

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

**Пояснювальна записка**

до магістерської кваліфікаційної роботи  
за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр»  
на тему:

Розроблення розподільника для гідросистем з пропорційним керуванням

08-26.МКР.010.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, групи НІМ-19м  
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Котик С.І. \_\_\_\_\_

Керівник: д.т.н., проф. каф. ТАМ

Козлов Л.Г. \_\_\_\_\_

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Рецензент: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кашканов А.А. \_\_\_\_\_

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	5
ABSTRACT.....	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД СХЕМ ГІДРОСХЕМ БУРИЛЬНИХ УСТАНОВОК З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯ.....	10
1.1 Схема машини УКБ-200/300С .....	10
1.2 Гідросистема бурильно-кранової мобільної машини БМ-205Б...	13
1.3 Будова гідросистеми мобільної установки УРБ-2А2-А.....	15
1.4 Гідросистема установки СБР-160.....	19
1.5 Опис схеми гідравлічної установки СБК-4.....	21
1.6 Схема бурильної установки БКМ-2М.....	26
1.7 Схема екскаватора БАМ-2014.....	28
РОЗДІЛ 2. ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ.....	32
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОСИСТЕМА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ.....	36
РОЗДІЛ 4. РОЗВ'ЯЗАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОСИСТЕМА І З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB SIMULINK.....	44
РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОСИСТЕМИ З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ.....	49
5.1 Статичні характеристики. ....	49
5.2 Динамічні характеристики.....	51
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБЛЕННЯ СЕКЦІЙНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА.....	62
6.1 Гідравлічна схема.....	62
6.2 Конструкція та принцип дії.....	63
6.3 3d модель розподільника .....	65
РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	74

7.1.Критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	74
7.2.Прогнозування витрат на використання науково-дослідної роботи. ....	77
7.3.Прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи. ....	83
7.4.Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки. ....	84
7.5.Розрахунок ефективності вкладень інвестицій та періоду їх окупності.....	86
РОЗДІЛ 8. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	91
8.1.Аналіз умов праці. ....	91
8.2.Організаційно-технічні рішення що до перелічених умов праці. ....	91
8.3.Організаційно-технічні рішення що до забезпечення безпеки роботи. ....	96
8.4 Пожежна безпека .....	97
8.5 Вимоги та заходи безпеки під час роботи з гідравлічним обладнанням.....	99
ВИСНОВКИ.....	103
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	105
ДОДАТКИ	

## АНОТАЦІЯ

У магістерській кваліфікаційній роботі розробляється спеціальний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням для автоматичного керування величиною подачі шнека під час буріння.

У першому розділі проведений огляд відомих краново-бурильних машин та установок з пропорційним керуванням на основі літературних джерел та аналізу конструкції.

У другому розділі запропоновано схему гідросистеми для бурильно-кранової машини на основі одного регульованого насоса, розподільника з електрогідравлічним керуванням та контролером. Отримано патент України на розроблену гідросистему.

У третьому розділі створено нелінійну математичну модель для розробленої гідросистеми з електрогідравлічним керуванням.

У четвертому розділі виконано розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі мехатронного привода бурильної установки середовищі MATLAB.

У п'ятому розділі проведено розрахунок статичних характеристик гідросистеми з розробленим розподільником по математичній моделі. Визначена похибка стабілізації потоку робочої рідини через розподільник та конструктивних параметрів розподільника які впливають на стійкість гідросистеми та динамічні характеристики.

У шостому розділі розглянуто гідравлічну схему та будову розподільника також описано його принцип роботи та методику проектування 3D моделі.

У сьомому розділі розрахований економічний ефект від впровадження розробленого розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням.

У восьмому розділі проаналізовано умови праці розглянуті організаційно-технічні рішення з гігієни праці, виробничої санітарії, безпечної роботи, виконано розрахунок достатності природного освітлення.

## ABSTRACT

In the master's qualification work, a special distributor with proportional electro-hydraulic control is developed for automatic control of the auger feed rate during drilling.

The first section provides an overview of known crane drilling machines and installations with proportional control based on literature sources and design analysis.

The second section proposes a hydraulic scheme for a drilling and crane machine based on a single adjustable pump, a distributor with electro-hydraulic control and a controller. The patent of Ukraine for the developed hydraulic system is received.

In the third section, a nonlinear mathematical model for the developed hydraulic system with electrohydraulic control is created.

In the fourth section, the solution of the system of nonlinear differential equations of the mathematical model of the mechatronic drive of the drilling rig in the MATLAB environment is performed.

In the fifth section, the calculation of the static characteristics of the hydraulic system with the developed distributor according to the mathematical model. The error of stabilization of the flow of working fluid through the distributor and the design parameters of the distributor that affect the stability of the hydraulic system and dynamic characteristics are determined.

In the sixth section the hydraulic scheme and structure of the distributor are considered also its principle of work and a technique of designing of 3D model is described.

In the seventh section the economic effect from introduction of the developed distributor with proportional electrohydraulic control is calculated.

The eighth section analyses the working conditions, organizational and technical solutions for occupational health, industrial sanitation, safe work, calculated the adequacy of natural light.

## ВСТУП

**Актуальність теми:** будівництві, промисловості, і сільському господарстві використовуються бурильно-кранові машини (БКМ) на базі тракторів а також на шасі вантажних автомобілів. Такі машини оснащенні маніпулятором для переміщення опор електропередач та інших об'єктів при їх установці на ґрунт, а також бурильні установки зі шнеком для буріння скважин для установчих опор.

Такі машини дозволяють значно підвищити продуктивність праці при установці опор електропередач, оскільки одна машина може виконати як процес буріння так і встановлення опор. Випуском таких машин займається підприємство «БУДАГРОМАШ», що розташоване в м. Пирятин, Полтавської області.

Слід зазначити, що машини типу БКМ-2М, БКМ-3М, БКМ- 205Д комплектуються гідроприводами на базі нерегульованих шестеренних насосів та релейних гідророзподільниками, що не дозволяють економічно регулювати швидкості руху виконавчих механізмів бурильно-кранових машин в широких діапазонах. Окрім того для регулювання швидкостей руху виконавчих механізмів застосовується дросельне керування , що при зміні налаштованої швидкості руху та навантажень спричиняє значні втрати потужності в гідросистемі машини.

Економічність гідросистеми бурильно-кранової машини може бути в значній мірі підвищена за рахунок використання регульованих насосів та пропорційних гідро розподільників з електрогідравлічним керуванням.

Ще однією проблемою у використанні БКМ є ручне керування процесом буріння. У цьому випадку режими роботи обираються оператором виходячи із його досвіду, та не завжди вони є оптимальними.

Ця задача може бути розв'язана на основі застосування контролерів для адаптивного керування режимами роботи гідросистеми з пропорційним керуванням привода бурильно-кранової установки. За певним алгоритмом

контролю може змінювати подачу бурильного шнека в залежності від зміни властивостей ґрунту. При зростанні твердості ґрунту подача буде зменшуватись і навпаки. Це дає змогу вести буріння без зупинки.

Для автоматичного керування величиною подачі шнека гідророзподільник повинен мати пропорційне електрогідравлічне керування. В зв'язку з цим розроблення спеціального розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням є актуальною науково-технічною задачею.

**Метою** виконання магістерської роботи є розробка секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити ряд задач: провести огляд гідро систем краново-бурильних машин та установок; розробити гідросистему з пропорційним керуванням; створити математичну модель гідросистеми; провести аналіз роботи гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи та визначити основні параметри розподільника; спроектувати розподільник з пропорційним керуванням; створити трьох вимірну модель розподільника в CAD-системі; зробити економічний аналіз комерційного потенціалу розробки; проаналізувати умови праці під час науково-дослідної роботи, де будуть проводитись дослідження, розглянути заходи по техніці безпеки.

**Об'єкт дослідження.**

Робочі процеси в гідросистемі з пропорційним керуванням

**Предмет дослідження.**

Секційний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням.

**Наукова новизна.**

Вдосконалена математична модель гідросистеми, що визначає секційний розподільник з пропорційними електрогідравлічним керуванням.

Знайдено залежності, що відображають вплив параметрів розподільника на динамічні характеристики гідросистеми.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

В процесі виконання роботи розроблено нову схему гідросистеми з пропорційним керуванням. Отримано патент України на корисну модель по розробленій гідросистемі на основі дослідження по математичній моделі розроблено конструкцію секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Створено 3D модель розподільника та детально описано методику проектування. На основі розробленого розподільника може бути створена гідросистема для бурильно-кранової машини типу БКМ-2М, БКМ-205 на базі тракторів ХТЗ та МТЗ. В гідросистемі може бути використано контролер, що буде автоматично змінювати подачу шнека в процесі буріння при зміні твердості ґрунту. Це забезпечить безперервний процес буріння за рахунок виключення явища заштибовування шнека. Очікуваний економічний ефект від впровадження розробленої конструкції розподільника становить 191 тис. грн в рік.

### **Апробація результатів дослідження.**

Результати роботи доповідались на міжнародній конференції «Гідро- та плевмоприводи машин – досягнення та застосування» у Вінницькому національному технічному університеті у 2016 році. Отримано патент України на корисну модель №144036 від 25.08.20р.

Публікації. Оpubліковано тезу доповіді:

Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / Котик С. І. Пілявець В. Г. Козлов Л. Г. // Тези доповідей Науково-технічної конференції ВНТУ «Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту (2020)», м. Вінниця, - 2020 р.



## РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД СХЕМ ГІДРОСХЕМ БУРИЛЬНИХ УСТАНОВОК З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

### 1.1 Схеми машини УКБ-200/300С

Гідросистема працює від двох шестеренних гідравлічних насосів 1 і 9. Гідравлічний насос 1 подає рідину в гідро патрон 5 і циліндри 4 і 13, а також в гідроциліндр переміщення верстата 6 і підйому стріли 3. Гідравлічним насосом 9 подається рідина в гідравлічний двигун демонтажу штанги 11. При подачі рідини в систему від гідравлічного насоса 1 вона через фільтр Ф1 і зворотній клапан К04 рухається в реверсивний гідравлічний розподільник 14. Подача рідини в гідросистему може здійснюватися і від ручного гідравлічного насоса 15 через зворотній клапан К05. До напірної гідро лінії між фільтром і гідророзподільником підключений манометр МН1.

Гідравлічний розподільник 14 займає дві позиції стану гідравлічного патрона: «затиснення» і «розжимання». При положенні «затиснення» (позиція б) рідина від гідравлічного насоса рухається в трьох золотниковий розподільник 2, який включає в себе три гідравлічних розподільника Р2, Р3, Р4 і запобіжний клапан КП5. Гідравлічний розподільник Р2 використовується для визначення напрямку переміщення верстата, гідравлічний розподільник Р3 – визначає напрямок руху стріли, а гідравлічний розподільник Р4 - визначає напрямок переміщення шпинделя. При нейтральному положенні золотників всіх гідравлічних розподільників (позиція «Стоп»), як показано на рисунку 1.1, напірна гідро лінії від гідравлічного насоса замкнені золотниками гідравлічних розподільників. У цій позиції порожнину, в якій розташована пружина перепускного клапана КП4, через канали і проточки золотників гідравлічного розподільника Р2, Р3 і Р4 з'єднується зі зливною гідролінією. При установці золотника будь-якого гідравлічного розподільника в одну з робочих позицій розмикається ланцюг відведення рідини в гідравлічний бак з порожнини перепускного клапана. Тиск рідини в порожнині клапана

збільшується, і золотник клапана зусиллям що створює пружина перекидає потік рідини з напірної гідро лінії на злив в гідравлічний бак.

При збільшенні тиску рідини в гідравлічній системі, що перевищує величину, на яку попередньо налаштований запобіжний клапан, золотник клапана під дією тиску що створює рідина стискає пружину і відкриває прохід рідні в зливну гідравлічну лінію. Це призводить до зниження тиску рідини в порожнині перепускнуго клапана, який спрацьовує і пропускає через себе в гідравлічний бак надлишок рідини. Гідравлічний розподільник Р4, який визначає напрямок руху шпинделя, має чотири позиції: «Вверх», «Стоп», «Вниз» і «Вільна». Гідравлічний розподільник Р2, що визначає напрямок руху верстата, має три позиції: «Від свердловини», «Стоп» і «На свердловину». Гідравлічний розподільник Р3, що визначає напрямок руху стріли, має чотири позиції: «Підйом», «Стоп», «Опускання» і «Нахил».

Швидкість руху шпинделя і верстата по рамі, а також сили, що розвиваються гідроциліндрами подачі, налаштовується регулятором тиску КД1, з'єднаним з запобіжним клапаном КП5. Регулятор тиску налаштовується на необхідне осьове зусилля на бурильний інструмент при бурінні свердловин без використання регулятора швидкості подачі. Контроль виконується за допомогою манометра МН1, підключеного до напірної гідро лінії.

Для відліку осьового навантаження манометр обладнаний додатковою поворотною шкалою. При процесі буріння з регулятором швидкості подачі інструменту (дросель ДР3), встановленому на гідролінії зливу рідини з нижніх порожнин гідроциліндрів подачі, контроль здійснюється за осьовим навантаженням за допомогою манометра МН2. Для визначення осьового навантаження манометр також обладнаний додатковою поворотною шкалою.

Швидкість підйому і опускання стріли і зусилля, що розвивається гідроциліндром, налаштовуються дроселем ДР1 і регулятором тиску КД1.

При відмові приводного двигуна мобільної установки, приводу або самого гідравлічного насоса до гідросистемі верстата через зворотний клапан КО5 може бути підключений ручний гідравлічний насос НЗ.



При подачі в гідравлічний мотор демонтажу штанги М1 рідини від гідравлічного насоса 9, вона надходить в гідравлічний розподільник 10. Гідравлічний розподільник 10 має три позиції потоку рідини: «Згвинчуванням», «Розгвинчування» і «Стоп».

Процес, який виконується гідросистемою установки, коригується позицією, в яку встановлена ручка управління гідросистемою. Повернення бурового інструменту виконується з попередньою зупинкою обертання бурового інструменту і припиненням подачі. Включення повернення може здійснюватися в будь-якій позиції. Гідросистема верстата має можливість проводити переміщення шпинделя як при закріпленому гідропатроні, так і при розкріпленому. [1]

## 1.2 Гідросистема бурильно-кранової мобільної машини БМ-205Б

Гідропривід включає в себе гідравлічний насос, гідравлічні двигуни робочих механізмів, обладнання для регулювання і розподілу потоку робочої рідини, допоміжні пристрої і контрольну апаратуру. Гідросистема приводу обертального інструменту під'єднана до бака-радіатора АТ. Гідравлічний розподільник Р1 направляє потік робочої рідини по гідролінії від насоса НА1 до регульованих гідромоторів обертального інструменту М1. При досягненні в напірній гідро лінії регульованого гідравлічного мотора М1 тиску рівного 14 ... 16 МПа здійснюється перемикання його витрати з мінімальної на максимальну, а частота обертів штанги буде зменшуватися з 153 об/хв до 36 об/хв (при роботі дизельного двигуна на частоті 1400 об/хв).

Гідросистема приводу допоміжного обладнання живиться гідролінією від тракторного гідравлічного бака БЗ. Обсяг тракторного гідравлічного бака збільшений за рахунок встановлення додаткового масляного бака Б2. Від насоса мобільної машини НШ через гідравлічні розподільники Р2 і Р3 робоча рідина рухається по штанзі до гідроциліндрів, гідромоторів лебідки. Тиск в

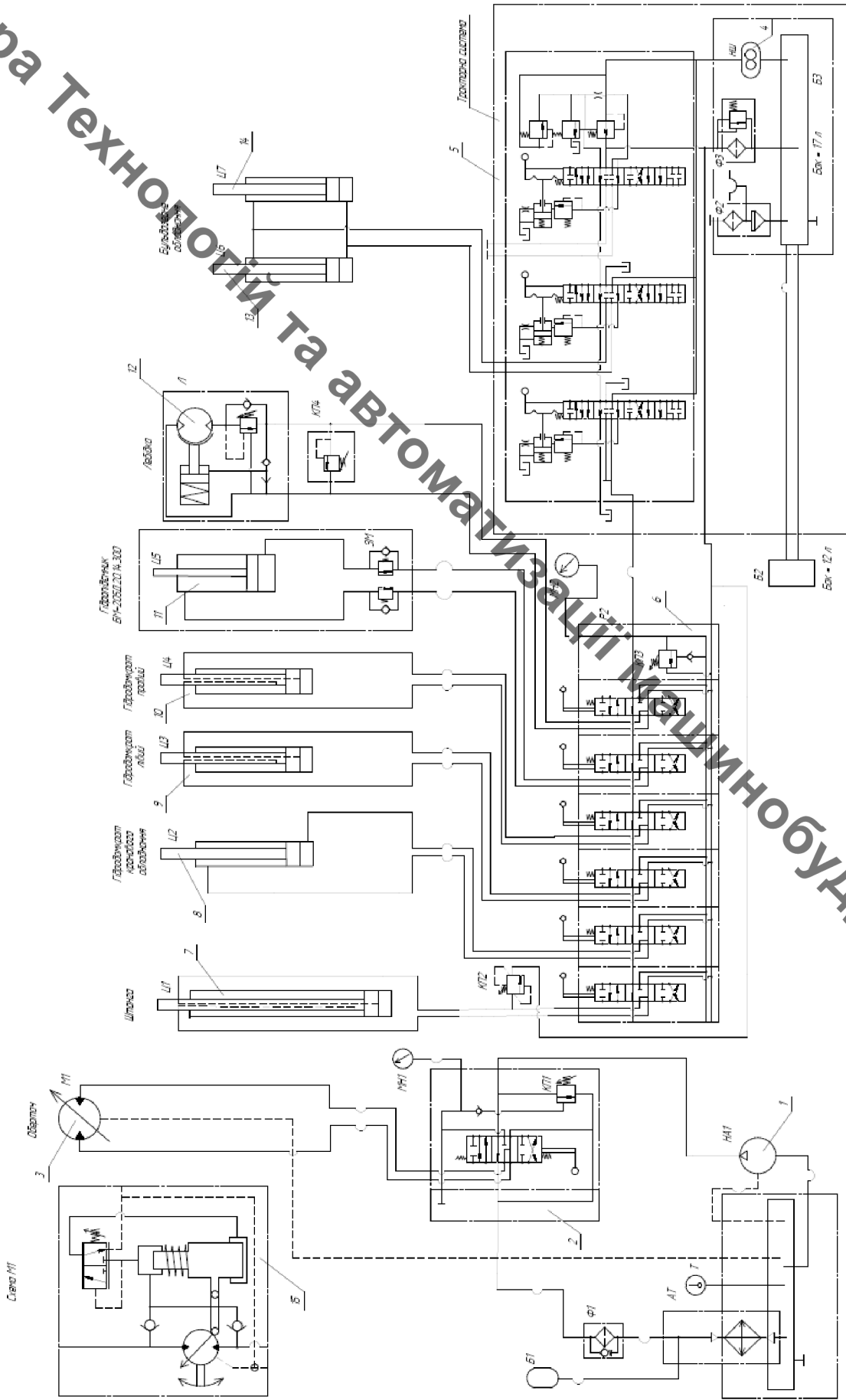


Рисунок 1.2 — Гідросистема бурово-кранової машини БМ-205

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

системі обертального інструменту налаштовується запобіжним клапаном КП1 гідравлічного розподільника Р1. Запобіжний клапан КП2 регулює тиск в поршневій порожнини штанги при роботі установки. Запобіжні клапани КП1, КП3 і КП4 після попередньої настройки пломбуються на підприємстві виробнику. Через зміну налаштувань запобіжних клапанів обладнання може вийти з ладу. Гідрозамок застосовується для замикання робочої рідини у порожнинах гідравлічного циліндра при аварійному обриві рукавів РВД або припиненні подачі робочої рідини.

### 1.3 Будова гідросистеми мобільної установки УРБ-2А2-А

Гідросистем установки УРБ-2А2-А представлена на рис. 1.3. При збільшенні кількості обертів двигуна автомобіля збільшується кількість оборотів гідравлічних насосів, що дозволяє покращити швидкість підйому і кількість обертів інструменту, а отже, і продуктивність. Насос 6 забезпечує за подачу інструменту на вибої і повільний підйом, а також для спуску-підйому щогли. Від гідравлічного насоса 6 робоча рідина через зворотні клапани 9 надходить в гідравлічний розподільник 11, який необхідно перевести в позицію «б» (підйом), і рухається в нижню поршневу порожнину гідравлічного циліндра 14. Повернення інструменту за допомогою гідравлічного насоса 6 можливий тільки при умові коли закритий вентиль 8.

Щоб зупинити повернення і залишити робочий інструмент в будь-якій піднятій позиції, досить повністю відкрити вентиль 8 і робоча рідина від гідравлічного насоса направився на злив.

Опускання інструменту під власною вагою можливо здійснити за допомогою гідравлічного розподільника 11, розмістивши його в нейтральну позицію «а».

Для створення навантаження на забій (опускання) необхідно гідравлічний розподільник 11 перемістити у положення «в» (вниз), тобто робочу рідину від гідравлічного насоса направити в верхню штокову

порожнину гідравлічного циліндра 14. Навантаження на забій налаштовується вентилем 8.

Крім функцій гідравлічного розподільника робочої рідини, гідравлічний розподільник 11 виконує функції дроселя. Перевівши рукоятку розподільника в позицію, проміжну між позиціями «підйом» і нейтральним, є можливість регулювати як швидкість підйому оберտального інструменту, так і швидкість руху його під власною вагою.

За для забезпечення безпеки системи та застерігання від перевантаження в нагнітальній гідролінії від гідравлічного насоса 6 встановлений запобіжний клапан 7.

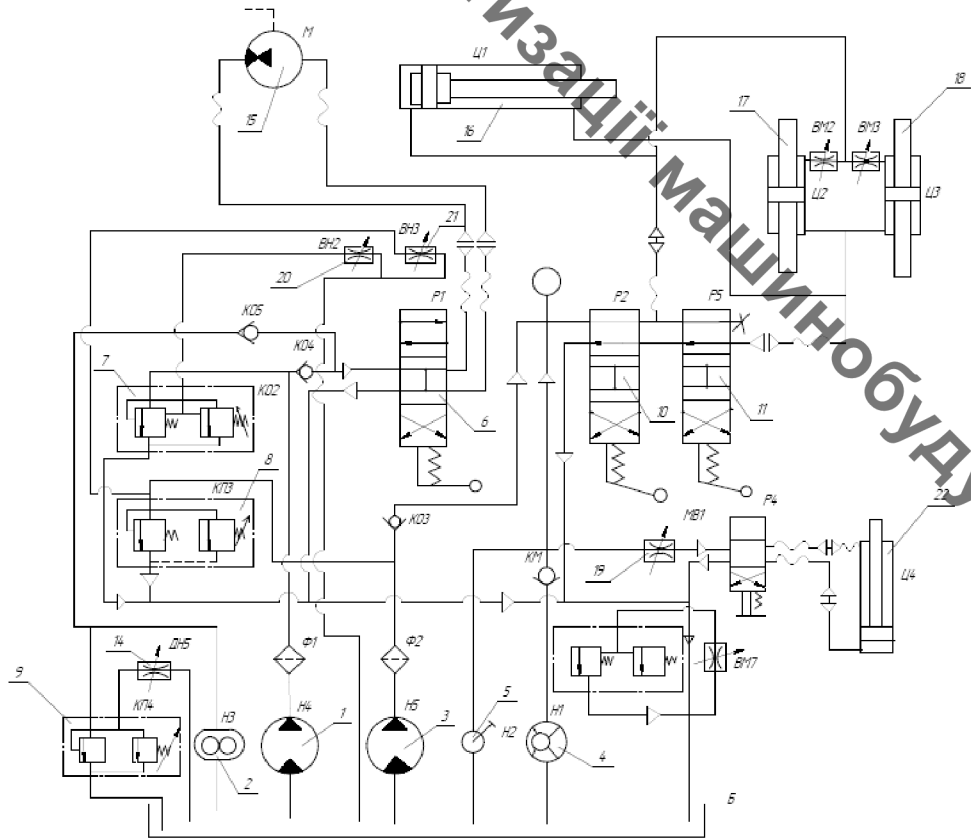


Рисунок 1.3 – Будова гідросистеми мобільної установки УРБ-2А2-А

Для спуску або підйому щогли потрібно включити гідравлічний розподільник 11 в позицію «в» (вниз); відкрити вентиль 8 і включити гідравлічний розподільник 13 в позицію «в» (підйом) або «б» (спуск).

Гідравлічний насос 2 відповідає за підйом інструменту.

Робоча рідина від гідравлічного насоса 2 через зворотний клапан 4 та фільтр 3 надходить в гідравлічний розподільник 11.

Для запобігання перевантажень до гідравлічного насоса 2 підключений захисний механізм у вигляді запобіжно-розвантажувального клапана 5, який має можливість дистанційно керування вентилем 8 (регулятор швидкості підйому).

Керування спуском і підйомом робочого інструменту при роботі гідравлічного насоса 2 аналогічно управлінню при роботі насоса 6.

Для зупинки робочого інструменту в будь-якій піднятій позиції досить відкрити вентиль 8, і робоча рідина від гідравлічного насоса 2, через клапан 5 при атмосферному тиску піде на злив.

Гідравлічний розподільник 11 забезпечує диференціальну роботу гідравлічного домкрата подачі. При перемиканні його в позицію «б» забезпечується нормальна робота гідравлічного домкрата подачі, а при перемиканні в позицію «в» - диференціальна, тобто штокова і поршнева порожнини гідравлічного домкрата приєднані між собою і з лінією підведення. Тиск робочої рідини при цьому в двох порожнинах рівний, але за рахунок різниці площ штокової і поршневої порожнин гідравлічного домкрата шток висувається з корпусу, а робоча рідина витіснена зі штокової порожнини, рухається в поршневу порожнину разом з робочою рідиною, що надходить від гідравлічного насоса, що забезпечує швидкий підйом робочого інструменту зі швидкістю, в 2,2 рази вищою швидкістю ніж при нормальній роботі гідравлічного домкрата.

Опускання робочого інструменту під силою власної ваги при диференціальній роботі гідравлічного домкрата відбувається з більш високою швидкістю, чим при звичайній його роботі. Робоча подача інструменту на забій, робота опорних домкратів можуть бути забезпечені тільки при нормальній роботі гідравлічного домкрата, при увімкненні гідравлічного розподільника 11 в позицію «б».



Від гідравлічного насоса 2 потік робочої рідини через фільтр 3 рухається в гідравлічний розподільник 11 з ручним керуванням, при ввімкненні якого в позицію «б» або «в» робоча рідина подається до гідравлічних моторів обертача і забезпечує ліве або праве обертання шпинделя обертача .

При включенні розподільника 11 в положення «а» (нейтральне) робоча рідина через нього направляється в зливну магістраль і надходить в масляний бак.

Від перевантажень насос 2 захищений запобіжно-розвантажувальним клапаном 5, який має дистанційне керування вентилем 8 (регулятор частоти обертання), що при необхідності дозволяє плавно включати обертання і регулювати число обертів шпинделя обертача.

Для зниження вантаження на шасі автомобіля від сил, що діють під час буріння і також при підйомі інструменту, та для зручності в експлуатації, мобільна бурова установка обладнана гідравлічними опорними домкратами 15. Верхні нагнітальні порожнини опорних домкратів з'єднані з нижньою порожниною гідравлічного циліндра 14 гідролінією, в яку врізані вентилі 8. Нижні нагнітальні порожнини опорних домкратів під'єднані між собою і з верхньою нагнітальною порожниною гідравлічного циліндра. Створення тиску в нижній нагнітальній (поршневій) порожнині гідравлічного циліндра 14 за умови відкритих вентилях 8 виконується установка опорних домкратів на необхідну відстань, після виконання задачі вентилі повинні бути закриті. За допомогою устанавленого роздільного управління опорними домкратами є можливість проводити коректування вертикального положення щогли.

Для зняття установки з опорних домкратів необхідно відкрити обидва вентилі і створити тиск у верхній (штоковий) порожнині гідроциліндра 14.

На буровій установці передбачений аварійний ручний насос 10, застосовуваний при виході з ладу двигуна автомобіля. В цьому випадку вручну відгвинчують труби від шпинделя обертача, піднімають насосом 10 обертач, опускають щоглу - і установку можна транспортувати буксиром. Управління при роботі насоса 10 здійснюється так само, як і при роботі насоса

6. Для створення оптимального режиму буріння по тиску на забій і моменту, а також для підтримки постійного режиму в процесі буріння в нагнітальних лініях встановлені манометри 12 .

Для очищення рідини від механічних домішок в нагнітальних лініях насосів 2 встановлені фільтри 3 з тонкістю фільтрації 25 мікрон.

#### 1.4 Гідросистема установки СБР-160

Гідросистема установки СБР-160 представлена на рис. 1.4. Гідравлічна система верстата СБР-160 забезпечує горизонтування верстата, підйом і опускання мачти, подачу штанг на сось скважини, центрування штанг при збиранні і розбиранні става, з'єднання і роз'єднання зі ставом, повільний поворот (розворот) шнека і установку вилки для втримання става при його розбиранні. Вона складається з робоча рідинастанції, двох гідропанелей, гідроциліндрів, апаратури управління і трубопроводів.

З бака 1 робоча рідина двома лопатевими насосами 2 типу БГ12-22А з незалежним приводом подається по нагнітальному трубопроводу до гідропанелей з золотниками 3, через які воно підводиться до робочих гідроциліндрів і гідромотора.

Захист апаратури, магістралей і настройка гідросистеми на робочий тиск забезпечується за допомогою запобіжного клапана 4. Контроль тиску в зливній і напірній магістралях забезпечується манометрами 5. Гідродомкрати 6 призначена для горизонтування верстата. На їх напірних магістралях встановлені гідрозамки 7 односторонньої дії, які закривають надпоршневі полості домкратів під навантаженням. Дроселі 8 зі зворотнім клапаном забезпечує плавність роботи домкратів при зніманні з них верстата.

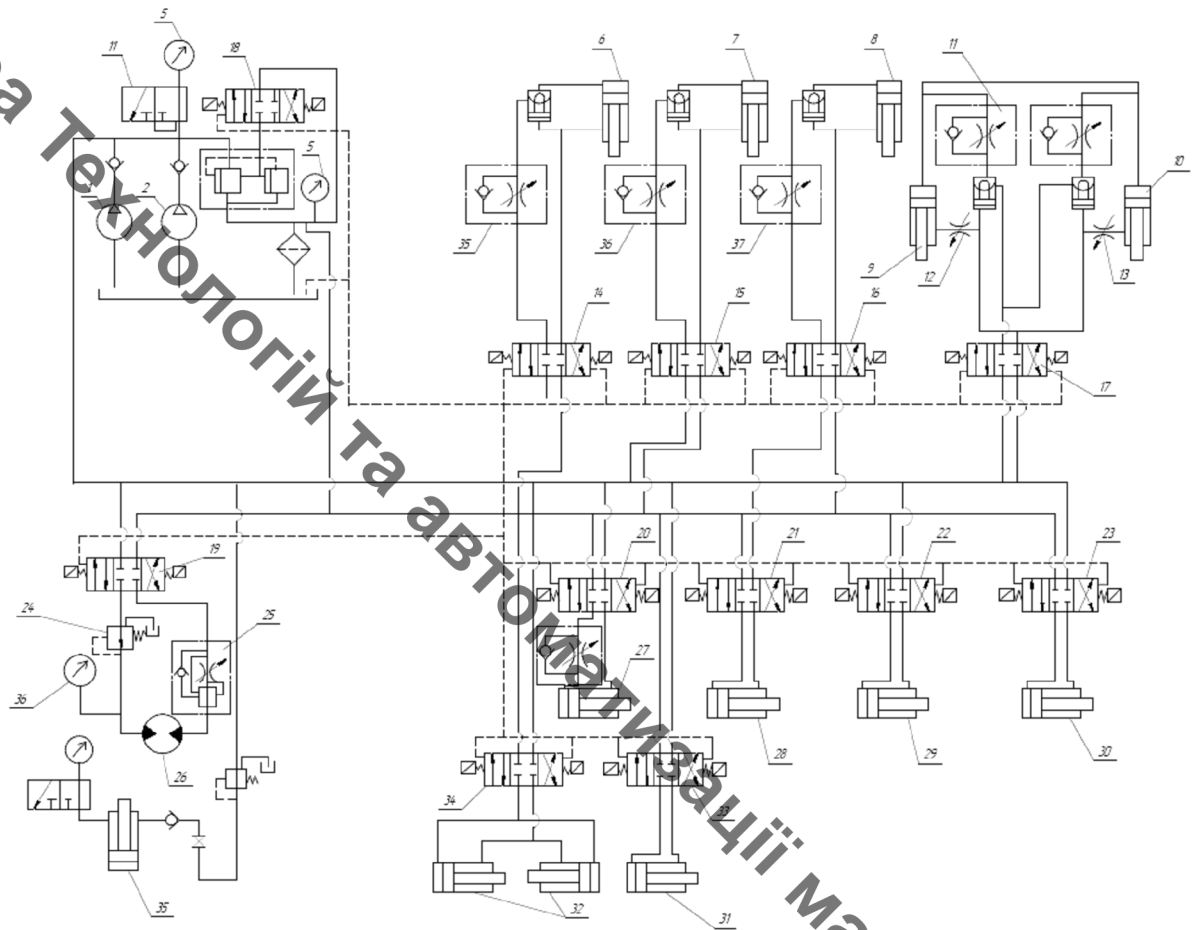


Рисунок 1.4 – Гідросистема установки СБР-160

Гідроциліндри 9 забезпечують перевод мачи із робочого положення в транспортувальне і назад. Втримання мачи в нерухомому положенні також забезпечуються гідрозамками 7, а плавність її переміщення – регуляторами швидкості 10 і дроселями 8, вбудованими в трубопровід.

Кран 11 служить для захисту манометра від гідравлічних ударів. Гідроциліндри патрона працюють для захвату перехідника, з'єднаного з буровим верстатом, і його обертання. Для повільного повороту затиснутого в патроні шнека слугує гідроциліндрт 13 храпового механізму, встановлений для регулювання дроселем зі зворотнім клапаном. Гідроциліндри 14 забезпечують незалежний поворот штангоприймачів касети. Центрування нижнього кінця шнека при збиранні і розробки забезпечують центратором, вмонтованим гідроциліндром 15. Натяжка подавального каната забезпечується

гідроциліндром 16. Одночасно він використовується і в якості датчика зусилля подачі, які фіксуються манометром 17 на пульті.

Гідроциліндр 18 слугує для висунення вилки, яка тримає буровий став при розбиранні. Гідродвигун 19 типа МР-0,16/10 механізма подачі забезпечений редукційним клапаном 20 і дроселем 21 з регулятором. Редукційний клапан типу М-ПКР-10 забезпечує регулювання осьового зусилля при подачі бурового става на забій, а регулювання швидкості подачі забезпечується дроселем типа ГП-55-34.

Редукційний клапан 22 забезпечує настройку на необхідний тиск гідроциліндра 16 натягування подавального каната.

#### 1.5 Опис схеми гідравлічної установки СБК-4

Гідравлічна система бурової установки являє собою комплекс пристроїв, призначених для управління і приведення в дію виконавчих органів бурового обладнання робочою рідиною, яка нагнітається під тиском. Застосування гідравлічної системи дозволяє спростити кінематику, підвищити надійність роботи обладнання, автоматизувати основні технологічні операції при бурінні.

У гідроприводах бурових установок застосовують об'ємні роторні (ротаційні) гідронасоси, шестерні, пластинчасті, радіально-поршневі і аксіально-поршневі. Часто використовуються пластинчасті насоси в здвосному виконанні, що складаються з двох одинарних насосів, що мають один приводний вал.

Більшість установок укомплектований також ручним гідронасосом, застосовуваним в разі виходу з ладу штатного насосного обладнання. В якості робочої рідини гідроприводу зазвичай використовується індустріальне робоча рідина марки І-20А ГОСТ 20799-75.

Система управління включає пристрої для регулювання напрямку потоку, кількості, і тиску робочої рідини золотників різних типів, дроселі, зворотні клапани, напірні золотники і запобіжні клапани. Застосовувані в бурових

установках силові гідроциліндри незалежно від їх призначення мають схожу конструкцію.

У верстатах колонкового буріння з шпindelним кручення та гідравлічним механізмом подачі, затискні патрони і гідроциліндри подачі конструктивно є складовою частиною гідравлічної системи. Схема гідравлічної системи станка СКБ-4 зображена на рис.1.51. Подача рідини здійснюється від насосної станції А-1, яка включає гідронасос Н1 з приводним двигуном М1, баком Б1, ручним гідронасосом Н2 та фільтром Ф1.

Секції гідронасоса НП1 подають мастило в гідросистему двома незалежними потоками, створюючи при цьому дві системи: гідропатронів і подачі. В систему гідропатронів мастило потрапляє з лівої секції гідронасоса НП1. Проходячи через фільтр Ф2 та зворотній клапан К1 у розподільник Р2.

Від розподільника мастило подається, або на злив в бак через гідро розподільник з електромагнітним управлінням Р3, або в розподільну плиту А3. Від розподільника мастило може переміщуватися в циліндр Ц2 верхнього гідропатрона та в Ц3 гідропатрона нижнього, а також в порожнину управління золотника швидкого підняття Р5. В систему подачі, мастило подається з правої (відносно наведеної схеми) секції гідронасоса НП1.2, та зворотній клапан КО2 в гідро-розподільника 7/5 блоку А5. Від гідророзподільника мастило може подаватися або в гідроциліндр подачі Ц1, або в гідроциліндр Ц4 механізму переміщення станка.

До нагнітальних магістралей блоку гідронасосів після зворотних клапанів підключені запобіжні клапани КП1 і КП2, а також манометри системи гідропатронів МН1 та системи подачі МН2. Ручний гідронасос Н2 підключений до гідросистеми через розподільник РТ, який має дві позиції: «Гідро-патрон» і «Поворотний». Розподільник системи гідропатронів Р2 має чотири позиції: «Закріпити» та «Розкріпити» відносяться до управління верхнього гідро-патрона при не закріпленому нижньому гідропатроні.

Прилад управління А5 має п'ять позицій розподілення потоку рідини в системі подачі. Позиції «Вверх» та «Вниз» визначають напрям руху траверси

обертання; позиція «До свердловини» та «Від свердловини» напрямок переміщення станка по рамі. Позиція «Стоп» відповідає зупинці руху траверси та станка.

Швидкість переміщення траверси та станка, а також осьовий опір на породо-руйнуючий інструмент регулюється дроселем ДР2, вмонтованим в прилад управління. Контроль осьового навантаження реалізується по манометру МНЗ, підключеному до нагнітальної магістралі системи подачі через золотник відключення датчика загрузки Р7. Від дроселя робоча рідина відводиться в зливну магістраль через золотник швидкого підйому Р5.

В залежності від положення рукояток на блоці гідравлічного управління і пакетного вимикача на магнітній станції розрізняють буріння з автоматичним перехватом від ручного управління. Включення та виключення автоматичного перехоплення виконується блоком кінцевих вимикачів, встановлених на обертачі, а перехоплення від ручного управління в будь-якому положення траверси .

При бурінні з автоматичним перехватом машиніст бурової установки не переключає ограні управління гідросистеми станка, а лише веде спостереження за його роботою, контролюючи встановлене осьове навантаження на породо-руйнуючий інструмент по показнику манометра МНЗ. При ручному управлінні перехоплювач включає рукоятку розподільника Р2 в положення «Перехват», а відключає встановленням його рукоятки в положення «Закріпити» .

При зворотному перехваті управління гідросистемою виконується окремо розподільником Р2 и приладом управління А3. При цьому розподільник Р2 закріплюється нижнім гідропатроном і розкріпляє верхні гідропатрон (перекріплення), а швидкість подачі шпинделя (траверси) регулюється дроселем ДР2 приладу управління А5. Подача шпинделя і переміщення станка виконується незалежно від того, закріплений верхній патрон або розкріплений.

При бурінні з автоматичним перехопленням рукоятка розподільника Р2 встановлюється в положення «Закріпити» (позиція б), рукоятка приладу управління А5 в положення «ВНИЗ» (позиція г), пакетний вимикач автоматичного перехоплення на магнітної станції в положення «Автомат».

Буріння ведеться з регулятором подачі А4. Потік масла, що подається робоча рідина насосом Н1 системи гідравлічних патронів, від розподільника Р2 спрямовується в маслобак через злив гідравлічного розподільника з електромагнітним управлінням Р3. Отже, робоча рідина насос системи гідравлічних патронів в цей час розвантажений. Робоча рідина в гідравлічні патрони не надходить.

Верхній гідравлічний патрон закріплений (бурильна труба затиснута кулачками), а нижній-розкріплений. В системі подачі потоку масла від робоча рідина насоса НП 1.2 через канали розподільника Р6 приладу управління А надходить у верхні порожнини гідроциліндрів подачі. Тиск у верхніх порожнинах, необхідний для створення осьової навантаження на породоруйнуючий інструмент, встановлюється дроселем ДР2 приладу управління А5.

По мірі руху траверси вниз робоча рідина з нижніх порожнин гідроциліндрів подачі витісняється через регулятор подачі А4, прилад керування 1 золотник швидкого підйому в зливну магістраль. Клапан ваги 1 регулятора подачі А4 налаштований на тиск в нижніх порожнинах гідроциліндрів подачі, що врівноважує вагу бурового снаряда.

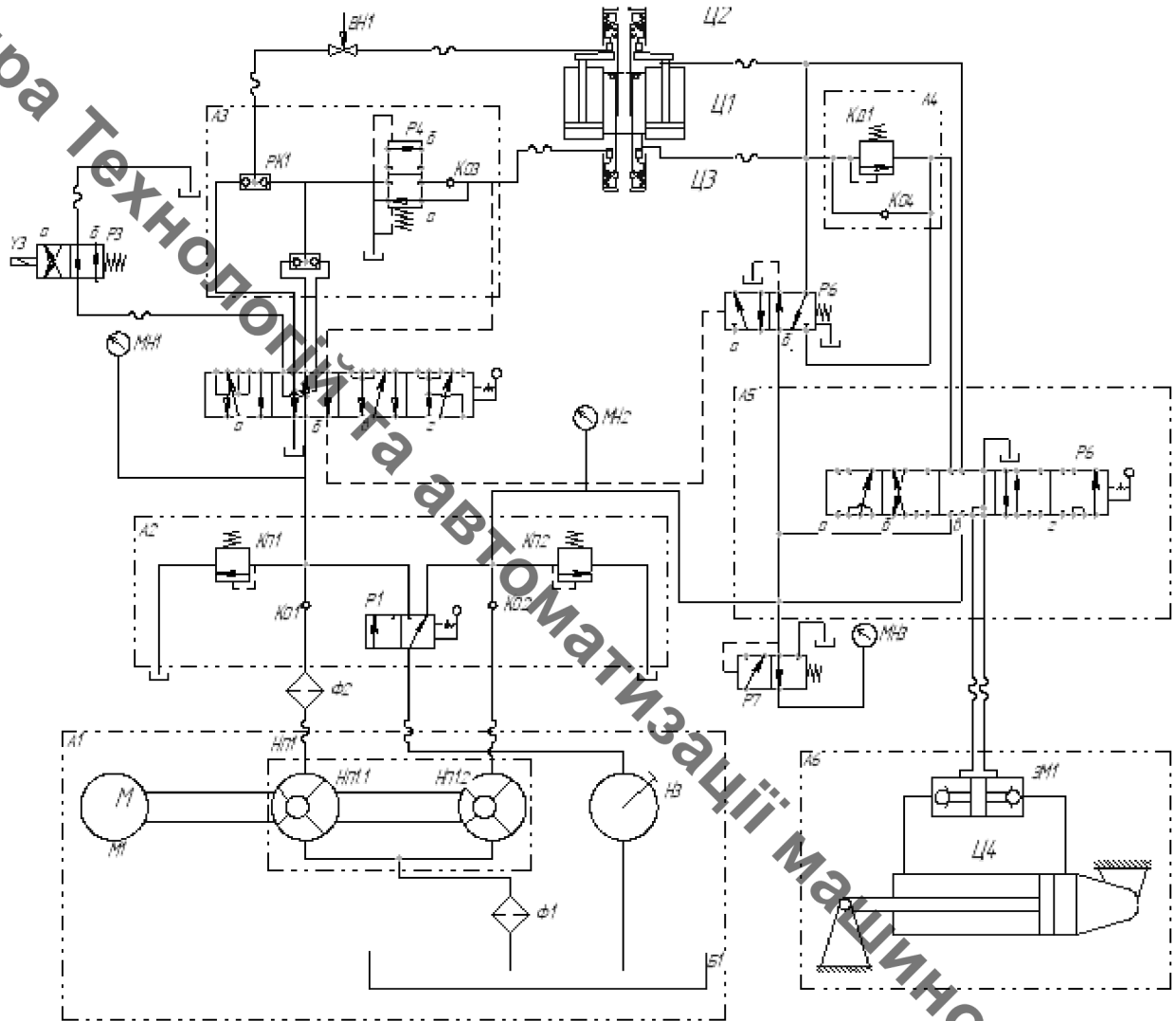


Рисунок 1.5- Гідравлічна система бурильної установки СБК-4

### 1.6 Схема бурильної установки БКМ-2М

Бурильне обладнання БКМ-2М (рис.1.6) складається із елементів, що виконують такі основні рухи: рух стріли відбувається у вертикальній площині за допомогою двох циліндрів 7, тоді як, на кінці стріли закріплено редуктор 9, на якому закріплено один (або два) гідромотори у залежності від потреб замовника.

Гідроциліндр трактора Ц1 встановлюється при монтажі на установчу стрілу, яка відповідно підіймає або опускає даний конструктивний елемент.





Таблиця 1.1– Склад гідросистеми краново-бурильної установки БКМ-2М

Позначення	Назва
Б1	Бак гідросистеми
ТР	Трійник
Н1	Насос гідросистеми
Р1	Розподільник
Ц1	Гідроциліндр
Ц2	Гідроциліндр
Мп	Робоча рідинапровод
Гп	Гідропровід

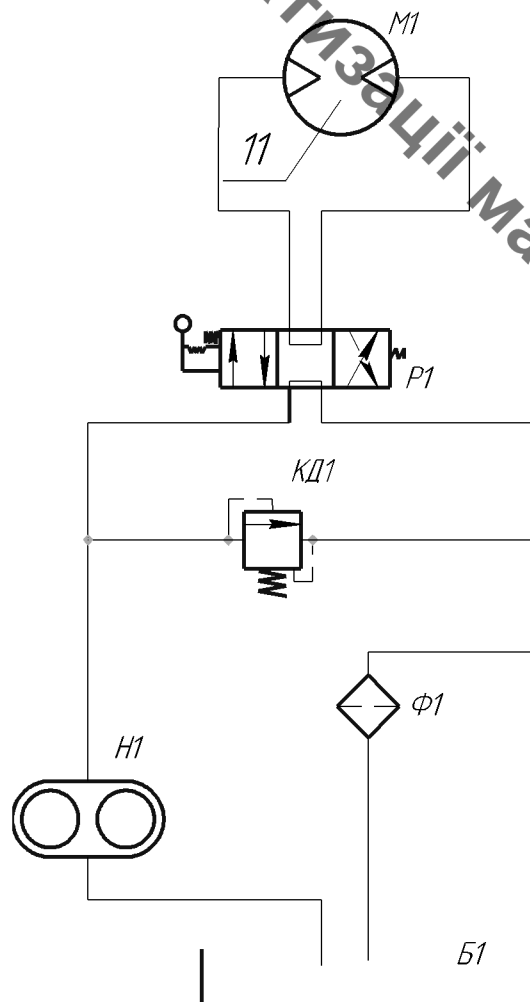


Рис1.7– Гідравлічна схема привода обертання шнека

Таблиця 1.2– Склад гідросистеми привода обертання шнека

Позначення	Назва
Б1	Бак гідросистеми
К1	Клапан запобіжний
Н1	Насос гідросистеми
Р1	Розподільник
М1	Гідромотор

### 1.7 Схема екскаватора БАМ-2014

Гідросистема (ГС) екскаватора БАМ-2014 та модифікації складається з двох окремо замкнутих робочих контурів, приводом яких є два шестерних насоси Н1 - НШ-125 та Н2 - НШ-50 (рис. 1.8).

В екскаваторах БАМ-2014, робоча рідина від насоса Н1 через гідророзподільник Р1 підводиться до гідроциліндрів екскаваційного устаткування Ц11 стріли, Ц12 рукояті, Ц13 ковша і далі на злив у бак. До поршневих та штокових порожнин гідроциліндрів Ц11, стріли та Ц12 рукояті підключені вмонтовані в гідророзподільник розвантажувальні клапани КП5, КП6, які оберігають штоки від перевантаження, а до штокової порожнини гідроциліндра Ц11 стріли підключений дросель Др1, який забезпечує плавне опускання стріли. До гідроциліндра Ц11 стріли робоча рідина може надходити також від насоса Н2 для прискореного підйому стріли. Робоча рідина від насоса Н2 через гідророзподільник Р2 підводиться до гідроциліндрів Ц7, Ц8 опорі Ц9, Ц10 повороту, а також до гідроциліндра Ц11 прискореного підйому стріли екскаваційного устаткування.

При нейтральному положенні золотників гідророзподільника Р1 робоча рідина подається через спеціальний бак на гідророзподільник Р3 і далі до гідроциліндрів навантажувального устаткування (Ц5, Ц6 ковша, Ц3, Ц4 стріли та Ц1, Ц2 щелепи). До поршневих порожнин гідроциліндрів Ц3, Ц4 стріли

підключений дросель Др2), який забезпечує плавне опускання стріли навантажувального устаткування. До гідроциліндрів Ц7, Ц8 опор підключені гідрозамки ЗМ1 та ЗМ2 для застереження мимовільного переміщення опор під час роботи та під час руху. Між циліндрами повороту Ц9, Ц10 встановлений в гідророзподільнику перепускний і одночасно розвантажувальний клапан КІ8, який забезпечує плавний рух робочого устаткування | при повороті, а також застерігає гідроциліндри від перевантажень. Для зупинки повороту екскаваційного устаткування при повороті золотник гідророзподільника встановлюється в нейтральне положення, порожнини гідроциліндрів замикаються, а переміщення штоків якийсь час відбувається за рахунок інерції руху робочого устаткування. При цьому робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра Ц9 і штокової порожнини гідроциліндра Ц10 витісняється через перепускний клапан КІ8 у штокову порожнину гідроциліндра Ц10 і поршневу порожнину гідроциліндра Ц9. Тиск налаштування перепускного клапана (18МПа) забезпечує гальмівне зусилля на штоках гідроциліндрів. Зміна напрямку повороту здійснюється переключенням золотника гідророзподільника в інше робоче положення.

У гідророзподільниках є регульовані запобіжні клапани КП1, КП2, КП3, що застерігають гідросистему від перевантажень, відрегульовані на тиск 18 МПа. Налаштування запобіжних клапанів гідророзподільників і перепускного клапана контролюється за допомогою додаткового пристрою для контролю тиску. Від гідророзподільників Р1, Р2, Р3 робоча рідина зливається в бак Б через блок фільтрів Ф.

У гідророзподільнику Р1 встановлений спеціальний кран КР з зворотнім клапаном до якого підключені гідрозажими Ц14-Ц17, утримуючі каретку від повздовжнього пересування. При роботі екскаваційним обладнанням клапан закритий її робоча рідина під тиском постійно поступає в поршневу порожнину гідрозажимів, притискаючи при цьому каретку до станини рами. Для зміщення каретки необхідно кран відкрити. При цьому відбувається

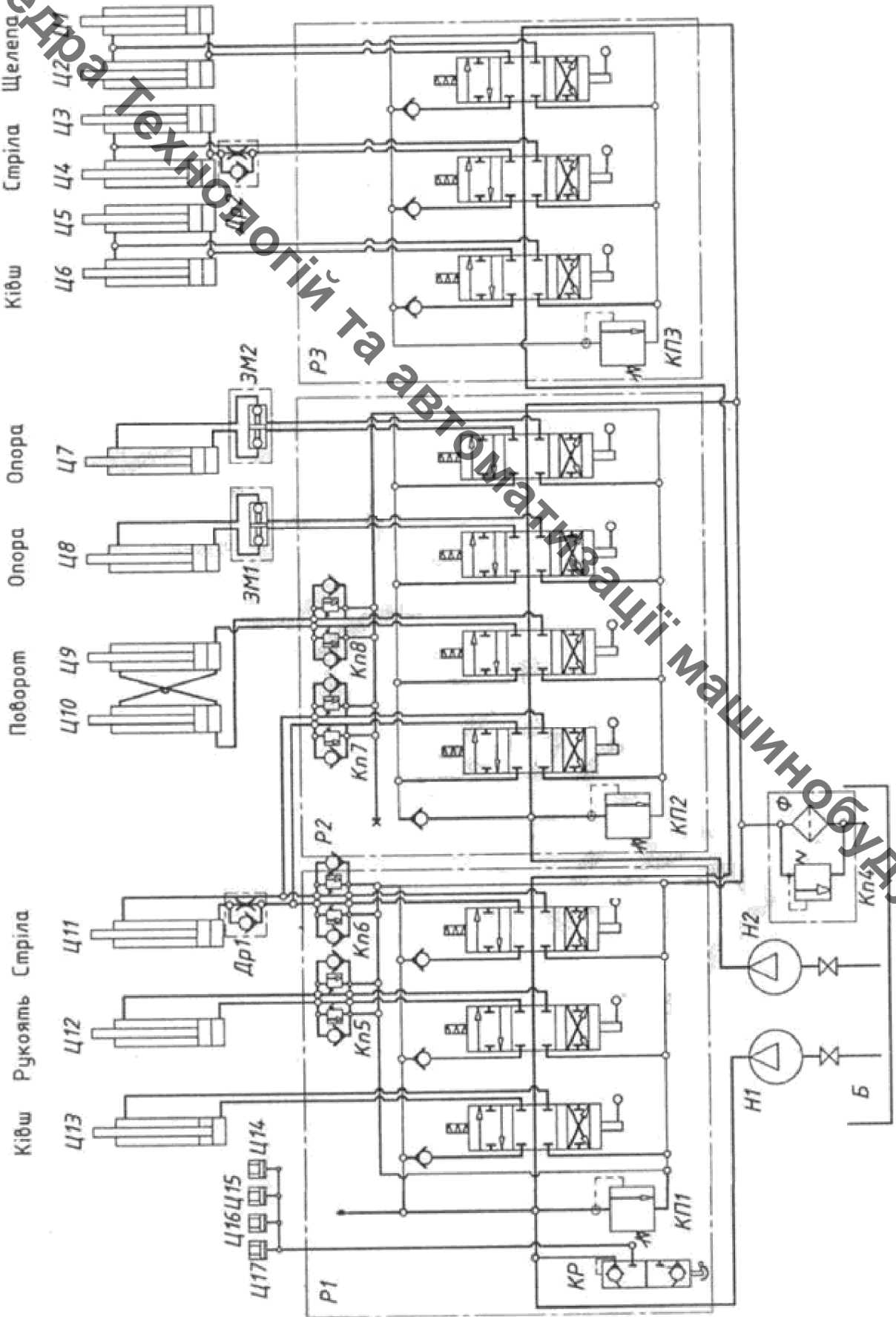


Рисунок 1.8- Гідрравлічна система екскаватора БМ-2014

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

зниження тиску. Поршня гідрозажимів відходять від направляючих станини і виконується переміщення каретки.

В екскаваторі БАМ-2014, робоча рідина від насоса Н1 через гідророзподільник Р1 підводиться тільки до гідроциліндрів екскаваторного обладнання. Від насосу Н2 робоча рідина підводиться до гідророзподільника Р2. При нейтральному положенні золотників гідророзподільника Р2 робоча рідина подається на гідророзподільник Р3 (тракторний) і далі до гідроциліндрів бульдозерного устаткування ЦІ9 повороту відвала, ЦІВ підйому відвалу.

Висновок.

В розділі ми розглянули типові конструкції гідросистем бурильно-кранових установок. Недоліком таких систем на сьогодні є дросельне регулювання швидкостей руху інструментів та робочих органів. Використання не регульованих шестеренних насосів породжує витрати потужності при регулюванні режимів роботи таких машин.

## РОЗДІЛ 2 ОПИС РОЗРОБЛЕННОЇ З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

На рисунку 2.1 зображена гідросистема з пропорційним керуванням. Дана система включає: регульований насос 1, гідро розподільники 2, 3 дискретні 3/5 нормально закриті, гідроциліндр 4 двосторонньої дії, гідромотор 5 реверсний, регульовані дроселі 6, 7 з електромагнітним керуванням, регулятор потоку 8, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15, гідробак 16 та регулятор подачі 17 з нерегульованими дроселями 18, 19.

ГПК включає два виконавчі органи (гідроциліндр 4 та гідромотор 5), які забезпечують весь процес буріння. ГПК працює наступним чином.

Запуск бурильного інструменту відбувається переключенням гідророзподільника 2. Робоча рідина від регульованого насоса 1 подається через регульований дросель 6 та гідророзподільник 2 до гідромотора 5, що забезпечує обертання бурильного інструменту в необхідному напрямку.

Опускання та піднімання бурильного інструменту здійснюють переключенням гідророзподільника 3. При цьому, робоча рідина від регульованого насоса 1 надходить не тільки до гідромотора 5, а також подається через регулятор потоку 8, регульований дросель 7 та гідророзподільник 3 до гідроциліндра 4, що забезпечує опускання або піднімання бурильного інструменту. Величина подачі  $Q_{n1}$ , що поступає від регульованого насоса 1 до гідромотора 5 залежить від величини площі  $f_{x1}$  регульованого дроселя 6 та забезпечує необхідну швидкість різання ґрунту бурильним інструментом. Величина подачі  $Q_{n2}$ , що поступає від регульованого насоса 1 до гідроциліндра 4 залежить від величини площі  $f_{x2}$  регульованого дроселя 7 та визначає величину подачі бурильного інструменту. Контролер 9 забезпечує керування регульованими дроселями 6 та 7 через підсилювачі 11 та 10 сигналів, відповідно.

Крім цього, до контролера 9 підключено датчики тиску 12, 13, 14 та 15, що дають інформацію про стан тиску в робочих гідролініях. Алгоритм керування контролером 9 маючи вхідні дані тисків в робочих гідролініях

забезпечує відповідні співвідношення між подачами  $Q_{n1}$  та  $Q_{n2}$  через регульовані дроселі 6 та 7. Це дає можливість керувати подачею бурильного інструменту в ґрунт та величиною швидкості різання ґрунту. Таким чином досягається найбільше значення продуктивності роботи бурильної установки, а із використанням регульованого насоса 1 досягнуто мінімізація втрат потужності в ГПК.

Регульований насос 1 оснащений регулятором подачі 17, який забезпечує подачу робочої рідини. Він сумарно покриває подачі  $Q_{n1}$  та  $Q_{n2}$  з невеликим запасом  $Q_p$ , який необхідний для забезпечення роботи регулятора подачі 17. Подача регульованого насоса 1 пропорційна величині відкриття регульованих дроселів 6 та 7, що мінімізує непродуктивні втрати в ГПК.

Регулятор потоку 8 забезпечує стабілізацію величини подачі  $Q_{n2}$ , що подається до гідроциліндра 4. Тобто забезпечує незалежність величини швидкості руху поршня гідроциліндра 4 при незмінному сигналі керування  $U_2$  від контролера 9. Регулятор подачі 17 забезпечує стабілізацію величини подачі  $Q_{n1}$  що поступає до гідромотора 5, а відповідно і незалежність частоти обертання його валу від навантаження при незмінному сигналі  $U_1$  від контролера 9. Таким чином створено можливість встановлення співвідношення між частотою обертання валу гідромотора 5 та швидкістю руху поршня гідроциліндра 4 і підтримання цього співвідношення в залежності від алгоритму роботи контролера 9.

Робота ГПК бурової установки характеризується частою зміною навантаження на гідромоторі 5 та гідроциліндрі 4. Тобто ГПК налаштовуватися на режим використання різної потужності. Налаштування на режими використання різної потужності закладено в алгоритм контролера 9.



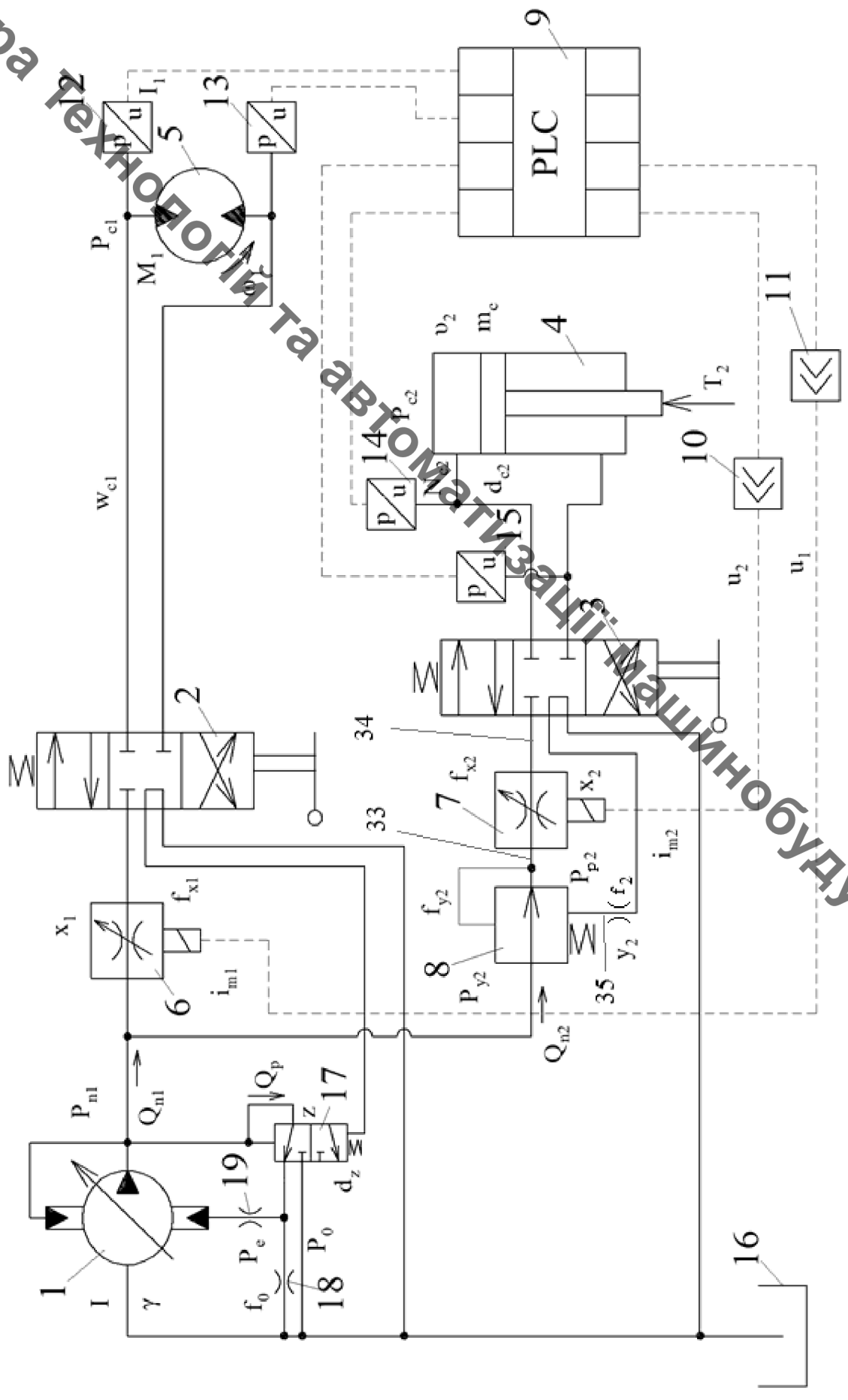


Рисунок 2.1 – Розроблена схема гідросистема з пропорційним керуванням

При цьому регулятор потоку 8 та регулятор подачі 17 в автоматичному режимі повинні змінити величини тисків  $p_{n1}$  та  $p_{y2}$ , щоб забезпечити необхідне співвідношення частоти обертання вала гідромотора 5 та швидкості руху поршня гідроциліндра 4. Від величини конструктивних параметрів регулятора подачі 17 та регулятора потоку 8 в значній мірі залежить стійкість роботи, швидкодія та перерегулювання в ГПК.

Висновок.

Запропоновано схему гідросистеми з пропорційним керуванням для бурильно-кранової машини на основі одного регульованого насоса, розподільника з електрогідравлічним керуванням та контролером. Отримано патент України на розроблену гідросистему.

### РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОСИСТЕМА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

Динамічні характеристики ГПК визначалися на основі досліджень перехідних процесів із використанням математичної моделі. Математична модель ГПК (рис. 2.4) складена з урахуванням таких припущень та спрощень [12]:

- розглядаються зосередженні параметри елементів приводів;
- температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною;
- хвильові процеси в гідросистемі не враховувались;
- коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними;
- режими роботи – безкавітаційними;
- об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється;
- втрати тиску в гідролініях не враховуються;
- блоки підсилювачів моделювались пропорційною ланкою;
- сигнал на виході контролера розглядався як аналоговий;
- втрати тиску на робочих вікнах розподільників не враховувались.

Математична модель включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 3.9), що діють на вал гідромотора 15 (рівняння 3.9), рівняння нерозривності потоку між насосом 1, регулятором 2, регульованим дроселем 34 та клапаном 30 (рівняння 3.10), між регулятором 2 та дроселями в системі керування насосом (рівняння 4.11), між дроселем та сервоциліндром насоса (рівняння 3.12), між регульованим дроселем 29 та гідромотором 15 (рівняння 3.13), між клапаном 30 та регульованим дроселем 28 (рівняння 3.14), між клапаном 30 та гідроциліндром 16 (рівняння 3.16), рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 16 (рівняння 3.16), сил, що діють на золотник регулятора 2 (рівняння 3.19), рівняння сил, що діють клапан 30 (рівняння 3.20),

рівняння падіння напруги на електромагнітах регульованих дроселів 6 та 7 (рівняння 3.21 та 3.22), залежності переміщення регульованих дроселів від величини напруги на електромагнітах (рівняння 3.12 та 3.13).

Величина витрати, що визначилась податливістю робочої рідини та гумом-металевих трубопроводів визначається за наступною формулою:

$$Q_s = \beta_n W \frac{dp}{dt}; \quad (3.1)$$

Витрата через золотникові елементи :

$$Q = \mu \pi d_y \sqrt{\frac{2(p_{y2} - p_{c2})}{\rho}} \sin(p_{n1} - p_{n2}); \quad (3.2)$$

Сила демпфування на золотнику регулятора насоса:

$$F_s = b_p \frac{dz}{dt}; \quad (3.3)$$

Момент демпфування на планшайбі насоса 1:

$$M_d = b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (3.4)$$

Витрати через дросельні елементи :

$$Q_d = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}; \quad (3.5)$$

Величина осьового зусилля на гідроциліндрі:

$$T_2 = C_1 \left( V_2 \frac{2\pi}{zW_1} \right)^{C_2} \left( \frac{K_n \cdot 2\pi \cdot R_2^2 \cdot V_2 \cdot \rho_m}{w_1 \sqrt{R_1^2 + R_2^2}} \right); \quad (3.6)$$

де  $K_n$  – коефіцієнт пропорційності;

$R_1, R_2$  – радіуси шнека

$\rho_m$  – густина ґрунту;

$C_1, C_2$  – коефіцієнти, що залежать від категорії ґрунту;

Момент різання на валу гідромотора 15:

$$M_1 = C_1 \left( v_2 \frac{2\pi}{z\omega_1} \right)^{C_2} \left( \frac{\pi R^2 v_2 \rho_m}{z\omega_1} \right); \quad (3.7)$$

Таким чином, на основі вище описаних залежностей була складена математична модель, яка описується наступними рівняннями:

Рівняння моментів на планшайбі насоса 1:

$$I \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (3.8)$$

Рівняння моментів на валу гідромотора 5:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - M_1 - b_M \omega_1; \quad (3.9)$$

Рівняння нерозривності потоків на виході насоса 1:

$$\begin{aligned}
 F_7 d_8 k_1 n_n t g \gamma &= \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{c1}) + \\
 &+ M \pi d_{x2} \cdot x_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) + \\
 &+ \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{zz} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0);
 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії керування в регуляторі насоса 1:

$$\begin{aligned}
 \mu k_{zz} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) &= \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) + \\
 &\mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt};
 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії до сервоциліндра насоса 1:

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{d\gamma}{dt} l \cdot \cos \gamma; \quad (3.12)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 33:

$$\begin{aligned}
 \mu \pi d_{y2} \cdot k_{y2} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) &= \\
 = \mu \pi d_{x2} \cdot x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) &+ \beta W_2 \cdot \frac{dp_{y2}}{dt};
 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 34:

$$\mu f_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{c2}) = v_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}; \quad (3.14)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 35:

$$\mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{c2} - p_{p2}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{c2} - p_{p2}) = \frac{\mu \pi d_{y2}^2}{4} \cdot \frac{dy_2}{dt} + \beta W_{p2} \cdot \frac{dp_{p2}}{dt}; \quad (3.15)$$

Рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 16:

$$m_c \frac{dv_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - F_z - b_c v_2; \quad (3.16)$$

Рівняння сил, що діють на золотник 17:

$$p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z(z + H_z) - b_z \frac{dz}{dt}; \quad (3.17)$$

Рівняння сил, що діють на клапан 8 регулятора потоку:

$$p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{p2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y(H_y - y_2); \quad (3.18)$$

Рівняння, що описують роботу контролера:

$$p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e; \quad (3.19)$$

$$p_{c2} k_4 k_c F_k(i_{p2}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e; \quad (3.20)$$

Рівняння, що описують роботу електромагнітів:

$$\left( L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e \right) k_m = x_1; \quad (3.21)$$

$$\left( L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e \right) k_m = x_2; \quad (3.22)$$

Рівняння моменту опору на планшайбі насоса 1:

$$M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \quad (3.23)$$

Рівняння, що описують стисливість робочої рідини та гумово-металевих трубопроводів

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}; \quad (3.24)$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2}; \quad (3.25)$$

$p_{n1}, p_{c1}, p_{c2}, p_{y2}, p_0, p_e$  – тиски на виході насоса 1, входах гідромотора 5 та гідроциліндра 4, вході клапана 8, в системі керування насосом 1, в сервоциліндрі насоса 1;

$z, x_1, x_2, y_2$  – координати положення регулятора 2, регульованих дроселів 6, 7, клапана 8;

$\omega_1, v_2$  – частота обертання валу гідромотора 5 та швидкість руху поршня гідроциліндра 4;

$\gamma$  – кут повороту планшайби насосу 1;

$f_0, f_e, f_{x1}, f_{x2}, F_7$  – площі дроселів, площі золотників регульованих дроселів 6 та 7, площа поршнів насоса;



$d_{c2}, d_{x1}, d_{x2}, d_{y2}, d_z, d_8$  – діаметри гідроциліндра 4, золотників регульованих дроселів 6, 7, клапана 8, регулятора 17, діаметр кола контакту поршнів насоса с планшайбою насоса;

$i_{m1}, i_{m2}, i_{p1}, i_{p2}$  – величини струмів в обмотках електромагнітів та на виході клапанів тиску;

$k_m, k_n, k_c, k_1$  – коефіцієнти пропорційності зусилля електромагнітів регульованих дроселів, підсилювачів та датчиків тиску, кількість поршнів в насосі 1;

$L_e, R_e$  – індуктивність та активний опір обмоток електромагніта;

$c_z, c_y$  – жорсткість пружин регулятора 2 та клапана 8;

$T_2, M_1$  – сили приведених навантажень на штоці гідроциліндра 4 та валу гідромотора 5;

$\mu$  – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

$\rho$  – густина робочої рідини;

$l$  – плече дії сервоциліндрів насоса 1;

$I, I_1$  – моменти інерції планшайби насоса та рухомих елементів приведених до валу гідромотора 5;

$m_c$  – маса рухомих елементів, приведена до штока гідроциліндра 4;

$W_{n1}, W_0, W_{c1}, W_{y2}, W_{c2}, W_e$  – об'єми гідроліній на виході насоса 1, в системі регулятора насоса, на вході гідромотора 5, на виході клапана 8, на вході в гідроциліндр 4, між дроселем та сервоциліндром насоса 1;

$n_n$  – число обертів валу насоса 1;

$F_k(i_{p1}), F_k(i_{p2})$  – передавальні функції контролера для сигналів, що подаються на електромагніти ;

$H_z, H_y$  – попередні стискання пружин регулятора 17 та клапана 8;

$m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – коефіцієнти залежності моменту опору на планшайбі насоса 1 від величини подачі та тиску;

$M_0$  – момент опору на планшайбі насоса 1;

$\beta_p$  – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші;

$\beta_n$  – приведений коефіцієнт гумо-металевих трубопроводів та газорідинної суміші;

$q$  – робочий об'єм гідромотора 5;

$b_c, b_z$  – коефіцієнти в'язкого тертя в гідроциліндрі 4, демпфування золотника регулятора 17;

$E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$  – модуль пружності робочої рідини, приведені модулі пружності газорідинної суміші та гумо-металевих трубопроводів;

$\delta$  – товщина стінки трубопроводу;

$W_f$  – об'єм рідини в газорідинній суміші при величині тиску  $p$ ;

$W_a$  – об'єм газу в газорідинній суміші при атмосферному тиску.

По математичній моделі із застосуванням програмного засобу MATLAB-Simulink методом Розенброка визначені перехідні процеси в ГПК. Перехідний процес розраховано при ступінчастій зміні величини моменту на валу гідромотора з 50 Н·м до 200 Н·м

Висновок.

В розділі створено нелінійну математичну модель для розробленої гідросистеми з пропорційним керуванням. Математична модель вимагає рівняння сил, що діють на клапан регулятора потоку, та рівняння нероздільності потоку для клапана регулятора потоку яке вираховує вплив демпфера на динамічні характеристики гідросистеми.

## РОЗДІЛ 4 РОЗВ'ЯЗАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОСИСТЕМИ З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB SIMULINK

Розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі ГПК виконано в пакеті програм MATLAB, а саме, його модуль Simulink. Simulink – це інтерактивне середовище для моделювання та аналізу широкого класу динамічних систем з використанням блоків – діаграм у вигляді направлених графів.

Simulink має зручний інтерфейс для складання математичних моделей за допомогою технології «drag and drop». Групуючи блок-діаграми у підсистеми користувач створює ієрархічну основну блок-схеми, а потім досліджує її. Модуль Simulink дозволяє чисельно розрахувати перехідні процеси в системі керування гідроприводом з відносною похибкою до 0,1% та відтворити результат у вигляді графіків.

Основну блок-схему для дослідження системи диференціальних рівнянь представлено на рисунку 4.1. Структура основної блок-схеми включає підсистеми, яким відповідають диференціальні рівняння математичної моделі ГПК. Кожна з підсистеми дозволяє знайти одне значення невідомої величини змінної стану системи керування гідроприводом від часу. Відповідність підсистем до рівнянь має наступний вигляд :

- рівняння 1 — Planshaiba —  $\gamma$ ;
- рівняння 2 — Gidromotor —  $w_1 p_p$ ;
- рівняння 3 — Rashod nasosa —  $p_n$ ;
- рівняння 4 — Regulator nasosa —  $p_o$ ;
- рівняння 5 — Servocilindr —  $p_e$ ;
- рівняння 6 — Rashod gidromotora —  $p_{c1}$ ;
- рівняння 7 — Regulator potoka —  $p_{y2}$ ;
- рівняння 8 — Rashod cylindra —  $p_{c2}$ ;

- рівняння 9 — Cylinder —  $v_2$ ;
- рівняння 10 — Zolotnik —  $z$ ;
- рівняння 11 — Zolotnik potoka —  $y_2$ ;
- рівняння 12 – 15 — Controler —  $u_2$

На рисунку 4.2 показано блок-схему «Servocilindr» для розв'язання рівняння 5 системи диференціальних рівнянь. Потік робочої рідини через нерегульований дросель, що стоїть перед сервоциліндром обчислюється наступним чином. Вхідні величини значень тисків  $p_o$  і  $p_e$  сумуються оператором суми, результат якої подвоюється і ділиться оператором *Product1* на значення густини  $\rho$ . Оператор *Abs* абсолютизує отримане значення, а оператор під назвою *MathFunction1* добуває корінь квадратний із нього. Оператор множення *Product2* перемножує попередньо обраховане значення на константу  $\mu$  (коефіцієнт потоку через нерегульований дросель),  $f_e$  (площу робочого вікна нерегульованого дроселя) та  $sign(p_o - p_e)$  (показник який враховує напрямоку руху робочої рідини).

Потік робочої рідини, що подається сервоциліндром розраховується наступним чином. Оператор множення *Product5* перемножує значення площі сервоциліндра  $f_4$ , довжину плеча  $l$  та змінну  $wg$  від часу, що враховує положення планшайби в необхідний момент часу і розраховується в інших підсистемах Отриманий множник надходить до головного суматора *Add1*.

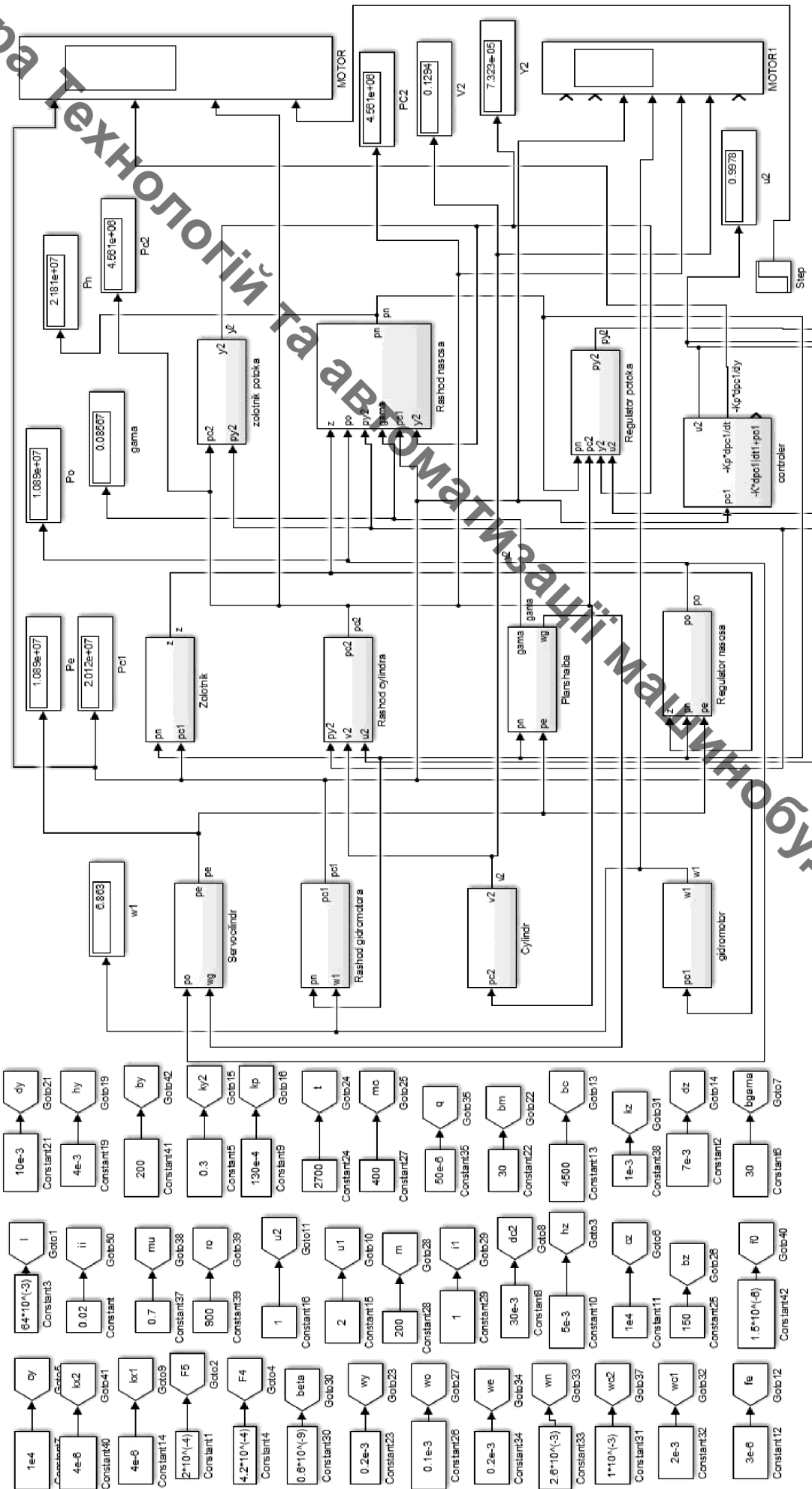


Рисунок 4.1— Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі МАТЛАВ Simulink

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

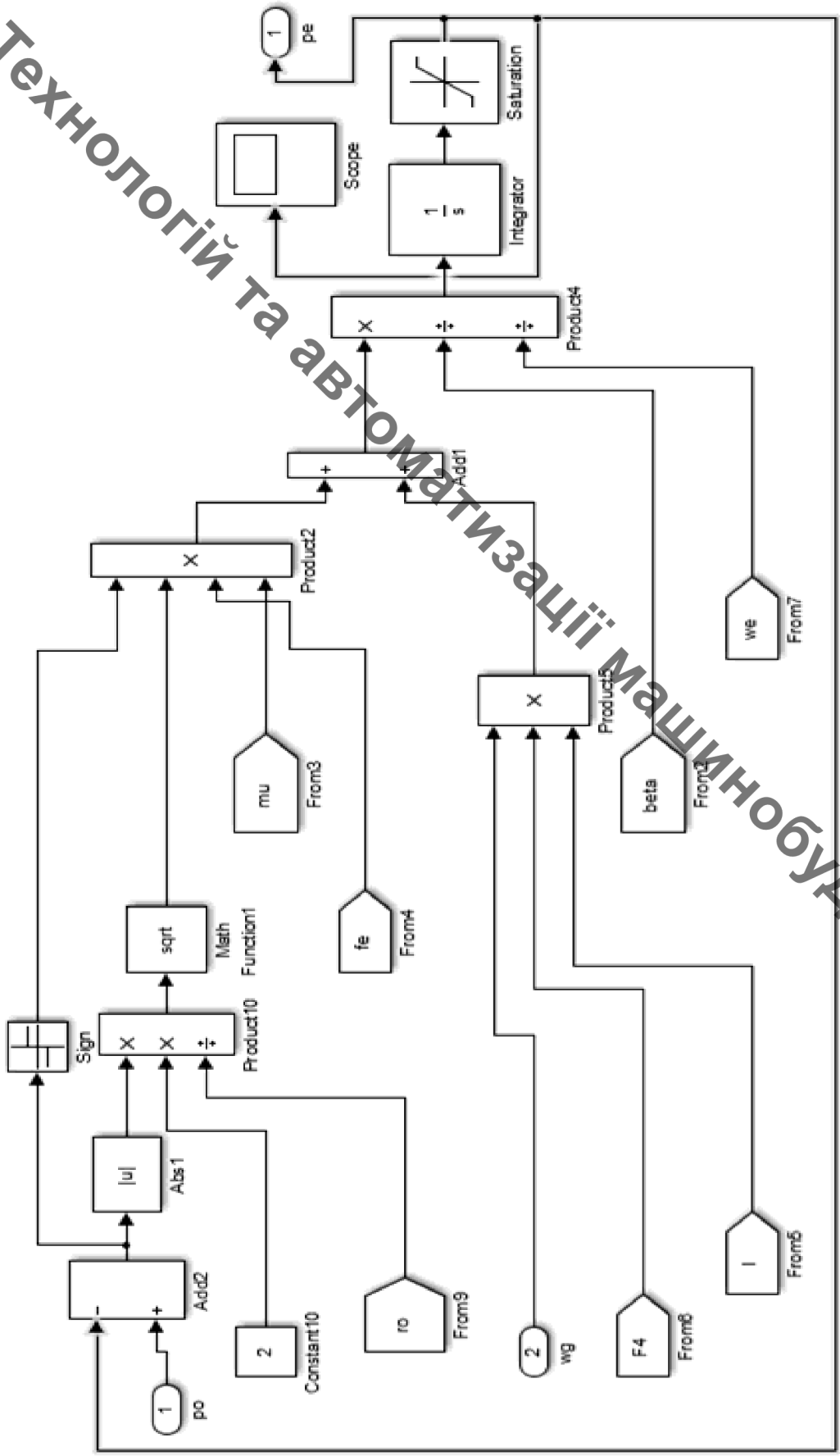


Рисунок.4.2– Блок-схема знаходження величини тиску  $p_e$ , що діє на сервоциліндр у залежності від часу

Головний суматор *Add1* через *Product4* ділиться отриманий добуток на коефіцієнт стискання робочої рідини  $\beta$  і на об'єм робочої рідини в гідролінії сервоциліндра  $W_e$ . Отримане значення інтегрується оператором *Integrator* і проходить через оператор *Saturation*, що виконує обмеження величини сигналу. В результаті таких перетворень кінцевий результат буде нашим шуканим значення змінної тиску сервоциліндра  $p_e$  від часу  $t$ . Вивід результатів розрахунку виконуємо блоками *Scope*, *Out1* та *Display* [11].

Висновок.

В розділі наведено методику розв'язання рівнянь нелінійної математичної моделі за допомогою програмного забезпечення MATLAB-Simulink та на його основі створено блок схему для визначення залежностей змінних, що описують поведінку гідросистеми з пропорційним керуванням в часі.

## РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОСИСТЕМИ З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

### 5.1 Статичні характеристики.

На рис 5.1 зображений графік перехідного процесу що відбувається в гідросистемі під час режиму роботи. Проміжок  $\Delta t_1$  відповідає початку роботи бурильної установки,  $\Delta t_2$  режим роботи бурильної установки при спаді навантаження на бурильній установці,  $\Delta t_3$  режим роботи бурильної установки при збільшенні навантаження на бурильну установку. На рис. 5.1 зображений графік роботи системи при налаштованій подачі  $v=0.3$  м/с.

Гідросистема на основі розробленого розподільника забезпечує стабільність швидкості руху гідроциліндра та гідромотора при величинах відкриття регульованих дроселів 6 та 7 (рис 2.1) та зміну величин при зміні величин цих швидкостей відкриття регульованих дроселів 6 та 7 розподільника.

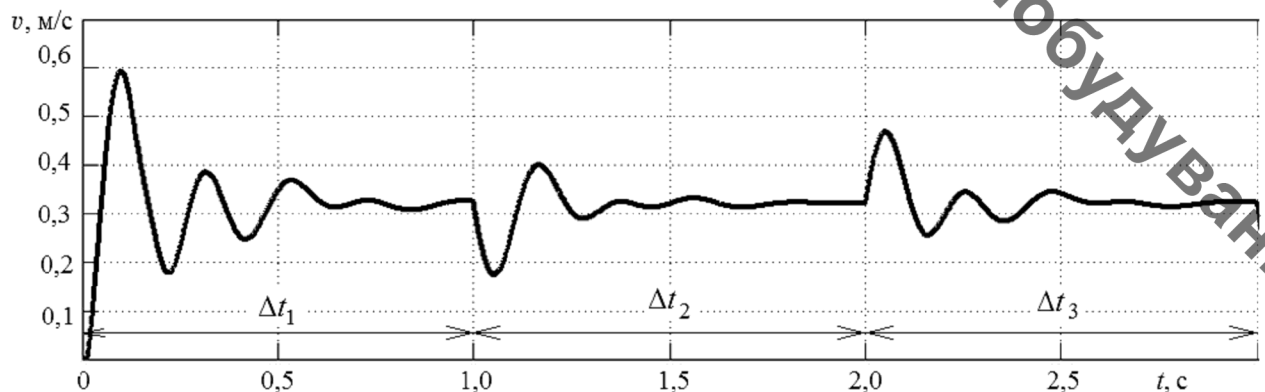


Рисунок 5.1 Перехідні процеси в ГПК насоса

Величина похибки стабілізації буде залежати від величини перепаду тиску на робочих вікнах регульованих дроселів 6 та 7. При переході з  $\Delta p_g=0,8$  МПа на  $\Delta p_g=1,5$  МПа похибка стабілізації буде зменшуватись.

Розрахуємо похибку кожного налаштування витрат  $Q$  за формулою:

$$A = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{min}} \cdot 100\%, \quad (5.1)$$



Результат розрахунків в несемо у таблиці.

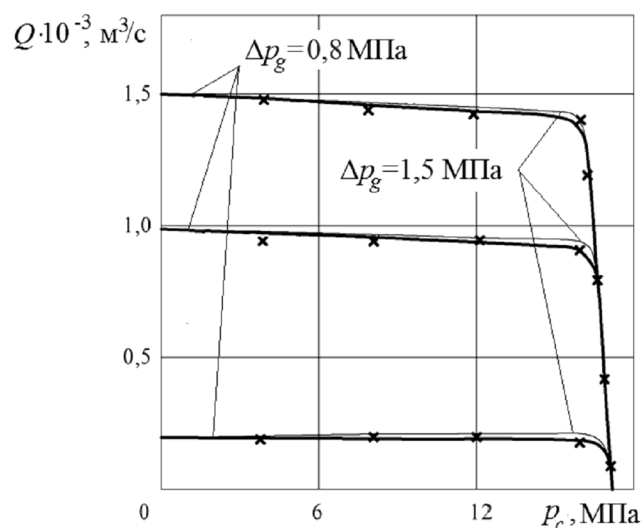
Таблиця 5.1 Розрахунки похибки налаштування витрат для  $\Delta p_g=0,8\text{МПа}$

$Q \cdot 10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	$p_c=0 \text{ МПа}$	$p_c=15 \text{ МПа}$	$\Delta Q \cdot 10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	A
1,5	1,5	1,38	0,12	8,7%
1,0	0,99	0,9	0,9	10%
0,2	0,2	0,17	0,03	17,6%

Таблиця 5.2 Розрахунки похибки налаштування витрат для  $\Delta p_g=1,5\text{МПа}$

$Q \cdot 10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	$p_c=0 \text{ МПа}$	$p_c=15 \text{ МПа}$	$\Delta Q \cdot 10^{-3}, \text{м}^3/\text{с}$	A
1,5	1,5	1,4	0,1	7,2%
1,0	0,99	0,93	0,06	6,5%
0,2	0,2	0,19	0,01	5,3%

Відповідно до результатів розрахунків при зменшенні витрати Q збільшується похибка налаштування A, похибка збільшується із збільшенням навантаження.



Рисунк 5.2 Витрата рідини в ГПК в залежності від зміни тиску на вході гідроциліндра

## 5.2 Динамічні характеристики.

Для розробленої ГПК з розподільником по математичній моделі із застосуванням програми MATLAB-Simulink розраховані перехідні процеси при ступінчастій зміні навантаження  $T_2$  на шток гідроциліндра 4 та моменту  $M_1$  на валу гідромотора 5 .

Досліджено вплив параметрів розподільника на стійкість ГПК. На рис. 5.3 представлено вплив параметрів  $C_y$  – жорсткості пружини клапана регулятора потоку та  $H_y$  – попереднього стиснення пружини клапана регулятора потоку на межу стійкої роботи ГПК. Межа стійкості будувалась при досягненні перехідних процесів в гідросистемі розрахованих при ступінчастій зміні моменту опору на валу гідромотора. Модель гідросистеми стабільна при зміні величини  $C_y=(0,7...1,5) \cdot 10^4$  Н/м та втрачає стійкість при збільшенні  $C_y$  вище значень  $1,5 \cdot 10^4$  Н/м. Значення попереднього стиснення пружини клапана перепаду тиску забезпечує стійку роботу в діапазоні  $H_y=(7...15) \cdot 10^{-3}$  м. При збільшенні  $H_y$  вище значення  $15 \cdot 10^{-3}$  м. гідросистема втрачає стійкість.

На рис. 5.4 представлено вплив величини площі демпфера  $f_2$  на стійкість роботи гідросистеми. Стійка робота гідросистеми забезпечує в діапазоні  $f_2=(0,8...2) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> але при значеннях  $K_y=0,1$ . При значеннях  $K_y=1,0$  та вище стійку роботу гідросистеми не можливо забезпечити ні при яких значеннях  $f_2$ .

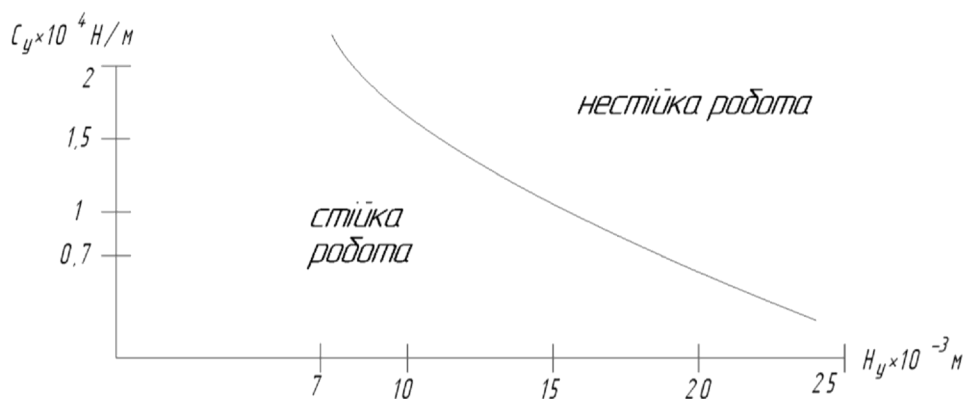


Рисунок 5.3 Вплив параметрів  $C_y$  та  $H_y$  на стійкість гідросистеми

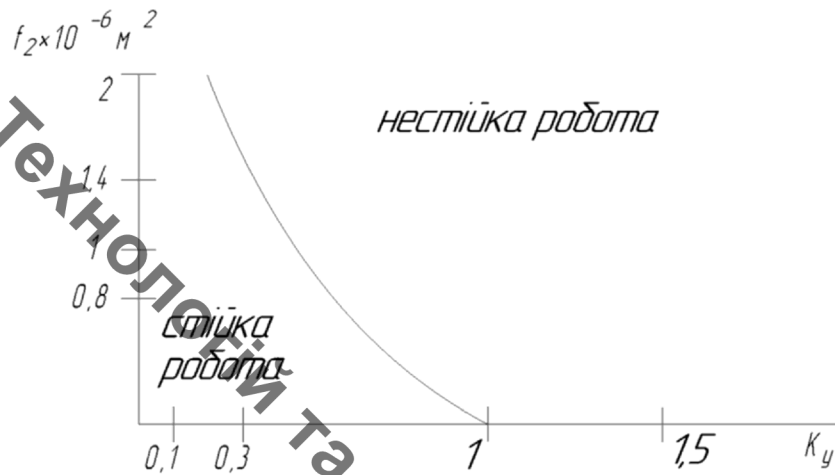


Рисунок 5.4 Вплив параметрів  $f_2$  та  $K_y$  на стійкість гідросистеми

Розраховано вплив параметрів розподільника на час регулювання в ГПК при наступних вхідних даних:

$$T_2 = 2700 \text{ Н.} \quad C_{y2} = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м} \quad d_{y2} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$f_2 = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \quad H_y = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \quad K_y = 0,3$$

Побудовані графіки зображені на рис. 6.3 де графік  $p_{c1}$ -тиск на вході гідромотора,  $p_{c2}$ - тиск на вході гідроциліндра,  $z$ - положення регулятора,  $p_n$ - тиск на виході насоса.

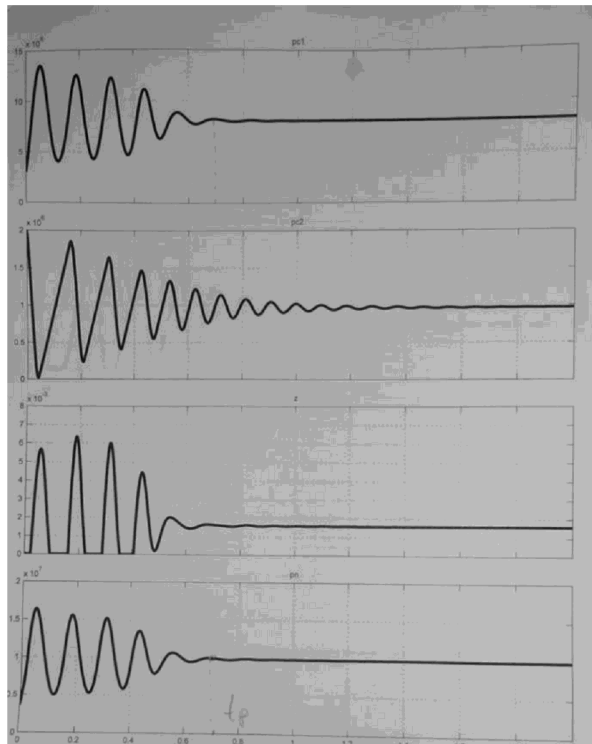
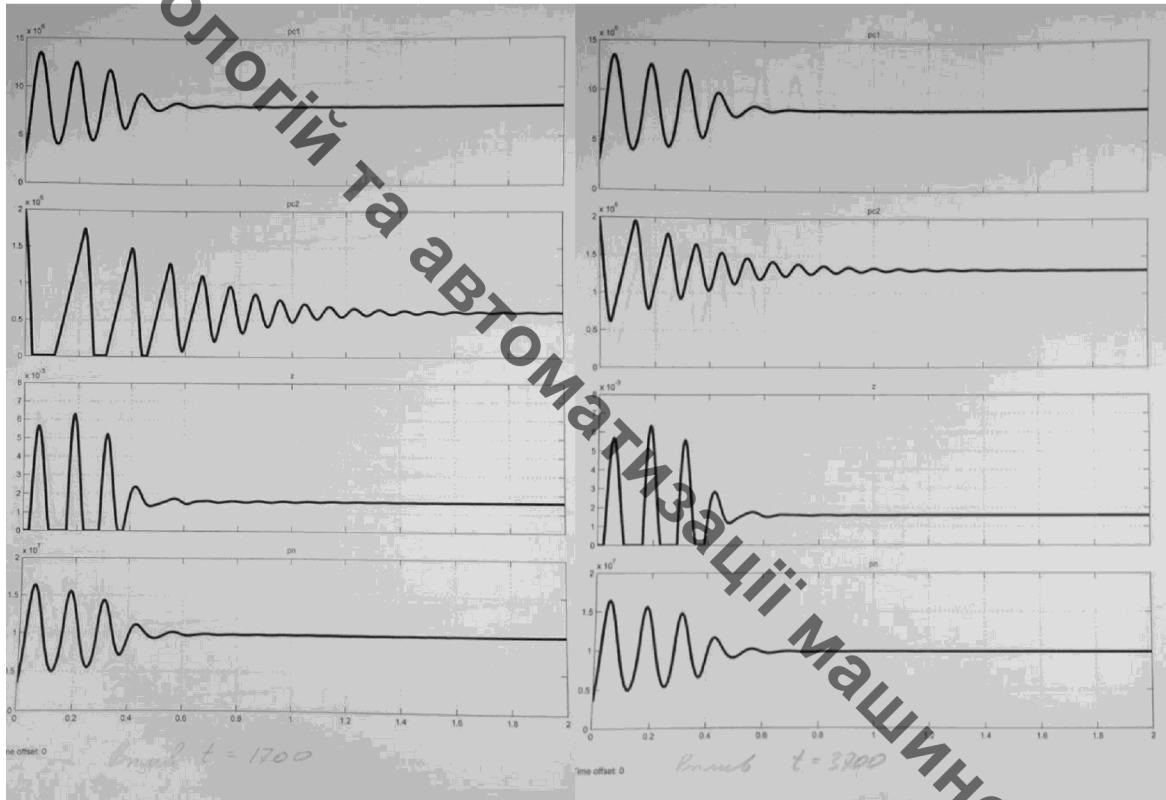


Рисунок 5.5 Перехідний процес в гідросистемі при  $t=2700$  Н

Змінюючи параметри розподільника ми можемо побачити як реагує система на зміну моменту  $M_m$  на валу гідромотора.

При зміні параметру  $t$



а)

б)

Рисунок 5.6 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $T_2=1700$  Н. б)  $T_2=3700$  Н.

Таблиця 5.3 Значення часу перехідного процесу  $t_p$  в гідросистемі при зміні  $T_2$

	$T_2=2700$ Н.	$T_2=1700$ Н.	$T_2=3700$ Н.
$t_p, c$	0,58	0,57	0,72

На рис. 5.7 представлено вплив величини  $T_2$  на час перехідного процесу  $t_p$ . Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що : при зменшенні параметра  $T_2$  до 1700 Н., зменшуються час перехідного процесу ;

при збільшенні параметра  $T_2$  до 3700 Н., зменшуються час перехідного процесу ;

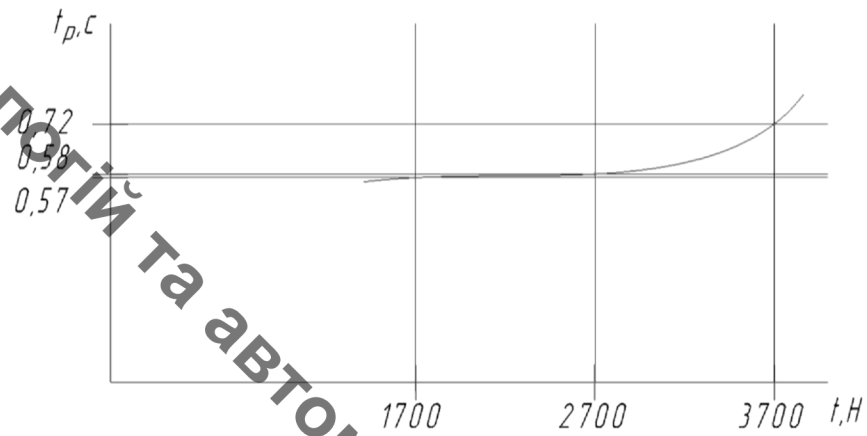
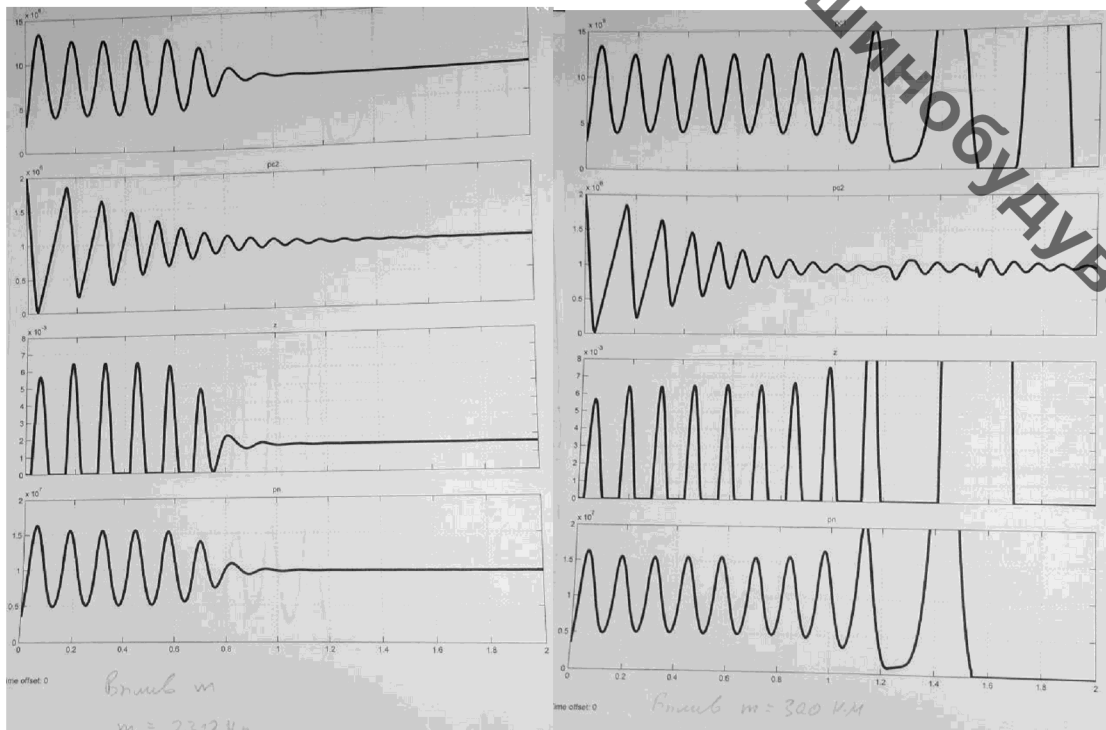


Рисунок 5.7 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від величини навантаження  $T_2$  на гідроциліндрі.

При зміні параметру  $M_M$



а)

б)

Рисунок 5.8 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $M_1 = 230 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , б)  $M_1 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Таблиця 5.4 Значення часу перехідного процесу в гідросистемі при зміні  $M_1$ 

	$M_1=200 \text{ Н}\cdot\text{м.}$	$M_1=230 \text{ Н}\cdot\text{м.}$	$M_1=300 \text{ Н}\cdot\text{м.}$
$t_p, \text{с}$	0,72	0,95	$\infty$

На рис. 5.9 представлено вплив величини  $M_1$  на час перехідного процесу  $t_p$

Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що :

при збільшенні параметра  $M_1$  до 230 Н·м, збільшується час перехідного процесу;

при збільшенні параметра  $M_1$  до 300 Н·м, перехідний процес неможливо виміряти, коливання в системі збільшуються до нескінченності.

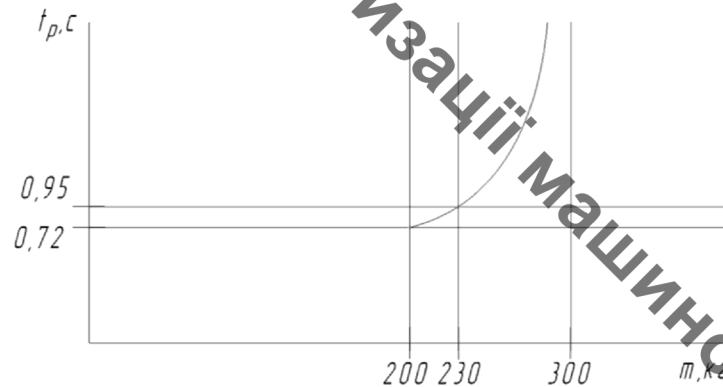


Рисунок 5.9 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від величини навантаження  $M_1$  на гідромоторі.

При зміні параметру  $C_{y2}$

Таблиця 5.5 Значення часу перехідного процесу в гідросистемі при зміні  $C_{y2}$ 

	$C_{y2} = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$	$C_{y2} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$	$C_{y2} = 0,7 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$
$t_p, \text{с}$	0,72	0,84	0,48

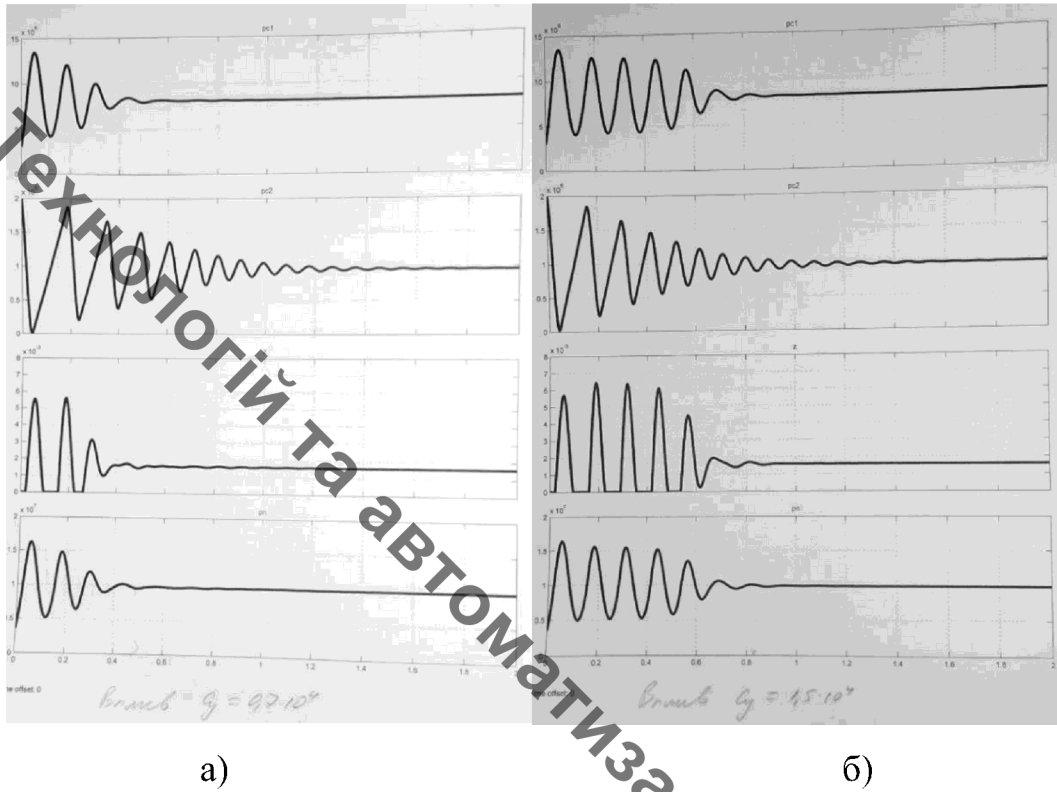


Рисунок 5.10 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $C_{y2} = 0,7 \cdot 10^4$  Н/м б)  $C_{y2} = 1,5 \cdot 10^4$  Н/м

На рис. 5.11 представлено вплив величини  $M_1$  на час перехідного процесу  $t_p$ . Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що :

- при збільшенні параметра  $C_{y2}$  до  $1,5 \cdot 10^4$  Н/м, збільшується час перехідного процесу;
- при зменшенні параметра  $C_{y2}$  до  $0,7 \cdot 10^4$  Н/м, зменшується час перехідного процесу;

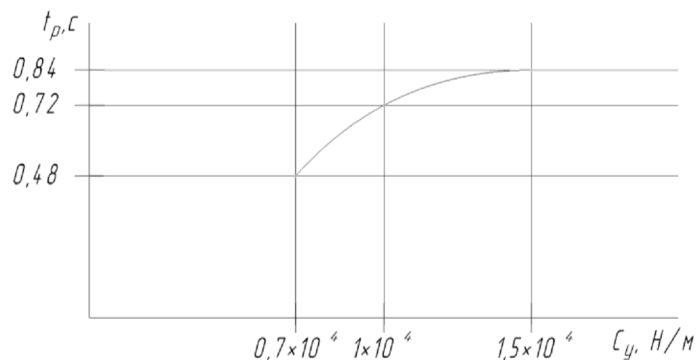
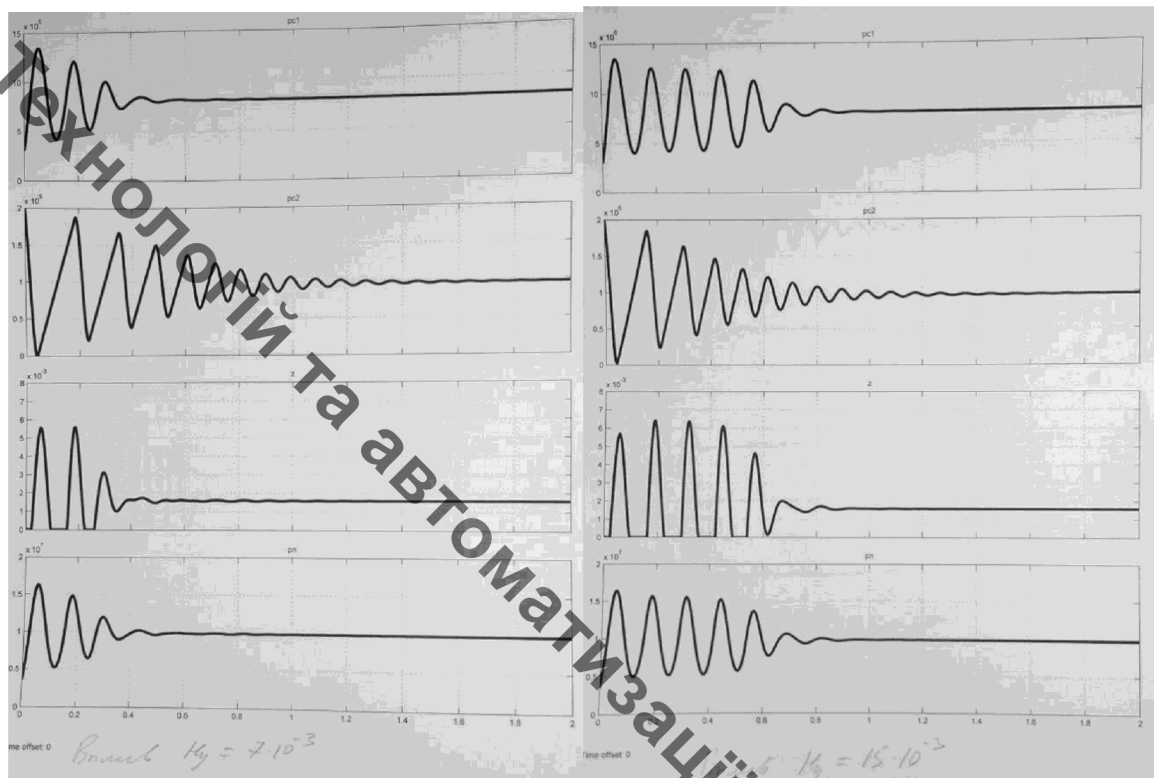


Рисунок 5.11 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від жорсткості пружини  $C_{y2}$  клапана регулятора потоку

При зміні параметру  $H_{y2}$



а)

б)

Рисунок 5.12 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $H_{y2} = 7 \cdot 10^{-3}$  м. б)  $H_{y2} = 15 \cdot 10^{-3}$  м.

Таблиця 5.7 Значення часу перехідного процесу в гідросистемі при зміні  $H_y$

	$H_{y2} = 10 \cdot 10^{-3}$ м.	$H_{y2} = 7 \cdot 10^{-3}$ м.	$H_{y2} = 15 \cdot 10^{-3}$ м.
$t_p, c$	0,72	0,5	0,82

На рис. 5.13 представлено вплив величини  $H_{y2}$  на час перехідного процесу  $t_p$

Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що :  
 при зменшенні параметра  $H_{y2}$  до  $7 \cdot 10^{-3}$ , зменшується час перехідного процесу;  
 при збільшенні параметра  $H_{y2}$  до  $15 \cdot 10^{-3}$ , збільшується час перехідного процесу;



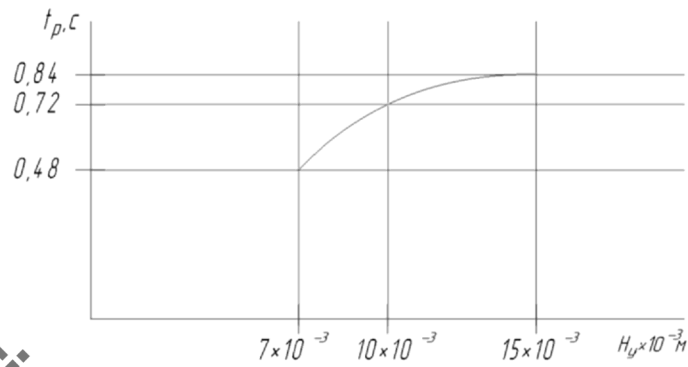
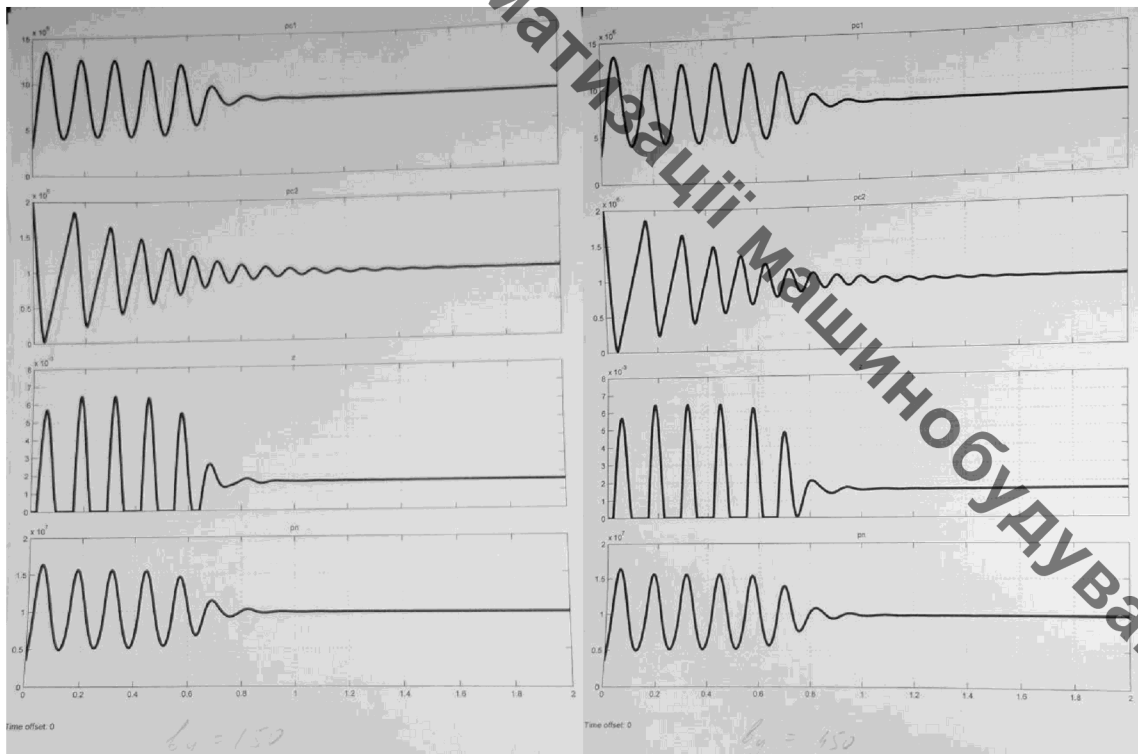


Рисунок 5.13 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від попереднього стиснення  $H_0$  пружини клапана регулятора потоку

При зміні параметру  $f_2$



а)

б)

Рисунок 5.14 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $f_2 = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  б)  $f_2 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

Таблиця 5.7 Значення перехідного процесу в гідросистемі при зміні  $f_2$

	$f_2 = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	$f_2 = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	$f_2 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
$p_n$	0,72	0,83	0,95

На рис. 5.15 представлено вплив величини  $f_2$  на час перехідного процесу  $t_p$

Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що :

при збільшенні параметра  $f_2$  до  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , збільшується час перехідного процесу;

при збільшенні параметра  $f_2$  до  $0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , збільшується час перехідного процесу;

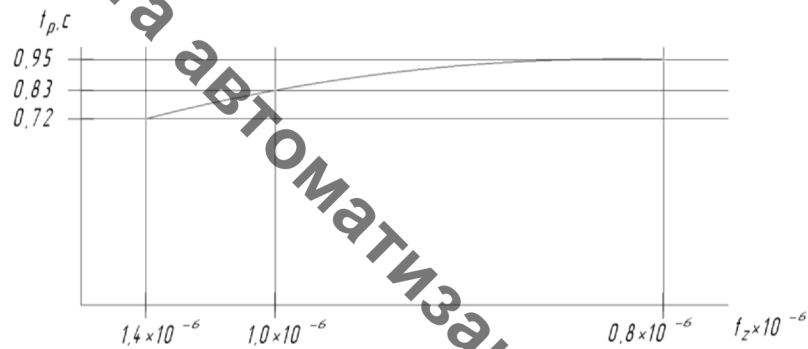
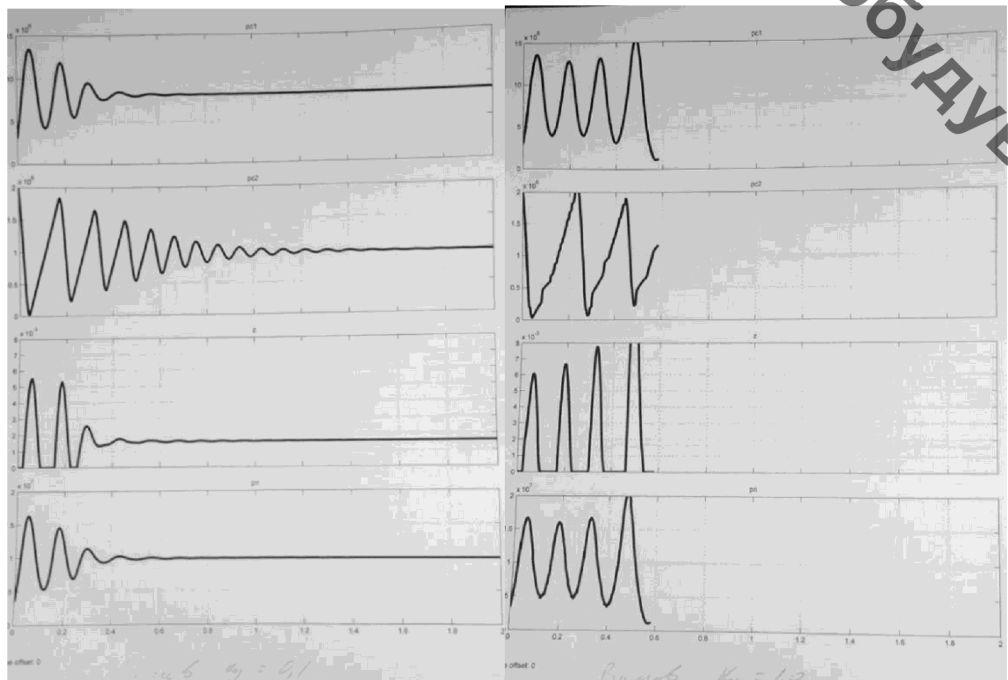


Рисунок 5.15 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від площі демпфера  $f_2$  клапана регулятора потоку

При зміні параметру  $k_{y2}$



а)

б)

Рисунок 5.16 Перехідні процеси в гідросистемі при а)  $k_{y2} = 0,1$  б)  $k_{y2} = 1$

Таблиця 5.8 Значення перехідного процесу в гідросистемі при зміні  $k_{y2}$ 

	$k_{y2} = 0,3$	$k_{y2} = 0,1$	$k_{y2} = 1$
$p_n$	0,72	0,5	-

На рис. 5.17 представлено вплив величини  $k_{y2}$  на час перехідного процесу  $t_p$

Виходячи з даних отриманих з графіків можна зробити висновок що :  
при зменшенні параметра  $k_{y2}$  до 0,1, зменшується час перехідного процесу;

при збільшенні параметра  $k_{y2}$  до 1, перехідний процес неможливо виміряти, коливання в системі збільшуються до нескінченності.

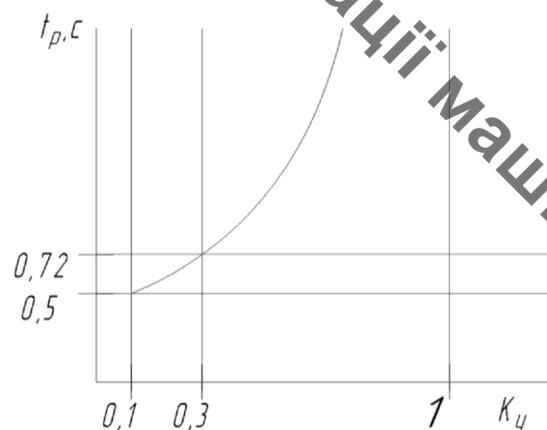


Рисунок 5.17 Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від коефіцієнта підвищення робочого вікна  $k_{y2}$  клапана регулятора потоку

**Висновок.**

Проведено розрахунок статичних характеристик гідросистеми з розробленим розподільником по математичній моделі. Визначено, що похибка стабілізації величин потоку робочої рідини через розподільник не перевищує  $A \leq 17.6\%$

Визначено вплив конструктивних параметрів розподільника на стійкість гідросистеми. Стійкість роботи гідросистеми забезпечується при виборі параметрів розподільника з таких діапазонів:

$$C_{y2}=(0,7...1,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

$$H_{y2}=(7...15) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$f_2=(0,8...2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

$$K_{y2}=(0,1...0,9)$$

Досліджено вплив параметрів розподільника на час регулювання в системі.

Виявлено, що – збільшення:

$C_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

$H_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

При конструюванні розподільника слід використовувати натуральні значення параметрів розподільника:

$$C_y = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

$$H_y = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$f_z = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$K_y = 0,3$$

що забезпечують стійку роботу гідросистеми та необхідну швидкодію.

## РОЗДІЛ 6. РОЗРОБЛЕННЯ СЕКЦІЙНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА

### 6.1 Гідравлічна схема розподільника

Секція (рис. 6.1) має першу лінію керування 7 з'єднану з напірною гідро лінією P. В лінію керування 7 послідовно включені регульований дросель 1 з електромагнітом 6, клапан регулятора потоку 2 з пружиною 5 та розподільний золотник 4. Розподільний золотник 4 пов'язаний силовими лініями 9 та 10 з гідродвигуном.

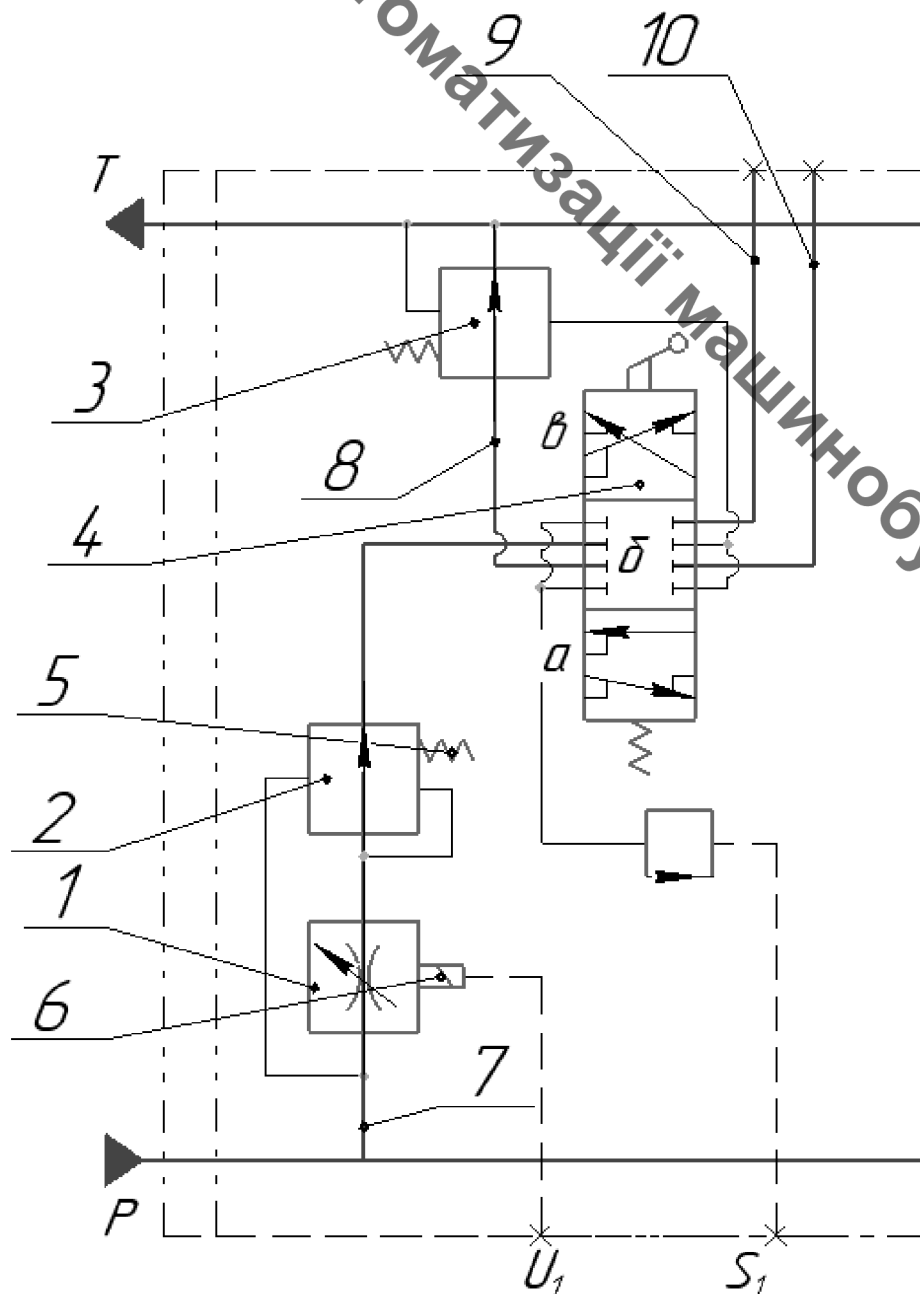


Рисунок 6.1 - Гідравлічна схема розподільника

## 6.2 Конструкція та принцип дії

Розподільний золотник 4, що знаходяться в секції розподільника може займати позиції “підйом”, “нейтральна”, “опускання”. При знаходженні розподільних золотника 1 в позиції “нейтральна” забезпечується холостий хід. Робоча рідина не надходить до гідродвигуна. Лінія зливу Т з’єднана з баком та розподільними золотником 4 та ізолювана від насоса. Тиск робочої рідини  $p_p$  в лінії зливу дорівнює атмосферному.

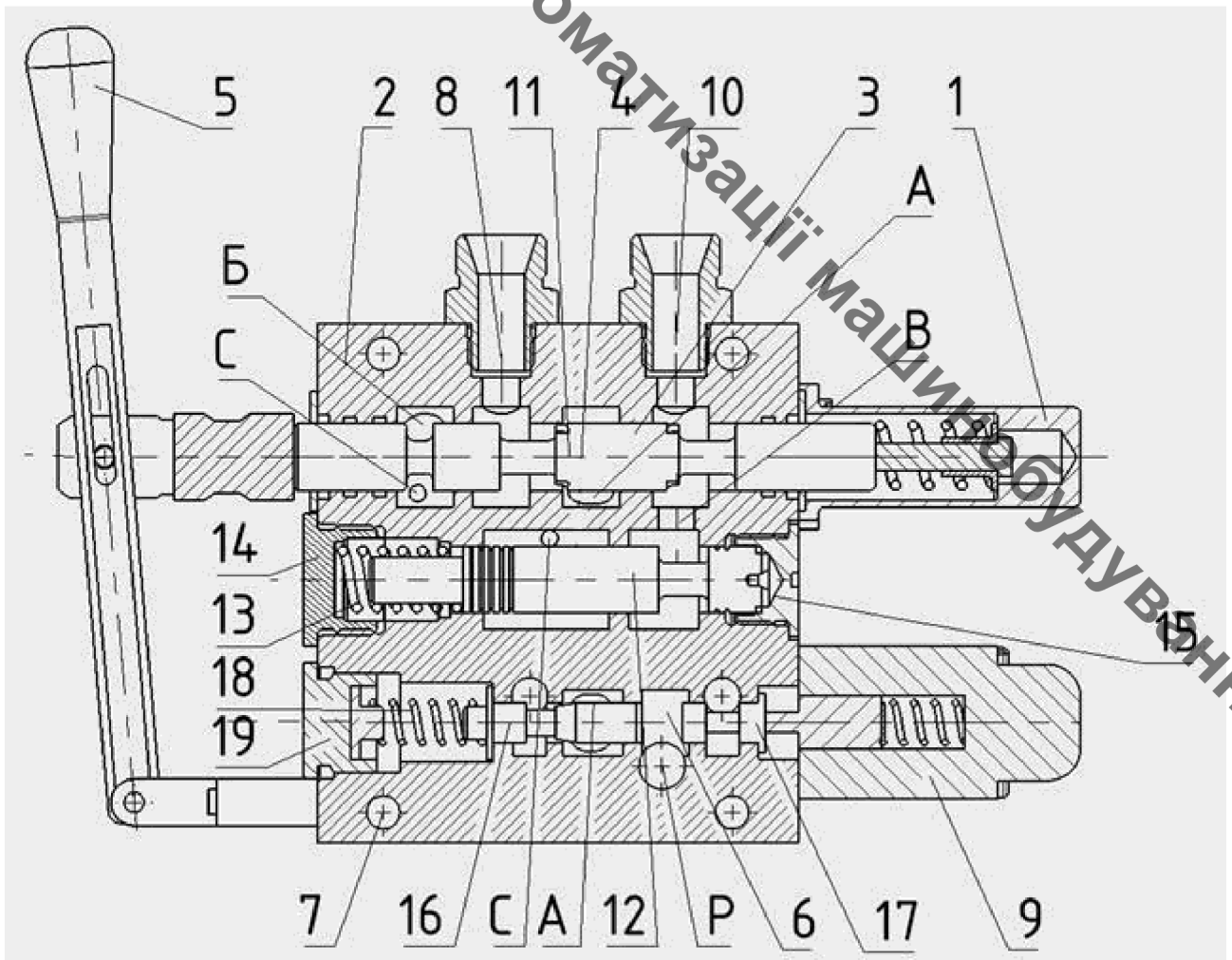


Рисунок 6.2 - Секція розподільника

При переміщенні розподільного золотника 4 в позицію “підйом” робоча рідина з гідролінії P проходить через регульований дросель 17, клапан регулятора потоку 16 та через розподільчий золотник 4 та штуцер 10 надходить

до гідродвигуна. Злив робочої рідини від гідродвигуна відбувається через штуцер 8 та клапан Б.

При переключенні розподільчого золотника 4 в позицію “опускання” робоча рідина через регульований дросель 4, клапан регулятора потоку 16 та розподільний золотник 4 поступає до гідродвигуна, який підключено до штуцера 8. Злив робочої рідини від гідродвигуна буде забезпечуватись через штуцер 10, та гальмовий клапан 12. Регульований дросель 17 керується від електромагніта 9 до якого підводиться напруга від контролера. Переміщення регульованого дроселя 17 пропорційно величині напруги від контролера. Це дозволяє змінювати величину потоку через розподільник пропорційно сигналу напруги від контролера. Кожна секція розподільника вимагає клапан регулятора потоку 16 з пружиною жорсткістю  $C_{y2}$  та попереднім стисненням  $H_{y2}$  і демпфером площиною  $f_2$ .

Клапан регулятора потоку 16 забезпечує підтримання постійної величини перепаду тиску  $\Delta p_3$  на регульованому дроселі 17. Форма робочого вікна клапана 16 визначає коефіцієнт підсилення  $K_{y2}$ , який впливає на динамічні характеристики гідросистеми з пропорційним керуванням. Гальмовий клапан 16 забезпечує регулювання швидкості опускання інструмента до поточного процесу буріння. Розподільчий золотник 4 центрується в положенні “нейтральне” за допомогою пружини, а переміщується в положення “підйом” та “опускання” оператором за допомогою важеля 5.

Розподільник розраховано на номінальний тиск 16 МПа та витрату робочої рідини 120л/хв.

При розробці конкретної секції розподільника з електрогідравлічним керуванням використано 3D модель та основні конструктивні параметри розподільника для гідросистем мобільних машин представленого в роботі [2].

## 6.3 3D модель розподільника

### 6.3.1 Характеристика CAD програми

SolidWorks - це система гібридного параметричного моделювання, яка призначена для проектування деталей і складальних креслень в тривимірному просторі з можливістю проведення різних видів експрес-аналізу, а також оформлення конструкторської документації відповідно до вимог ЕСКД.

В SolidWorks можна однаково успішно працювати як з твердими тілами, так і з поверхнями. Як правило, деталь являє собою тверде тіло, поверхня якого поєднання твердого тіла і набору поверхонь. Процес побудови 3D-моделі ґрунтується на створенні елементарних геометричних примітивів та виконанні різних операцій між ними.

3D-модель містить найбільш повний опис фізичних властивостей об'єкта (обсяг, маса, моменти інерції) і дає проєктантові можливість роботи в віртуальному 3D-просторі, що дозволяє на найвищому рівні наблизити комп'ютерну модель до вигляду майбутнього виробу, виключаючи етап макетування.

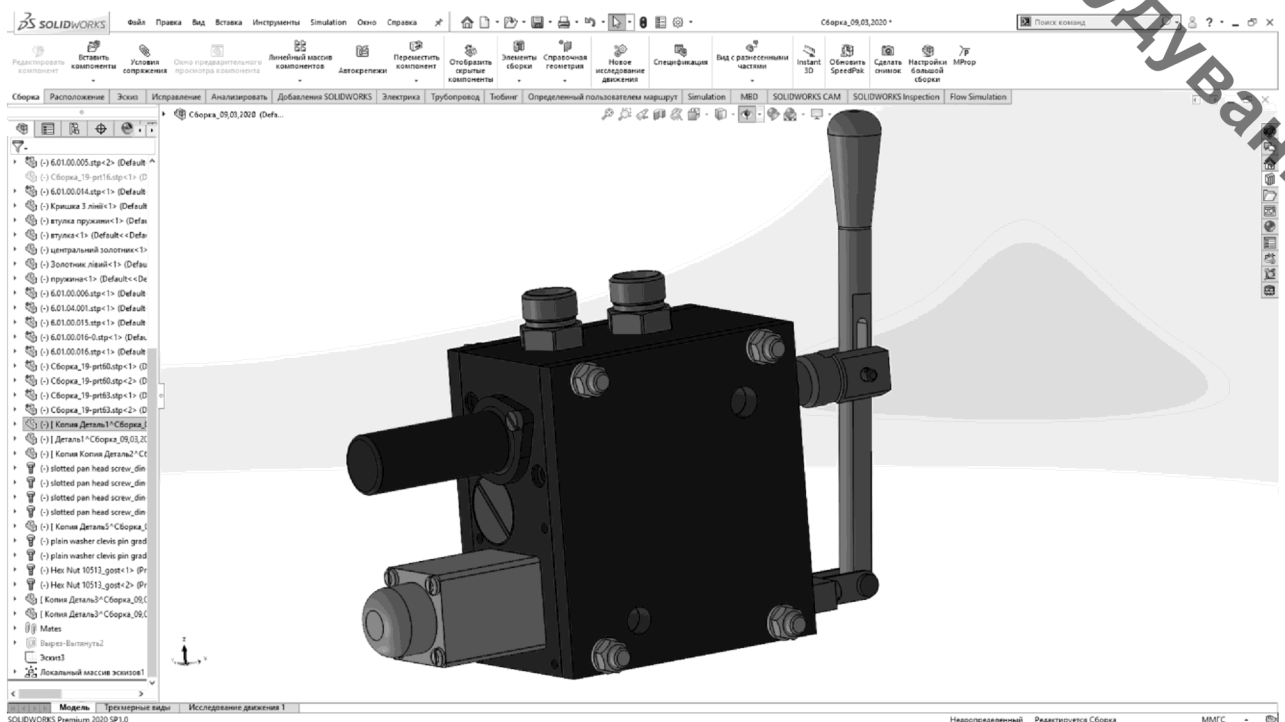


Рисунок 6.3 - Модель розподільника виконана в програмі Solidworks.



### 6.3.2 Моделювання корпусу розподільника.

Створюємо деталь. Вибираємо у вкладці ескіз операцію прямокутник по кутам, вибираємо площину, створюємо 2Д ескіз задавши довжину і ширину.

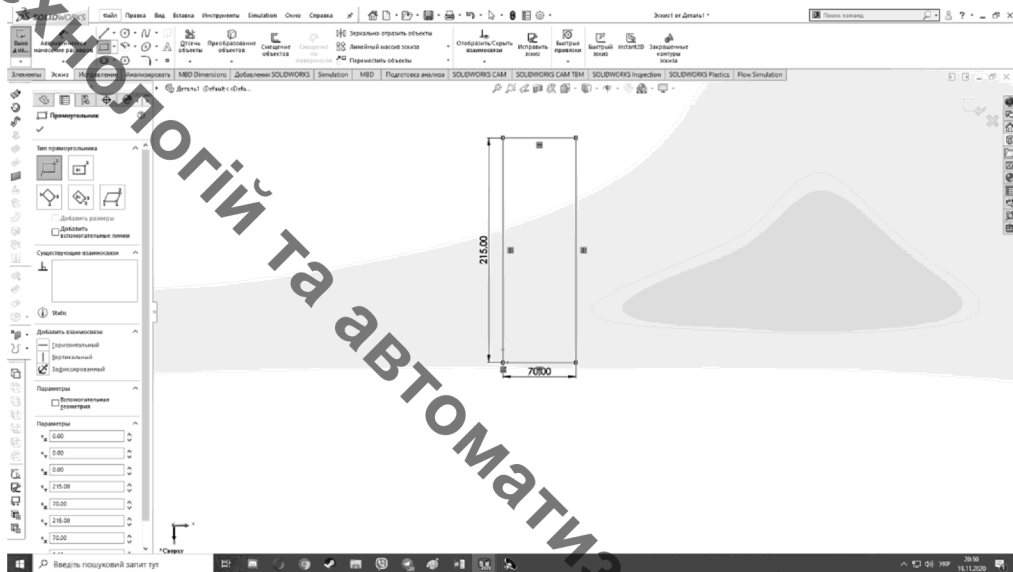


Рисунок 6.4 – Створення деталі

У вкладці елементи обираємо операцію витягування та задаємо висоту.

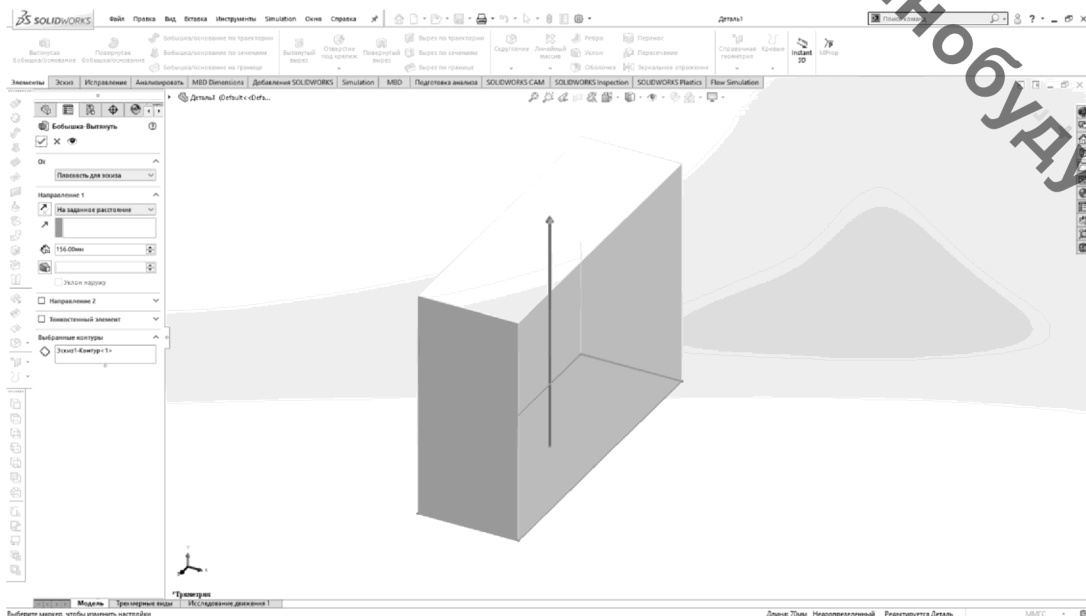


Рисунок 6.5 – Виконання операції витягування

Для виконання внутрішніх складних наскрізних отворів. В розділі елементи у вкладці допоміжна геометрія обираємо площину, вибираємо бокову площину елемента і вказуємо відстань до отвору.

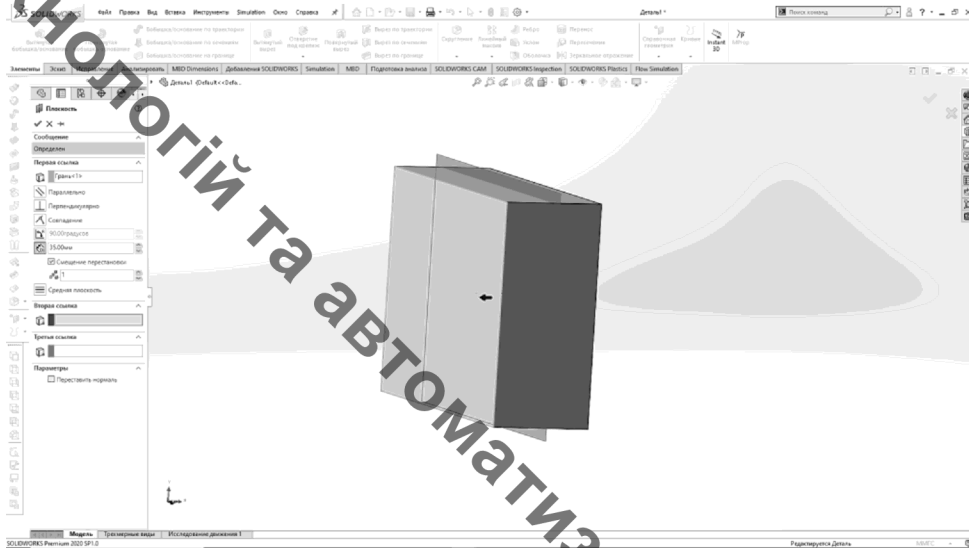


Рисунок 6.6 – Створення допоміжної площини

Створюємо ескіз на площині. Проводимо осьову лінію за допомогою операції лінії вибравши пункт допоміжна геометрія. За допомогою операції авто розмір та прямокутник по кутам створюємо ескіз складного отвору. За допомогою операції відсікти об'єкт та пунктів перевести в допоміжну геометрію переводимо внутрішні лінії в допоміжну геометрію для зручності та щоб не зникли взаємозв'язки.

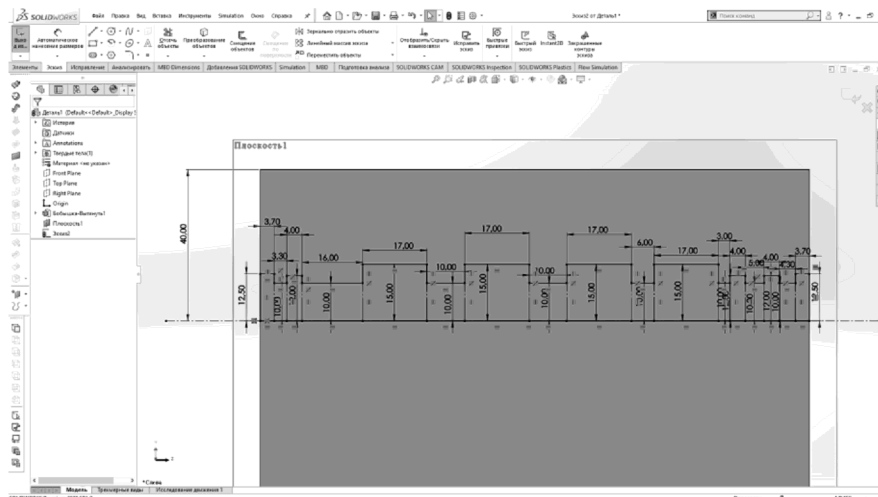


Рисунок 6.7 – Ескіз отвору 1

Для того щоб вирізати отвір. Відкриєм вкладку елементи, операція повернутий виріз вибираєм вісь та контур.

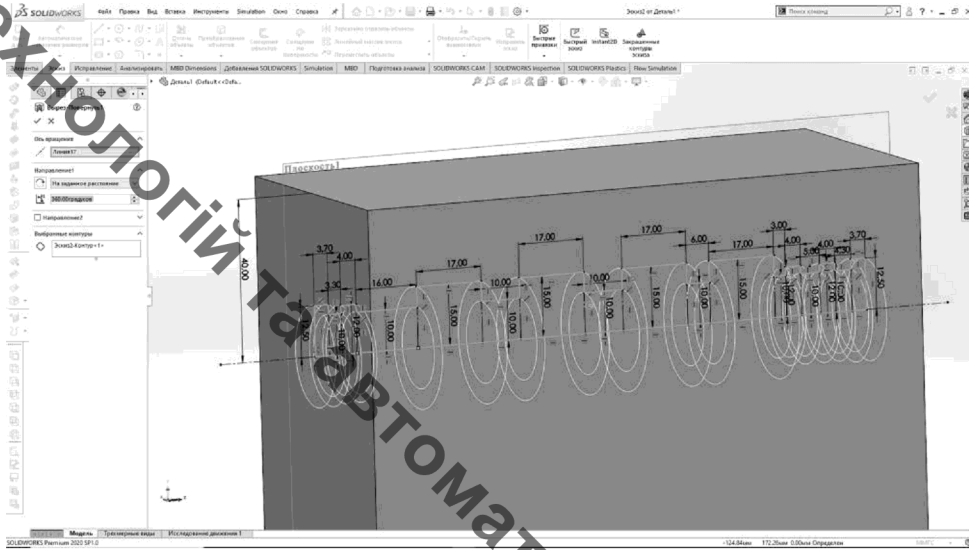


Рисунок 6.8 – Операція повернутий виріз

Аналогічним чином виконуємо інші 2 отвори.

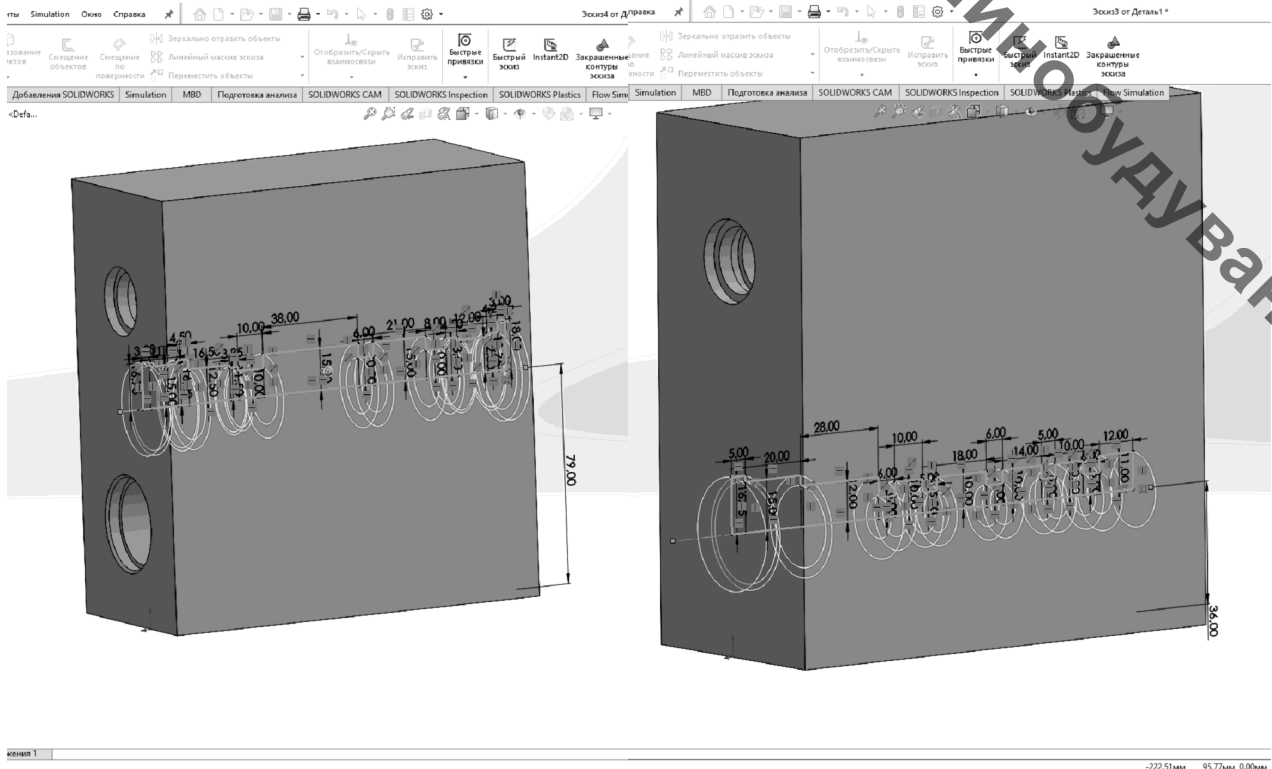


Рисунок 6.9 – Вирізання отворів 2 та 3

Створюємо 2 отвори. Вибираємо операцію отвір для кріплення, пункт задати отвір, тип редагований та встановлюємо параметри отвору і відстань до наступної поверхні.

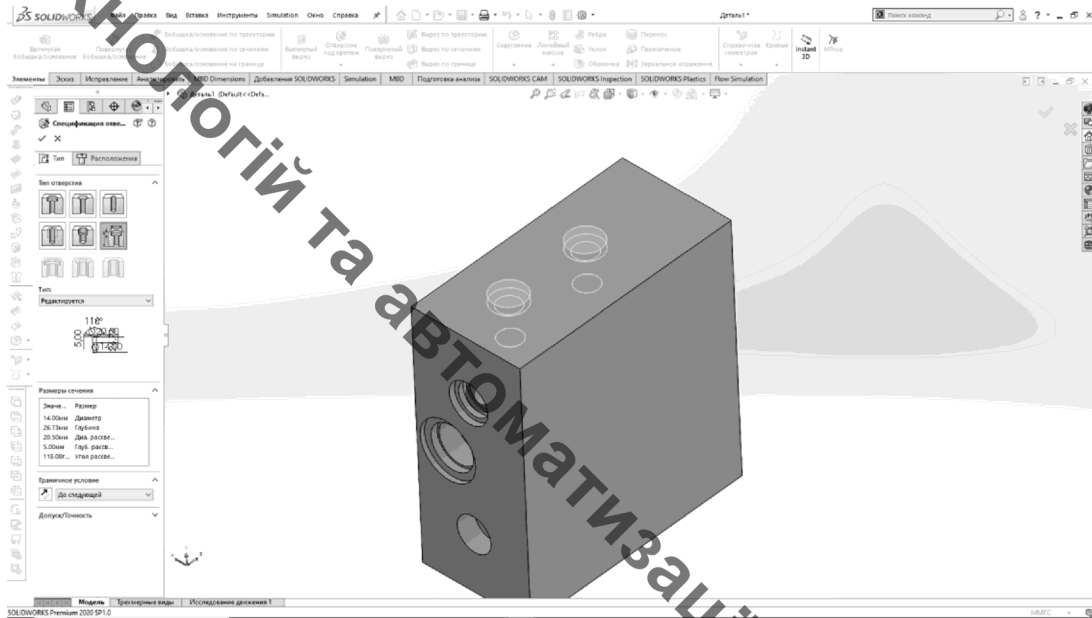


Рисунок 6.10 – Створення отворів

Далі в цій же операції в пункті задати отвір змінюємо тип на отвір та встановлюємо діаметр отвору і задаємо відстань до площини.

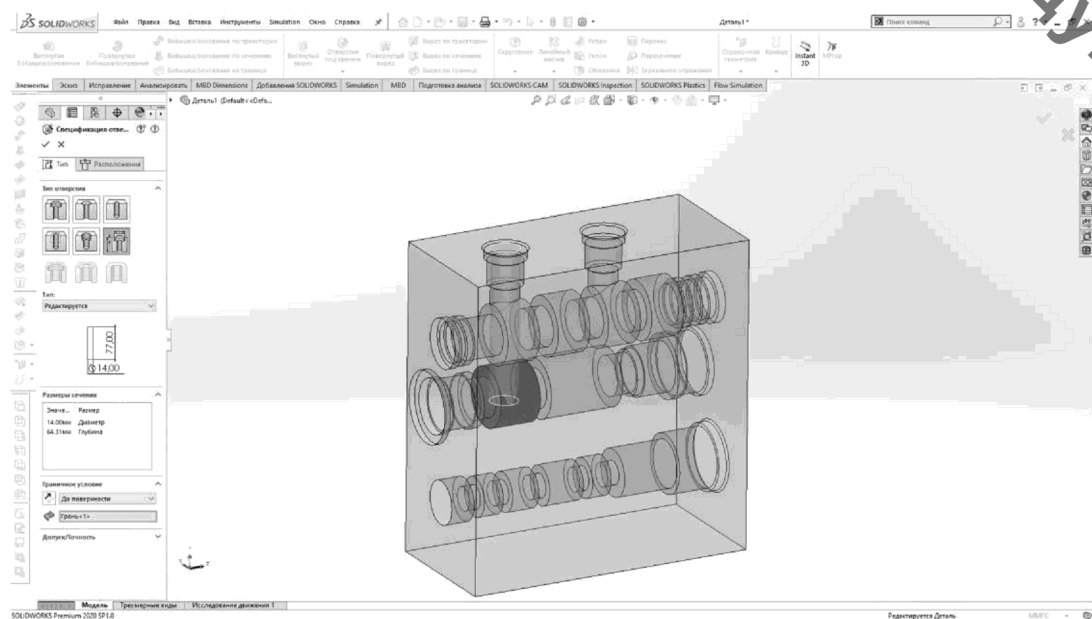


Рисунок 6.11 – Вирізання отвору

Більшість отворів що залишилися є однотипними і їх можна виконати за допомогою операції отвір для кріплення.

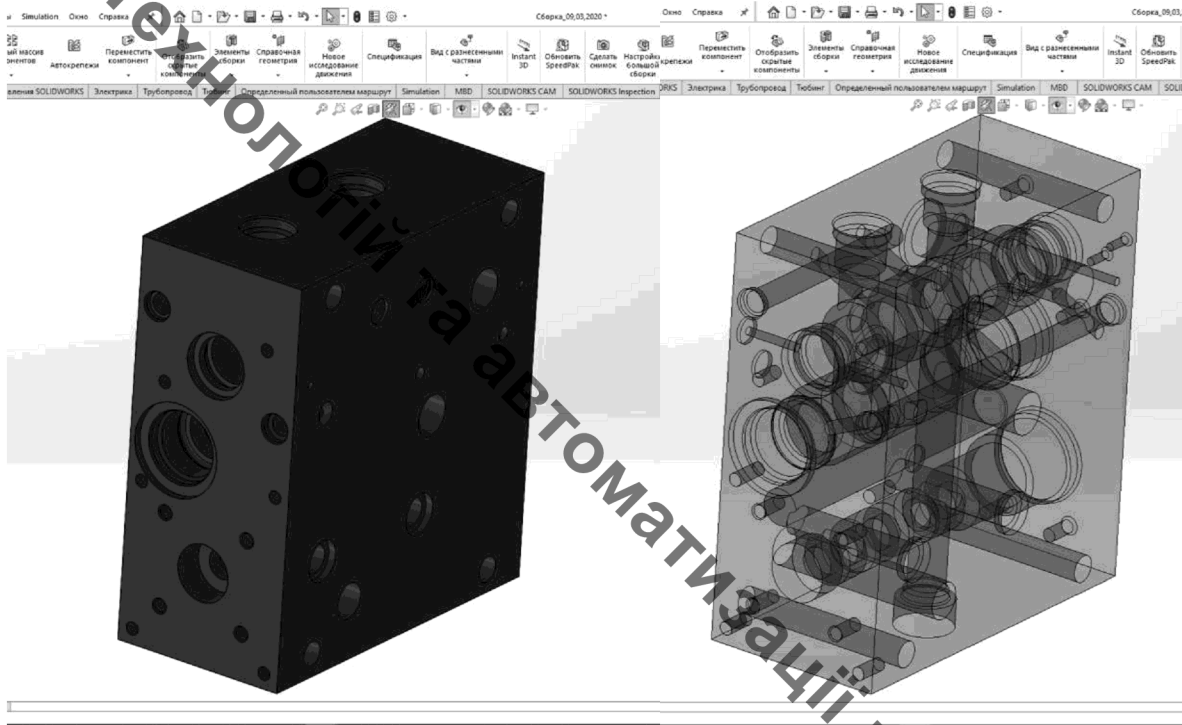


Рисунок 6.12 – Корпус розподільника

### 6.3.3 Моделювання золотника розподільника.

Створюємо ескіз контуру золотника.

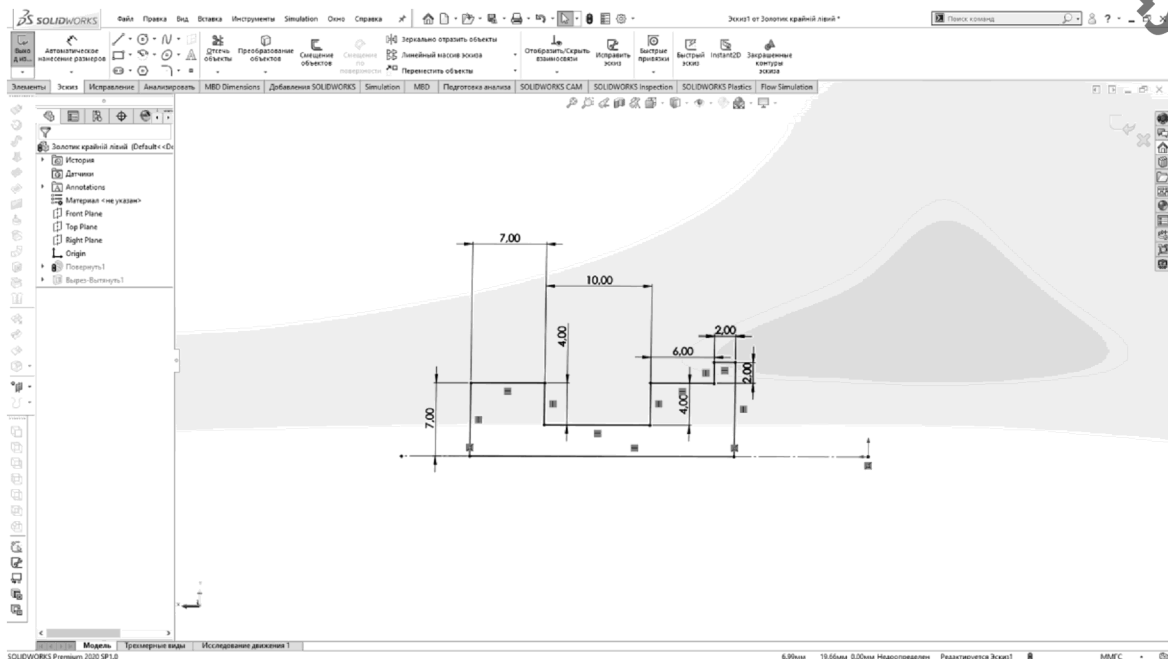


Рисунок 6.13 – Ескіз золотника

За допомогою операції повернути формуємо золотник.

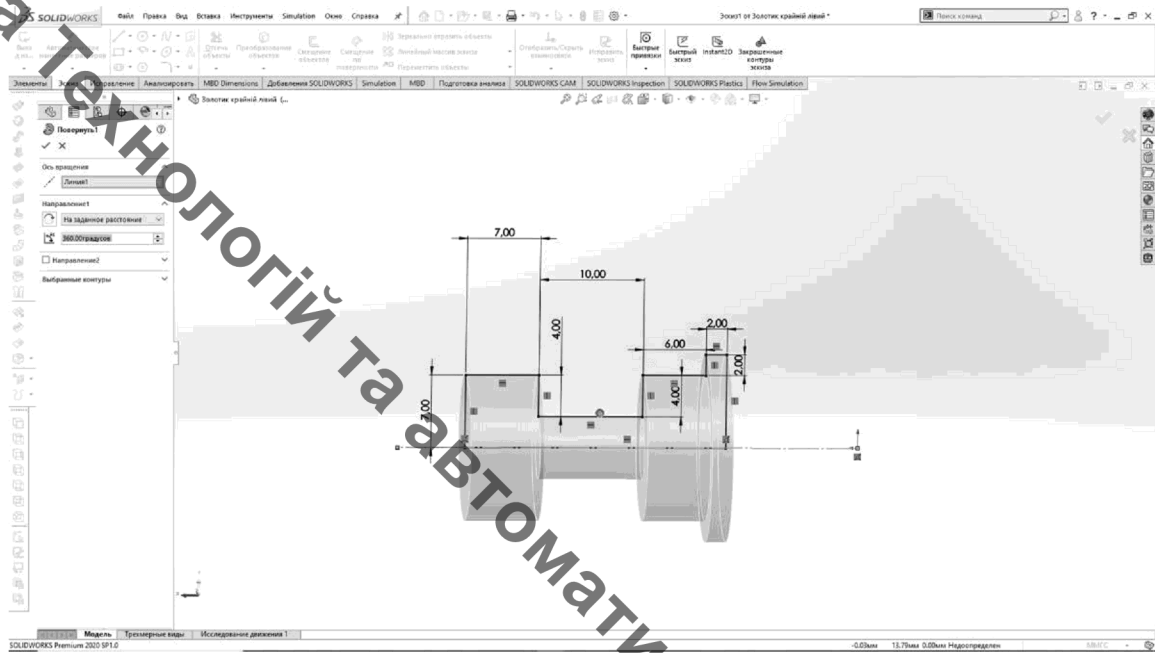


Рисунок 6.14 – Ескіз отвору 1

Інші золотники моделюються аналогічним чином.

#### 6.3.4 Моделювання типової деталі пружина.

Потрібно створити ескіз, діаметр ставиться по середньому діаметру пружини.

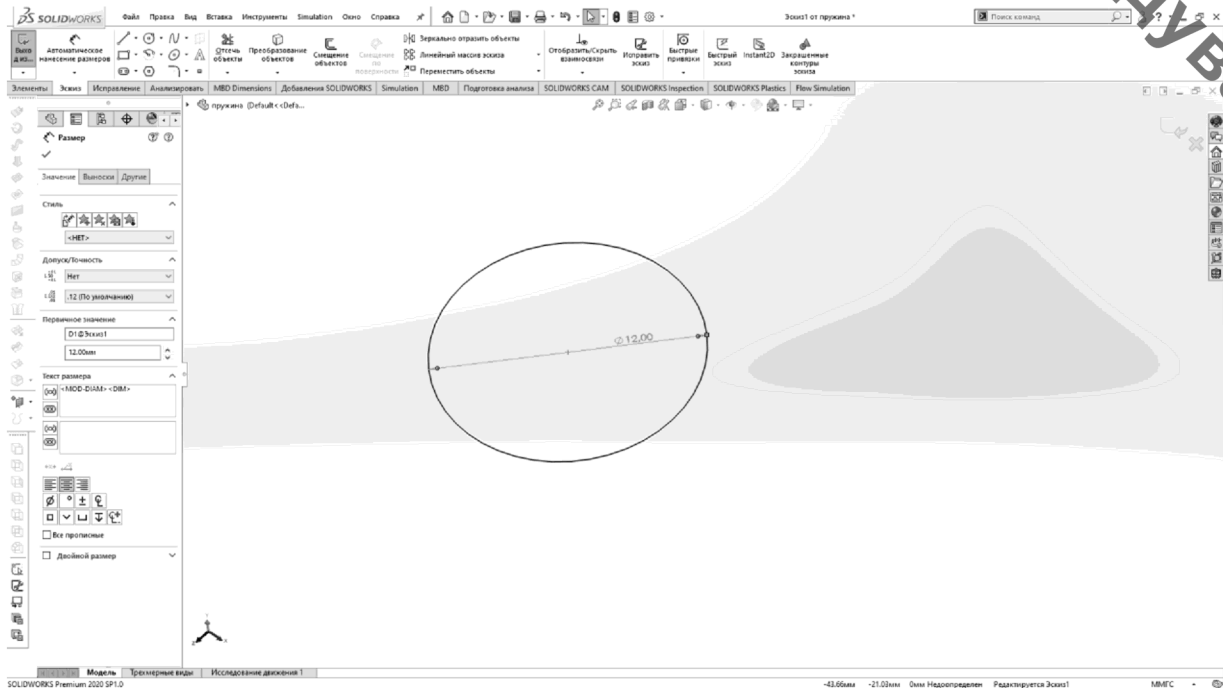


Рисунок 6.15 – Ескіз пружини

Вибрати в розділі елементи вкладку криві пункт спіралі, вказати кількість витків та відстань між ними.

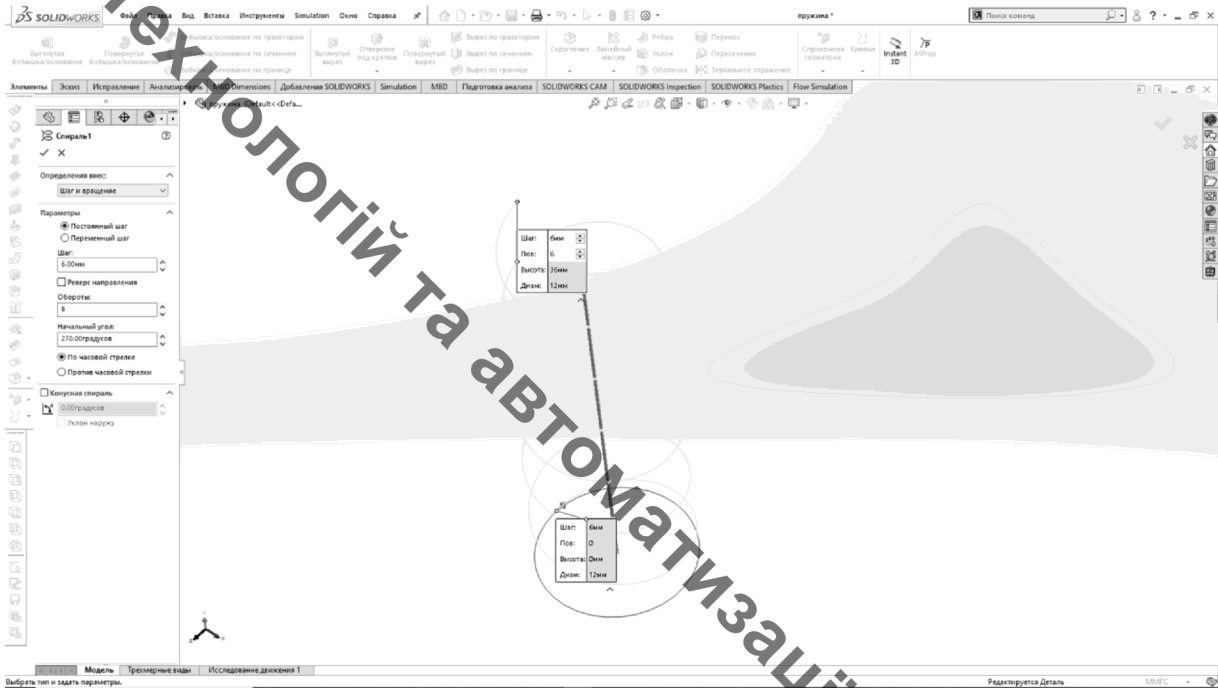


Рисунок 6.16 – Спіраль

В розділі елементи видавити по траєкторії та задати траєкторію створену на попередньому кроці та діаметр прутка.

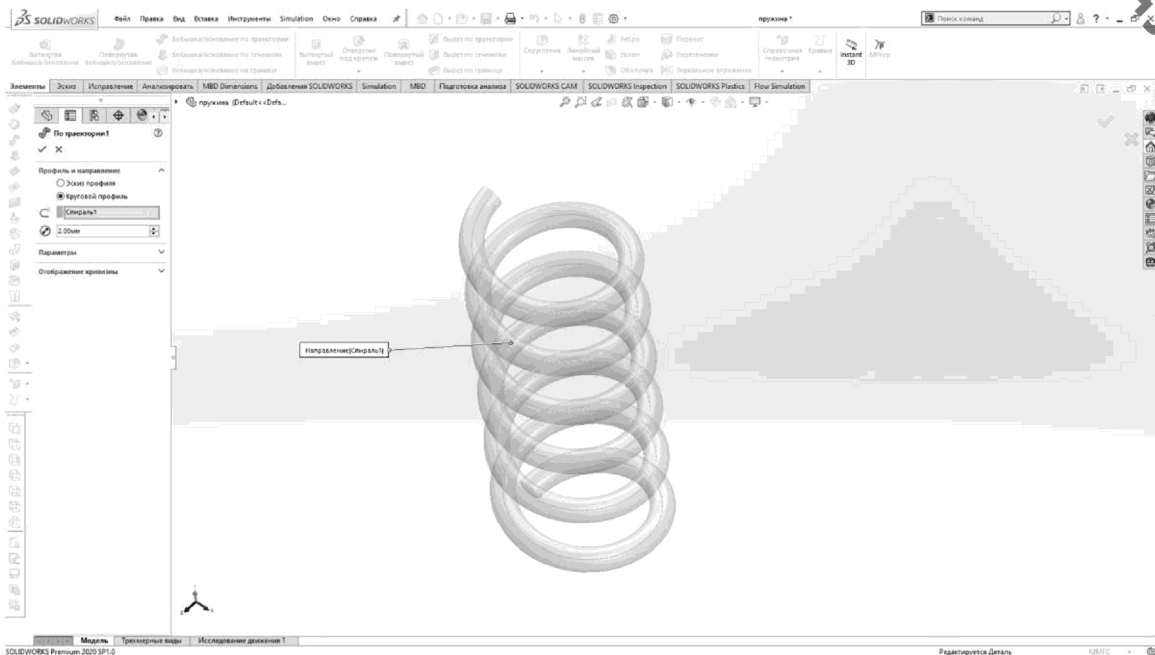


Рисунок 6.17 – Видавлювання пружини

### Висновок.

В даному розділі представлено гідравлічну схему та конструкцію розподільника також описано його принцип роботи .

При проектуванні розподільника використано визначені в процесі моделювання параметри клапана регулятора потоку, а саме:

- жорсткість пружини клапана регулятора потоку  $C_{y2}=1 \cdot 10^4$  н/м;
- попереднє стиснення пружини клапана регулятора потоку  $H_{y2} = 10 \cdot 10^{-3}$  м;
- площа демфера клапана регулятора потоку  $f_2=1,4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;
- коефіцієнт підвищення робочого вікна клапана регулятора потоку  $K_{y2}=0,3$ .

Створено 3D модель розподільника та детально описано методику проектування.



## РОЗДІЛ 7. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 7.1 Критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки.

Проводимо опитування згідно критеріїв вказаних таблиці 9.1 та вносимо данні в таблицю 7.2

Таблиця 7.1 Критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та її можлива бальна оцінка

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри- те- рій	0	1	2	3	4
<b>Технічна здійсненність концепції:</b>					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
<b>Ринкові переваги (недоліки):</b>					
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
<b>Ринкові перспективи:</b>					
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
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає

Продовження таблиці 7.1

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-тер.	0	1	2	3	4
<b>Практична здійсненість</b>					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити 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
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 військовопромисловому 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 7.2 Результати оцінки комерційного потенціалу розробки

Критерії	Посада експерта		
	1.Конструктор	2.Технолог	3.Економіст
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	1	0
2	2	1	2
3	1	3	3
4	3	2	2
5	3	1	2
6	1	0	2
7	2	3	4
8	2	3	3
9	0	2	1
10	4	4	4
11	4	3	4
12	2	1	0
Сума балів	26	24	27
Середньоарифметична Сума балів СБ	$СБ = \frac{26 + 24 + 27}{3} = 26$		

Виходячи і з отриманих даних оцінюємо рівень комерційного потенціалу за таблицею 7.3

Таблиця 7.3 Рівень комерційного потенціалу 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

Таким чином за результатом отриманих даних можна сказати що рівень комерційного потенціалу розробки є середнім.

Для реалізації даної розробки було б доцільним створити спільне підприємство з уже існуючим, яке працює у тому ж напрямку.

Новизна даної розробки є висока точність при виконанні завдання за рахунок контролера та регульованої подачі рідини в гідросистему за рахунок

керуваного електричного двигуна, що підвищує як ефективність роботи так і економічну ефективність використання палива.

Розробка має велику перевагу над всіма іншими аналогами, є можливість адаптивного керування процесом буріння, не маючи високої кваліфікації робітник може здійснювати операції за рахунок заданих раніше команд в контролер із такою ж швидкістю що і кваліфікований робітник.

На даному етапі розробки потрібне фінансування для створення дослідного зразка та підготовки усієї конструкторської документації, маючи фахівців в даній галузі ми змогли створити лише математичну модель роботи моделі та дослідний зразок спрощеної моделі розробки.

Аналоги та порівняння із ними нашої розробки було здійснено в 1 розділі.

На даний момент немає зацікавлених в нашій розробці комерційних компаній або інвесторів. Для зацікавлення потенційних інвесторів потрібно провести кампанію по підвищенню рівня про інформованості комерційних компаній.

## 7.2.Прогнозування витрат на використання науково-дослідної роботи.

### 7.2.1 Розрахунок витрат, які безпосередньо стосуються виконавців економічного розділу.

Основна заробітна плата кожного із дослідників  $Z_0$ , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери, розраховується за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} \cdot t, [\text{грн.}] \quad (7.1)$$

де  $M$ - місячний посадовий оклад конкретного розробника, грн.

$T_p$  – число робочих днів в місяці; приблизно  $T_p=(21\dots23)$  дні;

$t$  – число робочих днів роботи дослідника

Зроблені розрахунки внесені до таблиці 7.4

Таблиця 7.4 Розрахунок витрат на оплату праці дослідників

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.	Примітка
1.Економіст	8 000	380.95	5	1 904,75	
2.Конструктор	8 000	380.95	15	5 714,25	
3.Технолог	8 000	380.95	8	3 047,6	
Всього				10 666,6	

7.2.2 Розрахунок основної заробітної плати робітників  $Z_p$  якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери, розраховується за формулою:

$$Z_p = \sum_1^n t_i \cdot C_i, [\text{грн.}] \quad (7.2)$$

де  $t_i$  – норма часу на виконання конкретної роботи, годин;

$n$  – число робіт по видам та розрядах;

$C_i$  – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує дану роботу.

$C_i$  визначається за формулою:

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_i}{T_p \cdot T_{зм}}, [\text{грн./годину}] \quad (7.3)$$

де  $M_m$  – розмір мінімальної заробітної плати за місяць, грн.;

З 1.09.2020р.  $M_m = 5000$  грн.;

Мінімальна погодинна ставка робітника 1-го розряду з 1.09.2020 року встановлена на рівні  $C_1 = 29,2$  грн/год;

$K_i$  – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду. Величина чинних тарифних коефіцієнтів робітників відповідних розрядів для бюджетної сфери наведено в таблиці:

Таблиця 7.5 Величина тарифних коефіцієнтів

Розряд	$K_i$
1	1,0
2	1,2
3	1,35
4	1,5
5	1,7
6	2

$T_p$  – число робочих днів в місяці; приблизно  $T_p = 21 \dots 23$  дні;

$T_{зм}$  – тривалість зміни, зазвичай  $T_{зм} = 8$  годин.

Зроблені розрахунки зведено в таблицю 7.5

Таблиця 7.6 Розрахунок витрат на оплату праці робітників

Найменування робіт	Трудоміст- кість, н.-годин	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.	При- мітка
1.Монтажні	8	4	43,8	350,4	
2.Налагоджувальні	2	5	49,64	99,28	
3.Експеримент	4	6	58,4	233,6	
4.Переобладнання	2	4	43,8	87,6	
5.Налагоджувальні	2	5	49,64	99,28	
6.Експеримент	4	6	58,4	233,6	
7.Демонтаж	8	4	43,8	350,4	
Всього				1 454,16	

7.2.3 Розрахунок додаткової заробітної плати  $Z_d$  всіх розробників та робітників, які брали участь у виконанні даної науково-дослідної роботи, розраховуються за формулою:

$$Z_d = (0,1 \dots 0,12) \cdot Z_o \quad (7.4)$$

$$Z_d = 0,12 \cdot 11\,224,96 = 1\,426,15 \text{ (грн.)}$$

7.2.4 Нарахування на заробітну плату  $H_{зп}$  робітників та розробників, які брали участь у виконанні даної науково-дослідної роботи, розраховуються за формулою:

$$H_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) \cdot \frac{\beta}{100} \quad (7.5)$$

де  $Z_o$ - основна заробітна плата розробників, грн.;

$Z_p$ - основна заробітна плата робітників, грн.;

$Z_d$ - додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$\beta$  – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

$$H_{зп} = (10\,666,6 + 1\,454,16 + 1\,426,15) \cdot \frac{22}{100} = 2\,980,32 \text{ (грн.)}$$

7.2.5 Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались під час виконання науково дослідної роботи.

У спрощеному вигляді амортизація приміщень в цілому можуть бути розраховані за формулою:

$$A = \frac{Ц \cdot H_a}{100} \cdot \frac{T}{12}, \text{ [грн.]} \quad (7.6)$$

де  $Ц$ - загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень, що використовувались для виконання науково дослідної роботи, грн.;

$H_a$  – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що  $H_a=10\%$ ;

$T$  – термін, використання обладнання, приміщень, місяці.

Зроблені розрахунки внесені в таблицю 7.7

Таблиця 7.7 Витрати на амортизацію

Найменування обладнання, приміщень тощо	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн.	Примітка
Лабораторія	150 000	10	0,5	625	
Обладнання	25 000	25	0,1	52	
Комп'ютери	35 000	25	0,5	364,6	
Всього				1041,6	

7.2.6 Витрати на матеріали, що були використанні під час виконання науково дослідної роботи, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_1^n H_i \cdot C_i \cdot K_i - \sum_1^n V_i \cdot C_v, [\text{грн.}] \quad (7.7)$$

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

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

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

$V_i$  – маса відходів матеріалу  $i$ -го найменування, кг;

$C_v$  – ціна відходів матеріалу  $i$ -го найменування, грн/кг;

$n$  – кількість видів матеріалів

Зроблені розрахунки внесені в таблицю 7.8

Таблиця 7.8 Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн.	Витрачено, кг.	Величина відходів, кг.	Ціна відходів, грн/кг	Вартість витраченого матеріалу, грн.	Примітка
1.Робоча рідина гідрид-равлічне HLP-32	70	40	0	5	3 080	
2. Кріпильні елементи	72	1	0	2,5	79,2	
Всього					3 159,2	



7.2.7 Витрати на комплектуючі, що були використані під час виконання науково дослідної роботи, розраховуємо за формулою:

$$K = \sum_1^n N_i \cdot C_i \cdot K_i, [\text{грн.}] \quad (7.8)$$

де  $N_i$  – кількість комплектуючих  $i$ -го виду, шт.;

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

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

$n$  – кількість видів матеріалів

Зроблені розрахунки внесені в таблицю 7.9

Таблиця 7.9 Витрати на комплектуючі

Найменування комплектувальних	Кількість	Ціна за штуку, грн	Сума, грн.	Примітка
1. Рукави високого тиску	5	250	1 375	
2. Ущільнюючі елементи	10	10	110	
3. Листи А4 упаковка	4	120	528	
Всього			2 013	

7.2.8 Витрати на силову електроенергію  $V_e$  якщо ця стаття має суттєве значення для виконання даної науково-дослідної роботи, розраховуємо за формулою:

$$V_e = V \cdot P \cdot \Phi \cdot K_{\Pi} \quad (7.9)$$

де  $V$  – вартість 1 кВт-год. Електроенергії,  $V= 3,2$  грн./кВт;

$P$  – установлена потужність обладнання, кВт;

$\Phi$  – фактична кількість годин роботи обладнання, годин;

$K_{\Pi}$  – коефіцієнт виконання потужності;  $K_{\Pi} < 1$ .

$$V_e = 3,2 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 0,9 + 3,2 \cdot 0,45 \cdot 224 \cdot 0,95 = 421,63 \text{ (грн.)},$$

7.2.9 Інші витрати  $I_B$ .

Інші витрати охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо.

Інші витрати можна прийняти як 200% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану наукову роботу, тобто:

$$I_B = 2 \cdot (Z_o + Z_p) \quad (7.10)$$

$$I_B = 2 \cdot (1\,426,15 + 10\,666,6) = 24\,185,5 \text{ (грн.)}$$

7.2.10 Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати на виконання даної частини науково-дослідної роботи.

$$B = Z_o + Z_d + H_{зп} + A + M + B_e + I_B \quad (7.11)$$

$$B_{заг} = \frac{B}{\alpha} \quad (7.12)$$

де  $\alpha$  – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даної науково-дослідної роботи, у відносних одиницях.

$$B = 10\,666,6 + 1\,426,15 + 2\,980,32 + 1041,6 + 3\,159,2 + 421,63 + 24\,185,5 = 43\,881 \text{ (грн.)}$$

$$B_{заг} = \frac{43\,881}{0,8} = 54\,851,25 \text{ (грн.)}$$

7.3 Прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи.

Прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів виконання науково-дослідної роботи здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{В_{заг}}{\beta}, \quad (7.13)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, який характеризує етап виконання даної науково-дослідної роботи. Так, якщо розробка знаходиться на стадії впровадження, то  $\beta \approx 0,9$

$$ЗВ = \frac{54\,851,25}{0,9} = 60\,945,8 \text{ (грн.)}$$

7.4.Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки.

Коли не можливо прямо оцінити зростання чистого прибутку підприємства від впровадження результатів наукової розробки. У цьому випадку збільшення чистого прибутку для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, розраховується за формулою:

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{v}{100}\right), \quad (7.14)$$

де  $\Delta\Pi_0$  – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

$N$  – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

$\Delta N$  – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки;

$C_0$  – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

$n$  – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки;

$\lambda$  – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. У 2020 р. ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт  $\lambda=0,8333$ . З 2014 року ставка податку на додану вартість дорівнює 17%, а коефіцієнт  $\lambda=0,8547$ .

$\rho$  – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. Рекомендується приймати  $\rho = 0,2 \dots 0,3$ ;

$v$  – ставка податку на прибуток. З 2020 року – 18%.

В результаті впровадження результатів наукової розробки покращується ефективність роботи бурильної установки, що дозволяє підвищити ціну її реалізації на 1 000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 40 шт., протягом другого року – ще на 20 шт., протягом третього року – ще на 10 шт.

Орієнтовано: реалізація продукту до впровадження результатів наукової розробки складала 360 шт., а її ціна 25 000 грн.

Потрібно спрогнозувати збільшення чистого прибутку підприємства від впровадження результатів наукової розробки у кожному році відносно базового, розрахунок проводимо за формулою 7.13

Збільшення чистого прибутку підприємства  $\Delta\Pi_1$  протягом першого року складе:

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= (1\,000 \cdot 360 + (25\,000 + 1\,000) \cdot 40) \cdot 0,8333 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = \\ &= 191\,325,68 \text{ (грн.)} \end{aligned}$$

Збільшення чистого прибутку підприємства  $\Delta\Pi_1$  протягом другого року (відносно базового) складе:

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= (1\,000 \cdot 360 + (25\,000 + 1\,000) \cdot (40 + 20)) \cdot 0,8333 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = \\ &= 262\,389,5 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

Збільшення чистого прибутку підприємства  $\Delta\Pi_1$  протягом другого року (відносно базового) складе:

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= (1\,000 \cdot 360 + (25\,000 + 1\,000) \cdot (40 + 20 + 10)) \cdot 0,8333 \cdot 0,2 \cdot \\ &\cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 297\,921,4 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

#### 7.5. Розрахунок ефективності вкладень інвестицій та періоду їх окупності

Розраховуємо теперішню вартість інвестицій  $PV$ , що вкладуться в наукову розробку. Такою вартістю ми можемо вважати прогнозовану величину загальних витрат  $ZB$  на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи, розраховану нами раніше за формулою (7.13), тобто будемо вважати, що  $ZB = PV$ .

Розраховуємо очікуване збільшення прибутку  $\Delta\Pi_1$ , що його отримає підприємство (організація) від впровадження результатів наукової розробки, для кожного із років, починаючи з першого року впровадження. Таке збільшення прибутку також було розраховане нами раніше за формулою (7.14).

Для спрощення подальших розрахунків будують вісь часу, на яку наносять всі платежі (інвестиції та прибутки), що мають місце під час виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів.

Платежі показують у ті терміни, коли вони здійснюються.

Припустимо, що загальні витрати ЗВ на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи дорівнює 60 945,8 грн. Результати вкладених у наукову розробку інвестицій почнуть виявлятися через два роки.

Ці результати виявились у тому, що у першому році підприємство отримає збільшення чистого прибутку на 191 тис. грн. відносно базового, у другому році – збільшення чистого прибутку на 262 тис. грн. відносно базового року, у третьому році – збільшення чистого прибутку на 297 тис. грн.

Тоді рисунок, що характеризує рух платежів буде мати такий вигляд:

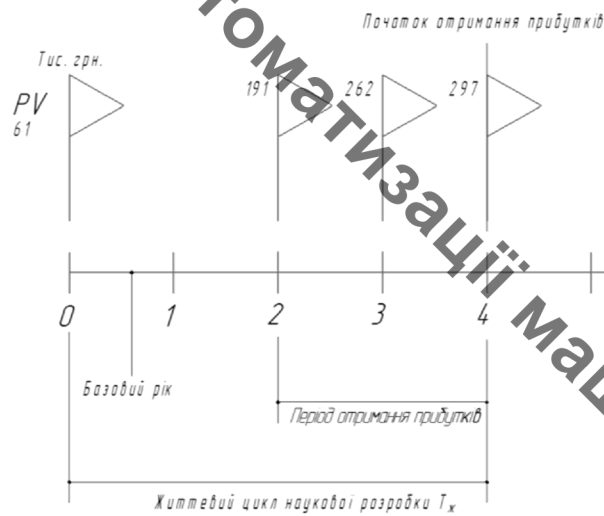


Рисунок. 7.1 Графік руху платежів

Розраховують абсолютну ефективність вкладених інвестицій  $E_{\text{абс}}$ .

Для цього користуються формулою:

$$E_{\text{абс}} = (\text{ПП} - \text{PV}), \quad (7.15)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн;

PV – теперішня вартість інвестицій  $PV = ZB$ , грн.

У свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків ПП розраховується за формулою:

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t}, \quad (7.16)$$

де  $\Delta\Pi_i$  – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої науково-дослідної роботи, грн;

$t$  – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої науково-дослідної роботи, роки;

$\tau$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1;

$t$  – період часу від моменту отримання чистого прибутку до точки “0”.

Отримуємо:

$$ПП = \frac{191}{(1 + 0,1)^1} + \frac{262}{(1 + 0,1)^2} + \frac{297}{(1 + 0,1)^3} = 557 \text{ (тис. грн.)}$$

Тоді  $E_{abc} = (557 - 61) = 496$  тис. грн.

Оскільки  $E_{abc} > 0$ , то вкладення коштів на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи може бути доцільним.

Розраховуємо відносну ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій  $E_v$ . Для цього скористаємось формулою:

$$E_v = \sqrt[T_{ж}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (7.17)$$

де  $E_{abc}$  – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн;

$PV$  – теперішня вартість інвестицій  $PV = 3B$ , грн.

$T_{ж}$  – життєвий цикл наукової розробки, роки.

Розраховану величину  $E_v$  порівнюється з мінімальною ставкою дисконтування  $\tau_{мін}$ , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку

інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна ставка дисконтування  $\tau_{\text{мін}}$  визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (7.18)$$

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.

Спочатку спрогнозуємо величину  $\tau_{\text{мін}}$ . Припустимо, що за даних умов  $\tau_{\text{мін}} = 0,2 + 0,05 = 0,25$ .

Тоді відносна ефективність вкладених інвестицій в проведених наукових досліджень та впровадження їх результатів складе:

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{496}{61}} - 1 = (2,09 - 1) = 1,09 \text{ або } 109\%.$$

Оскільки  $E_B = 1,09=109\% > \tau_{\text{мін}} = 0,25=25\%$ , то у інвестора також є зацікавленості вкладати гроші в дану наукову розробку, оскільки значно більші прибутки він отримає в порівнянні від того, що просто покладе свої гроші на депозит у комерційному банку.

Розраховуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій  $T_{\text{ок}}$  можна розрахувати за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B}. \quad (7.19)$$



Для нашого випадку термін окупності вкладених у реалізацію проекту інвестицій  $T_{ок}$  складе:

$$T_{ок} = \frac{1}{1,09} = 0,92 \text{ (років)},$$

Що свідчить про доцільність фінансування даної наукової розробки.

Висновок.

В економічній частині були розраховані витрати на виконання науково-дослідної роботи. Проаналізована можливість впровадження розробки на виробництво та відповідно розраховали економічний ефект від впровадження розробленого секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням буде становити в середньому 230 тис. грн в рік.

## РОЗДІЛ 8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 8.1. Аналіз умов праці.

Науково-дослідна робота виконується в лабораторії розміром 50 м<sup>2</sup> в ній приймають участь 3 робітників. В лабораторії знаходиться науково-дослідна апаратура, стенди для виконання експериментів та обчислювальна техніка. Робочий день 8 годинний в 1 зміну.

Так як деталь та заготовка не перевищуються масу 10 кг. категорія робіт відноситься до середньої важкості Іа.

Робітники працюють з електричним обладнанням тому є підвищений рівень електронезбезпеки.

Під час роботи є вплив шкідливих факторів.

- фізичні: рухомі частини обладнання; підвищений рівень шуму; підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може пройти через тіло людини; недостатня освітленість робочої зони; недостатня природного освітлення;

- хімічні: загально токсичні (гідролічне мастило);

- психологічні: фізичні перевантаження (при переобладнанні дослідно стенда); нервово-психічні перевантаження (викликаються монотонністю праці);

- біологічні: хвороботворні мікроорганізми та бактерії., що з'являються при роботі.

### 8.2. Організаційно-технічні рішення що до перелічених умов праці.

#### 8.2.1 Мікроклімат.

Категорія робіт в виробництві відноситься до класу Іа

Відповідно до [17] параметри мікроклімату, що нормуються: температура ( $t^{\circ}\text{C}$ ) і відносна вологість повітря ( $W, \%$ ), швидкість його переміщення ( $\text{м/с}$ ), потужність теплових випромінювань ( $\text{Вт/м}^2$ )

Оптимальні параметри мікроклімату для умов, що розглядаються категорія робіт та період року 2а відповідно до [17] наведені в табл.8.1

Таблиця 8.1 – Параметри мікроклімату відповідно до [17]

Період року	Категорія робіт	Оптимальні			Допустимі		
		$t,^{\circ}\text{C}$	$W, \%$	$\text{м/с}$	$t,^{\circ}\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$
Теплий	2а	21-23	40-60	0,3	18-27 70 при 25 °C	65 при 26 °C	0,2-0,4
Холодний	2а	18-20	40-60	0,2	17-23	75	не більше 0,3

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачено:

1. У холодний період року для обігріву будівлі використовується централізована парова система опалення.

2. Забезпечення допустимих метеорологічних умов праці в приміщенні здійснюється за допомогою системи кондиціонування.

3. Систематичне вологе прибирання.

### 8.2.2 Освітленість

Освітлення характеризується кількісними та якісними показниками.

Кількісні показники: світловий потік, сила світла, освітленість, яскравість.

Якісні: фон, контраст об'єкта з фоном, видимість і т. д.

Зорова робота відноситься до I групи розрізнення об'єктів зорової роботи здійснюється при фіксованому направленні лінії зору робітників на робочу поверхню.

Природне освітлення на ділянці є верхнє з боковим. Природне освітлення характеризується коефіцієнтом природної освітленості – це відношення освітленості зовні.

Таблиця 8.3 – Нормування освітленості

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комб.	Комб.
Високоточне	більше 0,15 до 0,3	2	в	середній	середній	750	2,5

Для забезпечення нормативного значення  $e_{min}$  ( $e_{сер}$ ) передбачено:

Для освітлення приміщень в темний час доби, а за відсутності в них природного освітлення – у будь-який час - використовуються джерела штучного світла.

Нормальне значення для КПО:

$$e_H^{IV} = e_H^{III} \cdot m \cdot c, \quad (8.1)$$

де  $e_H^{IV}$  – значення КПО для будівель, що розташовані у II поясі світлового клімату;

$m$  – коефіцієнт світлового клімату, що враховує особливість світлового клімату іншої місцевості;

$c$  – коефіцієнт сонячності клімату.

Для бокового природного освітлення  $e_H^{III} = 10\%$ ; для суміщення освітлення  $e_H^{III} = 6\%$ ;  $m = 0,9$ ;  $c = 0,75$ , для зовнішніх стін азимут  $270^\circ$ .

Отже, мінімальні значення КПО:

- для природного освітлення:  $e_H^{IV} = 3 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 2\%$ ;

- для суміщення освітлення  $e_H^{IV} = 6 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,215\%$ .

Нестачу природної освітленості компенсує штучне. Воно складається з загального освітлення виробничої площі та місцевого освітлення. Тип джерела освітлення – лампи розжарювання, люмінесцентні.

### 8.2.3 Шум

Відповідно до [17] нормуються допустимі рівні звукового тиску  $L=20\lg(P_1/P_0)$ , дБ ( $P_1$  – середньоквадратичне значення звукового тиску, Па за період часу, що розглядається, і  $P_0$  – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі зі середньо геометричною частотою 1000 Гц) залежно від частоти, характеру робіт і характеру шуму (нормування за граничними спектрами – ГС), або допустимі рівні звуку  $L_A=20\lg(P_A/P_0)$ , Дба ( $P_A$  – середньоквадратичне значення звукового тиску з урахуванням корекції А шумоміра) залежно від характеру робіт і характеру шуму.

Для умов, що розглядаються в проекті джерелами шуму є: електродвигун, гідравлічний насос, гідроциліндр, гідравлічний двигун. Умови виконання роботи допустимі рівні звукового тиску повинні відповідати, а рівні звуку  $L_A$  не повинні перевищувати 80 дБА - дивись табл. 8.4.

Таблиця 8.4 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного широкополосного шуму

Характер робіт	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середньгеометричними частинами (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Основні виробничі приміщення	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Для тонального і непостійного шуму допустимі значення  $L$  та  $L_A$  на 5 одиниць менші.

Очікувані рівні звукового тиску і рівень звуку відповідно до шумових характеристик цих джерел (ШХ) дорівнюють:

Таблиця 8.5 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для тонального і непостійного шуму

Характер робіт	Рівень звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середньгеометричними частинами (Гц)									Рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Основні виробничі приміщення	107	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) в приміщенні проектом передбачено:

- попередні і періодичні медогляди;
- використання раціональних режимів праці і відпочинку;
- застосування засобів індивідуального захисту від шуму (протишумові вушні вкладиши, навушники, каски - шоломи, протишумові костюми);
- курси профілактичного лікування (фізіопроцедури, вітаміно- та фітотерапія та ін).

#### 8.2.4 Вібрації

Відповідно нормуються допустимі величини віброшвидкості (м/с) чи віброприскорення (м/с<sup>2</sup>), або логарифмічні рівні віброшвидкості  $L=20\lg(V_1/V_0)$ , дБ ( $V_1$  – середньоквадратичне значення віброшвидкості за повний період часу, м/с,  $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ , м/с – вихідне значення віброшвидкості) залежно від частоти коливань, їх виду, напрямку (X, Y, Z) і часу дії протягом зміни.

Таблиця 8.6 Допустимі рівні вібрації на постійних робочих місцях

Вид вібрації	Октавні полоси з середньо геометричними частотами, Гц									
	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях	$\frac{1,3^*}{108}$	$\frac{0,45}{99}$	$\frac{0,22}{93}$	$\frac{0,2}{92}$	$\frac{0,2}{92}$	$\frac{0,2}{92}$	-	-	-	-

Джерелами вібрацій в умовах, роботи є робота електродвигуна, гідро двигуна.

Можливі параметри вібрацій, виходячи з вібраційних характеристик (ВХ) відповідного обладнання, знаходяться в межах 2-63 Гц

Для умов, що розглядаються в проекті (робочих місць, технологічні) параметри вібрацій не повинні перевищувати середньоквадратичні значення, м/с  $1,3 \cdot 10^{-2}$  та логарифмічні рівні 108 дБ .

Для зменшення дії вібрацій на оператора стаціонарного обладнання передбачено:

1. зменшення вібрації в джерелі виникнення;
2. відходом від режиму резонансу;
3. вібраційним демпфуванням;
4. динамічним гасінням коливань віброізоляцією.

### 8.3. Організаційно-технічні рішення що до забезпечення безпеки роботи.

#### 8.3.1 Правила поведінки на робочому місці.

У лабораторії небезпеку представляють; рухомі механізми обладнання, що не мають надійних огорож; випадковий виліт експериментального навантаження при його ненадійності закріплення або несправності затискного пристосування; незахищені струмоведучі частини електроустановок або частини обладнання, що опинилися під напругою.

Тому оператору не рекомендується наближатися до інших працюючих елементів, ходити без потреби по вузьких проходах між ними, торкатися до електроустаткування.

### 8.3.2 Електробезпека

В лабораторії існує небезпека ураження, так як в лабораторії експлуатується обладнання, з використанням електричного струму високої напруги. В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори: наявність струмопровідних основ; можливість одночасного дотику людини до металоконструкції які мають з'єднання з землею будівель, технологічних апаратів, допоміжних механізмів з одного боку і до металічних корпусів електрообладнання з іншого.

Електрообладнання живиться від трифазних чотири-провідних мереж з заземленою нейтраллю споживчого трансформатора напругою до 1000 В (380/220В).

Виходячи з вище перелічених факторів і згідно [18], це приміщення можна класифікувати як приміщення особливо небезпечні. Тому для захисту обслуговуючого персоналу згідно [18] вибираємо такі спосіб захисту, як занулення та захисне заземлення.

На випадок обриву нульовий провід повторно заземлюється через кожних 2 метрів та перед вводом в будівлю.

### 8.4 Пожежна безпека

В якості робочої рідини використовується мінеральне мастило. Температура спалаху у нього більше 61 °С тому дане виробництво слід віднести до категорії «В». В відповідності з [19] приміщення має ступінь вогнестійкості – II, допустиме значення поверхів – фактично 1, площа поверху не обмежується.

Межі вогнестійкості будівлі II ступеня стійкості:

Стіни межа вогнестійкості

Несучі і сходові клітки 2

Самонесучі 1



Зовнішні не несучі 0,25

Колони 2

Сходові площадки, ступені, балки 1

Плити, настили і інші перекриття 0,25

Елементи покриття:

Плити, настили, прогони 0,25

Балки, ферми, арки 0,25

Для забезпечення гасіння пожежі в початковому стані його джерело треба встановити найшвидше, тому встановлюємо внутрішній пожежний кран.

З метою забезпечення пожежобезпеки слід контролювати установку по допускній температурі, так як в ній використовується мінеральне мастило, а також не допускати перегріву електродвигунів.

В приміщенні висота від підлоги до низу виступаючих конструкцій повинна бути не менша 2,2 м. Висота від підлоги до низу виступаючих частин конструкцій і обладнання у місцях регулярного проходження людей і на шляхах евакуації – не менше 2 м.

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщеннях споруд, через евакуаційні виходи. Кількість евакуаційних виходів з будівель слід приймати не менше двох.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця приміщення до евакуаційного виходу із будівлі для даного приміщення згідно [19] не обмежується. Ширина виходу із приміщення: через двері – 1 м, через розсувні ворота – 2,5 м. Кількість людей на 1 метр складає близько 10 чоловік. Згідно ДБН В.2.1.1-2002 кількість до 120 чоловік. В механічному цеху знаходиться пожежний щит з вогнегасником, сокирою, лопатою, відром, біля щита ящик з піском.

## 8.5 Вимоги та заходи безпеки під час роботи з гідравлічним обладнанням

### 8.5.1 Заходи безпеки експлуатації гідравлічного обладнання перед початком виконання робіт

До попередніх заходів та вимог щодо забезпечення захисту працівників та зниження вірогідності порушення технологічного процесу деформаційного зміцнення поверхонь деталей можна віднести такі:

#### 1. Для захисту працівників необхідно:

1) забезпечити наявність та використання передбаченого для виконання роботи спецодягу, спецвзуття та ЗІЗ;

2) усунути вторинні фактори небезпеки в зоні експлуатації обладнання за рахунок: відсутності сторонніх речей та обладнання; використання справного інструменту, інвентарю, та пристосувань;

2) забезпечити достатню освітленість робочого місця та доступність і видимість усіх керуючих та виконавчих ланок обладнання.

2. Для запобігання виходу з ладу чи порушення нормальної експлуатації обладнання необхідно:

1) забезпечити закріплення гідравлічного обладнання на підлозі чи інших спеціально обладнаних площинах ;

2) забезпечити виконання таких вимог до гідравлічного обладнання:

– корпус (станина) не повинен мати тріщин та інших ушкоджень;

– манометр робочого тиску має бути справним;

– робоча зона, спрямована у бік проходів або в сторону іншого обладнання, має бути відгороджена захисним екраном;

– пристосування та інструмент мають відповідати вимогам технологічного процесу та повинні підходити за розміром і не мати схильності до руйнування (розтріскування);

– пристосування під оброблювану деталь повинні відповідати розмірам деталі і мати можливість фіксації деталі;

– гідравлічні шланги не повинні мати ушкоджень, вони повинні бути надійно закріплені на штуцерах;

– гідравлічний пристрій не повинен пропускати робочу рідину з робочих порожнин через ущільнення.

3. При виявленні загрози безпечному проведенню роботи, необхідно доповісти про це безпосередньому керівнику і до роботи не приступати. Дозволяється приступати до роботи тільки після усунення виявлених недоліків.

8.5.2. Заходи безпеки експлуатації гідравлічного обладнання під час виконання робіт

До заходів безпеки під час експлуатації обладнання можна віднести:

1. Для забезпечення працездатності обладнання:

1) постійне стеження за виробничим процесом та його контроль оператором та (або) спеціальним автоматизованим обладнанням;

2) забезпечення постійного видалення відходів технологічного процесу та запобігання їх потрапляння у вузли та механізми обладнання;

3) постійне стеження за справністю роботи електрообладнання та електроприладів;

4) забезпечення можливості ручного або автоматичного відключення обладнання від електричної мережі у разі раптового припинення подачі електроенергії для запобігання його самовільного запуску в разі відновлення електропостачання;

5) стеження за справністю всіх контрольно-вимірювальних приладів;

6) забезпечення можливості швидкої зупинки обладнання при виявленні несправностей;

2. Для забезпечення безпеки процесу обробки деталей має здійснюватись:

1) перевірка точності закріплення або фіксації оброблюваної деталі, інструментів та пристосувань перед початком обробки;

2) стеження за збереженням точного позиціонування оброблюваної деталі, інструментів та пристосувань і забезпечення зупинки процесу в разі їх зміщення під час обробки.

3. Для забезпечення безпечної експлуатації обладнання слід забезпечити:

- 1) здійснення управління обладнанням виключно кваліфікованими працівниками;
- 2) запобігання проведенню регулювання та ремонту обладнання під час його роботи;
- 3) запобігання експлуатації несправного обладнання;
- 4) запобігання експлуатації обладнання з несправними суміжними контрольно-вимірювальними приладами та гідравлічною магістраллю;
- 5) забезпечення постійного спостереження за обладнанням.

8.5.3. Заходи безпеки експлуатації гідравлічного обладнання після виконання робіт

Для створення безпечних умов збереження та запобігання непередбачуваних ситуацій під час наступних його пусків після завершення експлуатації необхідно:

1. Вимкнути обладнання та відключити його від гідронасосної станції чи інших систем подачі робочої рідини.
2. Вилучити із робочої зони залишки матеріалів, їх відходи, інструменти тощо.
3. Очистити обладнання, пристосування та інструмент від відходів виробничого процесу чи інших сторонніх матеріалів, рідин тощо.
4. У випадку виявлення несправностей, пошкоджень тощо зробити відповідні позначки та унеможливити наступний пуск обладнання до їх усунення.

8.5.4. Заходи безпеки експлуатації гідравлічного обладнання в разі виникнення аварійних ситуацій

В процесі експлуатації обладнання можуть виникнути наступні аварійні ситуації:

- 1) загоряння обладнання або матеріалів, виникнення пожежі;
- 2) пошкодження ізоляції електрообладнання, виникнення напруги дотику та крокової напруги;

- 3) заклинювання рухомих частин обладнання;
- 4) розрив частин механізмів, що рухаються або обертаються;
- 5) розрив рукавів високого тиску та витоки робочої рідини з інших місць ущільнення;

У разі виникнення аварійної ситуації необхідно:

- 1) обгородити небезпечну зону і не допускати в неї сторонніх осіб;
- 2) якщо обстановка не загрожує життю і здоров'ю працівників і не повинна призвести до більш тяжких наслідків, зберегти її такою, якою вона була на момент настання події;
- 3) повідомити про надзвичайну подію керівника робіт;
- 4) у випадку виникнення пожежі повідомити про це керівництво та приступити до її ліквідації;
- 5) у випадку неможливості погасити пожежу своїми силами, викликати пожежну команду та забезпечити евакуацію працівників з даного та усіх суміжних приміщень.

У разі настання нещасного випадку:

- 1) негайно звільнити потерпілого від дії вражаючого фактору;
- 2) перенести його в безпечне місце;
- 3) визначити стан потерпілого, при необхідності надати йому домедичну допомогу, а у тяжких випадках викликати екстрену медичну допомогу.

При ліквідації аварійної ситуації виконувати вказівки керівника робіт.

## Висновки

В розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізовано умови праці в лабораторії, розглянуті організаційно-технічні рішення з гігієни праці, виробничої санітарії, виконано розрахунок достатності природного освітлення, а також визначенні вимоги та заходи безпеки під час роботи з гідравлічним обладнанням.

## ВИСНОВКИ

1. Тенденцією розвитку гідросистеми для бурильно-кранових машин та устаткування є використання регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів.

2. В таких гідросистемах знижуються втрати потужності на дроселювання робочої рідини при зміні режимів різання роботи гідросистеми.

3. Запропоновано схему гідросистеми для бурильно-кранової машини на основі одного регульованого насоса, розподільника з електрогідравлічним керуванням та контролером. Отримано патент України на розроблену гідросистему .

4. Створено нелінійну математичну модель для розробленої гідросистеми з електрогідравлічним керуванням.

5. Проведено розрахунок статичних характеристик гідросистеми з розробленим розподільником по математичній моделі. Визначено, що похибка стабілізації величин потоку робочої рідини через розподільник не перевищує  $A \leq 17.6\%$

6. Визначено вплив конструктивних параметрів розподільника на стійкість гідросистеми. Стійкість роботи гідросистеми забезпечується при виборі параметрів розподільника з таких діапазонів:

$$C_y = (0,7 \dots 1,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

$$H_y = (7 \dots 15) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$f_2 = (0,8 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

$$K_y = (0,1 \dots 0,9)$$

7. Досліджено вплив параметрів розподільника на час регулювання в системі. Виявлено, що – збільшення:

$C_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

$H_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

8. При конструюванні розподільника слід використовувати натуральні значення параметрів розподільника:

$$C_y = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

$$H_y = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$f_z = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$K_y = 0,3$$

що забезпечують стійку роботу гідросистеми та номінальну швидкість.

9. На основі спроектованого розподільника може бути створена гідросистема бурильно-кранової машини в якій конструктор буде забезпечувати автоматичну заміну подачі шнека при зміні твердості ґрунту в процесі буріння. Це дасть змогу виключити появу заштабовування шнека та забезпечити безперебійну роботу машини на операції буріння.

10. В економічній частині були розраховані витрати на виконання науково-дослідної роботи. Проаналізована можливість впровадження розробки на виробництво та відповідно розрахували економічний ефект від впровадження розробленого секційного розподільника з пропорційним електродравлічним керуванням буде становити в середньому 230 тис. грн в рік.

11. В розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізовано умови праці в лабораторії, розглянуті організаційно-технічні рішення з гігієни праці, виробничої санітарії, виконано розрахунок достатності природного освітлення, а також визначенні вимоги та заходи безпеки під час роботи з гідравлічним обладнанням.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бурове обладнання. Гідравлічні системи бурових станків і установок / Навчальний посібник / Каракозов А.А., Юшков І.А., Попова М.С., Парфенюк С.Н., Сагайдак І.Д. – Донецьк: ДонНТУ, 2011 – 116 с
2. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.02.02 "Машинознавство" . – Київ, 2015. – 421 с.
3. Репінський С. В. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – 199 с. – (ВНТУ).
4. Rexroth – Bosch Rexroth AG [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/>
5. Danfoss Power Solutions | Danfoss [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.danfoss.ua/home/#/>
6. Бородянський екскаваторний завод: офіційний web-сайт підприємства [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.borex.in.ua>.
7. Дьяконов В. Simulink. Самоучитель / В. Дьяконов, В. Круглов. – Москва: ДКМ-Пресс, 2015. – 784 с.
8. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів мехатронного гідропривода з насосом змінного робочого об'єму / Л. Г. Козлов, В. В. Богачук, А. О. Товкач. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудуванн. – 2016. – С. 46–51.
9. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107.
10. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідросистемі мобільної робочої машини / Л. Г. Козлов, А. О. Товкач, А. В. Зінченко // Вісник ХНУ. – 2013. – № 4. – С. 53 – 61.



11. Козлов Л. Г. Інтерфейс обміну даних MATLAB-Simulink для математичного моделювання робочих процесів у гідроприводі чутливому до навантаження / Л. Г. Козлов, О. В. Петров, С. М. Лозовський // Вісник СумДУ. – 2011. – №4. – С. 103 - 111.

12. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

13. Козловський В. О., Лесько О. И. Інноваційний менеджмент. Практикум. - Вінниця: ВНТУ, 2006. - 166 с.

14. Суfoxін М.С., Катанов Б.А. Машиність бурового верстата на карері. Посібник для середніх професійно-технічних навчальних закладів. 1984 р – 308с

15. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні / Кавецький В.В., Козловський В.О. –Вінниця ВНТУ, 2013-100с.

16. Терещенко О. П. Методичні вказівки щодо опрацювання розділу «Охороно праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в дипломних проектах і магістерських роботах студентів машинобудівельних спеціальностей. / О.П. Терещенко, О.В. Кобилянський – Вінниця: ВНТУ, 2014.- 45с.

17. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартів безпеки труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны- М.: Стандартинформ, 2008– 93с.

18. ГОСТ 12.1.013-78 Система стандартів безпеки труда (ССБТ). Строительство. Электробезопасность. Общие требования-М.: ИПК Издательство стандартов, 2001- 8с.

19. ДБН В.2.1.1-2002 Пожежна безпека об'єктів будівництва- Київ: Офіційне видавництво, 2002-59 с.

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

ДОДАТКИ

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

ДОДАТОК А  
ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра технології та автоматизації машинобудування

«Затверджую»  
Завідувач кафедри ТАМ  
д.т.н., професор Л.Г.Козлов

\_\_\_\_\_ (підпис)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

### ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

РОЗРОБЛЕННЯ РОЗПОДІЛЬНИКА ДЛЯ ГІДРОСИСТЕМ З ПРОПОРЦІЙНИМ  
КЕРУВАННЯМ

08-26.МКР.010.00.000 ТЗ

Керівник роботи: д.т.н., завідувач. каф. ТАМ  
Козлов Л. Г. \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 202\_ р.

Виконавець: ст. гр. 1ПМ-19м  
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Котик С.І. \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 202\_ р.

## **1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР)**

а) у ВНТУ на кафедра ТАМ ведуться роботи по створенню гідросистеми з пропорційним керуванням на базі регульованого електрогідравлічного пропорційного гідророзподільників з покращеними енергетичними, динамічними та статичними характеристиками. Робота ведеться в рамках науково-дослідної теми №17-K1 “Розроблення, дослідження та покращення характеристик гідроприводів технологічних та мобільних машин з пропорційним керуванням”.

З цією метою була розроблена схема гідросистеми з пропорційним керуванням, проведені теоретичні дослідження за допомогою математичного моделювання та розроблена конструкція секційного розподільника.

б) наказ про затвердження теми магістерської кваліфікаційної роботи.

## **2. Мета і призначення МКР**

а) Метою роботи є розробка спеціального розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням.

б) призначення розробки – покращити продуктивність гідравлічної системи за рахунок розробки спеціального розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням, в яку в подальшому може бути вмонтовано контролер, що буде автоматично змінювати подачу шнека в процесі буріння при зміні твердості ґрунту. Це забезпечить безперервний процес буріння за рахунок виключення явища заштибовування шнека.

## **3. Вихідні дані для виконання МКР**

Спроектувати гідророзподільник для гідросистеми, з пропорційним керуванням що характеризується такими показниками:

- тип розподільника-секційний;
- з пропорційним електрогідравлічним керуванням;
- номінальний тиск 16 МПа;
- номінальна витрата 120 л/хв;

#### 4. Вимоги до виконання МКР

- основні методи обробки даних – моделювання, імітація та аналіз динамічних процесів за допомогою програмного пакету MATLAB “Simulink”;
- базовий метод – розв’язання задач Коші для диференціальних рівнянь.

#### 5. Етапи МКР та очікувані результати

№ етапу	Назва етапу	Термін виконання		Очікувані результати
		початок	кінець	
1	Техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання НДР. Постановка задач дослідження.			Аналітичний огляд літературних джерел, пошук аналогів, аналіз ефективності розділ 1 ПЗ
2	Побудова математичних моделей гідросистеми та проведення досліджень			розділ 3 розділ 4 розділ 5
3	Розроблення 3D моделі гідророзподільника			розділ 6
4	Підготовка економічної частини			розділ 7
5	Підготовка розділу з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях			розділ 8
6	Апробація			тези доповідей
7	Опублікування результатів досліджень			стаття
8	Оформлення пояснювальної записки, графічного матеріалу і/або презентації			пояснювальна записка, графічний матеріал і/або презентація

#### 7. Матеріали, що подаються до захисту МКР

Пояснювальна записка МКР, ілюстративні матеріали, протокол попереднього захисту МКР на кафедрі, відзив наукового керівника, відзив опонента, протоколи складання державних екзаменів, анотації до МКР українською та іноземною мовами, довідка про відповідність оформлення МКР діючим вимогам.

#### 8. Порядок контролю виконання та захисту МКР

Виконання етапів графічної та розрахункової документації МКР контролюється науковим керівником згідно зі встановленими термінами. Захист

МКР відбувається на засіданні Державної екзаменаційної комісії, затвердженою наказом ректора.

### **9. Вимоги до оформлення МКР**

Вимоги викладені в «Положенні про порядок підготовки магістрів у Вінницькому національному технічному університеті» з урахуванням змін, що подані у бюлетені ВАК України № 9-10, 2011р.

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

ДОДАТОК Б

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА



# Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

Розроблення розподільника для гідросистем з пропорційним керуванням

08-26.МКР.010.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, групи ППМ-19м Когик С.І.

Керівник: д.т.н., проф. каф. ТАМ Козлов Л.Г.

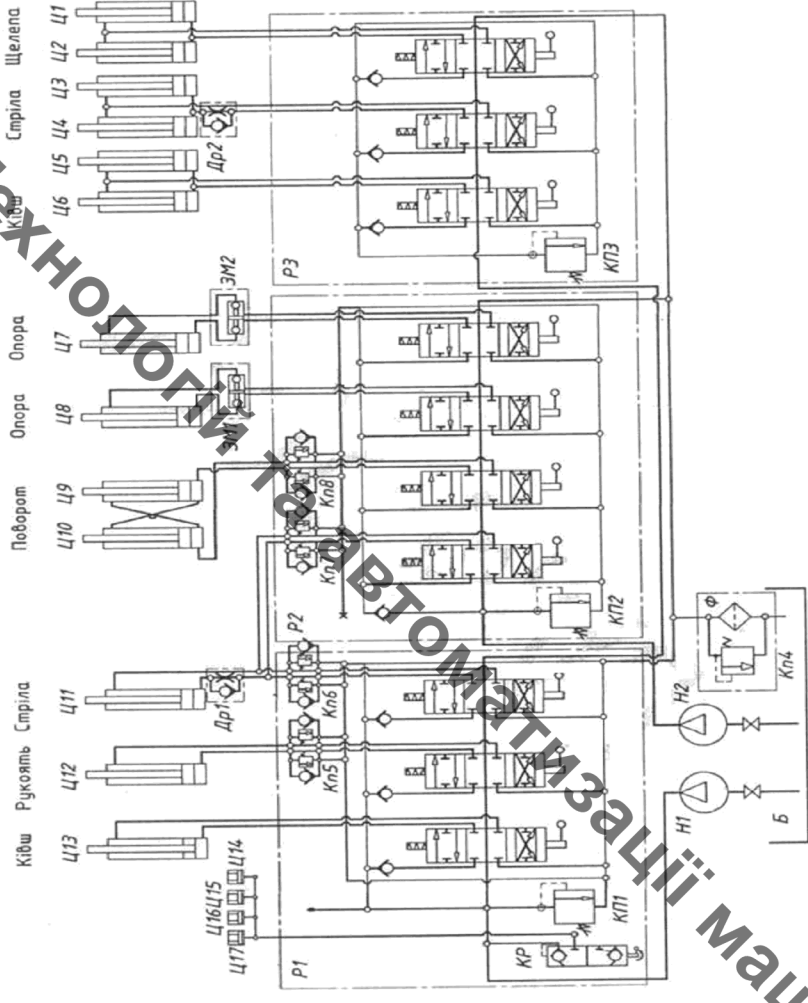
## Мета та задачі

1. Метою виконання магістерської роботи є розробка спеціального розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити ряд задач: провести огляд гідро систем краново-бурильних машин та установок; розробити гідросистему з пропорційним керуванням; створити математичну модель гідросистеми; провести аналіз роботи гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи та визначити основні параметри розподільника; спроектувати розподільник з пропорційним керуванням; створити трьох вимірну модель розподільника в CAD-системі; зробити економічний аналіз комерційного потенціалу розробки; проаналізувати умови праці під час науково-дослідної роботи, де будуть проводитись дослідження, розглянути заходи по техніці безпеки. Об'єкт дослідження. Робочі процеси в гідросистемі мобільної машини.
2. Поставленою задачею було: провести огляд гідро систем краново-бурильних машин та установок; розробити гідросистему з пропорційним керуванням; створити математичну модель гідросистеми; провести аналіз роботи гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи та визначити основні параметри розподільника; спроектувати розподільник з пропорційним керуванням; створити трьох вимірну модель розподільника в CAD-системі; зробити економічний аналіз комерційного потенціалу розробки; проаналізувати умови праці під час науково-дослідної роботи, де будуть проводитись дослідження, розглянути заходи по техніці безпеки.

## Гідросистема БАМ-2014

Гідросистема (ГС) екскаватора БАМ-2014 та модифікації складається з двох окремо замкнутих робочих контурів, приводом яких є два шестерних насоси Н1 - НШ-125 та Н2 - НШ-50.

В екскаваторах БАМ-2014, робоча рідина від насоса Н1 через гідророзподільник Р1 підводиться до гідроциліндрів екскаваторного устаткування Ц11 стріли, Ц12 рукояті, Ц13 ковша і далі на злив у бак. До поршневих та штокових порожнин гідроциліндрів Ц11, стріли та Ц12 рукояті підключені вмонтовані в гідророзподільник розвантажувальні клапани КП5, КП6, які оберігають штоки від перевантаження, а до штокової порожнини гідроциліндра Ц11 стріли підключений дросель Др1, який забезпечує плавне опускання стріли. До гідроциліндра Ц11 стріли робоча рідина може надходити також від насоса Н2 для прискореного підйому стріли. Робоча рідина від насоса Н2 через гідророзподільник Р2 підводиться до гідроциліндрів Ц7, Ц8 опорі Ц9, Ц10 повороту, а також до гідроциліндра Ц11 прискореного підйому стріли екскаваторного устаткування.



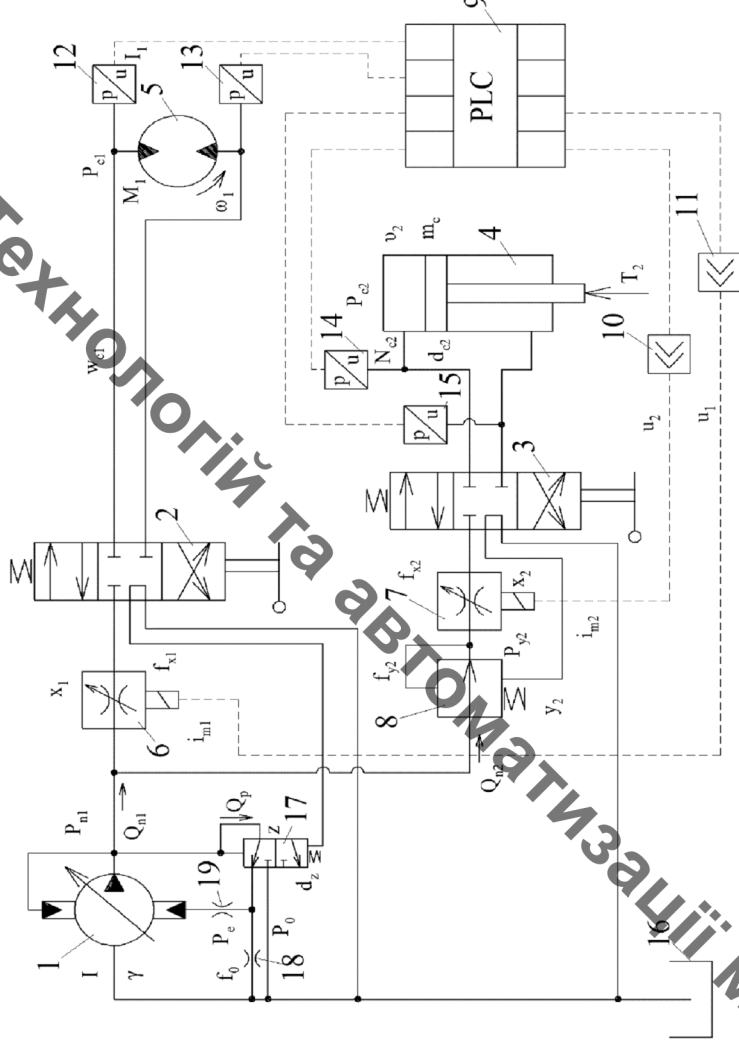
Гідравлічна система екскаватора БАМ-2014

## Розроблена гідросистема

Дана система включає: регульований насос 1, гідророзподільники 2, 3 дискретні 3/5 нормально закриті, гідроциліндр 4 двосторонньої дії, гідромотор 5 реверсний, регульовані дроселі 6, 7 з електромагнітним керуванням, регулятор потоку 8, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15, гідробак 16 та регулятор подачі 17 з нерегульованими дроселями 18, 19.

ГПК включає два виконавчих органи (гідроциліндр 4 та гідромотор 5), які забезпечують весь процес буріння. ГПК працює наступним чином.

Запуск бурильного інструменту відбувається переключенням гідророзподільника 2. Робоча рідина від регульованого насоса 1 подається через регульований дросель 6 та гідророзподільник 2 до гідромотора 5, що забезпечує обертання бурильного інструменту в необхідному напрямку.

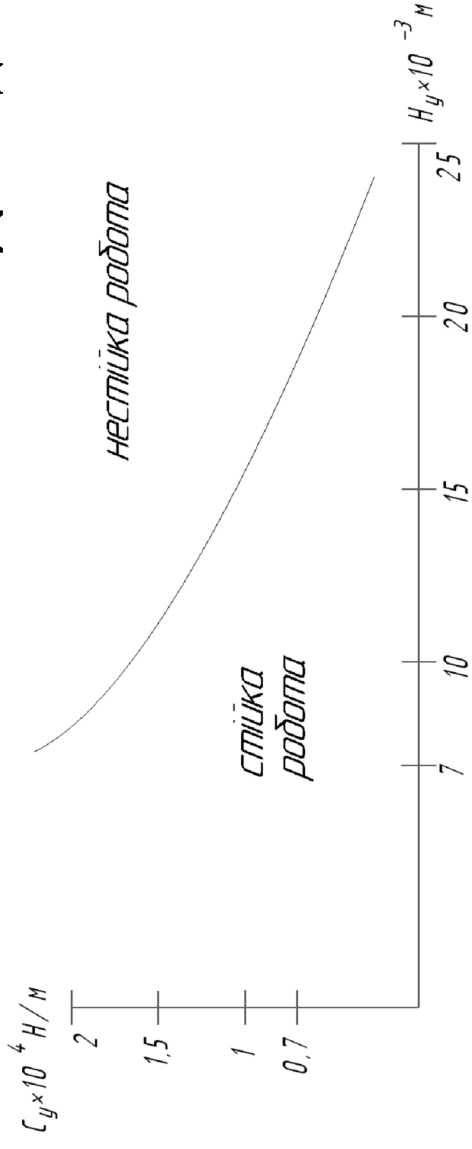


Розроблена схема механотронного привода

## Математична модель

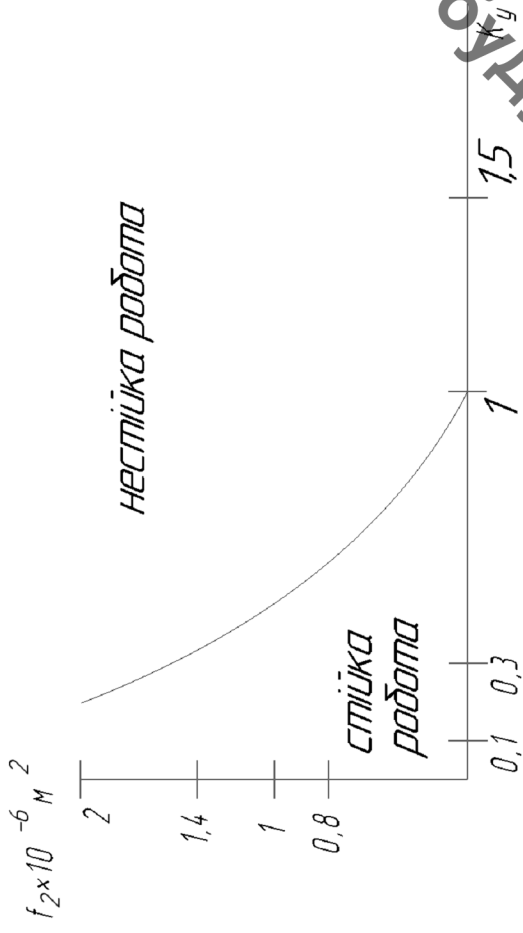
1.  $Q_s = \beta_n W \frac{dp}{dt}$     2.  $Q = \mu \pi d_y \sqrt{\frac{2(p_{y2} - p_{c2})}{\rho}} \sin(p_{n1} - p_{n2})$     3.  $F_g = b_p \frac{dz}{dt}$     4.  $M_d = b_y \frac{dy}{dt}$ ;    5.  $Q_d = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$     6.  $T_2 = C_1(V_2 \frac{2\pi}{zW_1})^{c_2} (\frac{K_n \cdot 2\pi \cdot R_2^2 \cdot V_2 \cdot \rho_m}{w_1 \sqrt{R_1^2 + R_2^2}})$
7.  $T_2 = C_1(V_2 \frac{2\pi}{zW_1})^{c_2} (\frac{K_n \cdot 2\pi \cdot R_2^2 \cdot V_2 \cdot \rho_m}{w_1 \sqrt{R_1^2 + R_2^2}})$     8.  $I \frac{d^2 y}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_y \frac{dy}{dt} + M_c$     9.  $I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - M_1 - b_M \omega_1$
10.  $F_7 d_8 k_1 n_t g y = \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{c1}) + M \pi d_{x2} \cdot x_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{zz} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0)$
11.  $\mu k_{zz} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}$     12.  $\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{dy}{dt} l \cdot \cos y$
13.  $\mu \pi d_{y2} \cdot k_{y2} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{y2}) = \mu \pi d_{x2} \cdot x_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{c2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{y2} - p_{c2}) + \beta W_2 \cdot \frac{dp_{y2}}{dt}$ ;    14.  $m_c \frac{dv_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c v_2$
15.  $\mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{c2} - p_{p2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{c2} - p_{p2}) = \frac{\mu \pi d_{y2}^2}{4} \cdot \frac{dy_2}{dt} + \beta W_{p2} \cdot \frac{dp_{p2}}{dt}$ ;    16.  $\mu \pi d_{x2} x_2 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{c2}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{c2}) = v_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt}$
17.  $p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z(z + H_z) - b_z \frac{dz}{dt}$     18.  $p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{c2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y(H_y - y_2) - b_y \frac{dy_2}{dt}$
19.  $p_{c1} k_4 k_c F_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e$     20.  $p_{c2} k_4 k_c F_k(i_{p2}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e$     21.  $(L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e) k_m = x_1$     22.  $(L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e) k_m = x_2$
23.  $M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}$     24.  $\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}$     25.  $E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f/W_{a+1}}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2}$

## Дослідження стійкості



Модель гідросистеми стабільна при зміні величини  $C_y = (0,7 \dots 1,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}$  та втрачає стійкість при збільшенні  $C_y$  вище значень  $1,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ . Значення попереднього стискання пружини клапана перепадку тиску забезпечує стійку роботу в діапазоні  $H_y = (7 \dots 15) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . При збільшенні  $H_y$  вище значення  $15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , гідросистема втрачає стійкість.

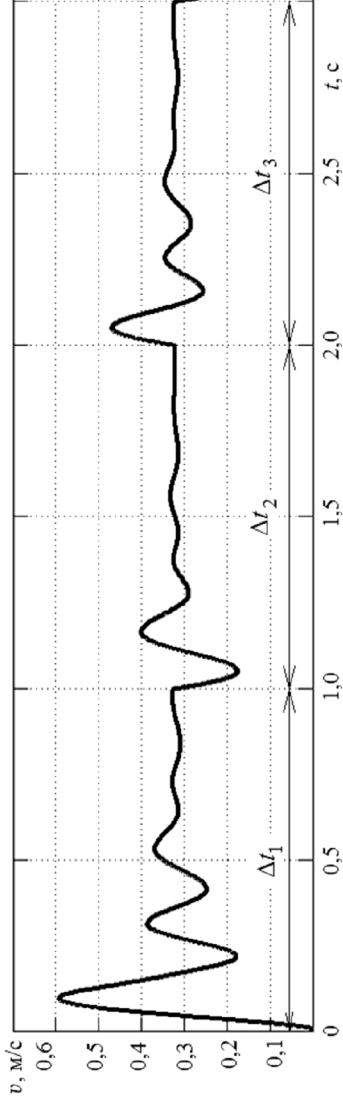
Вплив параметрів  $C_y$  та  $H_y$  на стійкість гідросистеми



Стійка робота гідросистеми забезпечує в діапазоні  $f_2 = (0,8 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^{-2}$  але при значеннях  $K_y = 0,1$ . При значеннях  $K_y = 1,0$  та вище стійку роботу гідросистеми не можливо забезпечити ні при яких значеннях  $f_2$ .

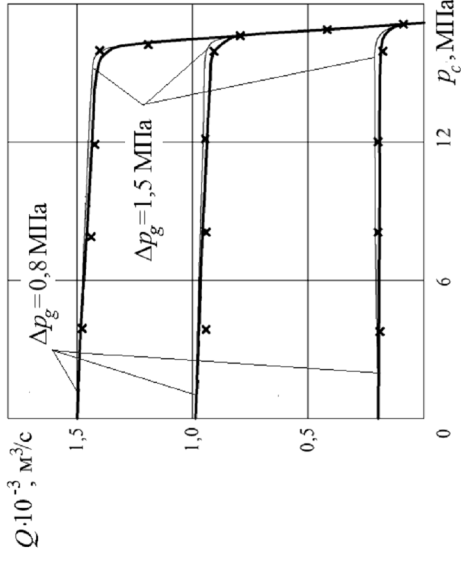
Вплив параметрів  $f_2$  та  $K_y$  на стійкість гідросистеми

# Статичні характеристики



Графік перехідного процесу що відбувається в гідросистемі під час режиму роботи. Проміжок  $\Delta t_1$  відповідає початку роботи бурильної установки,  $\Delta t_2$  режим роботи бурильної установки при спаді навантаження на бурильній установці,  $\Delta t_3$  режим роботи бурильної установки при збільшенні навантаження на бурильну установку, зображений графік роботи системи при налаштованій подачі  $v=0.3 \text{ м/с}$ .

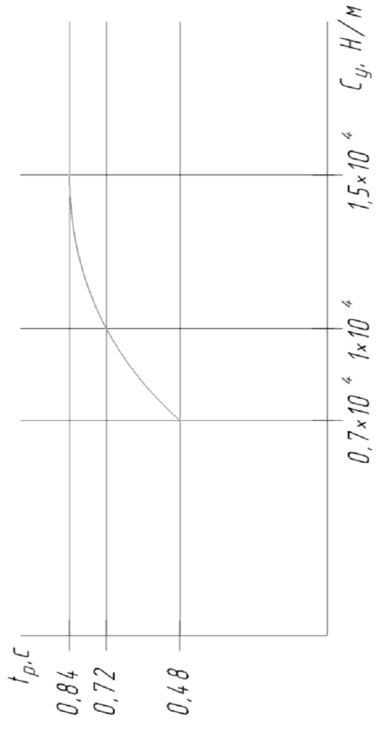
## Перехідні процеси в гідросистемі бурильної установки



Витрата рідини в гідросистемі бурильної установки в залежності від зміни тиску на вході гідроциліндра

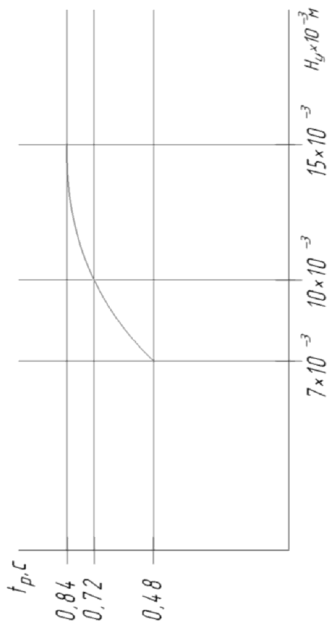
Величина похибки стабілізації буде залежати від величини перепаду тиску на робочому вікні регульованого дроселя . При переході з  $\Delta P_g = 0,8 \text{ МПа}$  на  $\Delta P_g = 1,5 \text{ МПа}$  похибка стабілізації буде зменшуватись.

## Динамічні характеристики



Графік часу регулювання  $t_p$  від величини жорсткості пружини  $C_y$  клапана перепаду тиску

при збільшенні параметра  $C_y$  до  $1,5 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ , збільшується час перехідного процесу;  
 при зменшенні параметра  $C_y$  до  $0,7 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ , зменшується час перехідного процесу;

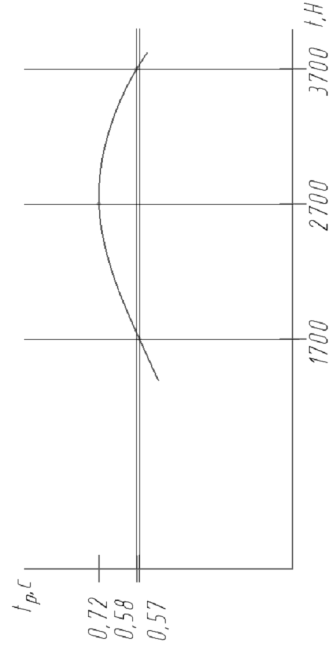


Графік часу регулювання  $t_p$  від величини попереднього стиснення  $H_y$  пружини клапана перепаду тиску

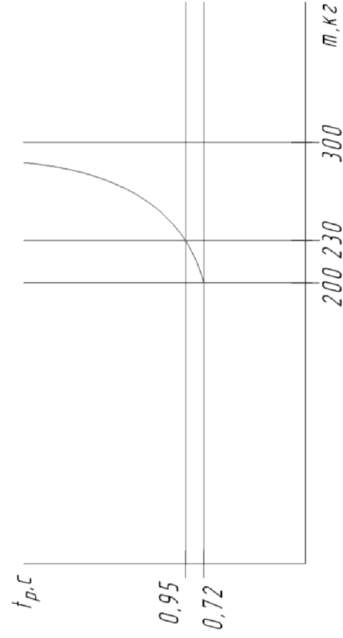
при зменшенні параметра  $H_y$  до  $7 \cdot 10^{-3}$ , зменшується час перехідного процесу;  
 при збільшенні параметра  $H_y$  до  $15 \cdot 10^{-3}$ , збільшується час перехідного процесу;



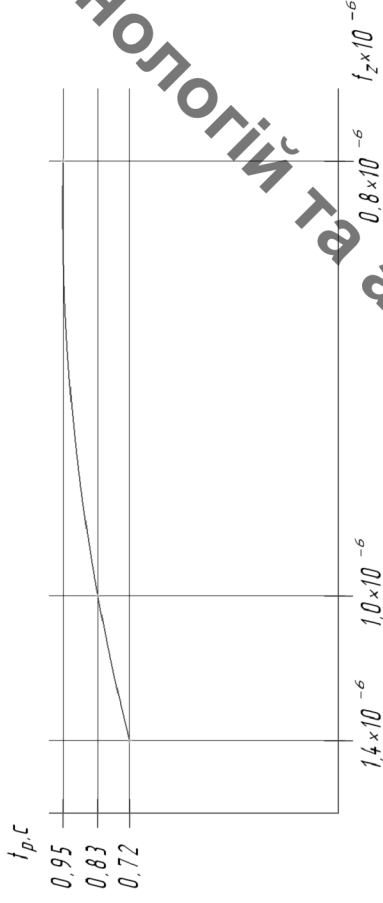
## Вплив параметрів на $t_p$



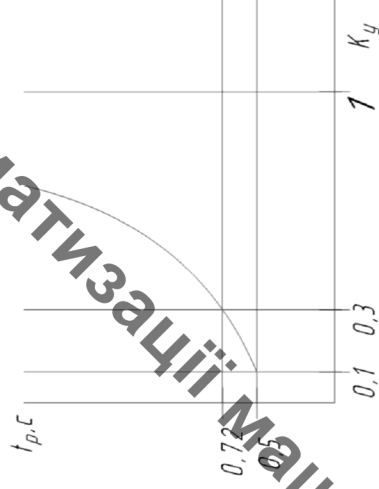
Графік часу регулювання  $t_p$  від величини навантаження  $t$  на гідроциліндрі.



Графік часу регулювання  $t_p$  від величини навантаження  $m$  на гідромоторі.

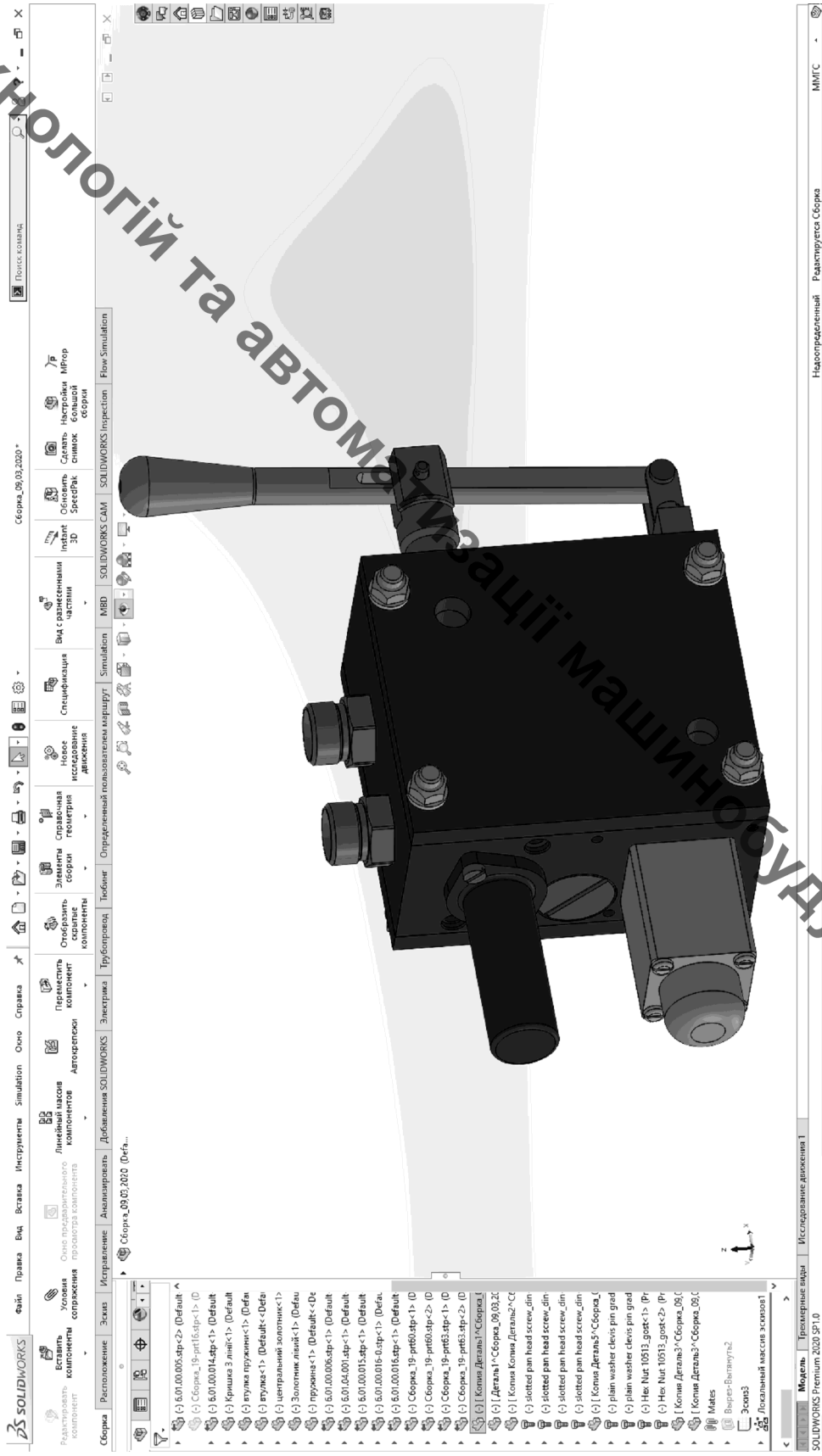


Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від площі демпфера  $f_2$  клапана регулятора потоку



Графік залежності часу перехідного процесу  $t_p$  від коефіцієнта підвищення робочого вікна  $K_y$  клапана регулятора потоку

# 3D модель розподільника



# Наукова новизна та практична цінність

- **Наукова новизна.**

Вдосконалена математична модель гідросистеми, що вимагає секційний розподільник з пропорційними електрогідравлічним керуванням. Знайдено залежності, що відображають вплив параметрів розподільника на динамічні характеристики гідросистеми.

- **Практичне значення одержаних результатів.**

В процесі виконання роботи розроблено нову схему гідросистеми з пропорційним керуванням. Отримано патент України на корисну модель по розробленій гідросистемі на основі дослідження по математичній моделі розроблено конструкцію секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Створено 3D модель розподільника та детально описано методику проектування. На основі розробленого розподільника може бути створена гідросистема для бурильно-кранової машини типу БКМ-2М, БКМ-205 на базі тракторів ХТЗ та МТЗ. В гідросистемі може бути використано контролер, що буде автоматично змінювати подачу шнека в процесі буріння при зміні твердості ґрунту. Це забезпечить безперервний процес буріння за рахунок виключення явища заштибовування шнека. Очікуваний економічний ефект від впровадження розробленої конструкції розподільника становить 191 тис. грн в рік.

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

## Висновки

1. Тенденцією розвитку гідросистеми для бурильно-кранових машин та устаткування є використання регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів.
2. В таких гідросистемах знижуються втрати потужності на дроселювання робочої рідини при зміні режимів різання роботи гідросистеми.
3. Запропоновано схему гідросистеми для бурильно-кранової машини на основі одного регульованого насоса, розподільника з електрогідравлічним керуванням та контролером. Отримано патент України на розроблену гідросистему.
4. Створено нелінійну математичну модель для розробленої гідросистеми з електрогідравлічним керуванням.
5. Проведено розрахунок статичних характеристик гідросистеми з розробленим розподільником по математичній моделі. Визначено, що похибка стабілізації величин потоку робочої рідини через розподільник не перевищує  $A \leq 17.6\%$
6. Визначено вплив конструктивних параметрів розподільника на стійкість роботи гідросистеми. Стійкість роботи гідросистеми забезпечується при виборі параметрів розподільника з таких діапазонів:

$$C_y = (0,7 \dots 1,5) \cdot 10^4 \text{ Н/мН}_y = (7 \dots 15) \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot f_z = (0,8 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 K_y = (0,1 \dots 0,9)$$

7. Досліджено вплив параметрів розподільника на час регулювання в системі. Виявлено, що – збільшення:

$C_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

$H_y$  забезпечує збільшення часу перехідного процесу

8. При конструюванні розподільника слід використовувати натуральні значення параметрів розподільника:

$$C_y = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/мН}_y = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot f_z = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot K_y = 0,3$$

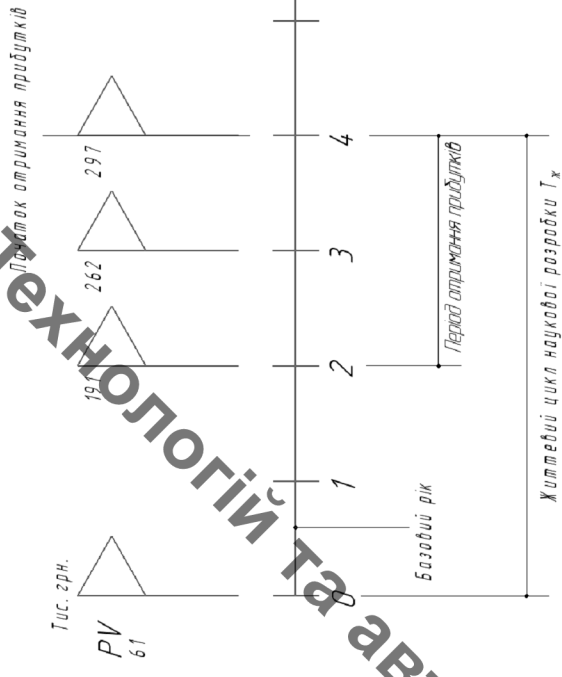
що забезпечують стійку роботу гідросистеми та номінальну швидкість.

9. На основі спроектованого розподільника може бути створена гідросистема бурильно-кранової машини в якій конструктор буде забезпечувати автоматичну заміну подачі шнека при зміні твердості ґрунту в процесі буріння. Це дасть змогу виключити появу заштабовування шнека та забезпечити безперерйну роботу машини на операції буріння.

## ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

Загальні витрати ЗВ на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи в результаті розрахунків дорівнюють 60 945,8 грн. Результати вкладених у наукову розробку інвестицій почнуть виявлятися через один рік.

Ці результати виявились у тому, що у першому році підприємство отримає збільшення чистого прибутку на 191 тис. грн. відносно базового, у другому році – збільшення чистого прибутку на 262 тис. грн. відносно базового року, третьому році – збільшення чистого прибутку на 297 тис. грн.



Графік руху платежів