиск p_c становить 15,0 МПа. Причому в перехідному процесі, який має коливальний характер максимальне значення тиску p_c сягає величини 25 МПа.

Оскільки гідросистема екскаватора працює в періодичному режимі, то такі пікові зростання тиску p_c та тисків в інших частинах гідросистеми вкрай негативно впливають на довговічність насоса та гідроциліндра. Кутова швидкість руху робочого органу також стрімко зростає на 50 %, що приводить до різкого зростання зусиль в усіх ланках робочого органу. Перехідний процес триває в гідросистемі в гідросистемі $t_p = 1,2$ с, що є допустимим для таких машин. Величина перерегулювання для даного випадку по тиску p_c становить $\sigma = 84$ %, що суттєво перевищує рекомендоване значення $\sigma = 30$ %.

На рис. 3.5, б представлено перехідний процес розрахований для варіанту 2, а на рис. 3.5, в для варіанту 4. Має місце зменшення величини перерегулювання по тиску з $\sigma = 84\%$ до $\sigma = 26\%$. Час регулювання суттєво не змінюється, але величина перерегулювання зменшуються до допустимих величин. Час переключення розподільного золотника становить 0,08 с, що є доволі невеликим. Як правило час переключення становить величину від 0,08 с до 0,4 с в залежності від навичок оператора машини.

На рис.3.6 показано залежність величини перерегулювання в гідросистемі від швидкості переключення розподільного золотника.

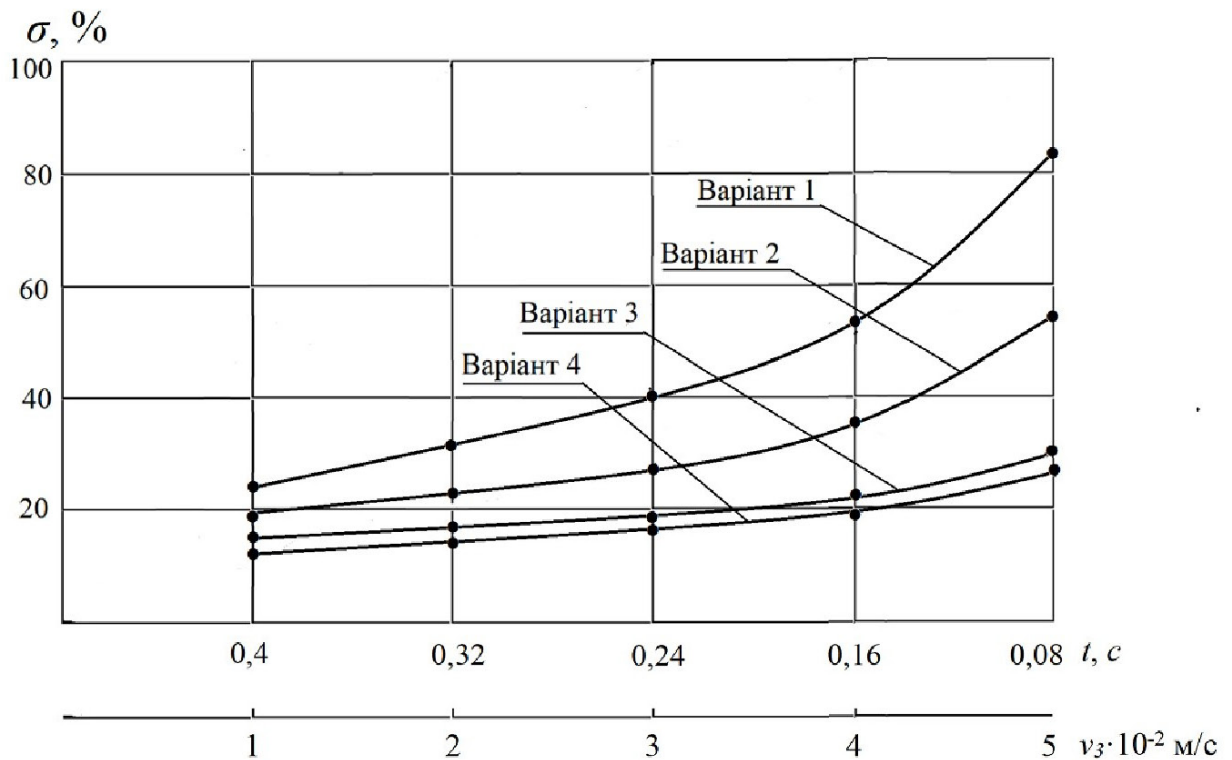


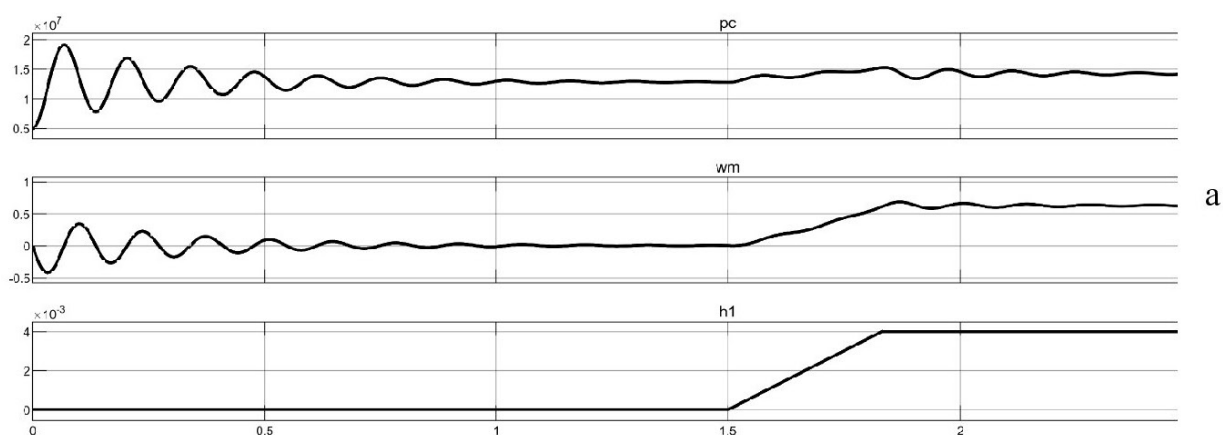
Рисунок 3.6 – Вплив параметрів золотників на перерегулювання в гідросистемі

Зменшення швидкості переключення з $5 \cdot 10^{-2}$ м/с до $3 \cdot 10^{-2}$ м/с зменшує величину перерегулювання по тиску p_c практично в 2 рази з 84 % до 40 % для розподільного золотника діаметром 20 мм, на робочих кромках якого відсутні канавки. Якщо розподільний золотник виконаний по варіанту 1 переключати зі швидкістю $v_3 = 1 \cdot 10^{-2}$ м/с то величина перерегулювання зменшується до 24 %, що є допустимим для гідросистем, що працюють в автоматичному режимі. Однак

швидкість переключення розподільного золотника визначається оператором і може бути доволі великою сягаючи значень $(4...5) \cdot 10^{-2}$ м/с.

Застосування розподільних золотників діаметр 18 мм у даному розподільнику знижує перерегулювання σ по тиску p_c з 84 % до 55 %. Величина σ для розподільного золотника діаметром 18 мм без канавок також суттєво зменшується у випадку, коли розподільний золотник перемикається зі швидкістю $(1...2) \cdot 10^{-2}$ м/с.

Необхідно відмінити, що розподільник має бути спроектований так, щоб величина перерегулювання σ не перевищувала 30 % при всіх можливих режимах переключення, при цьому час регулювання теж відповідав вимогам до гідросистем таких машин. На рис. 3.7, а представлено розрахований процес в гідросистемі для швидкості переключення розподільного золотника $1,0 \cdot 10^{-2}$ м/с для варіанта № 1, а на рис. 3.7, б для варіанта золотника № 2. При таких швидкостях переключення розподільного золотника і час регулювання і перерегулювання мають допустимі значення. Застосування розподільних золотників по варіантам №3 та №4 покращує результат по величині σ до значень 14...15 %. Результати досліджень представлені в таблиці 3.2. застосування таких варіантів конструкцій розподільних золотників навіть при доволі великій швидкості переміщення $v_3 = 5 \cdot 10^{-2}$ м/с забезпечує величину перерегулювання $\sigma = (26...29) \%$ при зменшенні часу регулювання $t_p = (1,0...1,1)$ с.



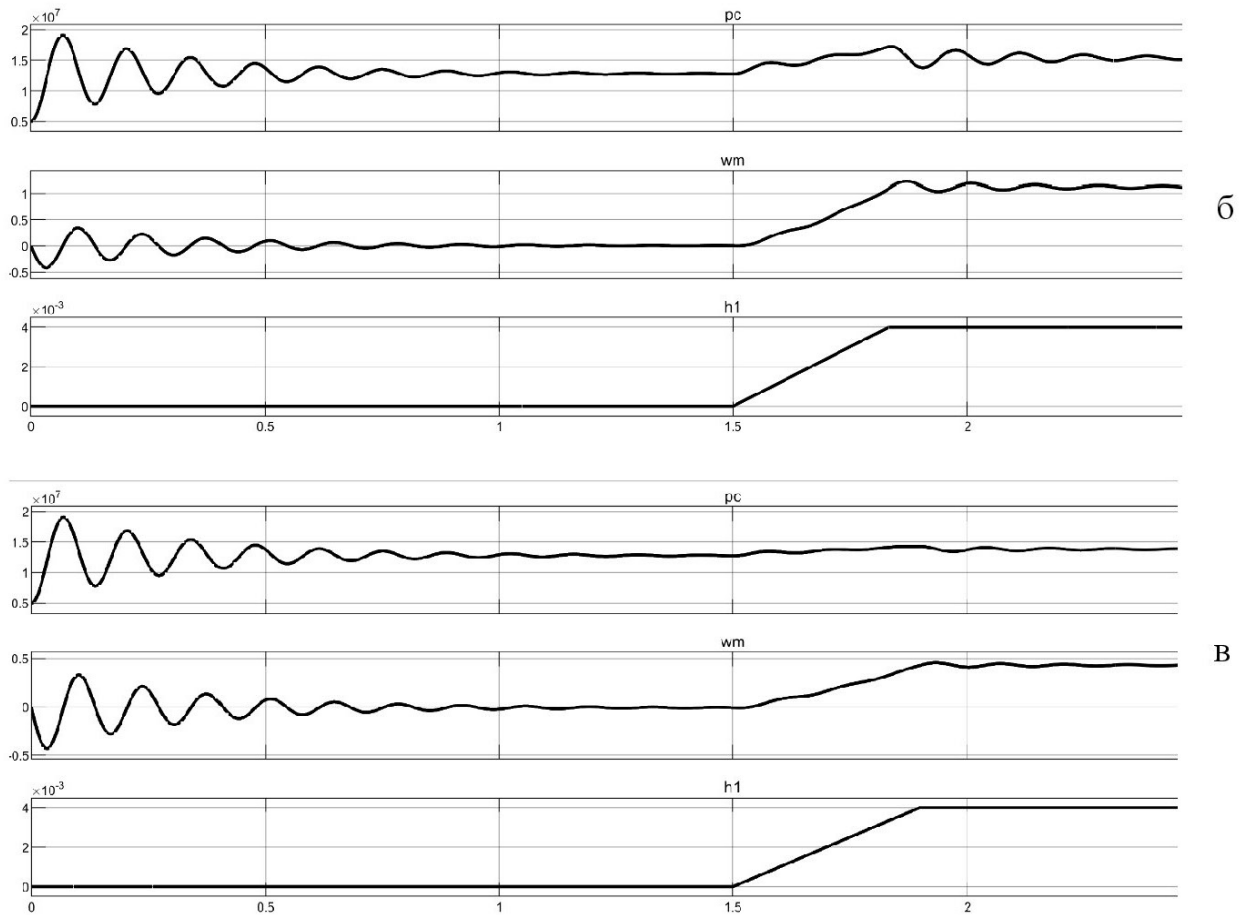


Рисунок 3.7 – Вплив параметрів золотників на характер перехідного процесу

Таблиця 3.2 – Результати впливу золотників на характер перехідного процесу в гідросистемі

$v_3 \cdot 10^{-2}$, м/с	1,0	2,0	5,0	№ варіанта золотника
σ , %	14	18	29	3
σ , %	13	15	26	4

Виконання розподільних золотників по варіантам № 3 та № 4 слід рекомендувати до застосування при проектуванні розподільника для гідросистем екскаваторів.

3.4 Тривимірна модель розподільника для гідросистеми екскаватора

Тривимірна модель розподільника дає повне і наочне представлення щодо його конструкції, габаритів та маси [19]. При створенні тривимірної моделі

розподільника використані двомірні креслення деталей розподільника. Такий комплект креслень підготовлений на кафедрі ТАМ в рамках виконання в 2023 – 2024 роках науково-дослідної роботи № 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик енергоощадних гідроприводів для мобільних та технологічних машин на базі пропорційної електрогідравлічної апаратури та регульованих насосів». Тривимірною моделлю розподільника з двома робочими секціями 1, 2 та однією секцією 3 (рис. 3.8) для запобіжно-переливного клапана створена в програмному середовищі SolidWorks.

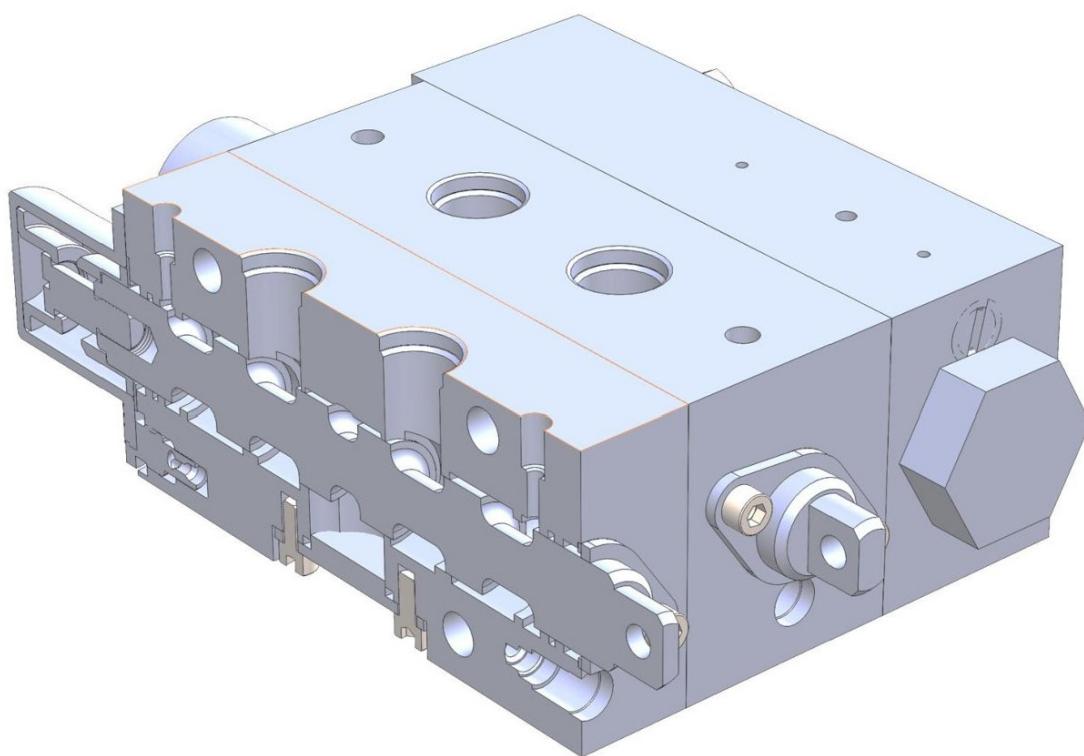


Рисунок 3.8 – Будова робочої секції розподільника

Представлена модель розподільника з розрізом по осі робочої секції, що дає представлення щодо конструкції та геометричних розмірів розподільного золотника. В даній роботі проведені дослідження щодо обґрунтування вибору параметрів розподільного золотника – його діаметра та довжини канавок на робочій поверхні золотника. Від правильного вибору параметрів канавки залежить стійкість роботи гідросистеми та величина перерегулювання по тиску при зміні режимів роботи гідросистеми.

Канавки мають параметри:

- довжина 2 мм;
- ширина 2 мм;
- глибина 2 мм.

Кількість канавок – 2, на кожній з робочих кромek розподільного золотника.

На рис. 3.9 представлена тривимірна модель секційного розподільника, яка дає уяву щодо габаритів та маси.

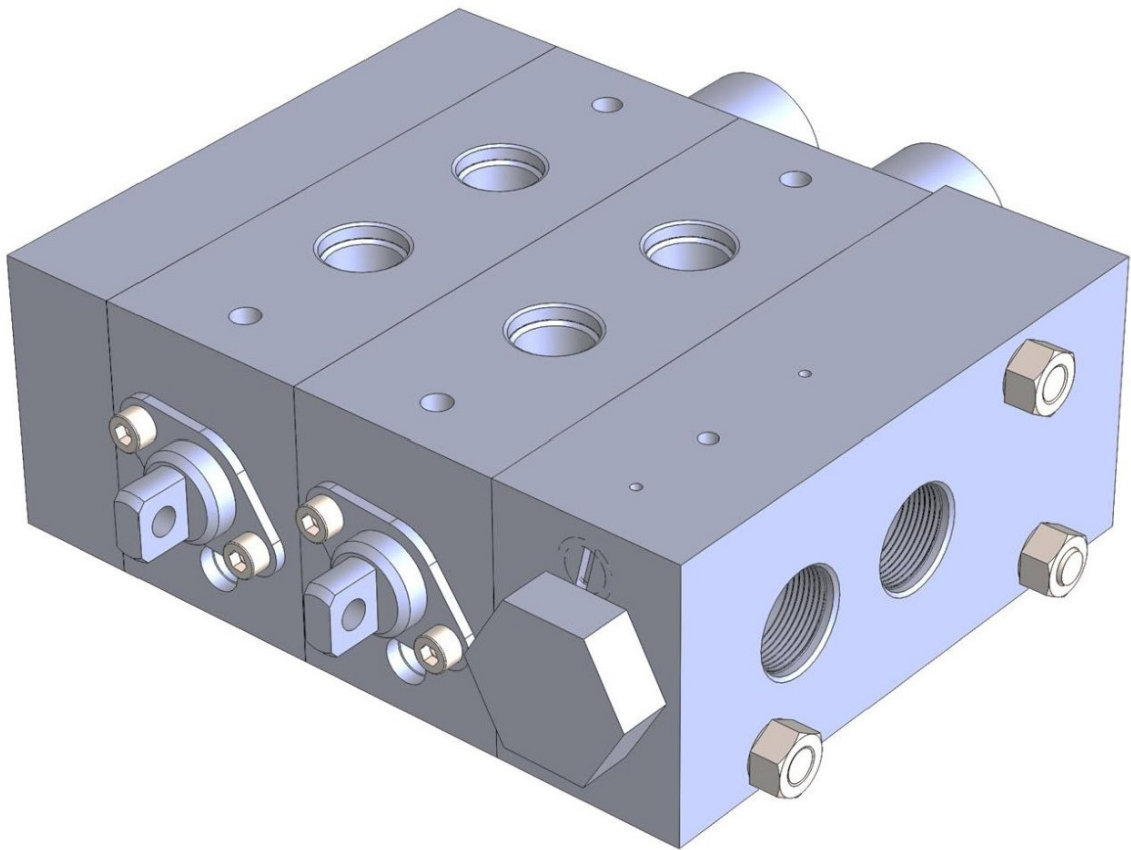


Рисунок 3.9 – Тривимірна модель розподільника для гідросистеми екскаватора

Технічна характеристика розподільника представлена нижче.

- кількість позицій розподільник 3;
- позиції розподільного золотника
 - підйом;
 - опускання;
 - нейтральна;

- тип розподільника секційний;
- кількість секцій розподільника 5;
- номінальний потік робочої рідини через секцію $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- номінальний тиск 16,0 МПа;
- можливість плавного регулювання потоку через секцію в діапазоні $(0,1 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- похибка стабілізації потоку через секцію не більш 6%;
- повний хід розподільного золотника 9 мм;
- перекриття розподільного золотника 4 мм;
- хід розподільного золотника в зоні регулювання 5 мм;
- перепад керування на золотнику регулятора 1,2 МПа;
- повернення розподільного золотника з позицій «підйом» та «опускання» в позицію «нейтральна» автоматичний;
- маса робочої секції розподільника 6,5;
- маса 5-секційного розподільника 38;
- габарити робочої секції $50 \times 50 \times 208 \text{ мм}$;
- габарити 5-секційного розподільника $50 \times 325 \times 208$.

РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ СЕКЦІЙНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

4.1. Характеристика науково-технічної роботи

В роботі узагальнюється досвід провідних фірм щодо розроблення нових секційних розподільників для екскаватора на базі колісного трактора. На основі цього аналізу розроблено нові схему та конструкцію секційного розподільника. Гідроагрегати такого технічного рівня в Україні на сьогоднішній день не випускаються, відповідно відсутня можливість створення сучасних екскаваторів на базі колісного трактора без залучення комплектуючих іноземного виробництва, які мають досить високу ціну. На основі розробленого секційного розподільника можуть випускатись екскаватори на базі колісного трактора з ширкою номенклатурою робочих машин зі змінними робочими органами. Ця науково-технічна робота відноситься до прикладних і її результатами можливо комерціалізувати.

4.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки

Оцінимо науково-технічний рівень секційного розподільника для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора та його комерційний потенціал на основі опитування експертів, що представляють різні напрямки роботи підприємства по виготовленню та збуту продукції. За основу оцінки візьмемо перелік критеріїв, представлений в таблиці 4.1. Всі подальші розрахунки по визначенню ефективності застосування результатів науково-дослідної роботи виконані за методикою, представленою в [23].

В якості експертів запросимо 3 фахівців різних відділів: головного конструктора, головного технолога та керівника відділу збуту підприємства «Гідросила» м. Кропивницький [24]. Результати роботи експертів по оцінюванню комерційного потенціалу розробки представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.1 – Критерії оцінювання експертами комерційного потенціалу розроблення секційного розподільника

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри- те- рій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі ніж в аналогів
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
Практична здійсненість					
Ринкові перспективи:					
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витрачати значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так із комерційної реалізації ідеї

Продовження таблиці 4.1

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри- тер.	0	1	2	3	4
Практична здійсненість					
Ринкові перспективи:					
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військовопроми словму комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більше за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менший 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років.	Термін реалізації ідеї менший 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років.
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію	Необхідна отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 4.2 – Результати оцінки комерційного потенціалу розробки гідросистеми

Критерії	Посада експерта		
	Головний конструктор	Головний технолог	Керівник відділу збуду
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	2	3	2
3	1	2	2
4	3	3	3
5	3	3	2
6	4	3	4
7	4	3	4
8	3	3	2
9	3	2	3
10	2	3	3
11	3	3	3
12	2	3	2
Сума балів	31	33	32
Середньоарифметична сума балів СБ	$СБ = \frac{31 + 33 + 32}{3} = 32$		

Рівень комерційного потенціалу оцінюємо за таблицею 4.3.

Таблиця 4.3 – Комерційний потенціал розробки

Середньо арифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 48	Високий

Рівень комерційного потенціалу розробки секційного розподільника оцінюємо вищим середнього.

Визначений рівень розробки та його комерційний потенціал обумовлений перевагами, які будуть мати екскаватори на базі колісного трактора, що оснащені секційним розподільником.

До таких переваг відносяться:

- суттєве зменшення витрат пального на виконання аналогічних видів та об'ємів робіт;
- зменшення навантажень на робочі органи машини та збільшення ресурсу експлуатації машини;
- підвищення якості виконуваних робіт за рахунок регулювання швидкості руху робочих органів машини в широких діапазонах;
- покращення умов роботи оператора машини за рахунок можливості пропорційного керування рухом робочих органів машини[1,7].

4.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу

Загальні витрати на проведення науково-дослідної роботи визначаються як сума витрат за рядом статей. Розглянемо більш детально величину витрат за кожною статтею окремо.

4.3.1 Заробітна плата персоналу.

Заробітна плата виконавців проекту складається з основної та додаткової.

Основна заробітна плата виконавців проекту розраховується за формулою:

$$Z_o = \frac{M}{T_p} \cdot t \text{ (грн.)},$$

де M – місячний посадовий оклад виконавця, грн;

T_p – число робочих днів в місяці, прийнято $T_p = 22$ дні;

t – число робочих днів роботи виконавця.

Рівень заробітної плати виконавців призначений з урахуванням мінімальної заробітної плати в Україні рівної з 1.04.2024 р. 8000 грн.

Розрахунок основної заробітної плати представлено в таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – визначення основної заробітної оплати виконавців проекту

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.	Примітка
1. Молодший науковий співробітник	13000	590	60	35400,0	Роботи по розрахунках моделі та виготовленню комплекту конструкторської документації
2. Старший Науковий співробітник	17000	772,7	60	46363,6	Керівник проекту
Всього				81763,6	

Додаткова заробітна плата визначалась за формулою:

$$З_{\text{д}} = (0,1 \dots 0,12) \cdot З_{\text{о}} = 0,1 \cdot 81763,6 = 8176,4 \text{ (грн.)}$$

Нарахування на заробітну плату виконавців проекту визначають за формулою:

$$З_{\text{н}} = (З_{\text{о}} + З_{\text{д}}) \cdot \frac{\beta}{100} = (81763,6 + 8176,4) \cdot \frac{22}{100} = 19786 \text{ (грн.)}$$

де $З_{\text{о}}$ – основна заробітна плата розробників, грн.;

$З_{\text{д}}$ – додаткова заробітна плата всіх розробників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

4.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.

Ці витрати визначаються за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i$$

де H_i – витрати матеріалу i -го найменування, кг;

C_i – вартість матеріалу i -го найменування, грн./кг;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i=1,1$.

В процесі роботи буде використано папір формату А4, А1 та канцтовари. Потреба складає 10 листів креслярського паперу формату А1 3 пачки по 500 листів формату А4. Канцелярські товари оцінюємо в 50 % від вартості канцелярського паперу. Тоді:

$$M = (10 \cdot 24,7 + 3 \cdot 180) \cdot 1,1 + 0,5 \cdot 865,7 = 1298,6 \text{ (грн.)}$$

4.3.3 Спецустаткування та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.

В процесі виконання роботи були використані:

- Персональний комп'ютер з монітором типу ZEVS PC 96104 вартістю 16099 грн.
- Багатофункціональний пристрій типу Canon ISENSYS MF 237 W вартістю 15429 грн.

Витрати на обладнання визначаються за такою формулою:

$$K = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i \text{ (грн.)},$$

де H_i – кількість обладнання i -го виду, шт.;

C_i – вартість обладнання i -го виду, грн./кг;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i=1,1$;

n – кількість видів обладнання.

$$K = 16099 \cdot 1 \cdot 1,1 + 15429 \cdot 1 \cdot 1,1 = 34680,8 \text{ (грн.)}$$

В процесі виконання роботи необхідно використати таке програмне забезпечення:

- Операційна система Windows Pro вартістю 1150 грн = C_1 ;
- Програмний пакет Office 2021 Professional Plus вартістю 1920 грн = C_2 ;
- Програмний пакет MATLAB вартістю 1310 USD, при курсі Нацбанку України 41,71 грн/USD коштує $1310 \cdot 41,71 = 54640,1$ грн = C_3 ;
- Програмний пакет SolidWorks Standard вартістю 42340 грн = C_4 .

Балансову вартість програмного забезпечення розрахуємо за формулою:

$$B_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^K (C_i + C_i + K_i) = 1150 \cdot 1 \cdot 1,1 + 1920 \cdot 1 \cdot 1,1 + 54640,1 \cdot 1 \cdot 1,1 + 42340 \cdot 1 \cdot 1,1 = 111155,1 \text{ (грн.)},$$

де C_i – ціна придбання одиниці програмного забезпечення;

C_i – кількість одиниць програмного забезпечення;

$K_i = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує інсталяцію та налагодження програмного забезпечення.

Загальна балансова вартість комп'ютерів та програмного забезпечення дорівнює $C = 31528 + 111155,1 = 142683,1$ (грн).

Амортизація комп'ютерну техніку і програмне забезпечення може бути розрахована за формулою:

$$A = \sum \frac{C_i \cdot H_{ai}}{100} \cdot \frac{T_i}{12}$$

де C_i – балансова вартість комп'ютерів та програмного забезпечення, що використовувались для виконання науково-дослідної роботи, грн.;

N_{ai} – річна норма амортизаційних відрахувань на комп'ютерну техніку та програмне забезпечення;

$T = 2$ – термін використання обладнання, місяці;

$N_{a1} = 25\%$ – річна норма амортизаційних відрахувань на комп'ютерну техніку, як на основні засоби виробництва;

$N_{a2} = 10\%$ – річна норма амортизаційних відрахувань на програмне забезпечення, як на нематеріальні активи.

Розрахунок витрат на амортизацію представлено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахунок амортизаційних відрахувань

Найменування обладнання та програмного забезпечення	Балансова вартість	Норма амортизації, %	Термін використання, міс	Величина амортизаційних відрахувань, грн
Багатофункціональний пристрій Canon ISENSYS MF 237W	15429	25	2	642,8
Персональний комп'ютер ZEVS PC M540	16099	25	2	670,8
Операційна система Windows Pro	1150	10	2	19,2
Програмний пакет Office 2021 Professional plus	1920	10	2	32
Програмний пакет MATLAB	54640,1	10	2	910,7
Програмний пакет SolidWorks	42340	10	2	722,3
Разом				2997,8

4.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.

Визначимо поточне значення тарифу на електроенергію для непобутових споживачів по Вінницяобленерго (промислових підприємств) за формулою:

$$C_e = (C_{\text{опт}} + C_{\text{розп}} + C_{\text{пост}}) \cdot \left(1 + \frac{\text{ПДВ}}{100\%}\right) = (6,49 + 0,344 + 0,528) \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 8,83 \text{ (грн/кВт·год)},$$

де $C_{\text{опт}} = 6,49$ грн/кВт·год – середня оптова ціна на електроенергію станом 10.12.2024 р.;

$C_{\text{розп}} = 0,344$ грн/кВт·год – вартість розподілу електроенергії від Вінницяобленерго на 2024 рік;

$C_{\text{пост}} = 0,528$ грн/кВт·год – вартість постачання електроенергії;

ПДВ = 20 % - податок на додану вартість.

Значення $C_{\text{опт}}$, $C_{\text{розп}}$, $C_{\text{пост}}$ визначені за даними Національної комісії з регулювання енергетики і комунальних послуг (НКРЕКП) [22].

Таким чином в розрахунок беремо ціну електроенергії

$$C_e = 8,83 \text{ грн/кВт·год},$$

Витрати на електроенергію визначимо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_b}{\eta_i} = \frac{0,4 \cdot 480 \cdot 8,83 \cdot 0,9}{0,9} + \frac{0,42 \cdot 20 \cdot 8,83 \cdot 0,9}{0,9} = 1769,1 \text{ (грн)},$$

де W_{yi} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки;

t_i – тривалість роботи обладнання на певному етапі розробки;

C_e - вартість 1 кВт·години електроенергії в грн за даними енергопостачальної компанії;

$K_b = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності;

$\eta_i = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії для обладнання.

Витрати на електроенергію представлені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність	Тривалість роботи, годин	Сума, грн
Персональний комп'ютер	0,4 кВт	480	1695,0
Багатофункціональний пристрій	0,42 кВт	20	74,2
Всього			1769,1

4.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.

Витрати на відрядження керівника проекту та молодшого наукового співробітника, що беруть участь у виконанні проекту визначаються за формулою:

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_d) \cdot \frac{H_{\text{св}}}{100\%} = (81763,6 + 8176,4) \cdot \frac{5}{100} = 4497 \text{ (грн)}.$$

Витрати на оплату послуг сторонніх організацій визначаються за формулою:

$$V_{\text{сп}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{сп}}}{100\%} = (81763,6 + 8173,4) \cdot \frac{10}{100} = 8994 \text{ (грн)}.$$

Врахуємо також інші витрати, що не враховані в попередніх статтях витрат за формулою:

$$I_v = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{ів}}}{100\%} = (81763,6 + 8173,4) \cdot \frac{15}{100} = 13491 \text{ (грн)}.$$

Накладні загальновиробничі витрати визначаються за формулою:

$$V_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%} = (81763,6 + 8173,4) \cdot \frac{100}{100} = 89939,4 \text{ (грн)}.$$

4.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.

Витрати на проведення науково-дослідної роботи визначаються як сума всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$B_{\text{заг}} = Z_o + Z_d + Z_n + M + K + B_{\text{прг}} + A + B_e + B_{\text{св}} + B_{\text{сп}} + I_v + B_{\text{нзв}} =$$

$$81763,1 + 8176,4 + 19786 + 1298,6 + 34680,8 + 111155,1 + 2997,8 +$$

$$+1769,1 + 4497 + 8994 + 13491 + 89939,4 = 378547,1 \text{ (грн)}.$$

Загальні витрати на завершення науково-дослідної роботи розраховуються за формулою:

$$ЗВ = \frac{B_{\text{заг}}}{\eta} = \frac{378547,1}{0,2} = 1892725,5 \text{ (грн)},$$

$\eta = 0,2$, оскільки розробка знаходиться на стадії технічного проектування.

4.4. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

В результаті виконання роботи створено комплект конструкторської документації на секційний розподільник нового покоління для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора. Цей розподільник має кращі технічні характеристики у порівнянні з тими, що сьогодні використовуються. Секційний розподільник дозволяє створити гідроприводи чутливі до навантаження гідросистеми екскаваторів на базі колісного трактора, в яких можливо регулювання швидкості руху робочих органів машин в широких діапазонах. Ця обставина дозволяє суттєво підвищити якість виконання робіт із застосуванням екскаваторів. Окрім того, застосування секційного розподільника забезпечує зменшення непродуктивних втрат енергії при виконанні робіт. Це в кінцевому результаті забезпечує суттєву економію пального у порівнянні з екскаваторів, що мають гідроприводи традиційної конструкції. Розподільник дозволяє суміщати роботу двох гідроциліндрів в екскаваторі, що забезпечує підвищення продуктивності її роботи.

Визначимо можливе збільшення чистого прибутку у інвестора для трьох років від можливого впровадження розробленого секційного розподільника системи. Розрахунок для 2025 року ведеться за формулою:

$$\Delta\P_1 = (\Delta\P_0 \cdot N + \Pi_0 \cdot \Delta N) \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\theta}{100}\right) = (3,5 \cdot 5100 + 16,6 \cdot 400) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 4166 \text{ (тис. грн).}$$

Для 2026 року: $\Delta\P_2 = (3,5 \cdot 5100 + 16,6 \cdot (400 + 450)) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot (1 - 18/100) = 5433,2 \text{ (тис. грн).}$

Для 2027 року: $\Delta\P_3 = 2027: (3,5 \cdot 5100 + 16,6 \cdot (400 + 450 + 550)) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot (1 - 18/100) = 6920,8 \text{ (тис. грн).}$

де $\Delta\P_0 = 3,5$ тис грн – зміна ціни реалізації розподільника;

$N = 5100$ шт – величина попиту на розподільники;

$\Delta N = 400$ шт – зростання попиту на нові розподільники;

$\lambda = 0,8333$ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість;

$\rho = 0,25$ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту.

$\theta = 18\%$ – ставка податку на прибуток з 2020 року.

Результати розрахунку чистого прибутку інвестора в 2025 – 2027 роках представлено в таблиці 4.7. при визначенні ціни реалізації розподільників, а також випуску по роках на підприємстві «Гідросила», м. Кропивницький використано дані сайтів на яких представлена аналогічна продукція та ціни на неї станом на 1.12.23 р. [21,24]

Таблиця 4.7 – Чистий прибуток інвестора на 2025 – 2027 роки

Показник	Назва, одиниці виміру	2025	2026	2027
$\Delta\P_0$	Зміна ціни реалізації розподільника, тис. грн	3,5	3,5	3,5
N	Величина попиту на розподільники, шт	5100	5550	6150
Π_0	Ціна реалізації розподільника, тис грн	16600	16600	16600
ΔN	Зростання попиту на розподільники, шт	400	450	550
$\Delta\P$	Збільшення чистого прибутку у інвестора, тис. грн	4166	5433	6920,8

Визначимо приведену вартість збільшення всіх чистих прибутків, що їх може отримати інвестор за формулою:

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t} = \frac{4166}{1+0,1} + \frac{5433}{(1+0,1)^2} + \frac{6920,8}{(1+0,1)^3} = 3787,2 + 4490 + 5199 = 13476$$

(тис. грн),

де $T = 3$ роки – період часу, протягом якого очікується отримання результатів від впровадження розробки, роки;

$\tau = 0,1$ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції;

Розрахуємо величину початкових інвестицій для впровадження і комерціалізації розробки за формулою:

$$PV = K_{\text{інв}} \cdot 3B = 2 \cdot 1892,7 = 3784 \text{ (тис. грн),}$$

де $K_{\text{інв}} = 2$ – коефіцієнт, що враховує затрати інвестора на впровадження розробки та її комерціалізацію.

Абсолютний економічний ефект для інвестора від впровадження і комерціалізації розробки складає:

$$E_{\text{абс}} = ПП - PV = 13476 - 3784 = 9692 \text{ (тис. грн).}$$

Обчислимо внутрішню економічну дохідність інвестицій за формулою:

$$E_B = \sqrt[T]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 = \sqrt[3]{1 + \frac{9692}{3784}} - 1 = 1,39 - 1 = 0,43,$$

де $T=3$ – життєвий цикл наукової розробки до закінчення отримування позитивних результатів, роки.

Розрахована величина E_B порівнюється з мінімальною ставкою дисконтування τ_{\min} , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна ставка дисконтування τ_{\min} визначається за формулою:

$$\tau_{\min} = d + f = 0,15 + 0,1 = 0,25,$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках, в Україні (0,14...0,2);

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень, зазвичай, величина $f=(0,05...0,1)$, але може бути і значно більше.

Оскільки

$$E_B = 0,43 > \tau_{\min} = 0,25,$$

то будемо вважати, що інвестор має підстави для впровадження розробки та виведення її на ринок.

Розрахуємо період окупності інвестицій за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B} = \frac{1}{0,43} = 2,32 \text{ (роки)}$$

Оскільки

$$T_{\text{ок}} = 2,32 \text{ роки} < 3 \text{ (років)},$$

то це свідчить про привабливість науково-технічної розробки [23].

В результаті проведеного розрахунку економічної ефективності розробки розподільника зроблені наступні висновки.

1. В результаті виконання науково-дослідної роботи розроблено конструкцію секційного розподільника для гідросистеми екскаватора на базі колісного трактора. Такий розподільник забезпечує зменшення непродуктивних втрат потужності, можливість регулювання швидкості руху робочих органів машини в широких

діапазонах і підвищення продуктивності роботи екскаваторів за рахунок суміщення роботи циліндрів, а також зменшення динамічних навантажень на робочі органи, що збільшує термін експлуатації екскаваторів.

2. Вартість науково-дослідної роботи пов'язана з розробленням секційним розподільником складає 1892 тис. грн.

3. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням на виробництво розробки складає 3792 тис. грн.

4. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 9692 тис. грн на протязі 2025 – 2027 років при інвестуванні 3784 тис. грн.

5. Термін окупності затрат складає $T_{ок} = 2,32$ роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.

ВИСНОВКИ

На основі проведеної роботи можливо зробити наступні висновки:

1. Перехід на системи чутливі до навантаження є тенденцією розвитку гідросистем мобільних робочих машин, зокрема екскаваторів на основі колісних тракторів.
2. Секційний розподільники для гідросистем чутливих до навантаження потребують вдосконалення в напрямку зменшення їх габаритів.
3. Розроблено гідравлічну схему розподільника для гідросистем на основі розробленого розподільника.
4. Створено математичному модель гідросистеми на основі розробленого розподільника.
5. Проведено дослідження течії робочої рідини через секцію розподільника в середовищі.... На основі результатів досліджень отримано аналітичну залежність витрати через робоче вікно розподільника від величини відкриття розподільного золотника, для чотирьох варіантів його конструктивного виконання. Залежності використані для удосконалення математичної моделі гідросистеми.
6. На основі досліджень робочих процесів в гідросистемі по математичній моделі визначено діапазони параметрів, які забезпечують стійку роботу
7. Виявлено вплив швидкості переміщення розподільного золотника та його конструктивних параметрів на величину перерегулювання по тиску в гідросистемі. Визначено, що для даного типорозміру розподільника розподільний золотник діаметром 16 мм, що має по 2 канавки довжиною, шириною та глибиною по 2 мм на кожній з двох робочих кромek забезпечує величину перерегулювання не більше 30 % в гідросистемі.
8. Розроблена тривимірна модель розподільника, визначені його габаритно-масові показники. Розподільний золотник запропонованої конструкції має довжину на 30 % відсотків меншу від розподільника МР-18 для гідросистем чутливих до навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин. – На правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» МОН України, Київ 2015. – 460с.
2. Пилявець 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.-217 с.
3. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л.Г. Козлов, Я.В. Шаматієнко, А.І. Ковальчук, В.М. Черніюк – Хмельницький: Вісник ХНУ, 2010. № 3. – С. 163-168.
4. LUDV control block of mono and sandwich plate design / Bosch Rexroth AG. – Hydraulicsc. 2006. – P. 15.
5. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 1991. – 11 с.
6. Розрахунок параметрів і вибір гідроагрегатів виконавчого контуру схеми гідроприводу / [авт. кол. : Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 68 с
7. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.03. / Л. Г. Козлов; Вінниц. нац. техн. ун-т. – Вінниця, 2000. – 320 с.
8. Козлов Л. Г. Динамічні характеристики мультирегуляторного привода гідроманіпулятора / В.Б. Струтинський, Л.Г. Козлов // Гідромеханіка в інженерній практиці: тези доповідей XIX міжнародної науково-технічної конференції. – м. Кіровоград. – 2014, 21-24 травня. – С. 72-73.

9. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2013. – №40. – С. 118 – 124.
10. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження на базі мультірежимного розподільника / Л. Г. Козлов, О. П. Петров // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №2. – С. 77 - 80.
11. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107
12. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.
13. Огляд конструкцій та характеристики сучасних регуляторів для насосів змінного робочого об'єму / Товкач А.О., Козлов Л. Г., Стимковський В. А., Грабовський Д. І. // Матеріали ЛП науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету НТКАП ВНТУ – 2023, 21-23 червня 2023 р., стор 2816-2819.
14. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue of Danfoss Hydraulics [Electronic resource]. – Mode of access : URL : http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG_120_HK51A302.pdf. - Title from the screen.
15. Дубінський В. В. Урахування дисипативних сил при аналізі динаміки гідроприводів / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2005. – № 12(84). – С. 86 – 91.
16. Екскаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція по експлуатації 15.000.000 – 2018 р. – 150 с.
17. Пелевін Л. Є. Основи проектування та регулювання гідро- та пневмоприводів будівельних машин : навч. посіб. / Л. Є. Пелевін, О. М. Гаркавенко, С. Ю. Комоцька. – К.: КНУБА, 2006. – 80 с.

18. Пелевін Л. Є. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин: підручник за спец. "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" / Л. Є. Пелевін [та ін.]. – К.: КНУБА, 2000. – 287 с.

19. Комп'ютерна графіка Solidworks [Текст] : навч. посіб. / М. М. Козяр, Ю. В. Фещук, О. В. Парфенюк. - Херсон : Олді-Плюс, 2018. - 251 с.

20. Козлов Л. Г. Секційний розподільник для гідросистем чутливих до навантаження / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Петров О.В., Грабовський Д. І. // Матеріали ЛІІІ науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ НТ КАП 20-22 червня 2024 р., збірник доповідей [Електронний ресурс]. – Вінниця: ВНТУ, 2024. – стр 2537-2540.

21. Машинобудівна компанія «Будагромаш». Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурільно-кранових машин. Каталог продукції. www.budagromash@gmail.com

22. Сайт національної комісії з державного регулювання у сфері енергетики та комунальних послуг <https://www.nerc.gov.ua/>

23. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ

24. Сайт виробника гідроприводів «Гідросила». Режим доступу: <https://www.hydrosila.com/>

25. Directional Control Valve Load Sense Pressure Compensated MP18, Catalog, RA-64-965/01.05, 20p., 2010

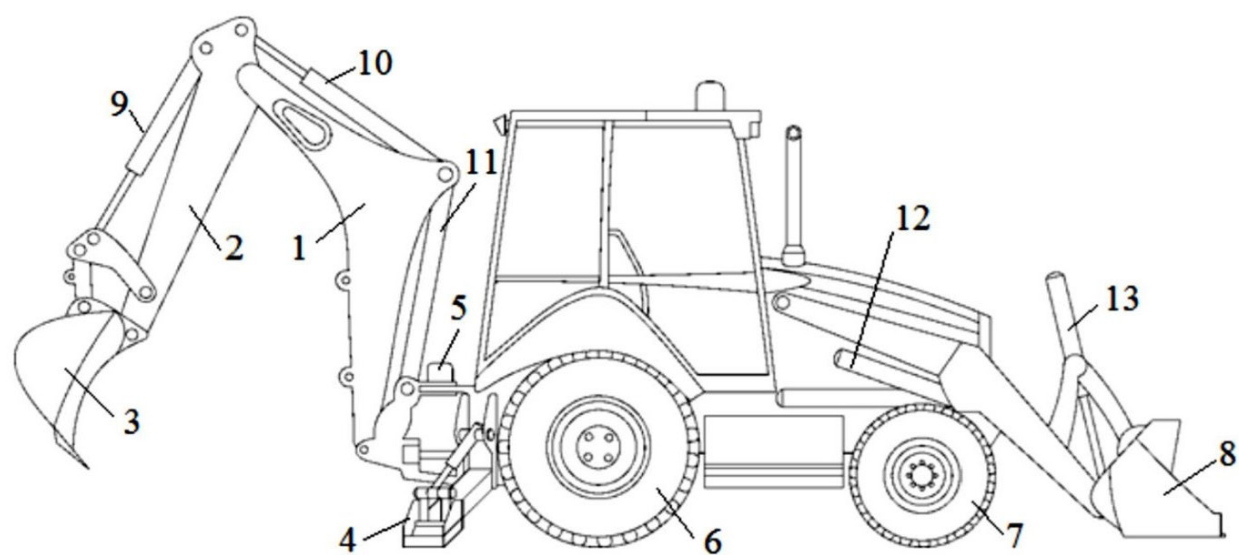
26. Товкач А.О., Козлов Л.Г., Ковальчук В.А., Макогонюк В.В., Юзьков Б.О. «Покращення статистичної характеристики гідросистеми з регульованим насосом та контролером» в матеріалах XXVIII Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, НТУУ КІП, 2024. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://conf.pgm.kpi.ua/2024/schedConf/presentations>.

Додаток А

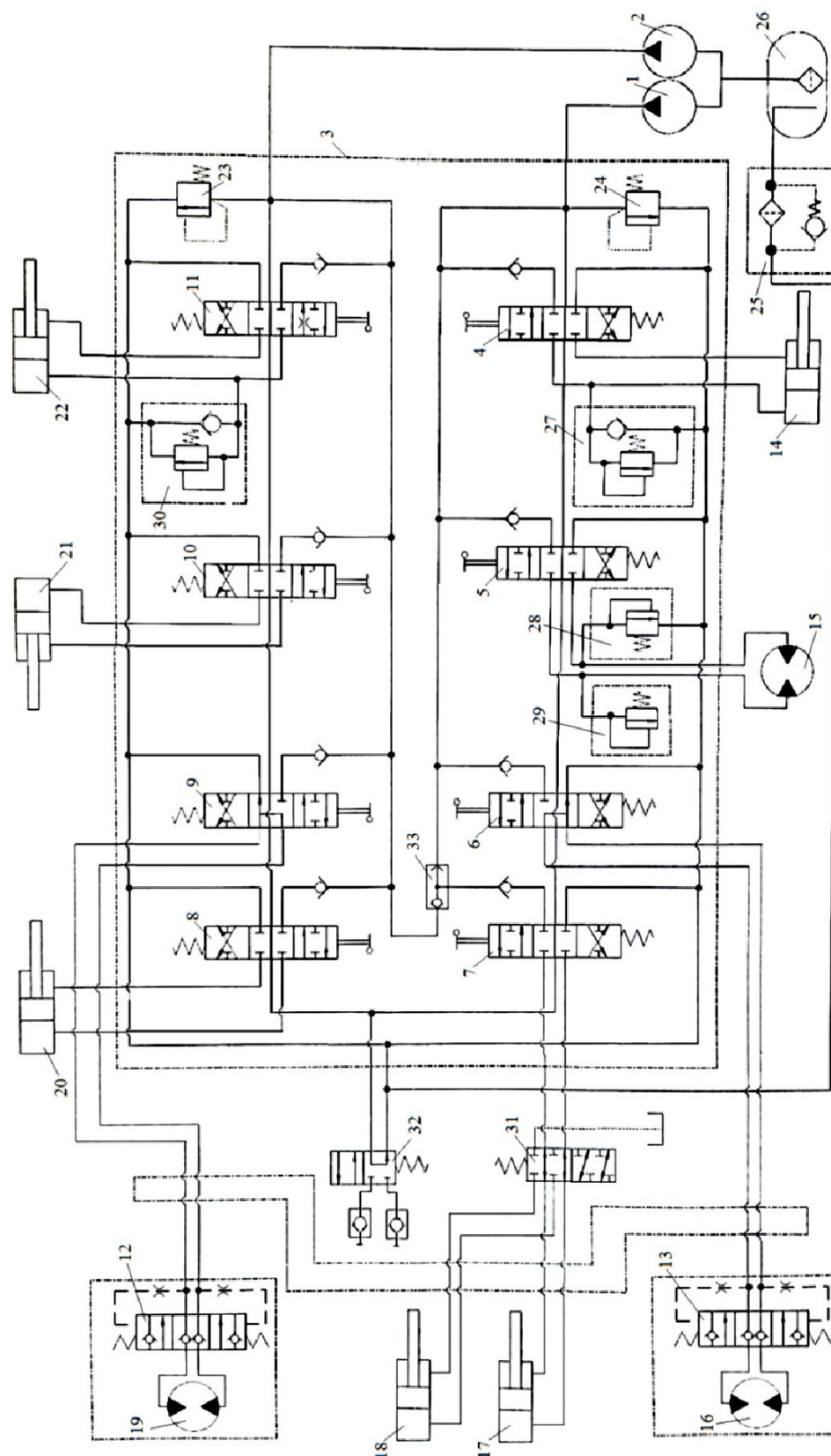
Додаток Б

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

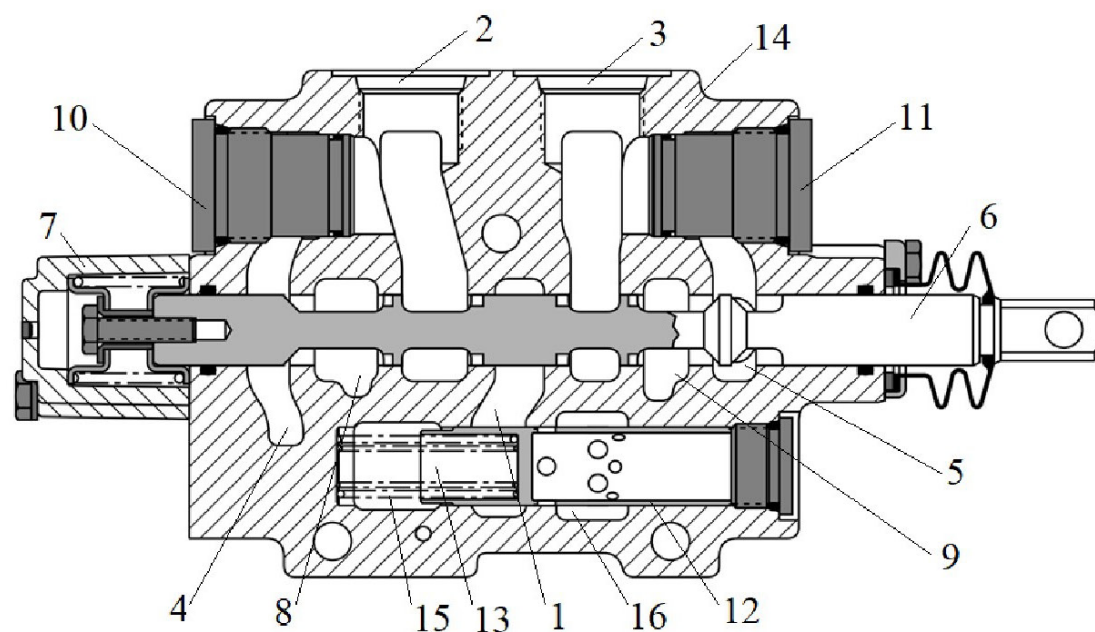
**«РОЗРОБЛЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМИ
ЕКСКАВАТОРА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА»**



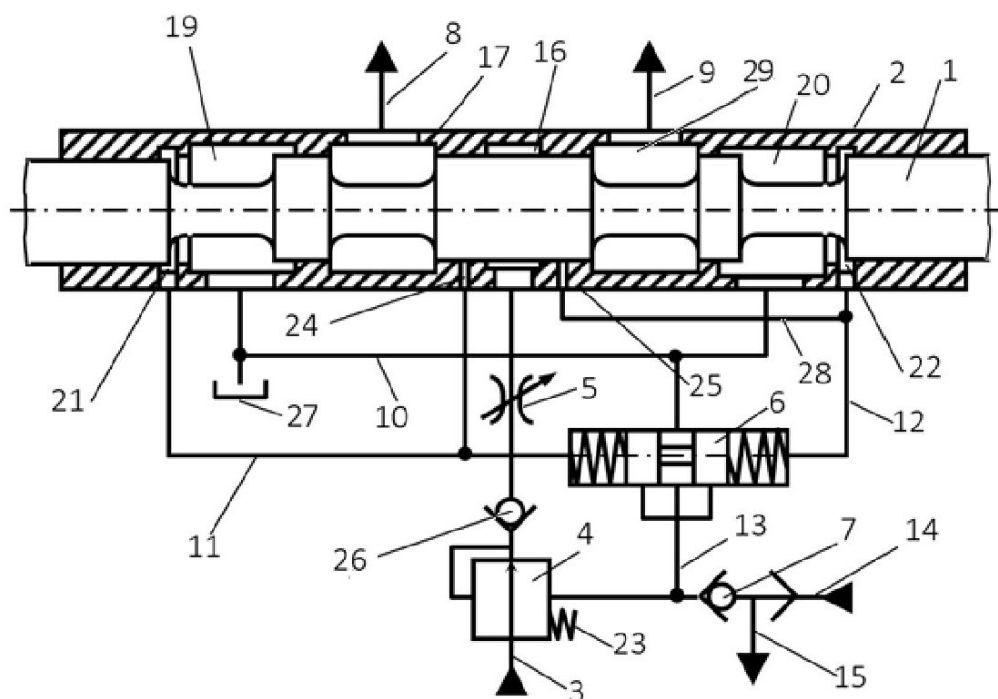
Екскаватор на базі колісного трактора



Гідросистема міні екскаватора Bob Cat на основі двох нерегульованих насосів



Розподільник МР-18 фірми Rexroth для гідросистеми
чутливих до навантаження



Гідравлічна схема розподільника гідросистеми чутливої до навантаження розроблена у ВНТУ

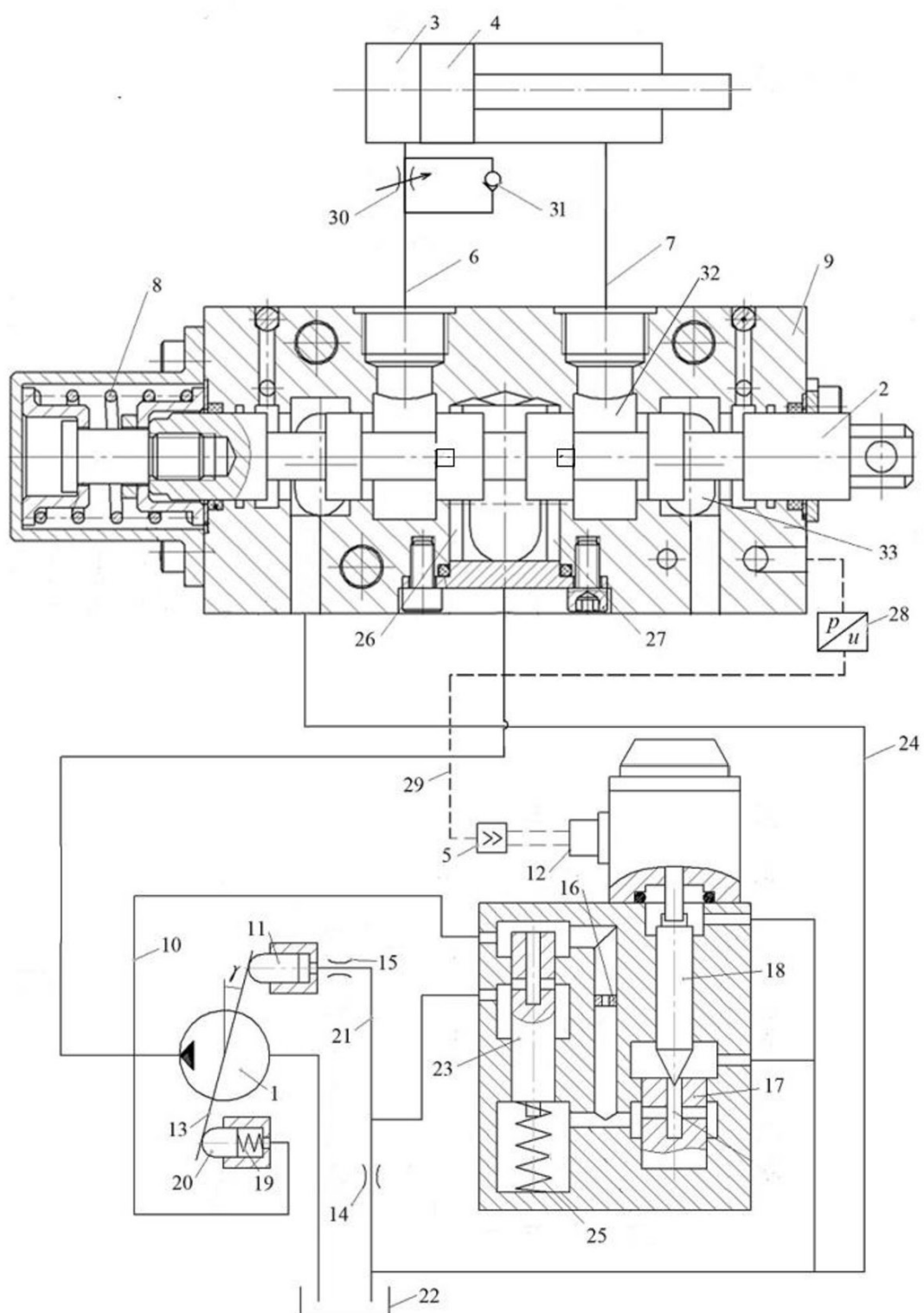


Схема гідросистеми привода робочого органа екскаватора на основі розробленого розподільника та регульованого насоса

Математична модель гідросистеми

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = p_c \cdot F_c \cdot l_c - p_m \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m + m_p \cdot g \cdot l_p - b_c \frac{w\omega_m}{l_c}; \quad (1)$$

$$p_n \frac{\pi d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi d_p^2}{4} - c_z(z + H_z) - b_p \frac{dz}{dt} = 0; \quad (2)$$

$$p_x \frac{\pi d_x^2}{4} = \left(L_e \frac{di}{dt} + iR_e \right) \cdot k_e - b_x \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

$$p_p F_y = C_y(y_n + y) - b_y \frac{dy}{dt}; \quad (4)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (5)$$

$$F_7 d_8 k_1 n_n t g \gamma = \mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_x) + \mu k_z z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) + \beta_n W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (6)$$

$$\mu k_z z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (7)$$

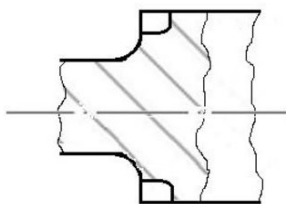
$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \quad (8)$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_x) = \mu \pi d_x x \cdot \sin \frac{2x}{2} \sqrt{\frac{2p_x}{\rho}} + \beta_p W_x \frac{dp_x}{dt}; \quad (9)$$

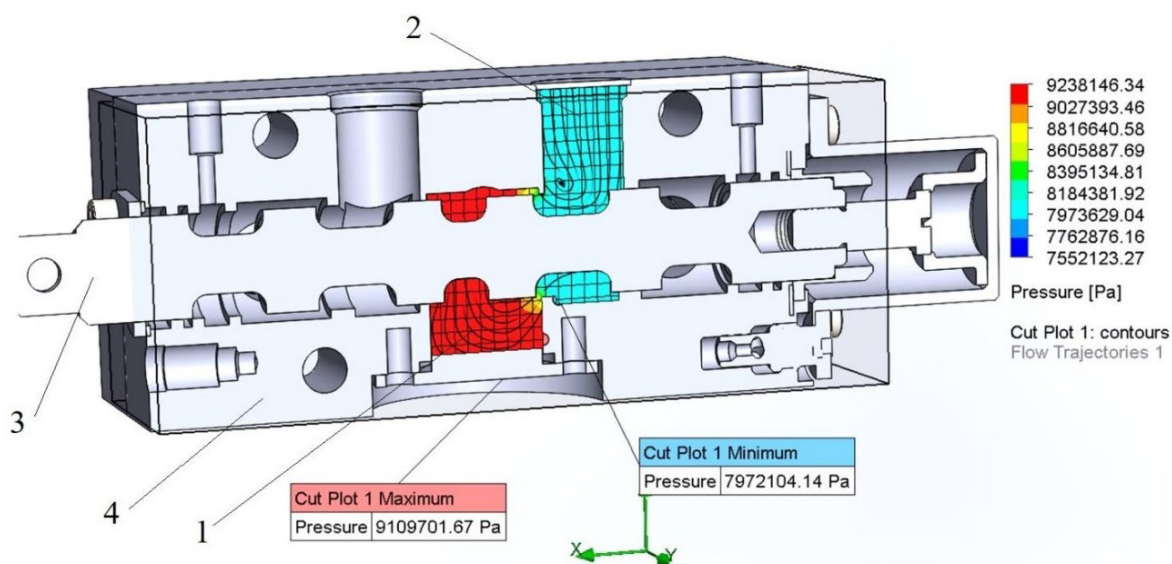
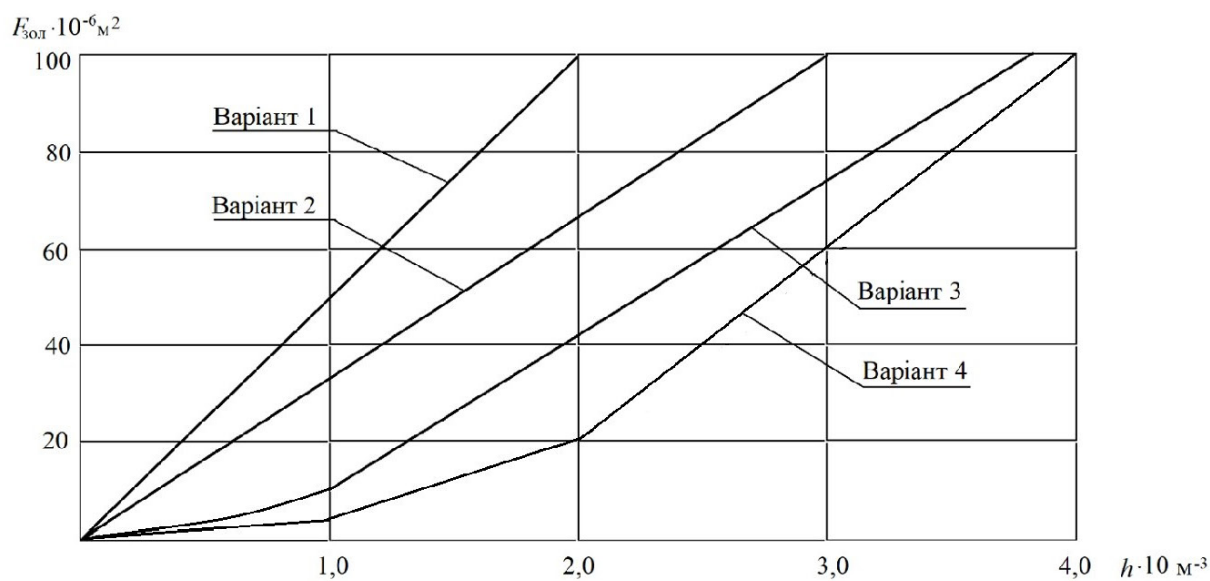
$$\mu f_y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_c) + \mu k_y \cdot y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_c) = \omega_m \cdot l_c \cdot F_c + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (10)$$

$$(ah_1^2 + bh_1 + c) \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_p) = \mu f_y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_c) + \mu k_y \cdot y \sqrt{\frac{2|p_p - p_c|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_p - p_c) \omega_m \cdot l_c \cdot F_c + \beta_n W_p \frac{dp_p}{dt}; \quad (11)$$

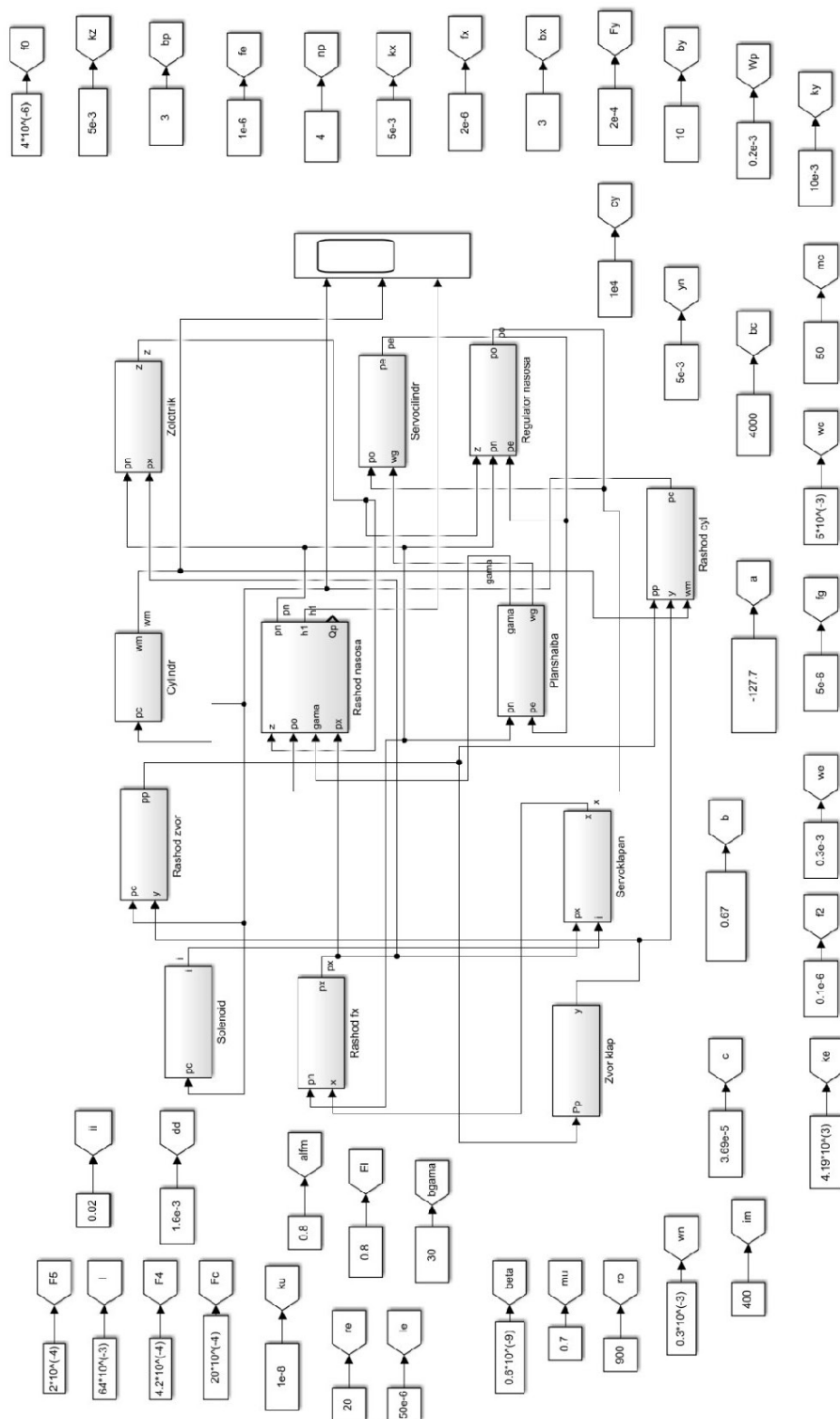
$$p_c k_4 k_5 = L_e \frac{di}{dt} + iR_e; \quad (12)$$



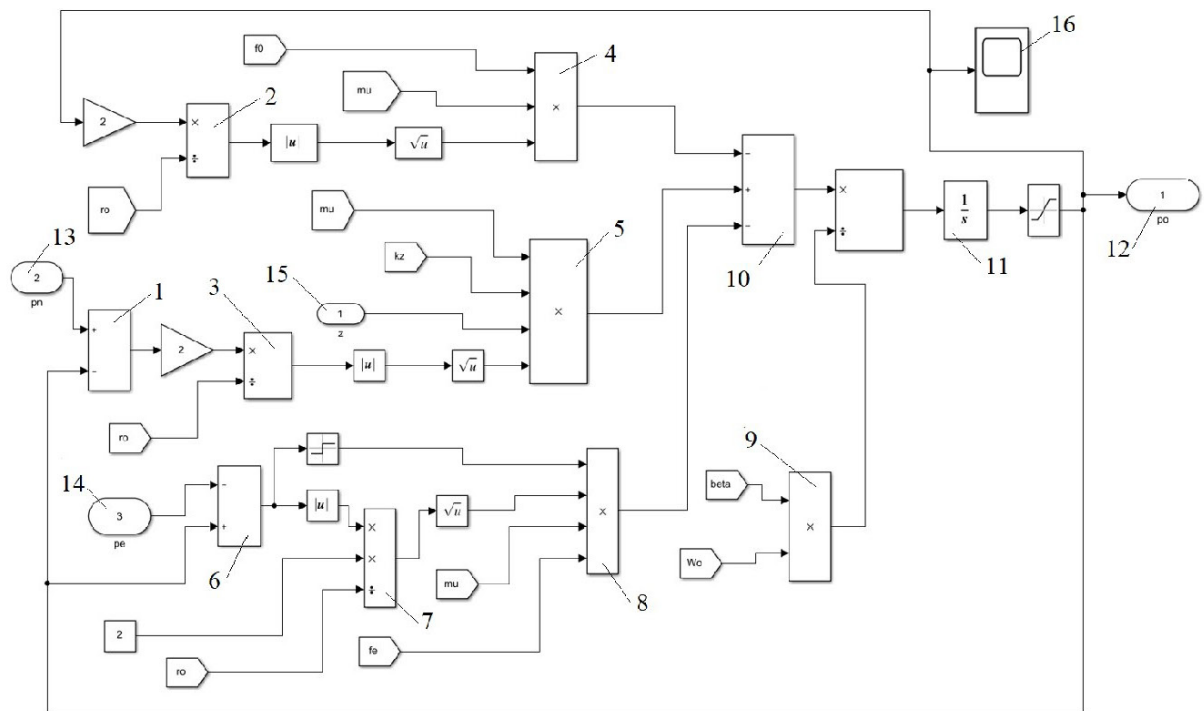
Форма канавки на золотнику



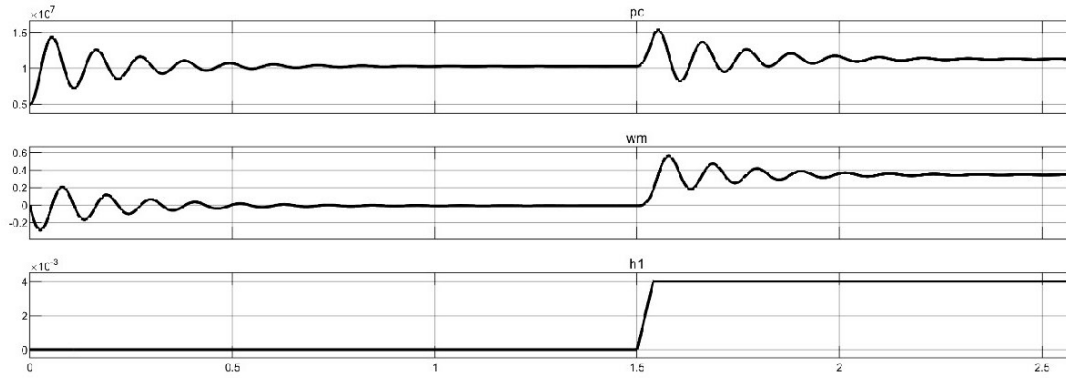
Визначення розподілу тиску в каналах розподільника



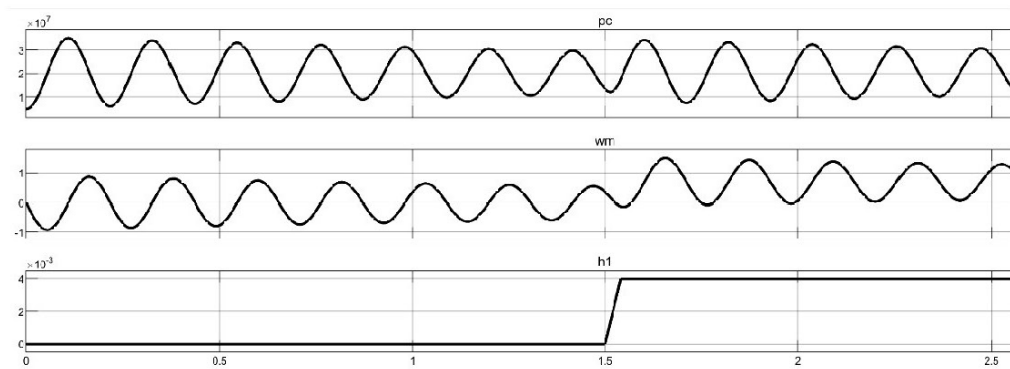
Блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі
гідросистеми



Блок-схема розв'язання рівняння
нерозривності потоків

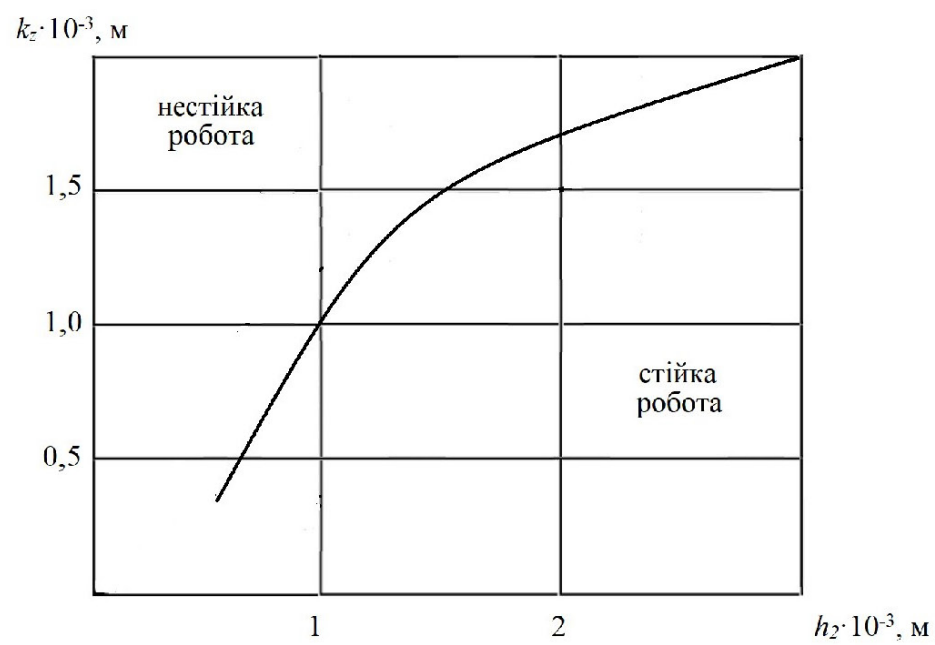
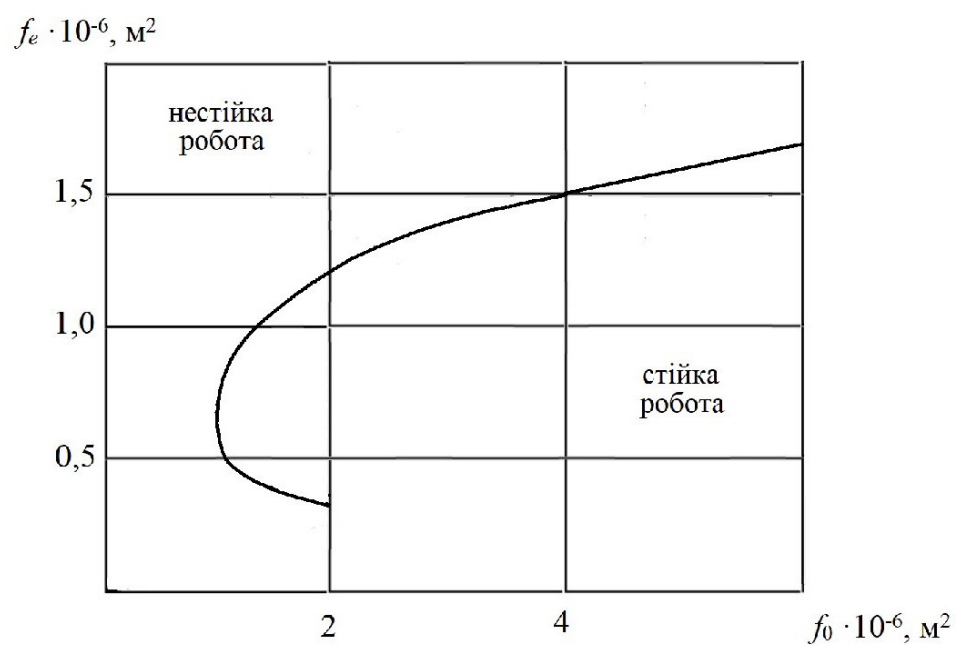


$$M_m = 8000 \text{ H}\cdot\text{m}$$

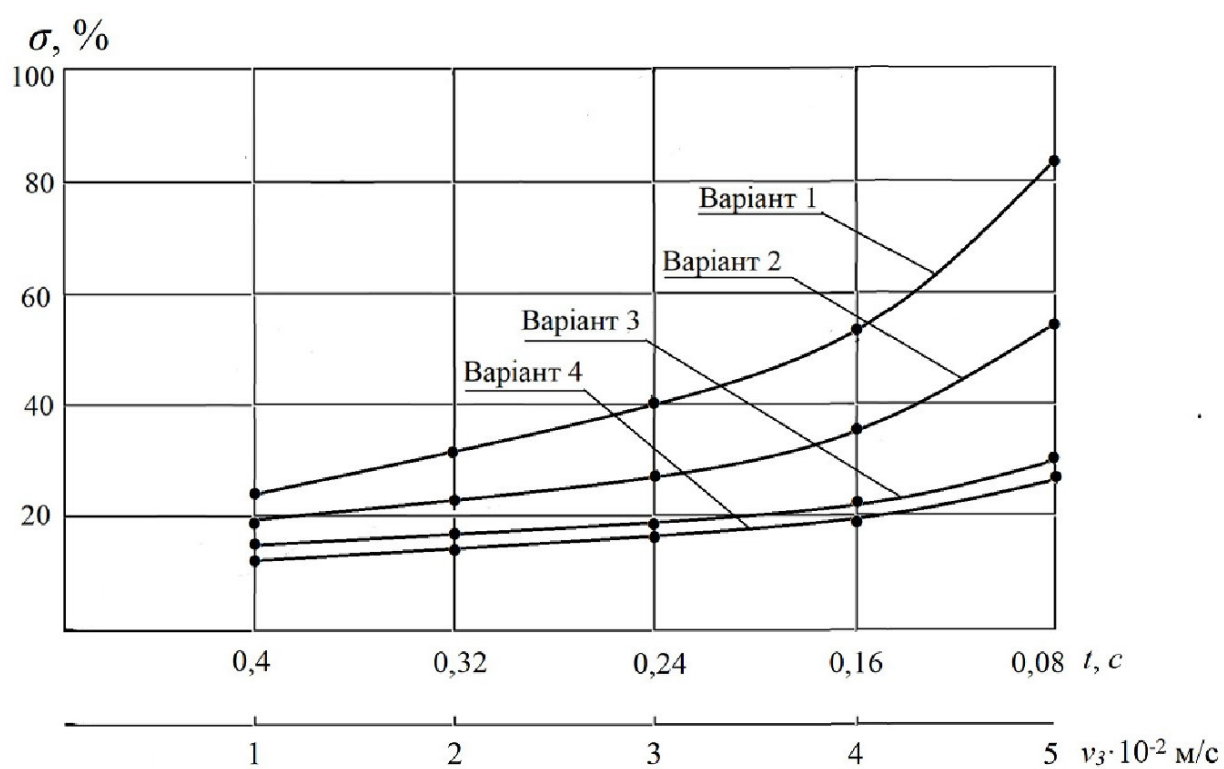


$$M_m = 14000 \text{ H}\cdot\text{m}$$

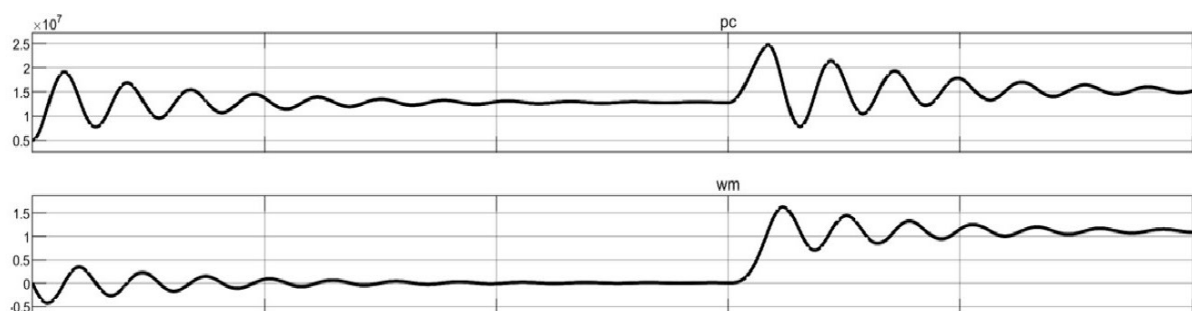
Вплив величини навантаження M_m на стійкість роботи гідросистеми



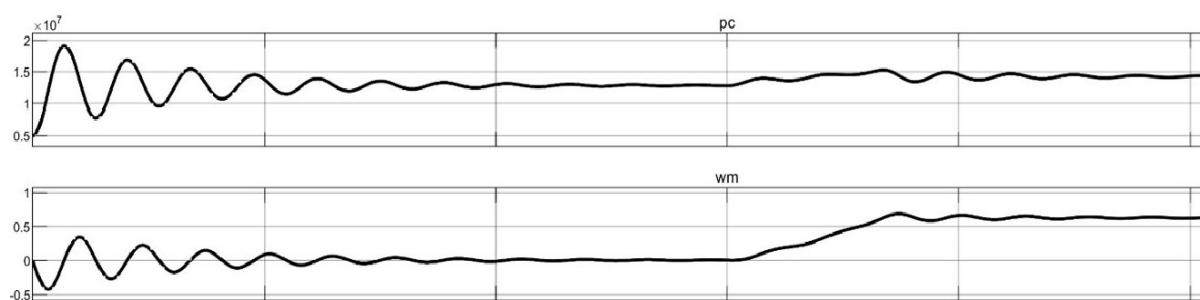
Вплив параметрів на стійкість



Вплив параметрів розподільних золотників на
перерегулювання в гідросистемі

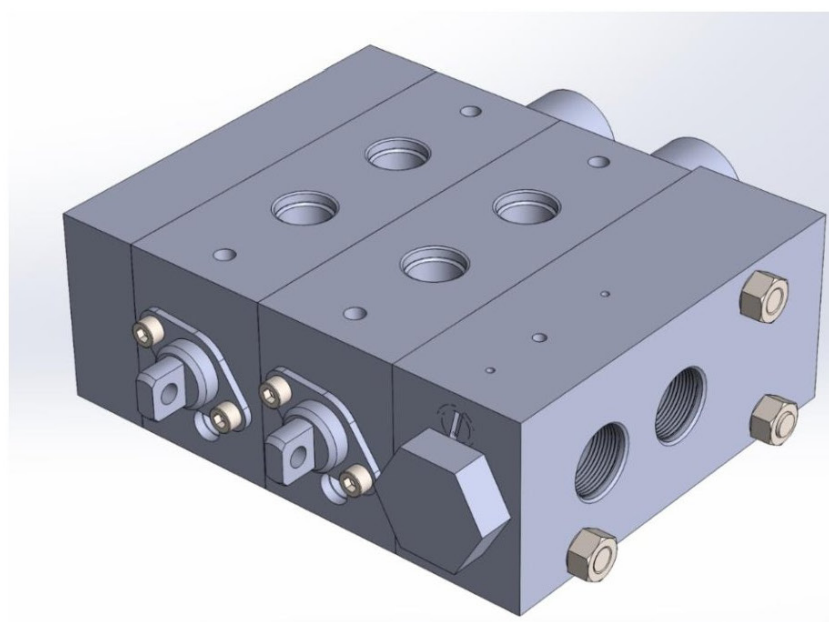
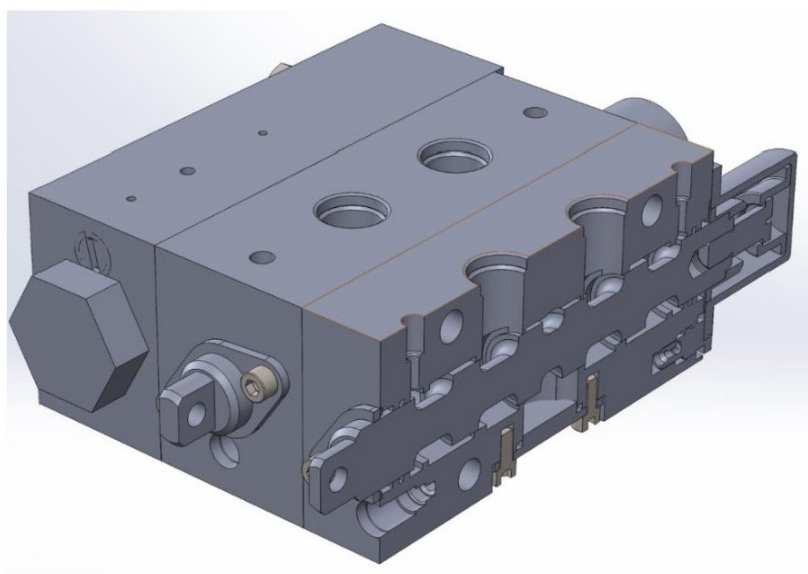


Розподільний золотник по варіанту 1



Розподільний золотник по варіанту 4

Вплив параметрів розподільних золотників на характер
перехідного процесу



Тривимірна модель секційного розподільника

ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ

- Вартість науково-дослідної роботи пов'язана з розробленням секційним розподільником складає 1892 тис. грн.
- 3. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням на виробництво розробки складає 3792 тис. грн.
- Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 9692 тис. грн на протязі 2025 – 2027 років при інвестуванні 3784 тис. грн.
- Термін окупності затрат складає $T_{ок} = 2,32$ роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.