

Міністерство освіти і науки України
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 МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ
УСТАНОВКИ.

ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В
ПРИВОДІ»

08-26.МКР.016.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, гр. 1ПМ-18м
спеціальності 131 – Прикладна механіка
Поліщук О.В.

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

« ____ » _____ 201_ р.

Рецензент:

« ____ » _____ 201_ р.

Вінниця ВНТУ – 2019 рік

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

Освітньо-кваліфікаційний рівень – «Магістр»
 Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

ПОГОДЖЕНО
 Директор _____
 (назва підприємства)

(ініціали та прізвище директора)

(підпис)

«__» _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖЕНО
 Зав. кафедри ТАМ

д.т.н., проф. Л.Г.Козлов

(підпис)

«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Поліщуку Олександр Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи (МКР):» «РОЗРОБЛЕННЯ
 МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .
 ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В
 ПРИВОДІ»

керівник МКР Козлов Леонід Геннадійович д.т.н., професор,
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «__» _____ 20__ року №__.

2. Строк подання студентом МКР: 6 грудня 2019 р

3. Вихідні дані до МКР: номінальний тиск 16 МПа, номінальна подача
 насоса

до $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Анотація, вступ, огляд відомих схем бурильних установок, опис розробленого мехатронного приводу мобільної бурильної установки, математична модель мехатронного приводу мобільної бурильної установки, дослідження характеристик мехатронного приводу мобільної бурильної установки, економічна частина, охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях, висновки.

6. Консультанти розділів МКР

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Козлов Л.Г. д.т.н., професор		
Економічна частина	Руда Л. П., доцент кафедри ЕПВМ		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Віштак І. В., доцент кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання «___» _____ 20__ р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Визначення об'єкту та предмету дослідження		
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач		
3	Техніко-економічне обґрунтування досліджень		
4	Розв'язання поставлених задач		
5	Формулювання висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів		
6	Виконання розділу «Економічна частина»		
7	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»		
8	Попередній захист МКР		
9	Перевірка роботи на плагіат		
10	Нормоконтроль МКР		
11	Рецензування МКР		
12	Захист МКР		

Студент

(підпис)

Поліщук О.В.

Керівник МКР

(підпис)

Козлов Л.Г.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	6
ABSTRACT	7
ВСТУП.....	8
1 ОГЛЯД ВІДОМИХ ГДРОСИСТЕМ БУРИЛЬНИХ УСТАНОВОК	11
1.1 Опис схеми гідравлічної установки СБК-4.....	11
1.2 Схема гідравлічної установки УКБ-200/300С	15
1.3 Схема бурильної установки БКМ-2М.....	18
1.4 Висновки.....	21
2 ОПИС РОЗРОБЛЕННОЇ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА	22
2.1 Опис розробленого механотронного приводу	22
2.2 Висновки.....	25
3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	26
3.1 Опис блок схеми математичної моделі механотронного приводу	26
3.2 Розв'язання математичної моделі мехатронного провoda бурильної установки в середовищі MATLAB SIMULINK.....	33
3.2 Висновки.....	37
4 ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	38
4.1 Дослідження стійкості механотронного приводу	38
4.2 Енергетичні характеристики механотронного приводу.....	52
4.3 Статичні характеристики механотронного приводу	56
4.4 Висновки.....	58
5 ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ПРОПОРЦІЙНИЙ РОЗПОДІЛЬНИК.....	59
5.1 Висновки.....	59
6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	61

6.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки механотронного приводу мобільної бурильної установки	61
6.2 Кошторис витрат на розробку механотронного приводу мобільної бурильної установки	66
6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки	72
6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності ..	74
5.5 Висновки	76
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	78
7.1 Аналіз умов праці	78
7.2. Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії ..	79
7.2 Мікроклімат	79
7.3 Освітлення	81
7.4. Шум	83
7.5 Вібрації	84
7.6 Техніка безпеки	85
7.7 Електробезпека	86
7.4. Пожежна безпека	86
7.5 Висновки	87
ВИСНОВКИ	88
ДОДАТКИ	92
ДОДАТОК А	93
ДОДАТОК Б	96

АНОТАЦІЯ

Робота починається з огляду відомих гідравлічних схем на різних моделях бурових машин. В даному розділі описується принципи роботи гідравлічних систем, наведені схеми, які детально описуються. Було розроблено схему механотронного приводу на основі регульованого насоса і регульованих дроселів з електромагнітним керуванням.

Проведено математичне моделювання робочих процесів у механотронному приводі. В процесі роботи було досліджено статичні, динамічні, енергетичні характеристики приводу, що дозволяють визначити відповідні залежності та надати рекомендації для експериментального дослідження розробленого механотронного приводу мобільної бурильної установки.

Доцільність використання даних розробок наведені в розділі економічного обґрунтування. Безпеку використання розробленого механотронного приводу наведено у розділі охорони праці.

ABSTRACT

The work begins with an overview of known hydraulic circuits on different models of drilling machines. This section describes the operating principles of hydraulic systems, and describes the schemes that are described in detail. A scheme for a mechatronic actuator was developed based on an adjustable pump and electromagnetically controlled adjustable chokes.

The mathematical modeling of work processes in the mechatronic drive is carried out. In the course of the work, static, dynamic, energy characteristics of the drive were investigated, allowing to determine the appropriate dependencies and to provide recommendations for experimental study of the developed mechatronic drive of the mobile drilling rig.

The feasibility of using these developments is given in the economic section. The safety of use of the developed mechatronic hydraulic actuator is given in the section of labor protection.

ВСТУП

Актуальність теми. В 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 [1].

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 БKM-2M, БKM-3M, БKM- 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 [2].

Економічність гідросистеми бурильно-кранової машини може бути в значній мірі підвищена за рахунок використання регульованих насосів та пропорційних гідророзподільників.

Ще однією проблемою у використанні БKM є ручне керування процесом буріння. У цьому випадку режими роботи обираються оператором виходячи із його досвіду.

Ця задача може бути розв'язана на основі застосування контролерів для адаптивного керування режимами роботи механотронного привода бурильно-кранової установки.

Таким чином розроблення нового покоління механотронних приводів БКМ на основі регульованих насосів пропорційної гідроапаратури та контролерів є актуальною задачею [1].

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є зменшення втрат потужності збільшення продуктивності статичних та динамічних характеристик в механотронному приводі бурильно-кранової установки на основі розроблення нової схеми та раціонального вибору конструктивних параметрів

Для досягнення поставленої задачі планується розв'язати такі задачі:

1. Провести огляд відомих гідросистем краново-бурильних установок машин та установок;
2. Розробити нову схему механотронного приводу для бурильно-кранової установки;
3. Розробити математичну модель механотронного приводу та вибрати засоби для розв'язування рівнянь математичної моделі;
4. Провести розрахунки статичних, динамічних та енергетичних характеристик механотронного приводу;
5. Розробити рекомендації по вибору конструктивних параметрів та сконструювати дослідний зразок гідророзподільника;
6. Виконати розрахунки ефективності виконаної розробки;
7. Забезпечити безпечні умови роботи персоналу в науково-дослідній лабораторії.

Об'єкт дослідження. Робочі процеси у механотронному приводі.

Предмет дослідження. Механотронний привод.

Наукова новизна. Вдосконалена нелінійна математична модель механотронного приводу на основі експериментально визначеної витратної характеристик гідророзподільника та знайдене раціональне сполучення параметрів приводу.

Практичне значення отриманих результатів. В процесі виконання роботи розроблено нову схему механотронного приводу мобільної бурильної установки. Схема, що створена на основі регульованого насоса, пропорційної

апаратури та контролера дозволяє змінювати режими роботи бурильного обладнання при одночасному покращенні енергетичних характеристик. Система керування механотронним приводом, забезпечує можливість автоматичної зміни величини подачі інструмента при зміні навантаження на гідромоторі, що приводить до руху шнек в процесі буріння. Це забезпечує автоматичну адаптацію режимів роботи механотронного привода при зміні умов його роботи, що підвищує продуктивність роботи машини та спрощує процес керування приводом для оператора. Економічний ефект від використання розробленого механотронного привода становить 10,7 млн. грн за 3 роки .

Апробація результаті в дослідження. Результат роботи неодноразово доповідалися на міжнародних конференція « Гідро- та пневмоприводи машин-сучасні досягнення та застосування», що проходили у Вінницькому національному технічному університеті у 2016, 2018 роках. Фрагменти роботи подавалися для участі у всеукраїнських конкурсах студентських наукових робіт за напрямком « Гідравліка та гідропривод» та були відмічені дипломами II ступеня Моделювання системи керування гідроприводу фронтального навантажувача на базі гальмівного клапана,» м. Суми -2017 р.

«Удосконалення та долідження системи керування маніпулятора мобільної машини «Борекс 2102», м. Суми -2018 р.

1 ОГЛЯД ВІДОМИХ ГДРОСИСТЕМ БУРИЛЬНИХ УСТАНОВОК

1.1 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) маслонасоси, шестерні, пластинчасті, радіально-поршневі і аксіально-поршневі. Часто використовуються пластинчасті насоси в зведеному виконанні, що складаються з двох одинарних насосів мають один приводний вал.

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

Система управління (рис. 1.1) 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.

Конструктивно вони виконуються, або з похилим підшипником або з похилим блоком циліндрів. 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 СБК-4 зображена на рис.1.1. Подача рідини здійснюється від насосної станції А-1, яка включає гідронасос Н1 з приводним двигуном М1, баком Б1, ручним гідронасосом Н2 та фільтром Ф1 [2].

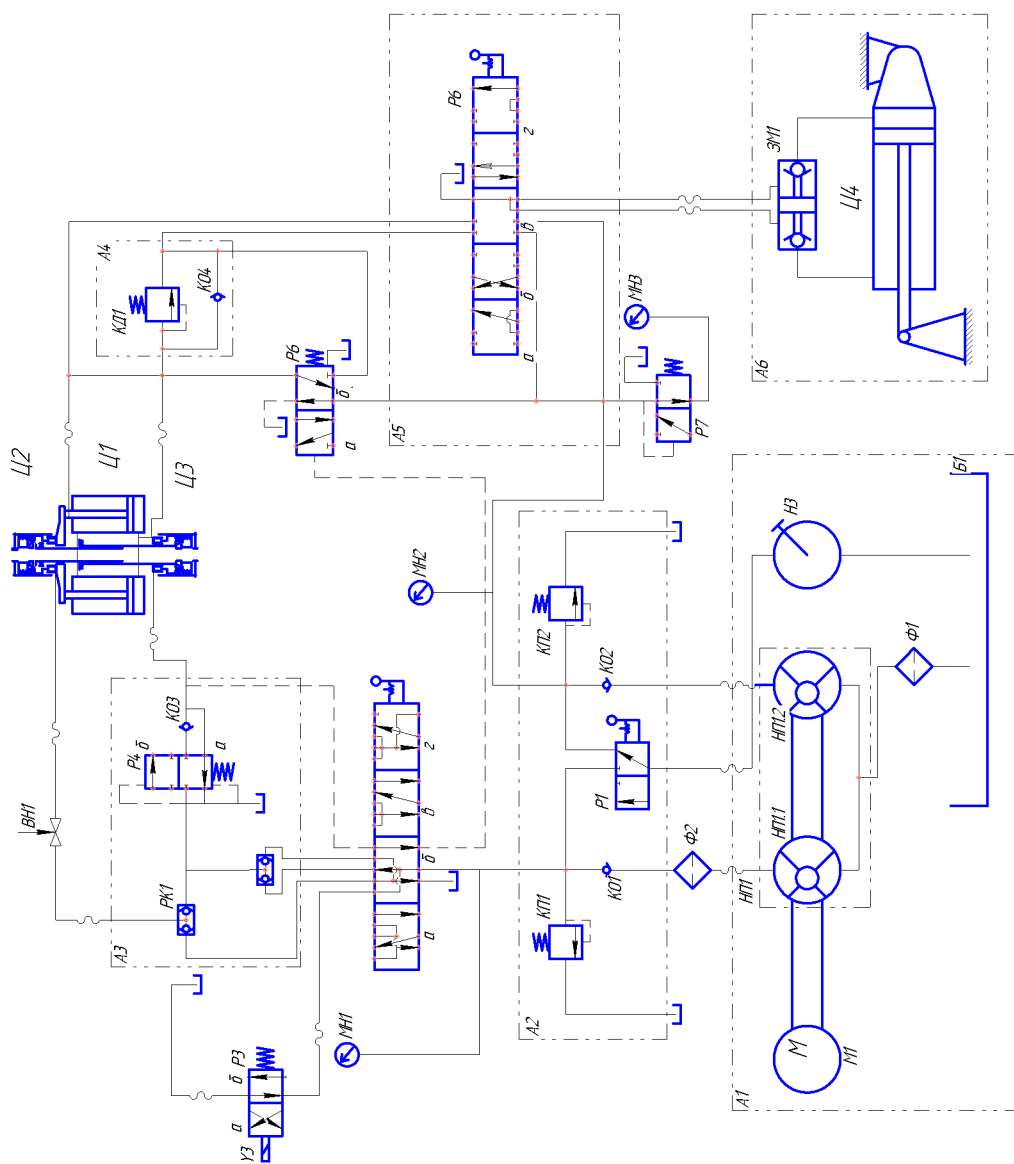


Рисунок 1.1- Гідравлічна система бурильної установки СБК-4

Секції гідронасоса НП1 подають мастило в гідросистему двома незалежними потоками, створюючи при цьому дві системи: гідро патронів і подачі. Орієнтуючись по наведеній нижче схемі, в систему гідро патронів 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 гідро-патрона нижнього також в порожнину управління золотника швидкого підняття Р5. В систему подачі, мастило подається з правої (відносно наведеної схеми) секції через гідронасоса НП1.2, та зворотній клапан КО2 в гідророзподільника 7/5 блоку А5. Від гідро-розподільника мастило може подаватися або в гідроциліндр подачі Ц1, або в гідроциліндр Ц4 механізму переміщення станка [3].

До нагнітальних магістралей блоку гідронасосів після зворотних клапанів підключені запобіжні клапани КП1 і КП2 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». та запобіжні клапани та розподільник вмонтовані в плиті А2. Зворотні Розподільник системи гідро-патронів Р2 має чотири позиції: «Закріпити» та «Розкріпити» відносяться до управління верхнього гідро-патрона при не закріпленому нижнього гідро-патрона; «Перехват» і «Зворотній перехват» от керування пдро-патронами та золотником швидкого підйому.

Приклад управління А5 має п'ять позицій розподілення потоку рідини в системі подачі. Позиції «Вверх» та «ВНИЗ» визначають направлення руху траверси обертання; позиція «До свердловини» та «Від свердловини» напрямом переміщення станка по рамі. Позиція «СТОП» відповідає зупинці руху траверси та станка.

Швидкість переміщення траверси та станка, а також осьовий опір на породоруйнуючий інструмент регулюється дроселем ДР2, вмонтованим в прилад

управління. Контроль осьової загрузки реалізується по вказівці загрузки на породоруйнуючий інструмент МНЗ, підключеному до нагнітальної магістралі системи подачі через золотник відключення датчика загрузки Р7. Від дроселя масло відводиться в зливну магістраль через золотник швидкого підйому Р5.

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

При бурінні з автоматичним перехватом машиніст бурової установки не переключас ограні управління гідросистеми станка, а лише веде спостереження за його роботою, контролюючи встановлену осьову загрузку на породоруйнуючий інструмент по показнику манометра МНЗ. При ручному управлінні перехоплювач включає установку рукоятки розподільника Р2 в положення «Перехват», а відключається встановленням його Рукоятки в положення «Закріпити» [3].

При «Зворотному перехваті» управління гідросистемою виконується окремо розподільником Р2 и приладом управління А3. При тому розподільник Р2 закріплюється нижнім гідро патрон і розкріпляє верхній гідро патрон (перекріплення), а швидкість подачі шпинделя (траверси) регулюється дроселем ДР2 приладу управління А5. Подачу шпинделя і переміщення станка виконується незалежно від того, закріплений верхній патрон або розкріплений. Робота гідравлічної системи при бурінні з автоматичним перехопленням.

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 (електричній шафі)-в положення «Автомат».

Буріння ведеться з регулятором подачі А4. Потік масла, що подається насосом Н1 системи гідравлічних патронів, від розподільника Р2 спрямовується на в маслбак через злив гідравлічного розподільника з електромагнітним управ-

лінням Р3. Отже, масло насос системи гідравлічних патронів в цей час розвантажений. Масло в гідравлічні патрони не надходить і тиск в їх порожнинах відсутня.

Тому верхній гідравлічний патрон закріплений (бурильна труба затиснута кулачками), а нижній-розкріплений. В системі подачі потоку масла від масло насоса НП 1.2 через канали розподільника Р6 приладу управління А надходить у верхні порожнини гідроциліндрів подачі. Тиск у верхніх порожнинах, необхідне для створення осьової навантаження на породо-руйнуючий інструмент, встановлюється дроселем ДР2 приладу управління А5 за вказівником осьового навантаження МНЗ.

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

1.2 Схема гідравлічної установки УКБ-200/300С

Гідравлічна система працює від двох шестиренних маслонасосів 1 і 9. Маслонасосом 1 подається масло в гідропатрон 5 і циліндри подачі 4 і 13, а також в гідроциліндр переміщення верстата 6 і підйому мачти 3. Маслонасосом 9 подається масло в гідродвигун демонтажу штанги 11. При подачі масла в систему від маслонасоса 1 воно через зворотній клапан К04 і фільтр Ф1 поступає в реверсивний гідророзподільник 14. Подача масла в систему може здійснюватись і від ручного маслонасоса 15 через зворотній клапан К05. До напірної магістралі між гідророзподільником і фільтром підключений манометр МН1.

Гідророзподільник 14 може займати дві позиції стану гідропатрона: «затиснення» і «розжимання». При положенні «затиснення» (позиція б) масло від маслонасоса надходить в трьохзолотниковий розподільник 2, який включає в себе три гідророзподільника Р2, Р3, Р4 і запобіжний клапан КП5. Гідророзпо-

дільник Р2 визначає напрямок переміщення верстата, гідророзподільник Р3 - напрямок руху мачти, а гідророзподільник Р4 - напрямок переміщення шпинделя. При нейтральному положенні золотників всіх гідророзподільників (позиція «Стоп»).

У цьому положенні порожнину, в якій розміщена пружина перепускного клапана КП4, через канали і проточки золотників гідророзподільників Р2, Р3 і Р4 з'єднується зі зливною магістраллю. Пропускний клапан під дією невеликого підпору, що утворюється при закінченні певного обсягу масла через дросель клапана, відкривається і перепускає весь потік масла від маслососа в маслобак.

При установці золотника будь-якого гідророзподільника в одну з робочих позицій переривається ланцюг відведення масла в маслобак з порожнини пружини перепускного клапана. Тиск масла в порожнині пружини клапана піднімається, і золотник клапана зусиллям пружини перекриває потік масла з напірної магістралі на слив в маслобак [1].

При збільшенні тиску масла в системі, що перевищує величину, на яку налаштований запобіжний клапан, золотник клапана під дією тиску масла стискає пружину і відкриває прохід масла в зливну магістраль. Це в свою чергу призводить до зниження тиску масла в порожнині пружини перепускного клапана, який відкривається і пропускає через себе в маслобак надлишок масла. Гідророзподільник Р4, який визначає напрямок переміщення шпинделя, має чотири положення: «Верх», «Стоп», «Вниз» і «Вільна». «Від свердловини», «Стоп» і «На свердловину». Гідророзподільник Р3, що визначає напрямок руху мачти, має чотири положення: «Підйом», «Стоп», «Опускання» і «Нахил».

Швидкість переміщення шпинделя і верстата по рамі, а також зусилля, що розвиваються гідроциліндрами подачі і гідроциліндром переміщення, змінюються регулятором тиску КД1, приєднаним до запобіжного клапану КП5. Регулятор тиску встановлюється на необхідне осьове зусилля на породоруйнуючий інструмент при бурінні свердловин без застосування регулятора швидкості подачі.[3].

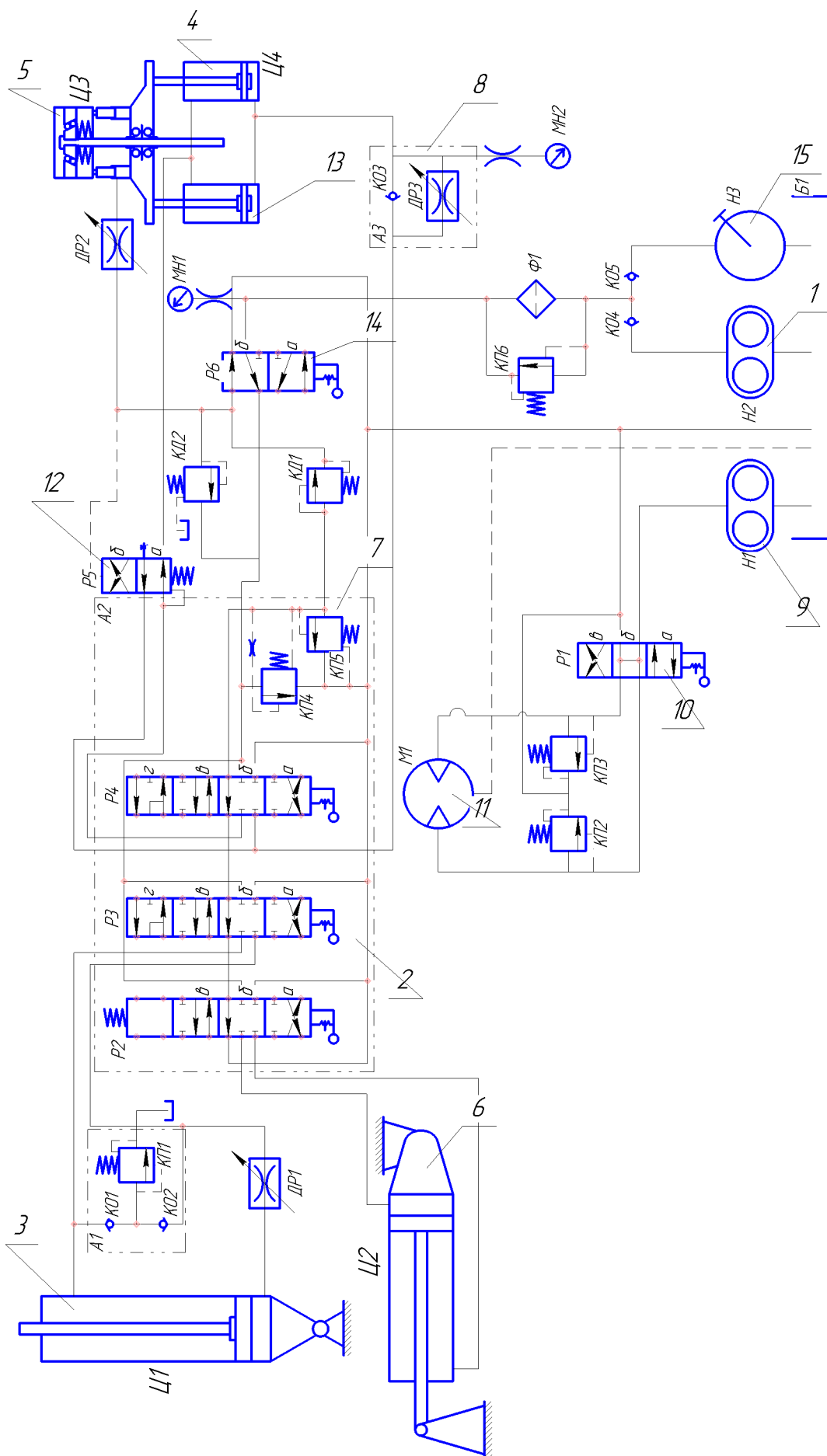


Рисунок 1.2- Схема гідравлічної установки УКБ-200/300С

Регулятор тиску встановлюється на необхідне осьове зусилля на породоруйнуючий інструмент при бурінні свердловин без застосування регулятора швидкості подачі. Контроль здійснюється за манометром МН1, підключеному до напірної магістралі.

Для відліку осьового навантаження манометр має додаткову поворотну шкалу. При бурінні з регулятором швидкості подачі (дросель ДР3), встановленому на лінії зливу з нижніх порожнин гідроциліндрів подачі, контроль за осьовим навантаженням здійснюється за манометром МН2. Для відліку осьового навантаження манометр також має додаткову поворотну шкалу.

1.3 Схема бурильної установки БКМ-2М

Бурильне обладнання БКМ-2М (рис.1.3) 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, який відповідно підіймає або опускає даний конструктивний елемент.

Гідроциліндр Ц2 закріплений на рамі та прикріпленні до бурильної стріли. Гідроциліндри Ц1 та Ц3 прикріплюються на основу рукавами високого тиску через трійники ТР, маслопроводи Мп, гідроприводи Гп– відповідно до принципової гідравлічної схеми.

При натисненні на ричаг розподільника, мастило подається у відповідну порожнину гідроциліндрів, та підіймають, або опускають установчу, і бурильну стрілу, а також гусак.

Схема гідравлічна приводу кручення шнека складається із гідронасоса Н1, розподільника Р1, гідромотора М1, масляного бака Б1, фільтра Ф1, і запобіжного клапана К1.

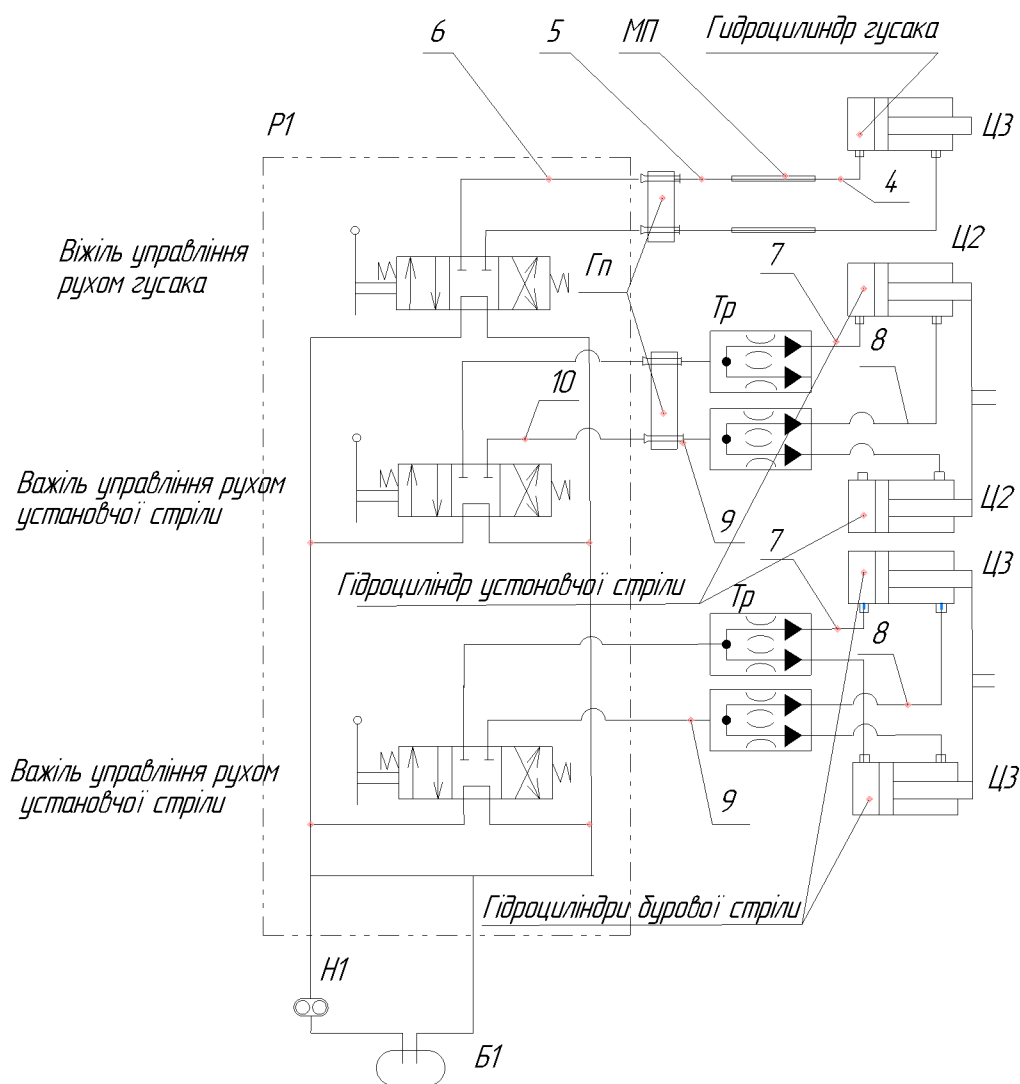


Рисунок 1.3– Гідравлічна схема краново-бурильної установки БКМ-2М

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

Позначення	Назва	Кількість
Б1	Бак гідросистеми	1
ТР	Трійник	4
Н1	Насос гідросистеми	1
Р1	Розподільник	1
Ц1	Гідроциліндр	1
Ц2	Гідроциліндр	2
Мп	Маслопровод	2
Гп	Гідропровод	2

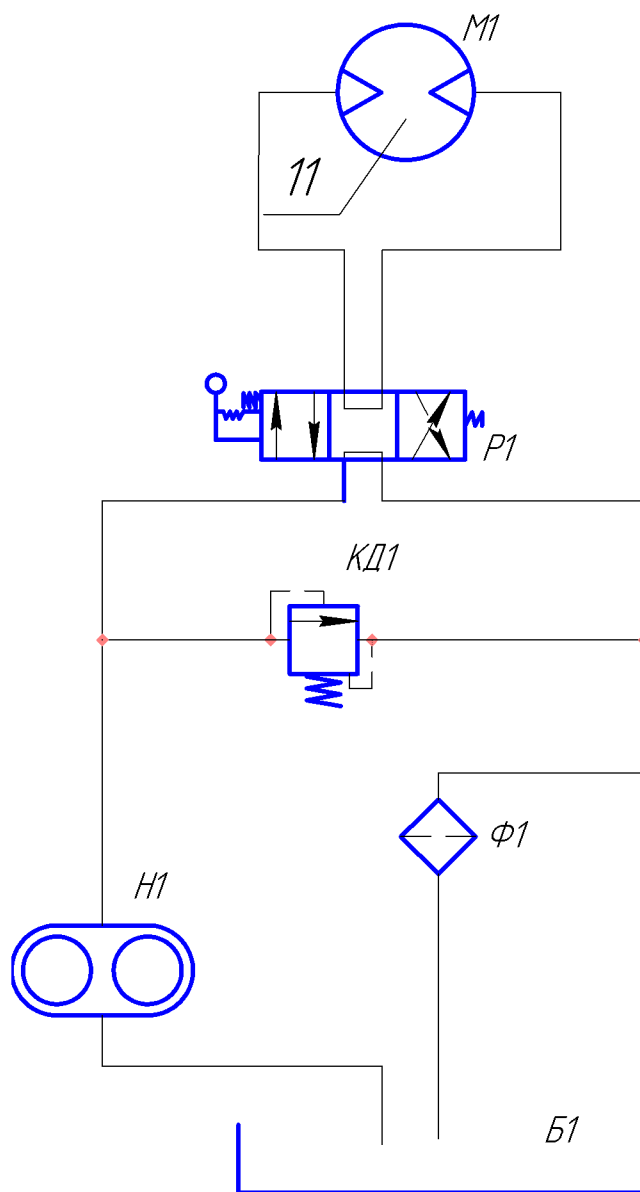


Рисунок 1.4– Гідравлічна схема привода обертання шнека

Таблиця 1.2– Склад гідросистеми привода обертання шнека

Позначення	Назва	Кількість
Б1	Бак гідросистеми	1
К1	Клапан запобіжний	1
Н1	Насос гідросистеми	1
Р1	Розподільник	1
М1	Гідромотор	1

1.4 Висновки

Проведений огляд гідросистеми бурильних установок та машин дозволяє зробити такі висновки:

1. Більшість гідросистем бурильних установок , що випускаються в Україні та країнах на території бувшого СРСР побудовані на базі нерегульованих шестеренних насосів та релейних гідророзподільників

2. В таких гідросистемах регулювання режимів роботи виконавчих механізмів досягається за рахунок дросельного регулювання потоком від насосів , що призводять до значних втрат потужності в процесі роботи

3. Вибір режимів роботи бурильного обладнання не є оптимальним , а вибирається на основі досвіду оператора машини .

4. Економічність роботи бурильних машин та установок може бути підвищена за рахунок розроблення та застосування механотронних приводів на основі регульованих насосів, пропорційної гідроапаратури, датчиків та контролерів.

5. Застосування контролерів в гідросистемах бурильних установках створює передумови для забезпечення адаптації режимів роботи режимів бурильної установки до зміни зовнішніх умов її роботи [2].

2 ОПИС РОЗРОБЛЕННОЇ МЕХАТРОННОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

2.1 Опис розробленого мехатронного приводу

На рисунку 2.1 зображена схема мехатронного приводу бурильної установки. 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.

Мехатронний привод включає два виконавчих органи (гідроциліндр 4 та гідромотор 5), які забезпечують весь процес буріння. Мехатронний привод 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 [4].

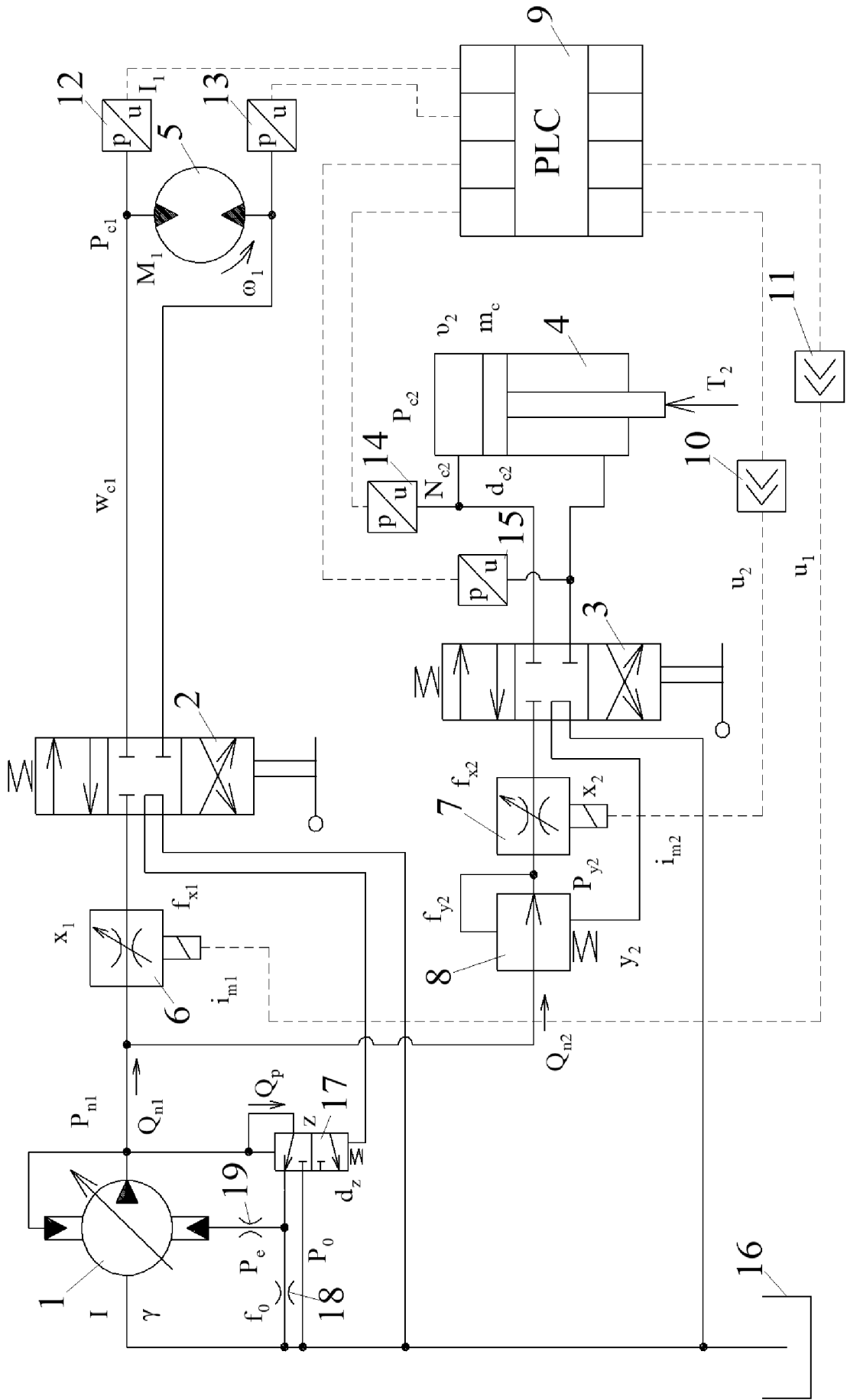


Рисунок 2.1 – Разобрана схема мехатронного привода

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 мехатронній гідросистемі.

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 мехатронній гідросистемі.

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 мехатронної гідросистеми бурової установки характеризується частою зміною навантаження на гідромоторі 5 та гідроциліндрі 4. Тобто мехатронна гідросистема повинна під налаштовуватися на режим використання різної потужності. Налаштування на режими використання різної потужності закладено в алгоритм контролера 9. 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 мехатронній гідросистемі.

Вплив параметрів регулятора потоку 8 та регулятора подачі 17 на динамічні характеристики мехатронної гідросистеми визначалися на основі досліджень її робочих процесів із застосуванням розробленої математичної моделі.

2.2 Висновки

1. Запропоновано мехатронний привід на основі одного регульованого насоса, регульованих дроселів з електромагнітним керуванням, датчиків та контролера. Застосування регульованого насоса з двома регульованими дроселями забезпечує відповідність подачі насоса величині потоків, що споживаються гідродвигуном, що суттєво зменшує втрати потужності в мехатронному приводі при регулюванні режимів роботи бурильного обладнання.

2. Застосування датчиків тиску, контролера та регульованих дроселів з електромагнітним керуванням дозволяє змінювати величину подачі інструмента при збільшенні моменту різання на ньому, що адаптує режими роботи мехатронного привода до зміни умов його роботи [2].

3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Опис блок схеми математичної моделі механотронного приводу

Динамічні характеристики мехатронного приводу визначалися на основі досліджень перехідних процесів із використанням математичної моделі. Математична модель мехатронного приводу складена з урахуванням таких припущень та спрощень [11]:

- 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 мехатронного приводу включає рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 3.9), що діють на вал гідромотора 5 (рівняння 3.10), рівняння нерозривності потоку між насосом 1, регулятором 17, регульованим дроселем 6 та клапаном 8 (рівняння 3.11), між регулятором 17 та дроселями 18 і 19 (рівняння 3.12), між дроселем 19 та сервоциліндром насоса (рівняння 3.13), між регульованим дроселем 6 та гідромотором 5 (рівняння 3.14), між клапаном 8 та регульованим дроселем 7 (рівняння 3.15), між регульованим дроселем 7 та гідроциліндром 4 (рівняння 3.16), рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 4 (рівняння 3.17), сил, що діють на золотник регулятора

17 (рівняння 3.18), сил, що діють клапан 8 (рівняння 3.19), рівняння падіння напруги на електромагнітах регульованих дроселів 6 та 7 (рівняння 3.20 та 3.21), залежності переміщення регульованих дроселів від величини напруги на електромагнітах (рівняння 3.22 та 3.23).

В результаті даних досліджень був отриманий маси даних $Q_{n1}=f(\Delta p, h)$, який дозволив за допомогою програми DATAFIT визначити аналогічну залежність та значення постійних коефіцієнтів у відповідній залежності.

$$Q_{n1} = \frac{\pi d_z^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot \operatorname{tg} \gamma; \quad (3.1)$$

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

$$Q_s = \beta_n W \frac{dp}{dt}; \quad (3.2)$$

Витрата через золотникові елементи :

$$Q = \mu \pi d_y \sqrt{\frac{2(p_{n1} - p_{n2})}{\rho}} \sin(p_{n1} - p_{n2}); \quad (3.3)$$

Сила демпфування на рухомих золотниках:

$$F_g = b_p \frac{dz}{dt}; \quad (3.4)$$

Момент демпфування на планшайбі насоса 1 та валу гідромотора :

$$M_d = b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}; \quad (3.5)$$

Витрати через золотник та демпферні елементи :

$$Q_d = \mu t_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}; \quad (3.6)$$

Величина осьового зусилля на гідроциліндрі:

$$T_2 = C_1 \left(V_2 \frac{2\pi}{zW_1} \right)^{C_2} \left(\frac{K_n \cdot 2\pi \cdot R_2^2 \cdot V_2 \cdot \rho_m}{w_1 \sqrt{R_1^2 + R_2^2}} \right); \quad (3.8)$$

де K_n – коефіцієнт пропорційності;

R_1, R_2 – радіуси шнека

ρ_m – густина ґрунту;

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

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

Рівняння моментів на планшайбі насоса 1:

$$I \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_e f_4 l - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (3.9)$$

Рівняння моментів на валу гідромотора 5:

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = p_{c1} q - M_1 - b_M \omega_1; \quad (3.10)$$

Рівняння нерозривності потоків на виході насоса 1:

$$\begin{aligned}
 F_7 d_8 k_1 n_t g \gamma = \mu \pi d_{x1} x_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_e) + \\
 a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p + \\
 \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt} + \mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0); \quad (3.11)
 \end{aligned}$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 30:

$$\begin{aligned}
 \mu k_{zZ} \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) + \\
 \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta_p W_0 \frac{dp_0}{dt}; \quad (3.12)
 \end{aligned}$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 31:

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p W_e \frac{dp_e}{dt} - f_4 \frac{d\gamma}{dt} l \cdot \cos\gamma; \quad (3.13)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 32:

$$a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p = q \omega_1 + \beta_n W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (3.14)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 33:

$$\begin{aligned} \mu\pi d_{y2}y_2\sqrt{\frac{2|p_{n1}-p_{y2}|}{\rho}}\text{sign}(p_{n1}-p_{y2}) &= \mu\pi d_{x2}x_2\sqrt{\frac{2|p_{y2}-p_{c2}|}{\rho}} \cdot \\ &\text{sign}(p_{y2}-p_{c2}) + \beta_p W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 34:

$$\mu\pi d_{x2}x_2\sqrt{\frac{2|p_{y2}-p_{c2}|}{\rho}}\text{sign}(p_{y2}-p_{c2}) = v_2 \frac{\pi d_{c2}^2}{4} + \beta_n W_{c2} \frac{dp_{c2}}{dt}, \quad (3.16)$$

Рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра 4:

$$m_c \frac{dv_2}{dt} = p_{c2} \frac{\pi d_{c2}^2}{4} - T_2 - b_c v_2; \quad (3.17)$$

Рівняння сил, що діють на золотник 17:

$$p_{n1} \frac{\pi d_z^2}{4} = p_{c1} \frac{\pi d_z^2}{4} + c_z(z + H_z) - b_z \frac{dz}{dt}; \quad (3.18)$$

Рівняння сил, що діють на золотник 8:

$$p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} = p_{c2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} + c_y(H_y - y_2) - b_y \frac{dy_2}{dt}; \quad (3.19)$$

Рівняння, що описують роботу контролера:

$$p_{c1}k_4k_cF_k(i_{p1}) = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1}R_e; \quad (3.20)$$

$$p_{c2}k_4k_cF_k(i_{p2}) = L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2}R_e; \quad (3.21)$$

Рівняння, що описують роботу електромагнітів 6 та 7:

$$\left(L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R_e\right) k_m = x_1; \quad (3.22)$$

$$\left(L_e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R_e\right) k_m = x_2; \quad (3.23)$$

Рівняння моменту опору на планшайбі насоса 1:

$$M_c = m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \quad (3.24)$$

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

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}; \quad (3.25)$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + E_{p0} p_0/p^2}. \quad (3.26)$$

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

z, x_1, x_2, y_2 – координати положення регулятора 17, регульованих дроселів 6, 7, клапана 8;

ω_1, v_2 – частота обертання валу гідромотора 5 та швидкість руху поршня гідроциліндра 4;

γ – кут повороту планшайби насосу 1;

$f_0, f_e, f_{x1}, f_{x2}, F_7$ – площі дроселів 18 та 19, 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 17 та клапана 8;

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

μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи;

ρ – 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, між регулятором 17 та дроселем 18, на вході гідромотора 5, на виході клапана 8, на вході в гідроциліндр 4, між дроселем 19 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 підсилювачі 11 та 12;

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_c – момент опору на планшайбі насоса 1;

β_p – приведений коефіцієнт податливості газорідинної суміші;

β_n – приведений коефіцієнт гумо-металевих трубопроводів та газорідної суміші;

q – робочий об'єм гідромотора 5;

b_c, b_z, b_y – коефіцієнти в'язкого тертя в гідроциліндрі 4, демпфування золотника регулятора 17 та клапана 8;

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

δ – товщина стінки трубопроводу;

W_f – об'єм рідини в газорідній суміші при величній тиску p ;

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

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

3.2 Розв'язання математичної моделі мехатронного привода бурильної установки в середовищі MATLAB SIMULINK

Розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі мехатронного привода бурильної установки 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 [11].

Simulink має зручний інтерфейс для складання математичних моделей за допомогою технології «drag and drop». Групуючи блок-діаграми у підсистемі 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 3.1. Структура основної блок-схеми включає підсистеми, яким відповідають диференціальні рівняння математичної моделі мехатронної гідросистеми бурильної установки. Кожна з підсистеми дозволяє знайти одне значення невідомої величини змінної стану системи керування гідроприводом від часу. Відповідність підсистем до рівнянь має наступний вигляд [11]

- рівняння 1 — Planshaiba — γ ;
- 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 3.2 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 ρ . Оператор *Abs* абсолютизує отримане значення, а оператор під назвою *Math-Function1* добуває корінь квадратний із нього. Оператор множення *Product2* перемножує попередньо обраховане значення на константу μ (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).

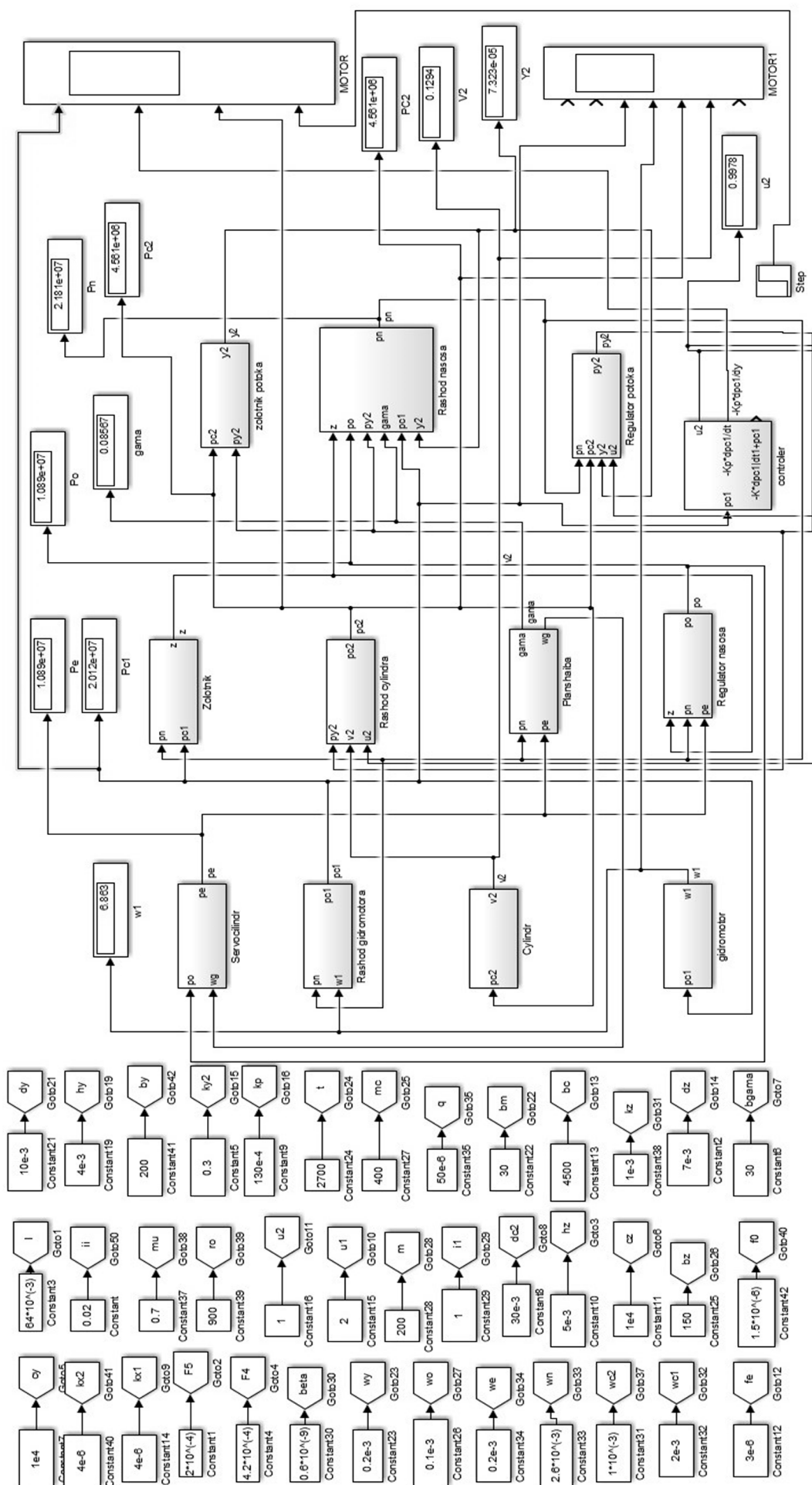


Рисунок 3.1 – Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB Simulink

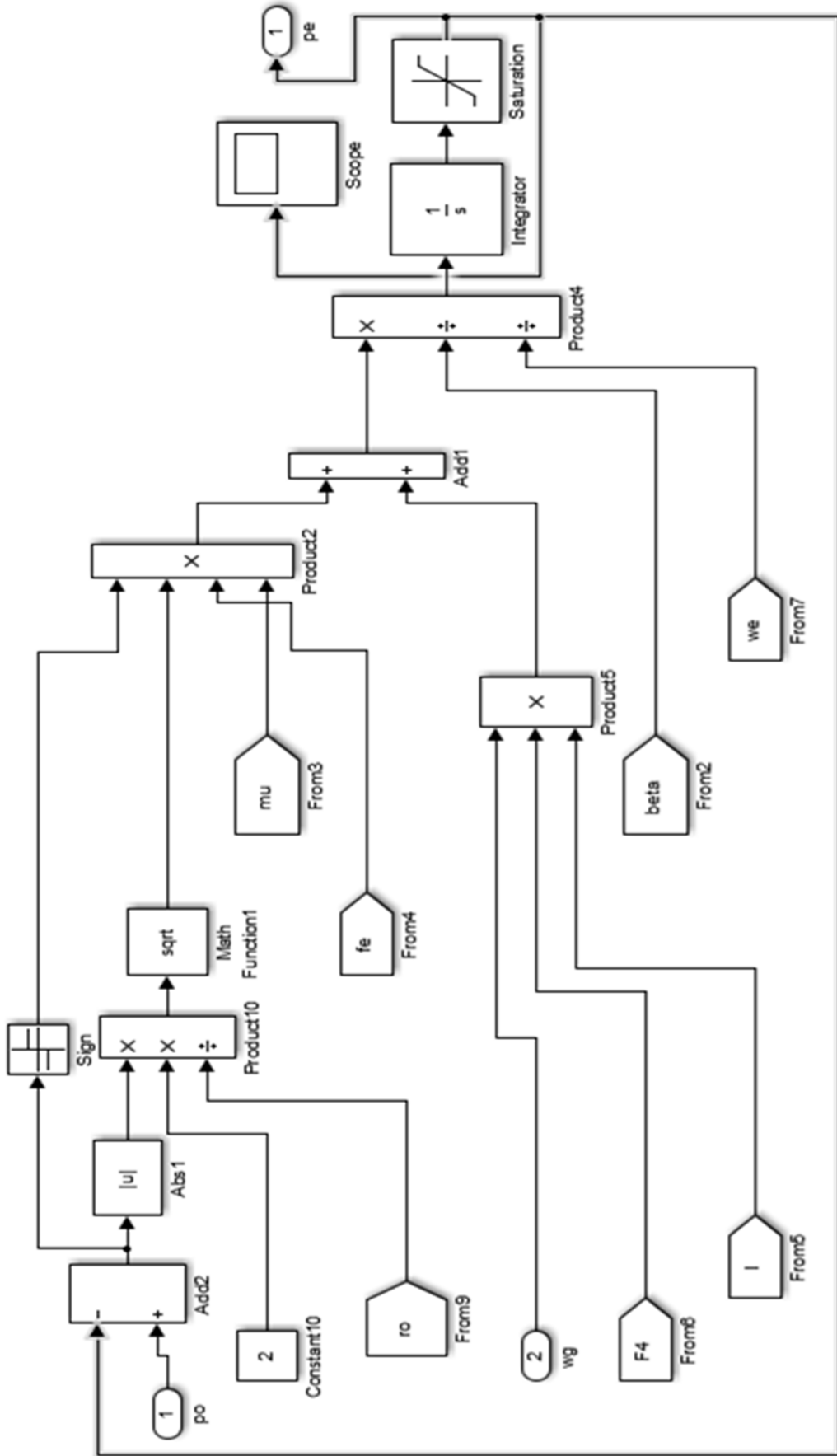


Рисунок.3.2– Блок-схема знаходження величини тиску p_e , що діє на сервоциліндр у залежності від часу

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*.

Головний суматор *Add1* через *Product4* ділиться отриманий добуток на коефіцієнт стискання робочої рідини β 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 перетворювань кінцевий результат буде нашим шуканим значення змінної тиску сервоциліндра p_e від часу t . Вивід результатів розрахунку виконуємо блоками *Scope*, *Out1* та *Display* [12].

3.2 Висновки

1. На основі даних експериментальних досліджень по визначенню витратної характеристики обчислені коефіцієнти полінома другого ступеня, що описує залежність витрати через гідророзподільник від величини відкриття регульованого дроселя та перепаду тиску на гідророзподільнику

2. Врахування залежності витратної характеристики рідини від параметрів гідроапаратури та режимів роботи дозволило створити більш точну математичну модель для дослідження робочих процесів в механотронному приводі.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

4.1 Дослідження стійкості механотронного приводу

Стійкість механотронного приводу залежить від параметрів та умов її роботи. Стійкість оцінено по виду перехідних процесів при різних сполученнях параметрів. Стійким вважався коливальний затухаючий перехідний процес, а нестійким – автоколивальний перехідний процес, відповідно.

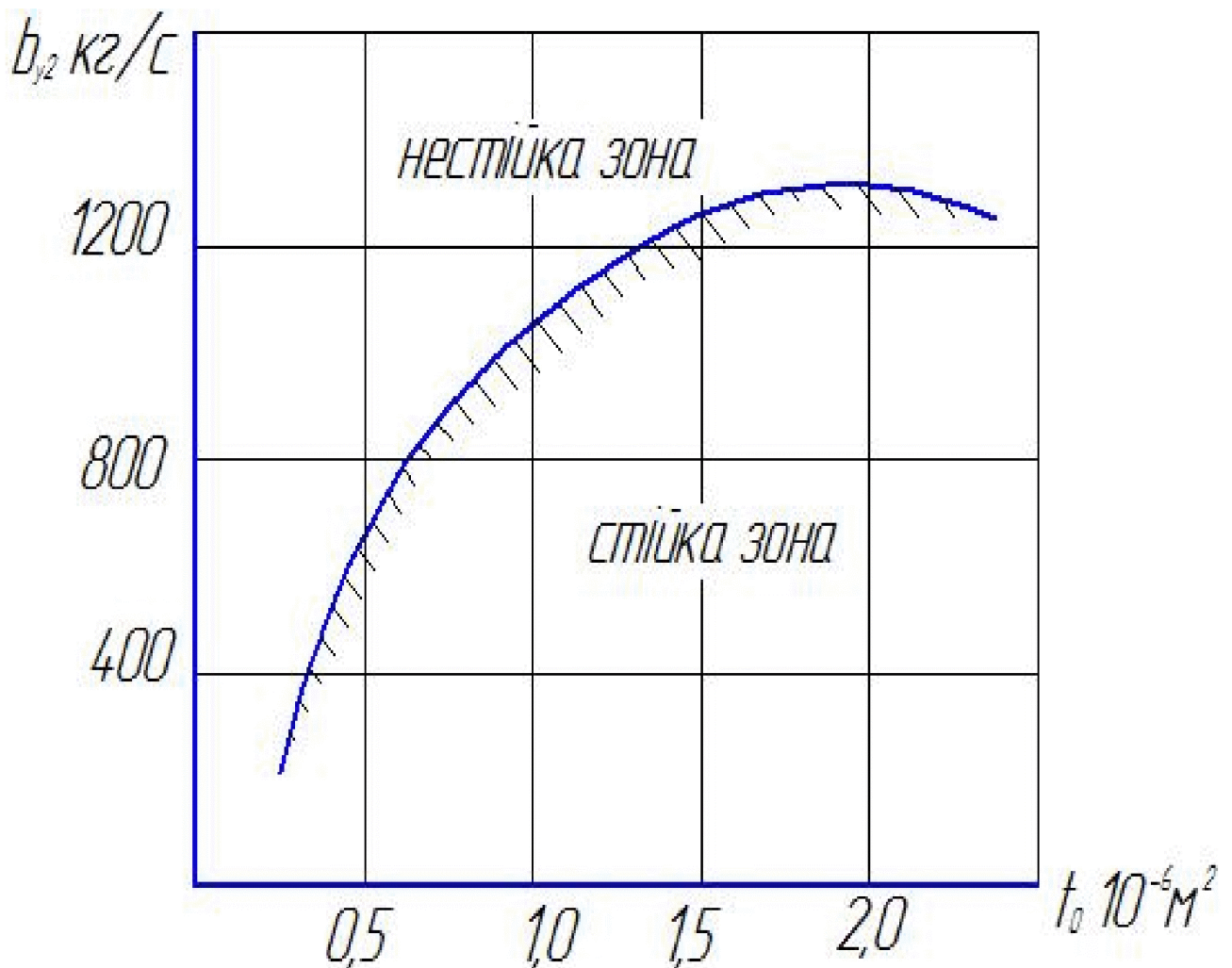


Рисунок 4.1– Стійкість механотронного приводу при зміні коефіцієнту демпфування b_{y2} та площі дроселя регулятора насоса t_0 .

На рисунку 4.1 показано стійкість механотронного приводу при зміні параметрів, що найбільш впливають на роботу приводу. Таким чином коефіцієнт демпфування b_{y2} обмежує зону з стійкої роботи у значеннях від 20 до 1000 кг/с, тоді як площа дроселя регулятора насоса f_0 обмежує зону стійкої роботи від 1 до $2,5 \cdot 10^{-6}$.

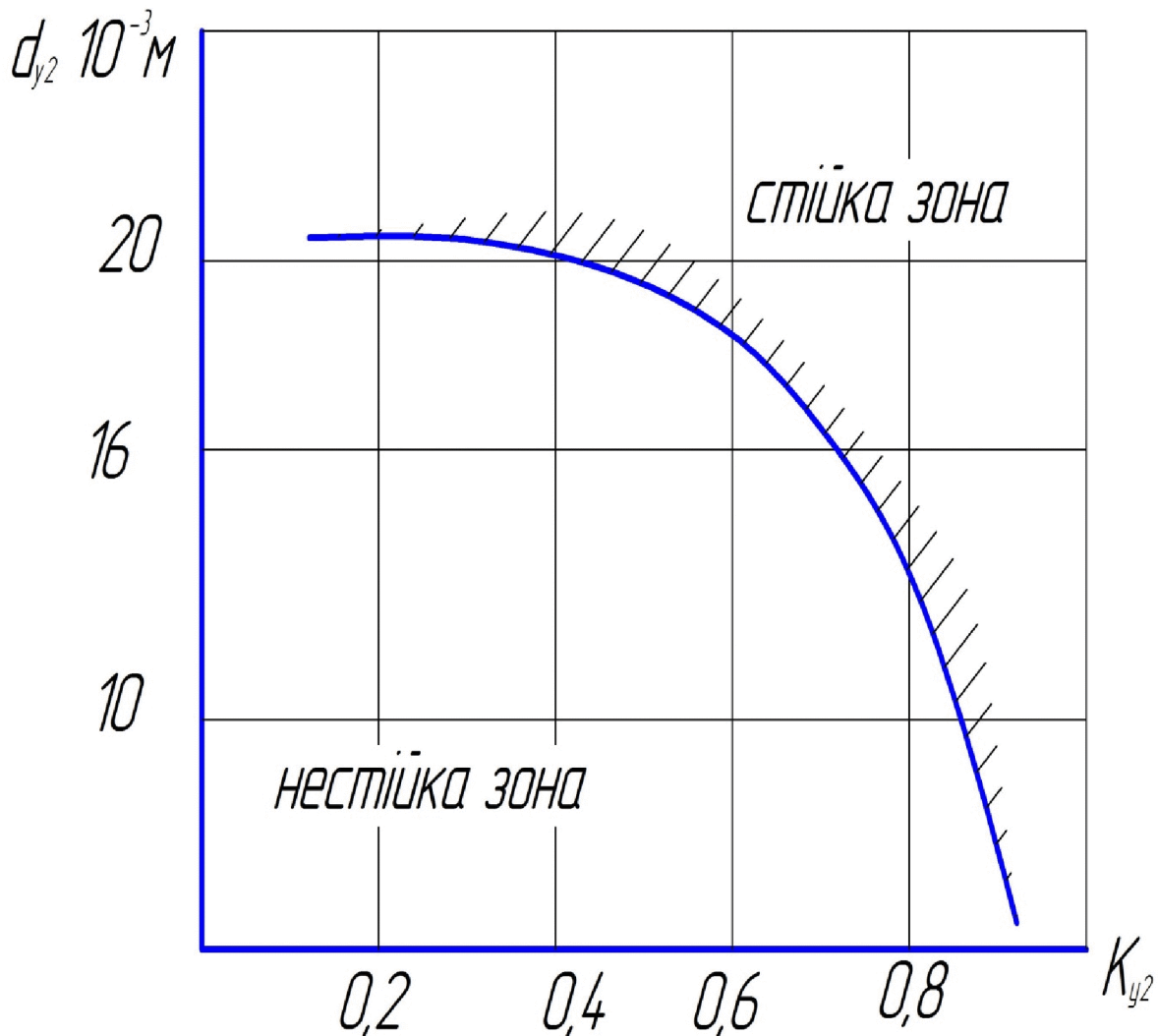


Рисунок 4.2– Стійкість механотронного приводу при зміні діаметра золотника d_{y2} та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора потоку K_{y2}

На рисунку 4.2 представлено залежні стійкості приводу при зміні діаметра золотника d_{y2} та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора потоку K_{y2} . При зміні параметра d_{y2} зона стійкої роботи обмежується значення-

ми 16-20. Тоді як при зміні значення регулятора потоку K_{y2} , зона стійкої роботи обмежується 0,2-0,6.

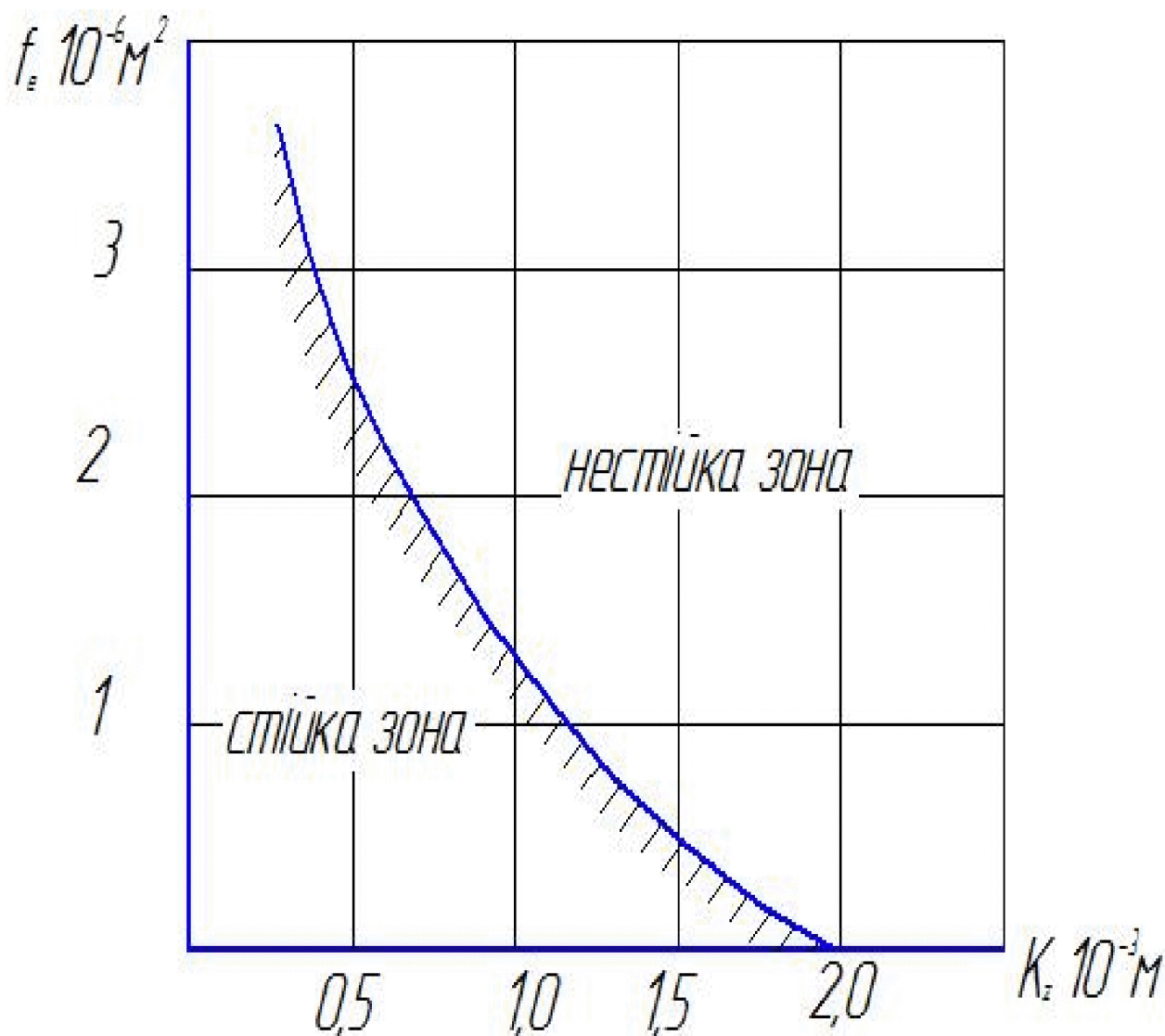


Рисунок 4.3– Стійкість мехатронного приводу при зміні площі дроселя сервоциліндра f_e та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора насоса K_z

Таким чином, з рисунку 4.3 можна побачити, що зона стійкої роботи обмежується значеннями зміни площі дроселя сервоциліндра f_e від 1-2, тоді як коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора насоса K_z обмежує зону стійкої роботи у значеннях 0,5-1,5 [8].

Орієнтуючись на результати дослідження впливу параметрів на стійкість роботи механотронного приводу заносимо дані у таблицю 4.1

Таблиця 4.1– Діапазони параметрів, що забезпечують стійку роботу механотронного приводу.

Параметр	Одиниці виміру	Діапазони значення
d_{y2}	м	0,16-0,2
b_{y2}	кг/с	20-1000
K_{y2}	м	$(0,2-0,6) \times 10^{-3}$
f_e	м^2	$(1-2) \times 10^{-6}$
f_0	м^2	$(1-2,5) \times 10^{-6}$
K_z	м	$(0,5-1,5) \times 10^{-3}$

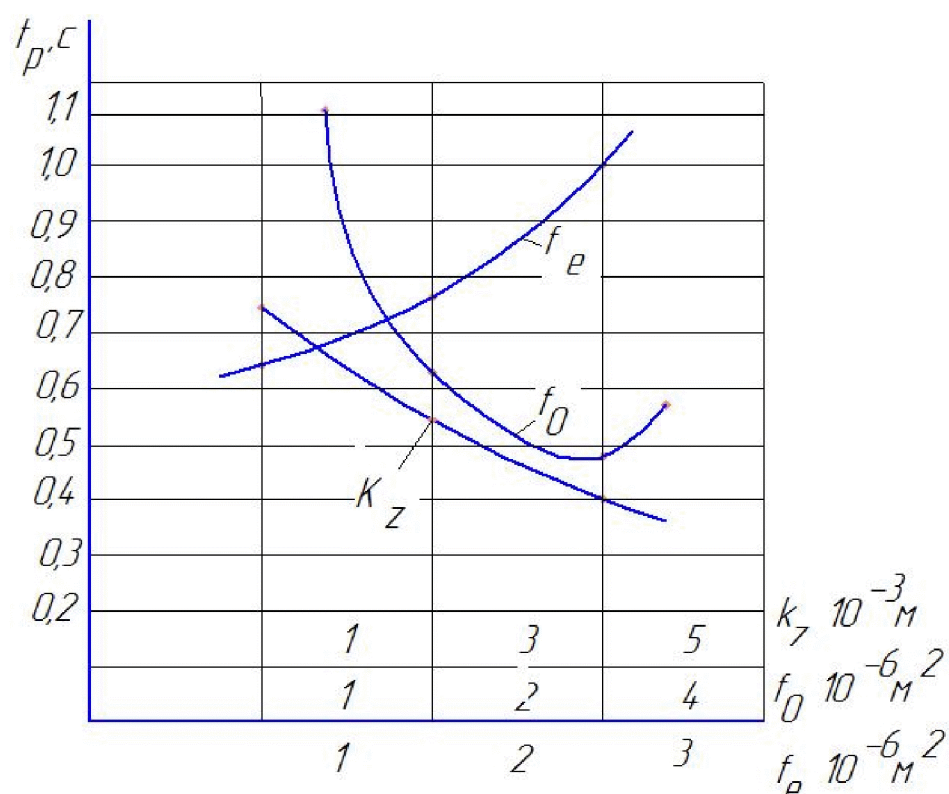


Рисунок 4.4– Вплив площі дроселя сервоциліндра f_e , площі дроселя регулятора насоса f_0 та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_z регулятора насоса на швидкодію мехатронного приводу

Найкращі показник швидкодії мехатронного привода для площі дроселя регулятора насоса f_0 становить 0,47 с при значенні $f_0=3,5 \times 10^{-6} \text{ м}^2$.

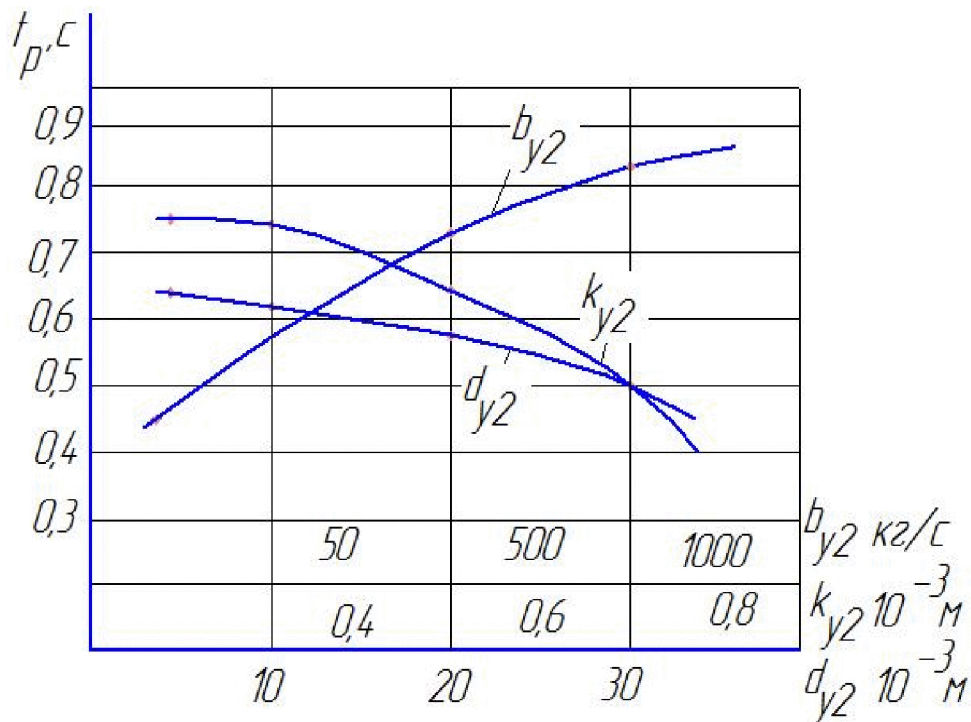


Рисунок 4.5– Вплив діаметра золотника d_{y2} , коефіцієнту демпфування b_{y2} та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_{y2} регулятора потоку на швидкість механотронного привоу.

Для збільшення швидкодії механотронного привоу, а отже зменшення часу перехідного процесу, потрібно орієнтуватися на максимальні значення параметрів коефіцієнту підсилення робочого вікна K_z регулятора насоса, діаметра золотника d_{y2} та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_{y2} регулятора потоку [8].

Також, досліджено вплив конструктивних параметрів мехатронного привоу на її перехідні процеси під час математичного моделювання в середовищі MATLAB Simulink. На рисунку 4.6 показано перехідний процес зміни в часі для тиску в напірній гідролінії та тиску в гідролінії з гідромотором, а також, переміщення золотників регулятора подачі насоса та регулятора потоку. Початкові умови для дослідження перехідних процесів

В результаті аналізу перехідного процесу на рисунку 4.6 має по тиску p_{c2} час перехідного процесу до 0,9 с, а величина перерегулювання складає 50%, коливальність дорівнює 8. Однак, розглядаючи перехідний процес в напірній гідролінії по тиску p_n маємо час перехідного процесу до 0,3 с, величина перерегулювання – 50%, коливальність – 3.

На рисунку 4.7 продемонстровано нестійкий режим роботи при $f_0=0,6 \times 10^{-6} \text{ м}^2$, який супроводжується незатухаючими коливаннями, що може призвести до руйнування бурової установки.

На рисунку 4.8 показано як змінюється характеристики перехідних процесів для механотронного приводу при зміні параметру $k_z=3 \times 10^{-3} \text{ м}$. В результаті аналізу перехідного процесу на рис. 4.8 має по тиску p_{c2} час перехідного процесу до 0,9 с, а величина перерегулювання складає 50%, коливальність дорівнює 8. Однак, розглядаючи перехідний процес в напірній гідролінії по тиску p_n маємо час перехідного процесу до 0,3 с, величина перерегулювання – 50%, коливальність – 3.

На рисунку 4.7 продемонстровано нестійкий режим роботи механотронного приводу при $f_0=0,6 \times 10^{-6} \text{ м}^2$, який супроводжується незатухаючими коливаннями, що може призвести до руйнування бурової установки.

На рисунку 4.8 показано як змінюється характеристики перехідних процесів для механотронного приводу при зміні параметру $k_z=3 \times 10^{-3} \text{ м}$. Згідно результатів моделювання (рис.4.6) параметри $k_z=3 \times 10^{-3} \text{ м}$, не впливає на перехідні процеси, що стосуються регулятора потоку.

Однак, переміщення золотника регулятора подачі насоса та тиск в напірній гідролінії реагують на динамічні навантаження краще: час перехідного процесу по тиску p_n складає до 0,2 с, величина перерегулювання – 40%, а коливальність – 2. На рис. 4.7 показано вплив параметрів нерегульованих дроселів регулятора подачі насоса та сервоциліндра на перехідні процеси в мехатронному приводі [8].

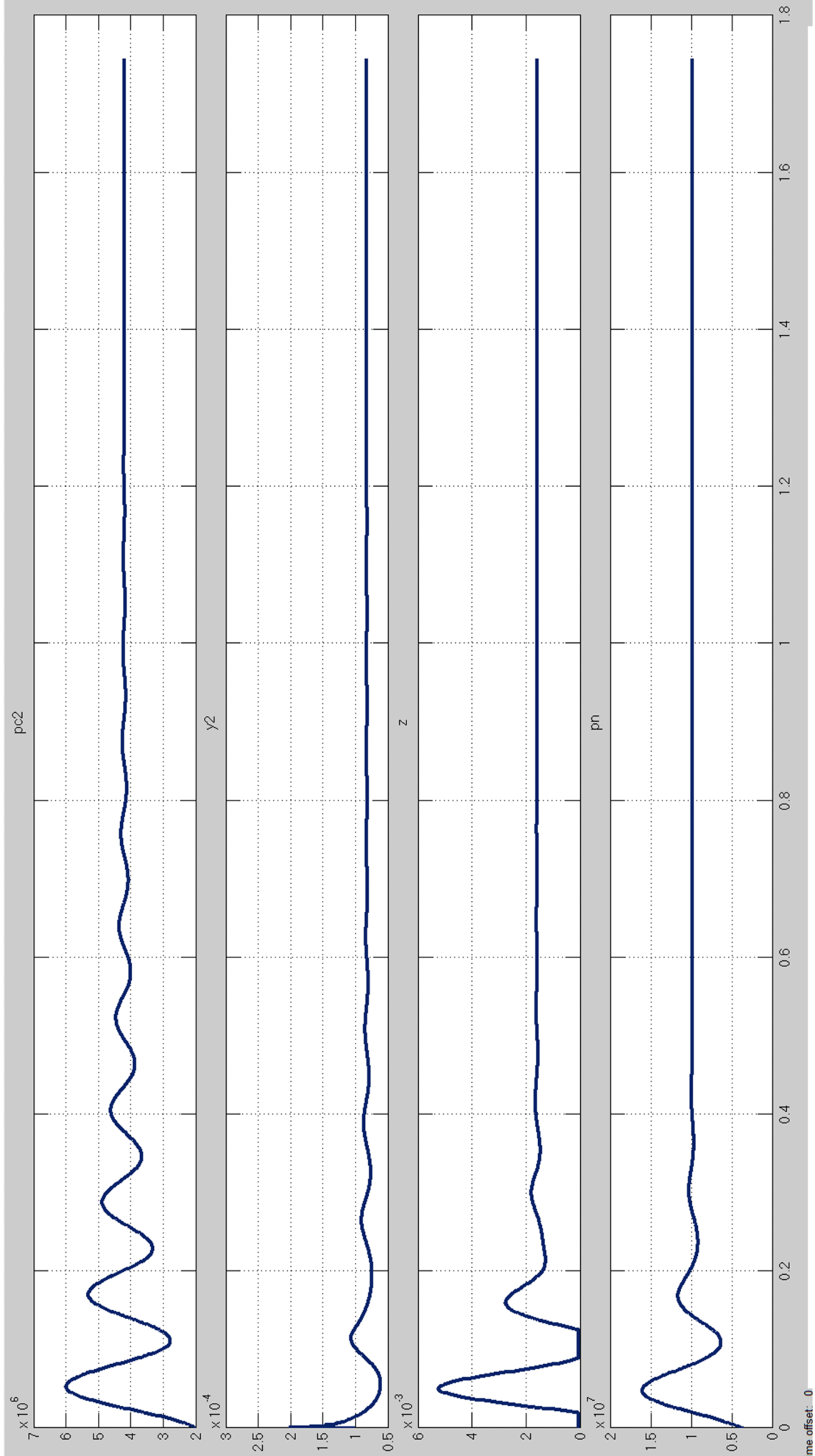


Рисунок 4.6- Перехідні процеси в мехатронному приводі при початкових умовах

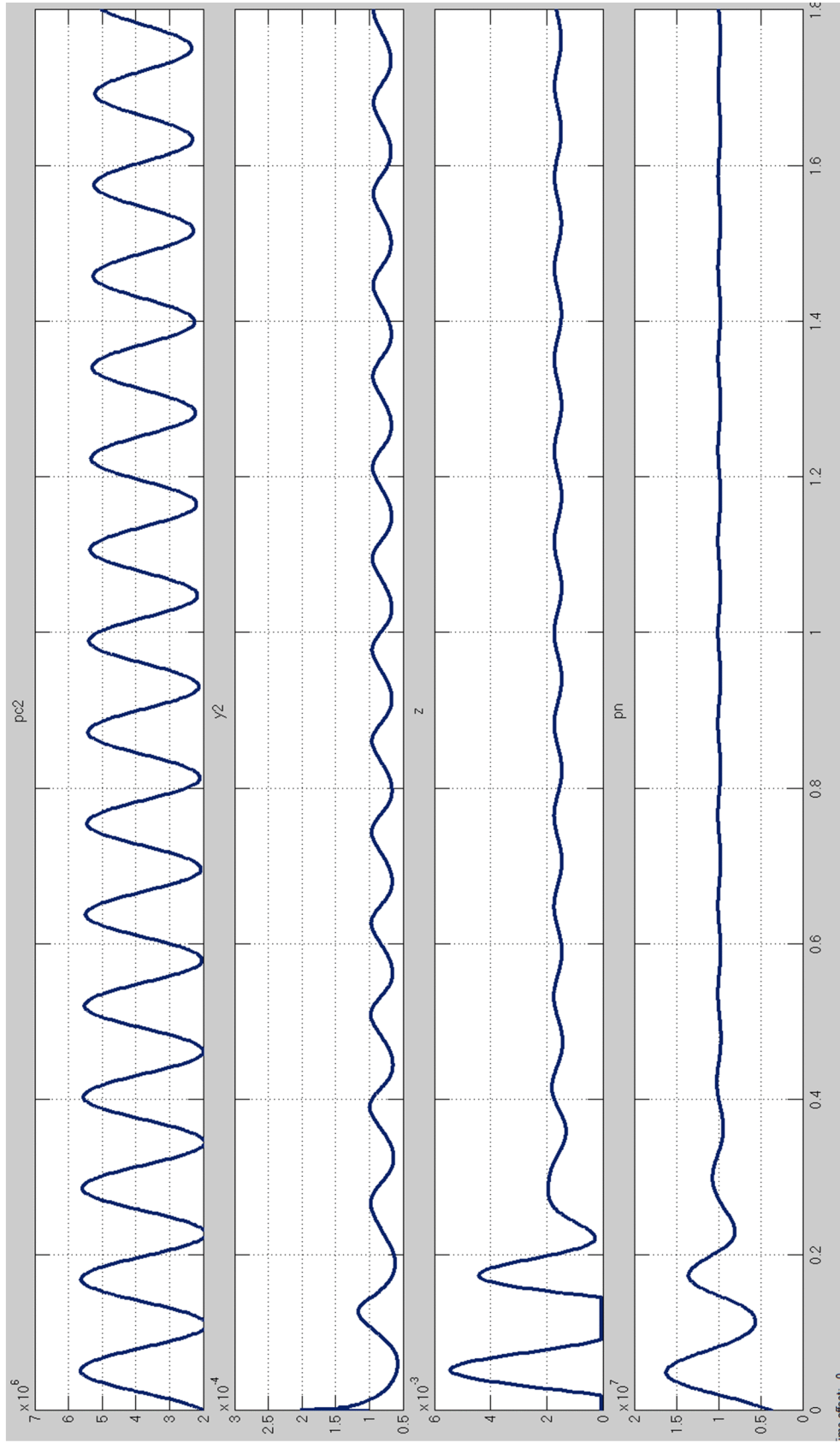


Рисунок 4.7- Нестійкий режим роботи мехатронного приводу при $f_0=0,6 \times 10^{-6} \text{ м}^2$

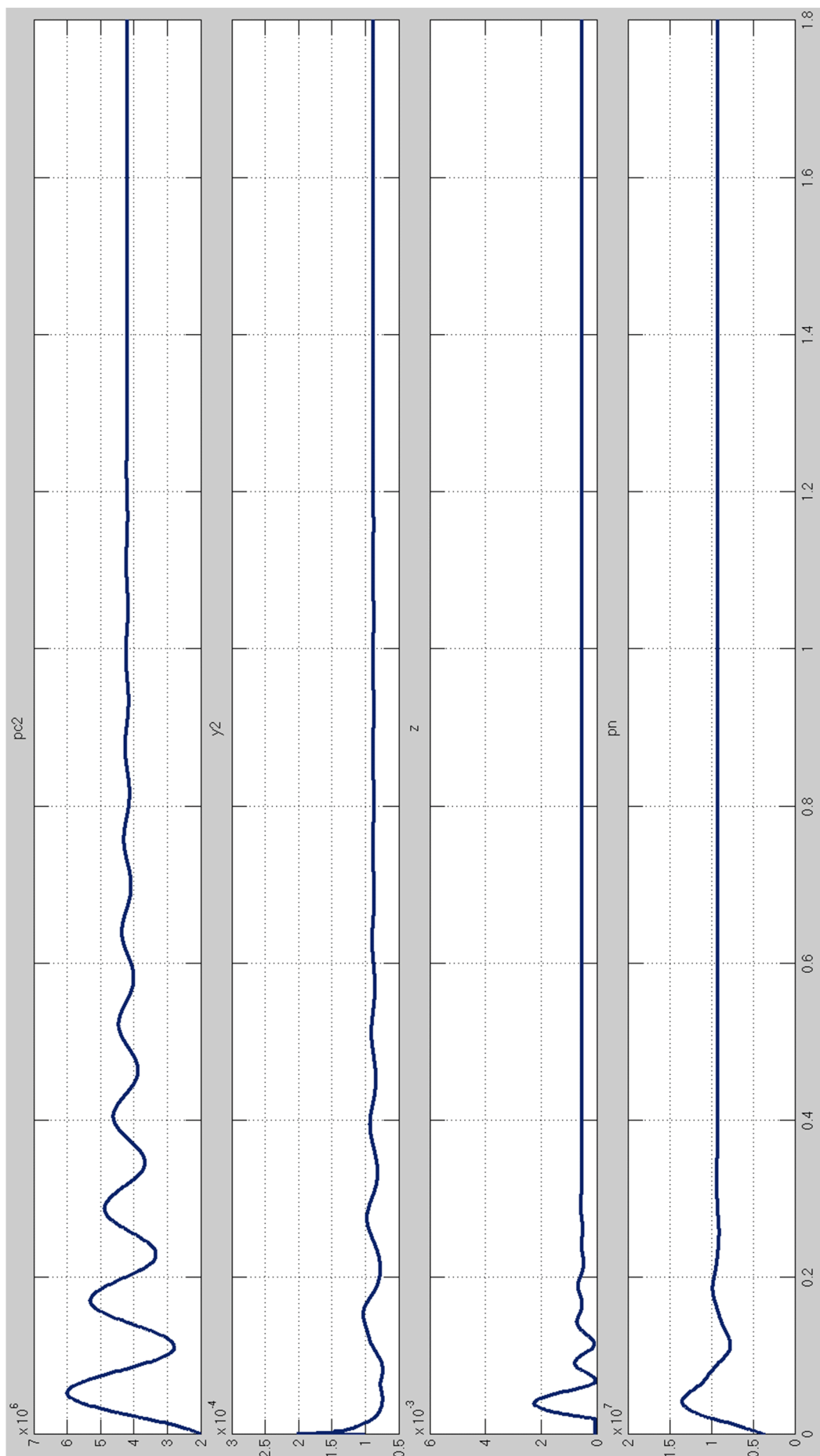


Рисунок 4.8- Перехідні процеси в мехатронному приводі при $k_z=3 \times 10^{-3}$ м

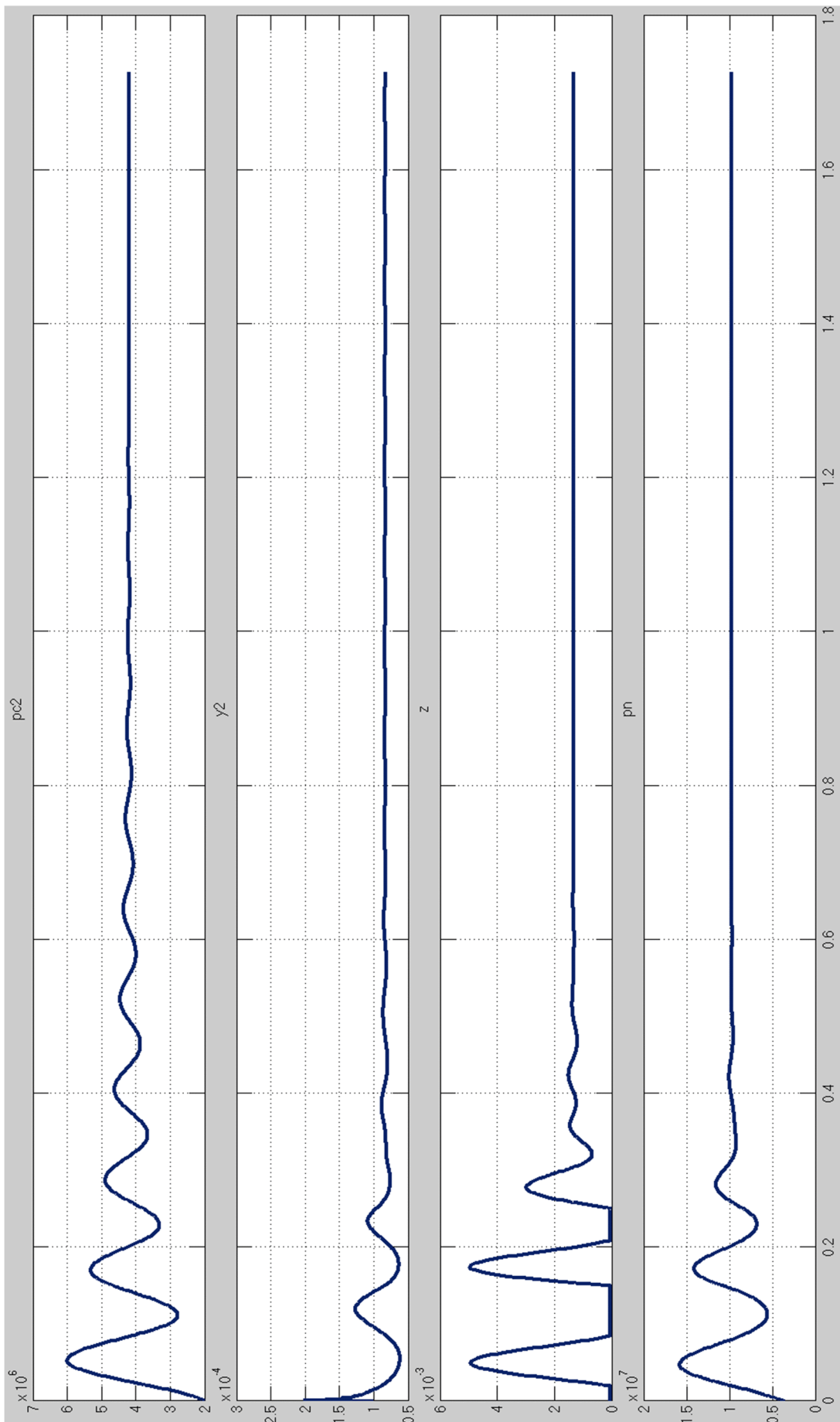


Рисунок 4.9- Перехідні процеси в мехатронному г приводі при $f_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ м}^2$

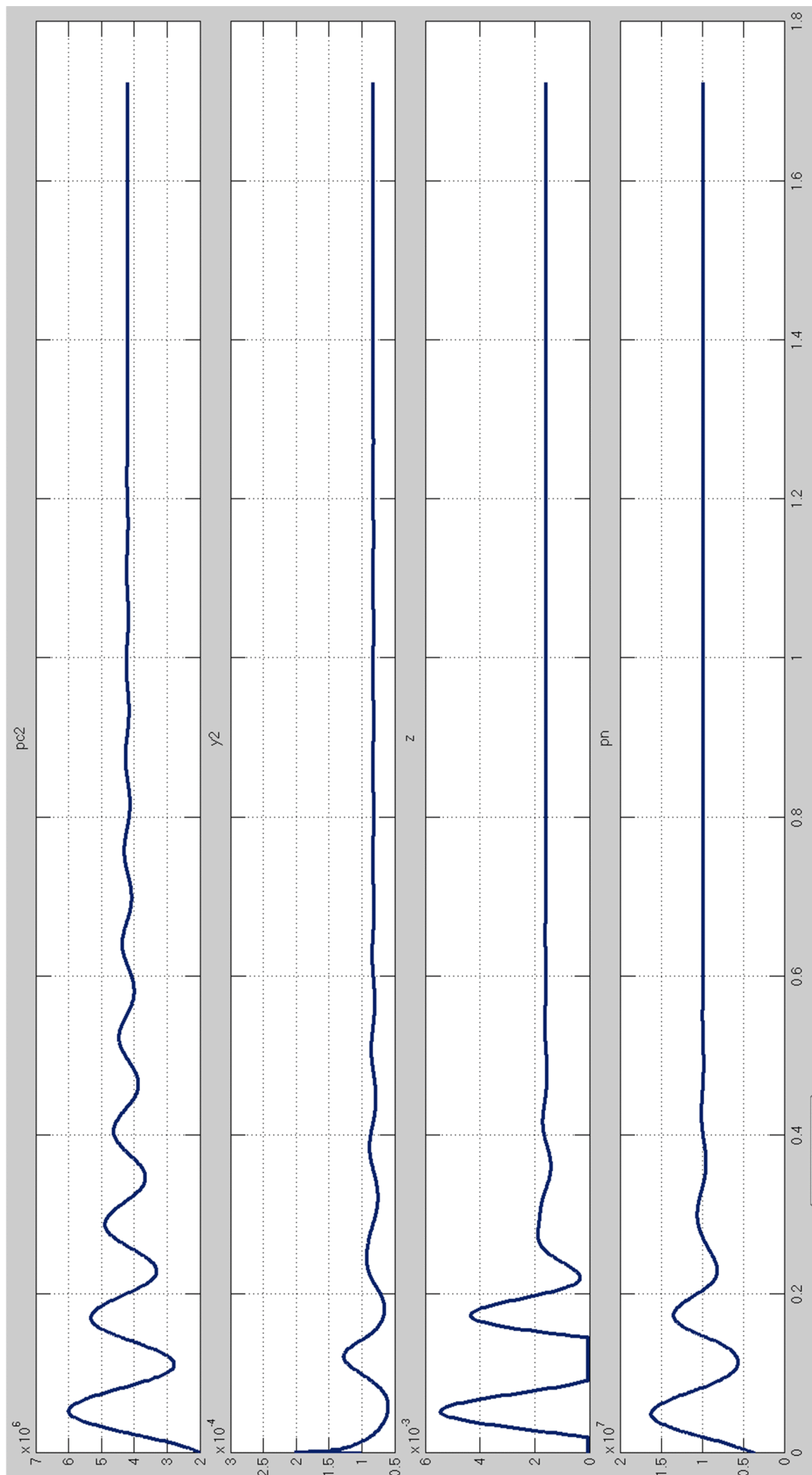


Рисунок 4.10- Перехідні процеси в мехатронному приводі при $f_c=1 \times 10^{-6} \text{ м}^2$

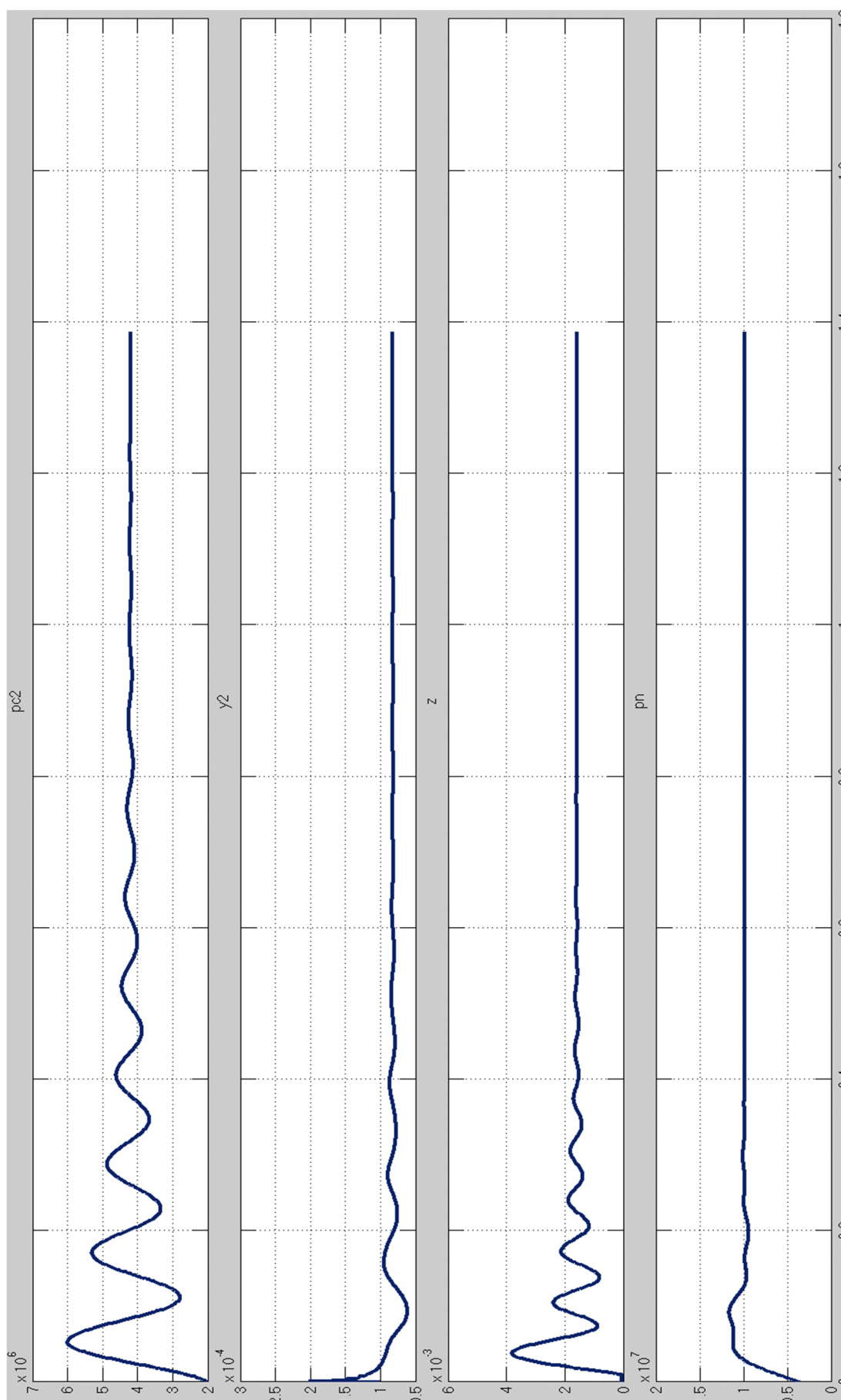


Рисунок 4.1.1-Перехідні процеси в мехатронному приводі при $b_{y2}=500$ Нс/м

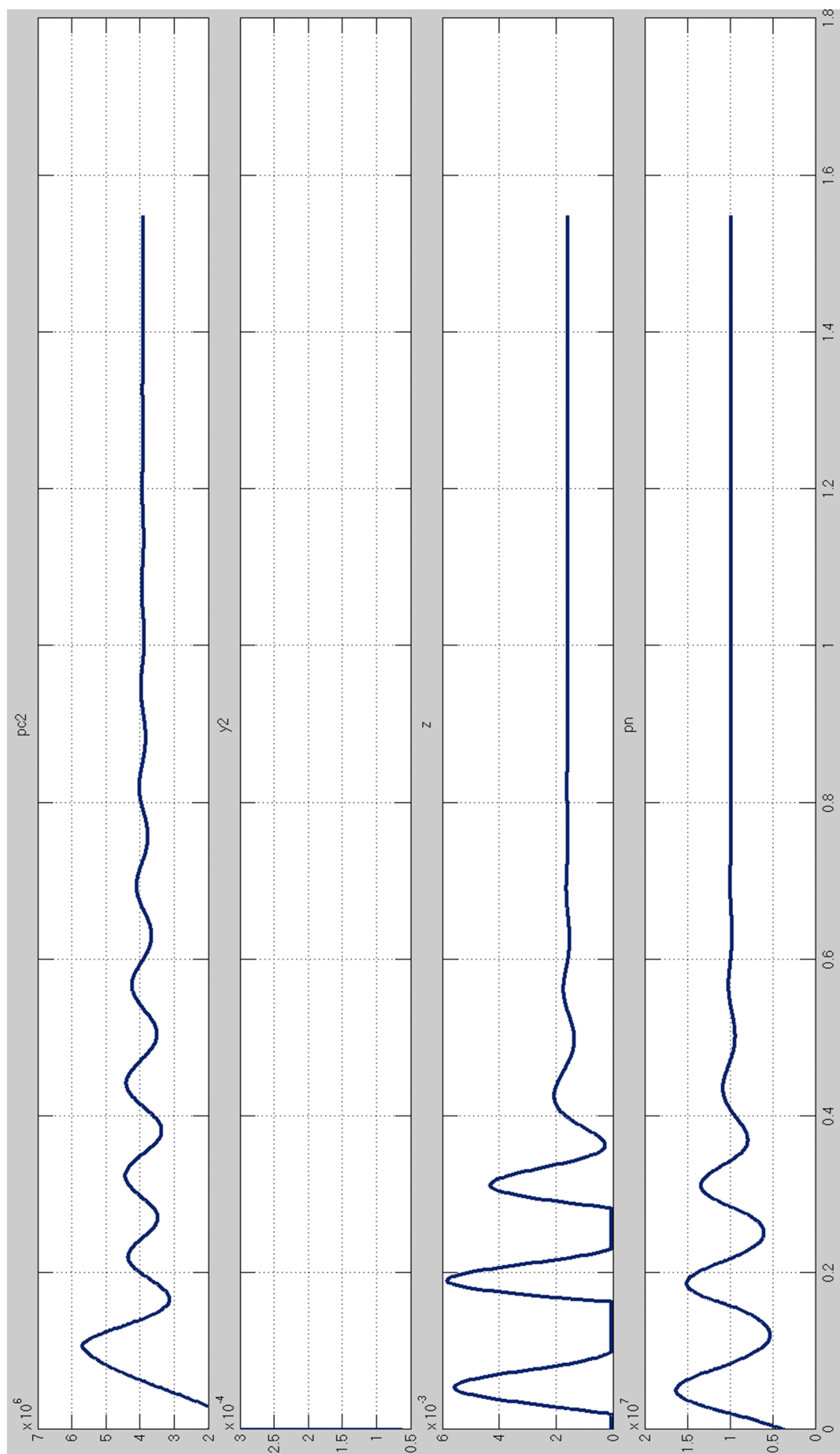


Рисунок 4.12-Перехідні процеси в мехатронному приводі при $d_{y2}=10^{-3}$ м

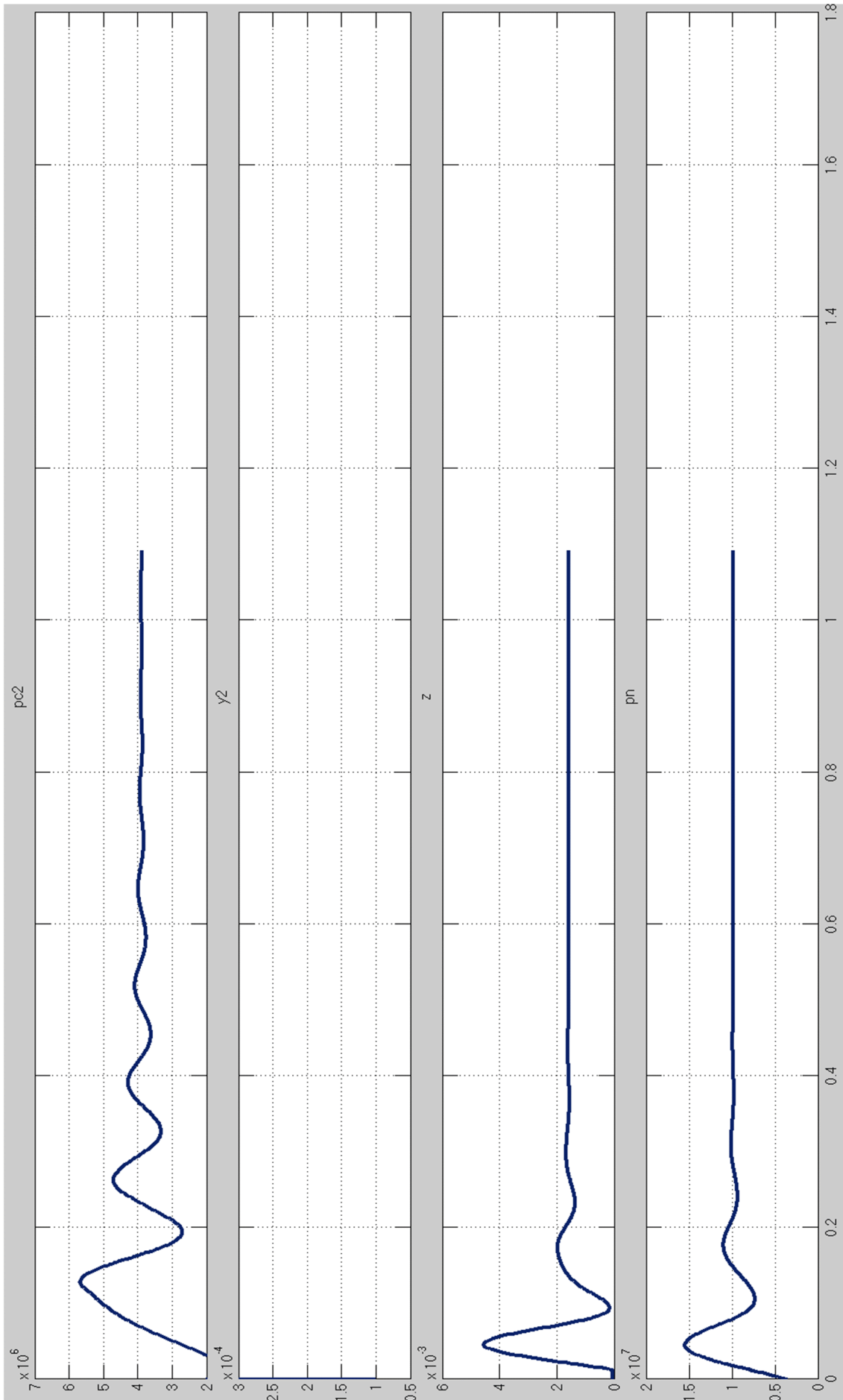


Рисунок 4.13 -Перехідні процеси в мехатронному приводі при $k_{y2}=0,8 \times 10^{-3}$ м

4.2 Енергетичні характеристики механотронного приводу

Енергетичні характеристики привода визначають співвідношення кожної потужності втрат потужності, які мають місце в приводі на різних режимах роботи.

На рисунку 4.14 представлено розподіл втрат тиску в гілці, що живить гідромотор. Найбільша величина тиску p_{n1} має місце в точці 1 на виході насоса 1. Лінія 1–2 визначає втрати тиску в гідролінії насоса 1 та регульованого дроселя.

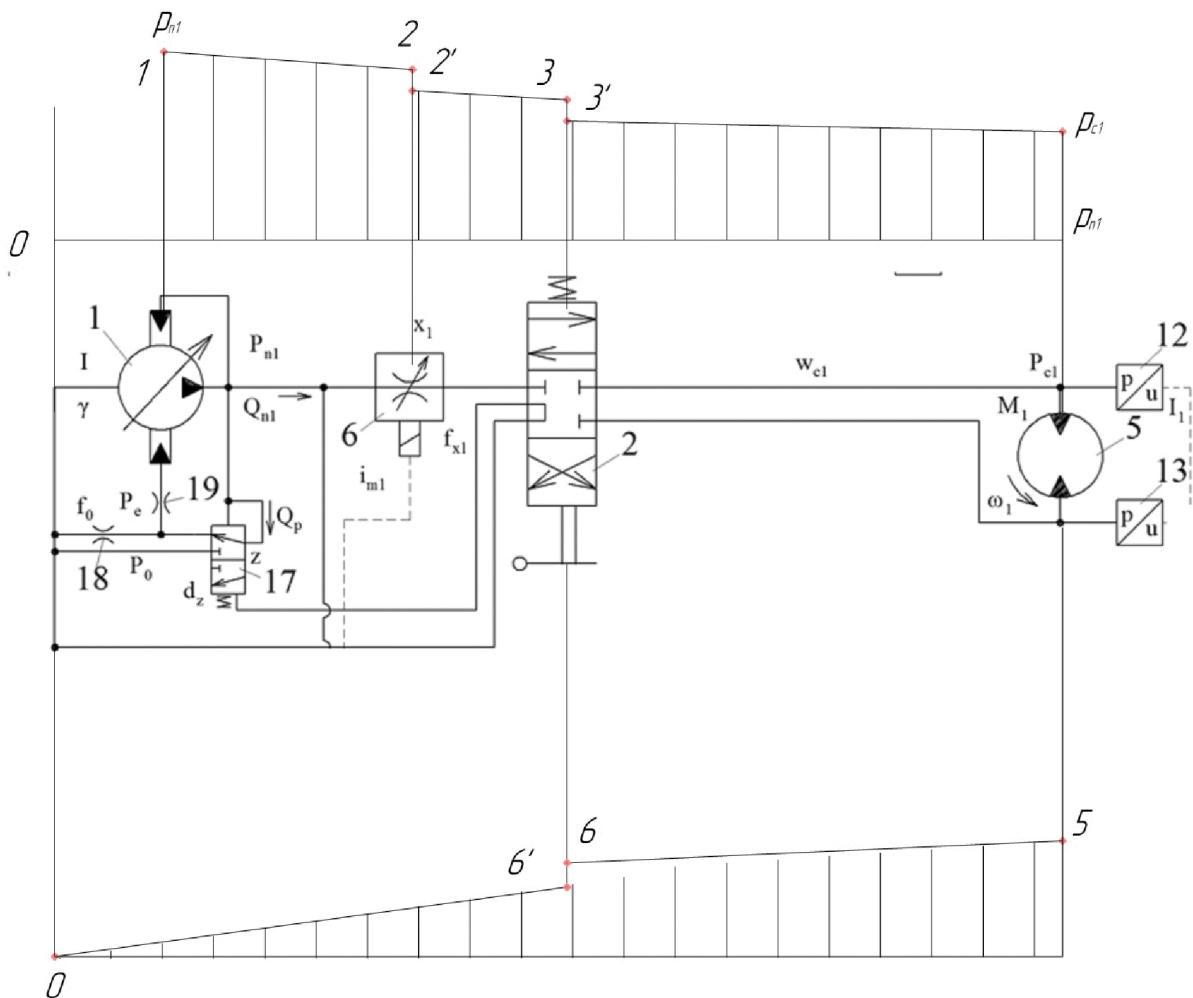


Рисунок 4.14– Розподіл втрат тиску в гілці , що живить гідромотор

Лінія 2–2 визначає втрати тиску на роботу регульованого дроселя 6. Лінія 2–3 визначає втрати тиску в гідролініях регульованого дроселя 6 та гід-

ророзподільником 2. Лінія 3–3 визначає втрати тиску в гідролінії на робочому вікні гідророзподільника 2.

Лінія 3–4 визначає втрати тиску в гідролінії між гідророзподільником 5. Тиск p_{c1} в точці 4 дорівнює тиску на вході в гідромотор 5. Лінія 4–5 визначає перепад тиску на гідролінії на гідромоторі 5 який залежить від моменту навантаження на валу гідромотора 5. Лінія 5–6 визначає втрати тиску між гідромотором 5 та гідророзподільником 2. Лінія 6-6 визначає втрати тиску на робочому вікні гідророзподільника 2 та баком гідропривода.

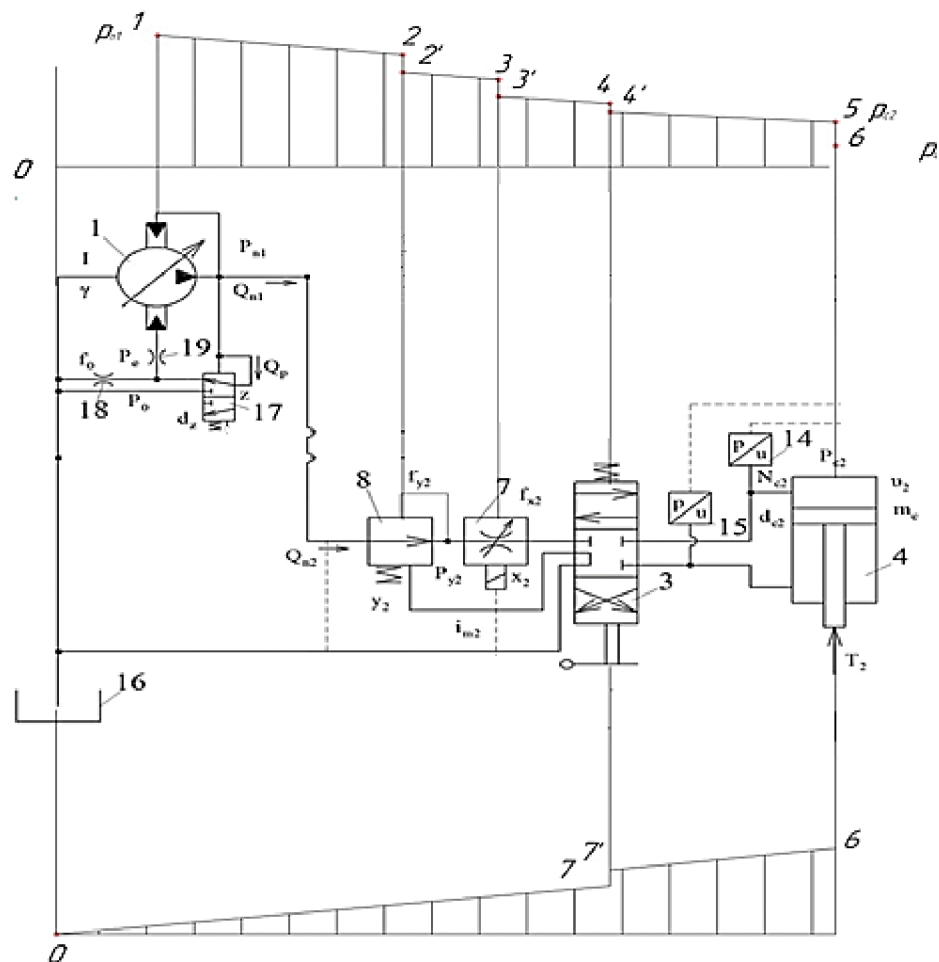


Рисунок 4.15– Розподіл втрат тиску, в гілці, що живить гідроциліндр

На рисунку 4.15 представлено розподіл втрат тиску в гілці, що живить гідроциліндр. Тиск в точці 1 відповідає величині тиску p_{n1} на виході насоса 1.

Лінія 1–2 визначає втрати тиску в гідролінії між насосом 1 та регулятором потоку 8. Лінія 2–2 визначає втрати тиску в гідролінії між регулятором

поток та регульованим дроселем 7. Лінія 3–3 визначає втрати тиску на робочому вікні регульованого дроселя 7.

Втрати тиску між регульованим дроселем 7 та гідророзподільником 3 визначаються лінією 3–4. Лінія 4–4 визначає втрати тиску на робочому вікні гідророзподільника 3. Лінія 4–5 визначає втрати тиску в гідролініях між гідророзподільником 3 та гідроциліндром 4.

Тиски p_{c2} в точці 5 відповідає величині тиску на вході в гідроциліндр 4 та визначається величиною навантаження на штоці гідроциліндра 4. Лінія 6–7 визначає втрати тиску між гідророзподільником 4 та гідророзподільником 3.

Лінія 7–0 визначає втрати тиску між гідророзподільником 3 та баком гідропривода. Втрати потужності в гідроприводі в системі керування регульованим насосом 1 через систему регулювання проходить частина подачі насоса, яка за даними літературних джерел визначається як $Q_p = 0,08Q_{n1}$ [9].

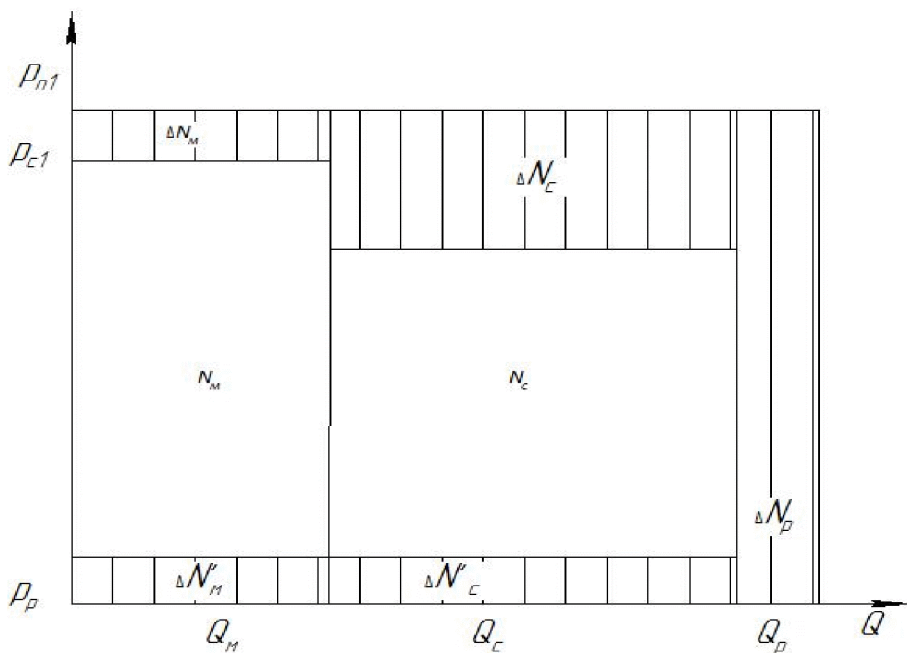


Рисунок 4.16– діаграма розподілу потужності в мехатронному приводі

На діаграмі 4.16 позначено:

Q_m – частина подачі насоса 1, що надходить до гідромотора;

Q_c – частина подачі насоса 1, що надходить до гідроцилінра;

Q_p – частина подачі насоса 1, що забезпечує роботу регульованого насоса механотронного привода;

N_m – корисна потужність, що реалізується гідроциліндром;

N_c – потужність, що втрачається в гілці живлення гідромотора в гідролінії на його вході;

ΔN_m – потужність, що втрачається в гілці живлення гідроциліндра на його вході;

ΔN_c – потужність, що втрачається в гідролініях зливу гілок, що живлять гідромотор та гідроциліндр;

$\Delta N'_m, \Delta N'_c$ – потужність, що втрачається в системі керування регулятора

Гідравлічний ККД механотронного привода при найбільших навантаженнях визначається за формулою:

$$\eta = \frac{(p_{c1} - p_p)Q_m + (p_{c2} - p_p)Q_c}{p_m(Q_m + Q_c + Q_p)} 100\%; \quad (5.1)$$

$$\eta = \frac{(160 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5)0,5 \cdot 10^{-3} + (145 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5)0,5 \cdot 10^{-3}}{170 \cdot 10^5(0,5 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} + 0,08 \cdot 10^{-3})} = 0,81$$

$$p_{c1} = 160 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_p = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; Q_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}; p_{c2} = 145 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$$p_m = 170 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; Q_c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}; Q_p = 0,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Розрахуємо ККД механотронного привода при найменших навантаженнях визначається за формулою (5.1)

$$\eta = \frac{(60 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5)0,5 \cdot 10^{-3} + (40 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5)0,5 \cdot 10^{-3}}{70 \cdot 10^5(0,5 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} + 0,08 \cdot 10^{-3})} = 26,45 \%$$

$$p_{c1} = 60 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_p = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; Q_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}; p_{c2} = 40 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$$p_m = 70 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; Q_c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}; Q_p = 0,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

4.3 Статичні характеристики механотронного привода

Статичні характеристики механотронного привода дозволяють оцінити стабільність величини Q_v та Q_c , що надходять від насоса 1 до гідромотора 5 та гідроциліндра 9.

Ці витрати визначають частоту обертання валу гідромотора 5, який визначає основний рух бурильного інструмента та величину швидкості V штока гідроциліндра 4, який визначає величину подачі інструмента в процесі буріння.

За своїм принципом дії механотронний привід повинен забезпечувати незалежність частоти обертання валу гідромотора й відповідати частоті обертання бурильного інструмента від величини моменту різання ґрунту M_r . Також, механотронний гідропривід повинен забезпечувати незалежність величини швидкості V_2 , що визначає величини подачі бурильного інструмента в процесі різання.

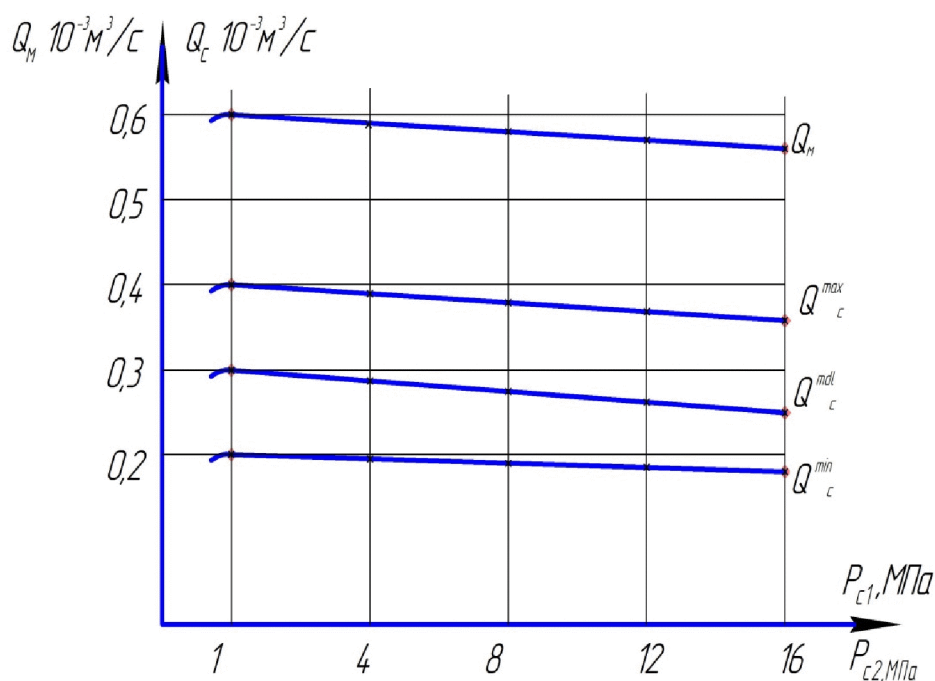


Рисунок 4.17- Статичні характеристики механотронного привода

Разом з тим тиск p_{c1} на вході в гідромотор 5 пропорційний величині моменту M_1 на валу гідромотора 5, а також p_{c2} на вході в гідромотор 4 прямо пропорційний величині осьового навантаження на штоці гідромотора.

Такі залежності дозволяють забезпечити в механотронному приводі раціональне співвідношення між величиною подачі бурильного інструмента, і частоти його обертання.

Статичні характеристики механотронного привода визначенні по математичній моделі. Оцінка залежності статичних характеристик від величини тиску на входах гідромотора 5, і гідроциліндра 4.

Величина похибки стабілізації визначається за формулами:

$$A_m = \frac{Q_m - Q'_m}{Q_m} 100\% \quad (5.2)$$

$$A_c = \frac{Q_c - Q'_c}{Q_c} 100\% \quad (5.3)$$

де A_m – величина похибки стабілізації витрати гідромотора;

A_c – похибка стабілізації витрати до гідроциліндра

Q_m – мінімальне значення витрати до гідромотора

Q'_m – максимальне значення витрати до гідроциліндра

Q_c – мінімальне значення витрати до гідроциліндра

$$A_c = \frac{0,2 \cdot 10^{-3} - 0,17 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-3}} 100\% = 15\%$$

$$A_c = \frac{0,3 \cdot 10^{-3} - 0,25 \cdot 10^{-3}}{0,3 \cdot 10^{-3}} 100\% = 16,6\%$$

$$A_c = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} - 0,36 \cdot 10^{-3}}{0,4 \cdot 10^{-3}} 100\% = 10\%$$

$$A_m = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} - 0,56 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 10^{-3}} 100\% = 6,66\%$$

Методика побудови статичної характеристики була наступною:

1. За допомогою дроселя 7 виставлялось мінімальне значення витрати $Q_c^{\min}=0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.
2. За допомогою дроселя 6 виставлялося максимальне значення витрати $Q_c^{\max}=0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$
3. Величина тиску $p_{c2}=10^6 \text{ Н/м}^2$ і не змінювалися в процесі визначення залежності $Q_M=f(p_{c1})$
4. Визначається залежність $Q_M=f(p_{c1})$ при значеннях $p_{c1}=1; 4; 8; 12; 16$ Мпа визначається величина Q_M і будується графік. По даному графіку визначається максимальне значення A_M .
5. При максимальному значенні $Q_c^{\max} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та максимальному $p_{c1} = 16 \text{ МПа}$ налаштовується величина витрати $Q_c^{\max} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Знаходиться значення Q_c при різних значеннях $p_{c2}=1; 4; 8; 12; 16$ Мпа. Будується залежність $Q_c^{\max}=f(p_{c2})$ визначається значення A_c при Q_c^{\max} .

4.4 Висновки

1. Для забезпечення стійкої роботи механотронного приводу рекомендовано основні параметри механотронного привода вибрати з діапазонів:
 $D_{y2}=(0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $V_{y2}=(20 \dots 1200) \text{ кг/с}$; $K_{y2}=0,2 \dots 0,8$; $F_e=(1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $F_o=(1 \dots 2,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $K_z=(0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$
2. Для забезпечення часу регулювання t_p в механотронному приводі в діапазоні $0,5 \dots 0,8$ с параметри слід вибрати з діапазонів
 $D_{y2}=(0,16 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $V_{y2}=(20 \dots 600) \text{ кг/с}$; $K_{y2}=0,2 \dots 0,6$; $F_e=(1 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $F_o=(1 \dots 2,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $K_z=(1 \dots 2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$
3. Гідравлічний ККД механотронного привода змінюється в діапазоні $0,81-0,4$ у залежності від співвідношення навантаження на гідроприводах.
4. Похибка стабілізації величини швидкості гідродвигунів лежить в діапазоні $A= 6,6-16,6\%$

5 ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ ПРОПОРЦІЙНИЙ РОЗПОДІЛЬНИК

Електрогідрравлічний пропорційний гідророзподільник призначений для перенаправлення руху масла в мехатронному приводі. Також він виконує запобіжну функцію за допомогою встановленої в ньому запобіжно-переливної секції.

Електрогідрравлічний та пропорційний означають: по-перше – гідророзподільник містить у своїй структурі гідрравлічні канали та електричні датчики, які забезпечують керування мехатронним приводом, по-друге – подача робочої рідини до гідроциліндра пропорційна відкриттю робочого вікна золотника гідророзподільника та не залежить від навантаження на гідроциліндрі.

Представлений електрогідрравлічний пропорційний гідророзподільник складається з запобіжно-переливної секції та двох робочих секцій, а також кришки для перекриття гідроліній [12].

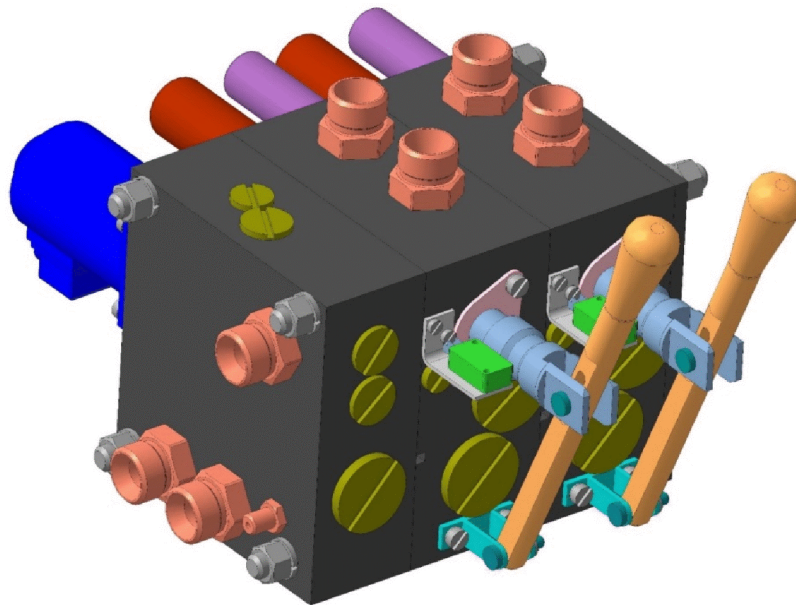


Рисунок 5.1 – Електрогідрравлічний пропорційний гідророзподільник

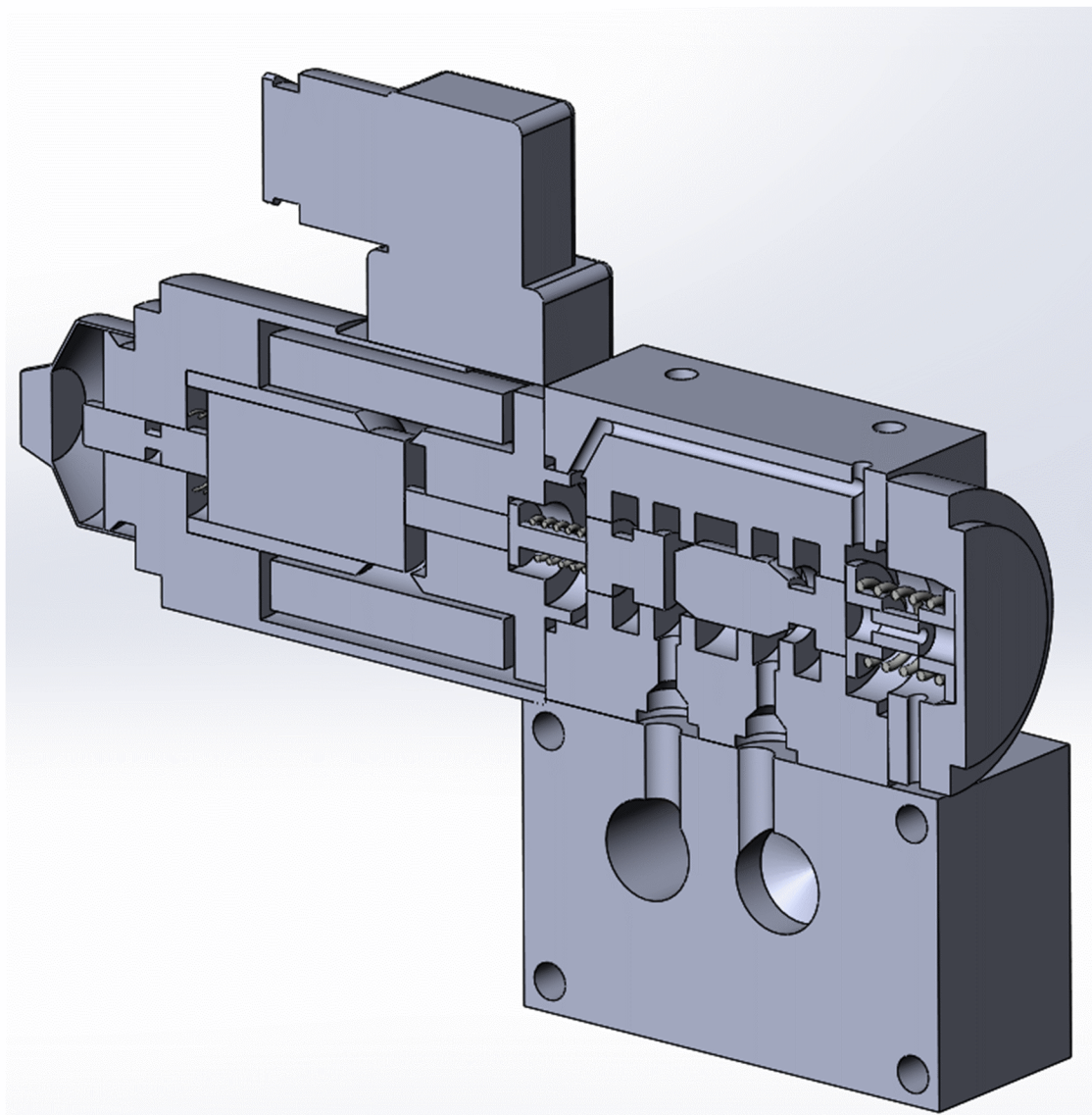


Рисунок 5.2 – Регулятор потоку з електромагнітним блоком і перехідним корпусом

5.1 Висновки

1. Створено конструкцію пропорційного гідорозподільника, що використовується у механотронному приводі мобільної бурильної установки .
2. При конструюванні елементів регулятора були використані параметри знайдені в математичній моделі.

6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки механотронного приводу мобільної бурильної установки

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки, а саме розробки механотронного приводу мобільної бурильної установки.

Проведення аудиту здійснюється за допомогою експертного методу. Для цього залучено двох експертів.

Оцінювання комерційного потенціалу розробки здійснюється за 12-ма критеріями, наведеними в таблиці 6.1 [14].

Таблиця 6.1– Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
1	2	3	4	5	6
Критерій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
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

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
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 і з 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 військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 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 продукту	Необхідно 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

Потенційними покупцями нового товару можуть бути машинобудівні підприємства з одиничним та серійним виробництвом, які мають на меті оснастити мобільні робочі машини новою мехатронної гідросистемою. Також аграрні підприємств, які можуть замінити старе або менш ефективно обладнання пропонуваним;

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо. в таблицю 6.2.

Таблиця 6.2– Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки.

Критерії	Експерти	
	1	2
1	3	3
2	3	3
3	3	3
4	3	4
5	4	4
6	4	4
7	3	3
8	3	3
9	3	4
10	4	4
11	4	4
12	4	4
Сума балів	40	43
Середньоарифметична сума балів <i>СБ</i>	<i>СБ</i> = 41,5	

За результатами оцінювання комерційного потенціалу розробки, середньоарифметична сума балів складає 41,5 що вказує, що рівень розробки є високим (в межах 41 - 48). Додатково необхідно забезпечити ресурсами можливість розробки на наявному устаткуванні. Потрібен доступ до різних джерел фінансування розробки. Необхідне залучення кваліфікованого персоналу. Можливе використання масштабування, спеціальних дозвільних

процедур, діючих екологічних норм, поставок дефіцитних матеріалів і обладнання [14].

6.2 Кошторис витрат на розробку механотронного приводу мобільної бурильної установки

Кошторис витрат на розробку механотронного приводу мобільної бурильної установки передбачає розрахунок декількох статей витрат.

Основна заробітна плата (Z_o) розробників розраховується за виразом:

$$Z_o = \frac{M}{T_p} \cdot t, \quad (6.1)$$

де M – місячний посадовий оклад розробника;

T_p – число робочих днів в місяці, $T_p = 21$ дні;

t – число днів роботи розробників, $t = 63$ дні.

Зроблені розрахунки занесені до табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Витрати на основну заробітну плату розробників

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.
Науковий керівник	9240	440	63	27719
Інженер-розробник	6720	320	63	20161
Всього				47381

Основна заробітна плата робітників Z_p , які виконують роботи за робочими професіями, розраховується за формулою:

$$Z_p = \sum_i^n t_i \cdot C_i, \quad (6.2)$$

де t_i – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи;

n – число робіт за видами та розрядами;

C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує певну роботу. C_i визначається за формулою:

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_{mkc} \cdot K_c}{T_p \cdot T_{zm}}, \quad (6.3)$$

де M_m – розмір мінімальної заробітної плати за місяць, $M_m = 4173$ грн.

K_{mkc} – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (див. табл. 6.4).

Таблиця 6.4 – Міжкваліфікаційні співвідношення для встановлення тарифних ставок робітникам

Розряд	1	2	3	4	5	6	7	8
K_{mkc}	1,0	1,1	1,35	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4

K_c – коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників, $K_c = 1,66$;

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

Розрахунки основної заробітної плати робітників зведено в табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Розрахунок основної заробітної плати робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, годин	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
Підготовчі	120	1	34,32	4118,4
Монтажні	100	1	34,32	3432
Складальні	80	1	34,32	2745,6
Регулювальні	100	3	40,38	4038
Випробувальні	100	2	30,28	3028
Всього				17362

Додаткову заробітну плату (Z_D) розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення, розраховуємо як 10% від суми основної заробітної плати всіх розробників та робітників .

$$Z_D = 0,1 \cdot (Z_O + Z_P). \quad (6.4)$$

Підставивши чисельні значення, отримаємо:

$$Z_D = 0,1 \cdot (47380 + 17362) = 6474,2 \text{ (грн.)}.$$

Нарахування на заробітну плату $H_{ЗП}$ розробників та робітників становить 22% від суми їх основної та додаткової заробітної плати :

$$H_{ЗВ} = (Z_O + Z_P + Z_D) \cdot 0,22. \quad (6.5)$$

Обчислимо нарахування на заробітну плату за формулою (6.5):

$$H_{ЗВ} = (47380 + 17362 + 6474,2) \cdot 0,22 = 15667,56 \text{ (грн.)}$$

Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались для розробки нового технічного рішення.

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування за кожним видом обладнання та приміщень, які використовувались для розробки нового технічного рішення, можуть бути розраховані за формулою :

$$A = \frac{Ц \cdot H_a \cdot T}{100 \cdot 12}, \quad (6.6)$$

де $Ц$ – балансова вартість обладнання;

H_a – річна норма амортизаційних відрахувань;

T – термін використання обладнання, місяців.

Всі проведені розрахунки амортизаційних відрахувань наведені в таблицю 6.6.

Таблиця 6.6 – Розрахунок амортизаційних відрахувань

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн.
Комп'ютерне обладнання	55000	25	3	3553
Приміщення	200000	25	4	16697
Всього				20500

Витрати на електроенергію, яка використовується в процесі розробки нового технічного рішення, визначаються на основі тарифів на енергію за допомогою залежності [15]:

$$B_E = B_{1кВт} \cdot P_o \cdot \Phi \cdot K_n, \quad (6.7)$$

де $B_{1кВт}$ – вартість одного кіловата енергії, $B_{1кВт} = 2,5$ грн.;

P_o – установлена потужність обладнання, $P_o = 0,7$ кВт;

Φ – фактична кількість годин роботи обладнання, $\Phi = 400$ год.;

K_n – коефіцієнт використання потужності, $K_n = 0,95$.

Підставивши значення в формулу (6.7), отримаємо:

$$B_E = 2,5 \cdot 0,7 \cdot 1000 \cdot 0,95 = 1662,5(\text{грн.}).$$

Інші витрати B_{IH} приймаються як 100-200% від суми основної заробітної плати розробників [33], тобто:

$$B_{IH} = 2 \cdot (3_o + 3_p). \quad (6.8)$$

Обчислимо інші витрати за виразом (5.8):

$$B_{IH} = 2 \cdot (47380 + 17362) = 129484 (\text{грн.}).$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на розробку нового технічного рішення – B , тобто:

$$B = 3_o + 3_p + 3_d + H_{ЗВ} + A + B_M + B_K + B_E + B_{IH}. \quad (6.9)$$

Підставивши значення в формулу (6.9), маємо:

$$B = 47380 + 17362 + 6474,2 + 15667,56 + 20500 + 85,5 + 1662,5 + 129484 = 280341,58 \text{ (грн.)}$$

Розрахунок загальних витрат $B_{ЗАГ}$ на виконання розробки нового технічного рішення здійснюється за формулою:

$$B_{ЗАГ} = \frac{B_{ІН}}{\alpha}, \quad (6.10)$$

де α – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець розробки нового технічного рішення, $\alpha = 0,6$.

Обчислимо загальні витрати за формулою (6.10):

$$B_{заг} = \frac{129484}{0,6} = 215806,6 \text{ (грн)},$$

Прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів розробки нового технічного рішення :

$$ЗВ = \frac{B_{ЗАГ}}{\beta}, \quad (6.11)$$

де β – коефіцієнт, який характеризує етап розробки нового технічного рішення (розробка знаходиться на стадії НДР, тобто $\beta = 0,1$).

Підставивши значення в формулу (6.11), отримаємо:

$$ЗВ = \frac{215806,6}{0,1} = 2158066 \text{ (грн)}$$

Отже, загальні витрати на виконання та впровадження результатів розробки нового технічного рішення становитимуть біля 2,15 млн. грн.

6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки

Для даної розробки маємо випадок, коли неможливо прямо оцінити зростання чистого прибутку підприємства від впровадження результатів наукової розробки. У цьому випадку збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$ для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, розраховується за формулою :

$$\Delta\Pi_i = \sum_i (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot (1 - v), \quad (6.14)$$

де ΔC_0 – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році (наприклад, ціна одиниці нової розробки);

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

ΔN – 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;

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. У 2019 році ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$;

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

v – ставка податку на прибуток, з 2018 року $v = 0,18$ [34].

Припустимо, що в результаті впровадження результатів наукової розробки покращується якість певного продукту, що дозволяє підвищити ціну його реалізації на 1000 грн.

Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року – на 1500 шт., протягом другого року – ще на 1000 шт., протягом третього року – ще на 500 шт.

Орієнтовно: реалізація продукції до впровадження результатів розробки складає 7000 шт., а її ціна – 5000 грн.

Збільшення чистого прибутку підприємства протягом перших трьох років складатиме:

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= (1000 \cdot 7000 + (5000 + 1000) \cdot 1500) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot (1 - 0,18) = \\ &= 2733224 \text{ (грн.)}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_2 &= (1000 \cdot 7000 + (5000 + 1000) \cdot (1500 + 1000)) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot (1 - 0,18) = \\ &= 3758183 \text{ (грн.)}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_3 &= (1000 \cdot 7000 + (5000 + 1000) \cdot (1500 + 1000 + 500)) \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \times \\ &\times (1 - 0,18) = 4270662,5 \text{ (грн.)}. \end{aligned}$$

Таким чином, збільшення чистого прибутку підприємства після першого року складе 2733224 млн. грн., після другого року – 3758183 млн. грн., після третього року – 4270662,5 млн. грн.

6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій E_{abc} за формулою:

$$E_{abc} = PPP - 3B, \quad (6.15)$$

де PPP – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки.

В свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків PPP розраховується за формулою:

$$PPP = \sum_i^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (6.16)$$

де T – період часу, протягом якого виявляються результати наукової розробки ;

τ – ставка дисконтування, $\tau = 0,1$;

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

Обчислимо приведену вартість всіх чистих прибутків за формулою (5.16):

$$PPP = \frac{2733224}{(1 + 0,1)^1} + \frac{3758183}{(1 + 0,1)^2} + \frac{4270662,5}{(1 + 0,1)^3} \approx 8799297,4 (\text{грн.}).$$

Розрахуємо за формулою (6.16) абсолютну ефективність вкладених інвестицій:

$$E_{abc} = 8799297,4 - 2158066 = 6641231,4 (\text{грн.}).$$

Оскільки $E_{abc} > 0$, то результат від проведення наукової розробки та її впровадження принесе гарний прибуток.

Відносна (щорічна) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e розраховується за формулою :

$$E_e = \sqrt[T]{1 + \frac{E_{abc}}{3B}} - 1, \quad (6.17)$$

де $T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, $T_{жс} = 3$ роки.

Підставивши чисельні значення в формулу (6.17), отримуємо:

$$E_e = \sqrt[3]{1 + \frac{6641231,4}{2158066}} - 1 \approx 0,496$$

Отже, відносна (щорічна) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій становить приблизно 49,6%.

Далі відносна ефективність вкладених інвестицій порівнюється з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування τ_{min} , яка визначається як:

$$\tau_{min} = d + f, \quad (6.18)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках, $d = 0,14$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень, $f = 0,08$.

Обчислимо мінімальну ставку дисконтування за виразом (6.18):

$$\tau_{min} = 0,14 + 0,08 = 0,22.$$

Оскільки $E_e = 49,6\% > \tau_{min} = 22\%$, то інвестори можуть бути зацікавленими у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій $T_{ок}$ за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_e}. \quad (6.19)$$

Підставивши значення у вираз (6.19), маємо:

$$T_{ок} = \frac{1}{0,496} \approx 2(\text{роки})$$

Оскільки термін окупності приблизно складає два роки та знаходиться в оптимальних межах (до п'яти років), то фінансування даної наукової розробки є доцільним [14].

5.5 Висновки

В даному розділі був проведений попередній розрахунок економічної частини наукової розробки розробки механотронного гідроприводу мобільної бурильної установки.

При оцінці економічної ефективності наукового дослідження було визначено та розраховано кошторис капітальних витрат на розробку нового технічного рішення, на його виробництво та впровадження, а також оцінено економічну ефективність інноваційного рішення.

Визначення капітальних витрат на розробку нового технічного рішення включало витрати на основну і додаткову заробітну плату розробників та робітників, амортизацію обладнання, витрати на електроенергію, матеріали і таке інше. В розрахунку економічної ефективності було виконано прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів наукової роботи, спрогнозовано комерційний ефект від реалізації результатів ро-

зробки та ефективність вкладених інвестицій і періоду їх окупності. За результатами всіх розрахунків було виявлено доцільність проведення даної наукової роботи оскільки вона є економічно виправданою.

Зроблено розрахунок за всіма пунктами витрат, які відносяться до даної розробки, та визначено, що загальні витрати на виконання та впровадження результатів розробки становитимуть близько 2,15 млн. грн.

При проведенні прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки, розрахунку ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності встановлено, що чистий прибуток зростатиме вже після першого року після виходу продукції на ринок, а термін окупності вкладених інвестицій приблизно складає приблизно два роки, що показує доцільність фінансування даної наукової розробки.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

В даній роботі розглядаються основні вимоги робочого місця, де провилься математичне моделювання робочих процесів у приводі. До обладнання для роботи входять робочі столи та обчислювальна техніка.

Можливий вплив на працівників небезпечних та шкідливих виробничих факторів. До небезпечних виробничих факторів відносять фактори, вплив яких на працюючих приводять до травм, а до шкідливих – фактори, які приводять до захворювання.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються за природою дії на фізичні, хімічні, психофізіологічні та біологічні.

В приміщенні на працівників діють тільки дві групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів - фізичні та психофізіологічні.

До групи фізичних небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечної дії:

- підвищена чи понижена температура повітря, вологість повітря, рухомість повітря;
- недостатність природного освітлення та освітлення робочого місця.

Групу психофізіологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру дії поділяють на такі підгрупи: фізичні та нервово-психічні перевантаження. До фізичних перевантажень відносять – статичне ; до нервово-психічних – монотонність праці, розумові навантаження, емоційні перевантаження [15].

7.2. Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Визначається як система організаційних, технічних засобів, які запобігають або зменшують дію на робітників шкідливих факторів.

По санітарним нормам на одного працюючого повинно припадати не менше $S = 6 \text{ м}^2$ виробничої площі та $V = 15 \text{ м}^3$ об'єму, при кількості персоналу до 20 чоловік.

Без врахування обладнання в робочому приміщенні на одну людину припадає $S = 4,5 \text{ м}^2$ та $V = 13,5 \text{ м}^3$, без врахування обладнання. Враховуючи площу обладнання, одержимо $S = 4,1 \text{ м}^2$ та $V = 12,3 \text{ м}^3$.

7.2 Мікроклімат

Показниками, які характеризують мікроклімат у приміщенні згідно ГОСТ 12.1.005–88 є: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні показники мікроклімату розповсюджуються на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційно для робочих місць.

Категорія робіт: легка I б. До даної категорії відноситься робота, що виконується сидячи і не потребує переміщення ваги. Витрата енергії складає: $(150–200 \text{ ккал/год})$ Робоче місце постійне.

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати 100 Вт/м^2 при опроміненні 25% поверхні тіла.

Температура, відносна вологість і швидкість руху повітря на робочому місці приміщення повинна відповідати нормам, вказаним в таблиці 7.1 [15].

Таблиця 7.1 – Нормовані значення показників мікроклімату у приміщенні згідно ГОСТ 12.1.005-88

Період року	Категорії праці	Температура					Відносна вологість		Швидкість руху	
		оптимальна	<i>max</i>		<i>min</i>		оптимальна	допустима не більше	оптимальна не більше	допустима не більше
			пост.	ст.	пост.	ст.				
Холодний	Легка І б	21-23	2 5	27	20	17	40-60	75	0,1	0,2
Теплий	Легка І б	22-24	2 8	29	21	18	40-60	24° С-75 25° С-70 26° С-65 27° С-60 28° С-55	0,2	0,1-0,3

Температура, відносна вологість і швидкість руху повітря на робочому місці приміщення повинна відповідати нормам, вказаним в таблиці 7.1.

В приміщенні повинні підтримуватись оптимальні параметри мікроклімату. Так як робота пов'язана з нервово-емоційною напругою.

Для очищення повітря в приміщенні застосовується вентиляційна система – природна (неорганізована).

При природній вентиляції повітрообмін проходить внаслідок різниці температур повітря в приміщенні і зовні, а також в результаті дії повітря. В якості природної вентиляції використовуємо неорганізовану вентиляцію при якій по-

падання або видалення повітря проходить через нещільності і пори зовнішніх огорожень, через вікна.

В холодну пору року в приміщенні застосовується комбіноване опалення. Системи опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожуючи конструкцій і у відповідності з характером і призначенням споруд і будівель по СНіП 11-33-75. Згідно цього вибираємо водяне опалення, для даного приміщення розташування радіаторів приймаємо на стінах або в нішах стін, коли стіни не несуть основних навантажень[15].

7.3 Освітлення

Освітлення в приміщенні суміщене. Джерелом природного світла є два вікна розмірами (довжина 1,4 м, висота 1,5 м). В якості джерела штучного освітлення рекомендовано лампи денного освітлення. Категорія зорової роботи є високої точності, оскільки мінімальним об'єктом розрізнення є лінія на папері та символи на моніторі. Контраст з фоном зазвичай високий, може варіюватися від світлого до темного в залежності від середовища роботи. Таким чином категорія робіт «П б». Коефіцієнт освітлення для природного комбінованого освітлення має становити 5, а освітленість для штучного комбінованого освітлення має становити 750 лк.

Освітлення в робочому приміщенні забезпечується через бокові вікна та лампи і приводиться до санітарно-гігієнічних вимог відповідно до СНіП П-4-79.

При виконанні в приміщенні робіт Пб розряду слід приймати систему комбінованого освітлення $E = 2000$ (лк).

Характеристика зорової роботи – високої точності; найменший розмір об'єкту від 0,15 (мм) до 0,3 (мм); розряд та під розряд зорової роботи Пб; освітленість при комбінованому освітленні 2000 (лк)

Освітлення робочої поверхні, що здійснюється світильниками загального освітлення в системі комбінованого освітлення повинно складати 10(%)

від тієї, що нормується для комбінованого освітлення при тих джерелах світла, що використовуються для місцевого освітлення.

Коефіцієнт пульсації освітленості при освітленні приміщень газорозрядними лампами, які живляться змінним струмом частотою 50(Гц), не повинен перевищувати значень приведених в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Граничні значення коефіцієнту пульсації світла

Система освітлення	Коефіцієнт пульсації освітленості, %, при розрядах зорової роботи I, II
Комбіноване загальне	20
Комбіноване місцеве	10

Розрахунок достатності штучного освітлення.

Середній коефіцієнт відбиття :

$$P_{cp} = \frac{P_{стелі} \cdot S_{стелі} + P_{стіни} \cdot S_{стіни} + P_{підлоги} \cdot S_{підлоги}}{S_{стелі} + S_{стіни} + S_{підлоги}} \quad (7.1)$$

$$S_{п} - \text{площа підлоги приміщення: } 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2;$$

$$S_{п} = S_{с} = 36 \text{ м}^2$$

$$S_{стін} - P \cdot H = (6 + 12) \cdot 3 \cdot 6 = 256 \text{ м}^2$$

Розрахуємо середньозважений коефіцієнт відбиття. Оскільки стеля біла, її коефіцієнт відбиття рівний 0,8; стіни обклеєні світлими шпалерами, і їх коефіцієнт відбиття рівний 0,5, підлога пофарбована в темний колір, тоді значення рівне 0,2. Тоді підставимо значення у формулу та знайдемо середній коефіцієнт відбиття :

$$P_{cp} = \frac{0,8 \cdot 72 + 0,3 \cdot 256 + 0,2 \cdot 36}{36 + 256 + 36} = 0,2$$

Приймаємо, що для освітлення відділу програмного забезпечення застосовуються люмінесцентні лампи потужністю 100 Вт.

Розрахуємо фактичне значення освітлення E_{ϕ} . Потужність ламп – 100 Вт, а кількість ламп 10, тоді:

$$E_{\phi} = \frac{F_{\lambda} \cdot \eta_{\phi} \cdot N \cdot n}{S \cdot k \cdot z} \quad (7.2)$$

Розраховуємо значення світлового потоку для люмінесцентних ламп потужністю 400 Вт.

Світловий потік становить 3050 лм.

Коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,5$

Кількість світильників $N=6$.

Площа приміщення: 36 кв.м.

Коефіцієнт запасу: 1,5.

Коефіцієнт нерівномірності освітлення: 1,1.

Таким чином, фактичне значення штучного освітлення буде складати:

$$E_{\phi} = \frac{3050 \cdot 0,5 \cdot 6}{32 \cdot 1,5 \cdot 1,1} = 383,4 \text{ Лк.}$$

Отже, фактичне значення штучного освітлення задовільняє вимоги ($383,4 > 300/500$), та є достатнім для комфортної роботи працівників.

7.4. Шум

Походження шумів у даному приміщенні пов'язано з роботами у прилеглих приміщеннях. Основними джерелами шуму в приміщенні, яке знаходиться на 2 поверсі є шум ззовні від транспортних засобів та внутрішній шум від кулерів комп'ютерів.

Дані в таблиці 7.3 відповідають виду трудової діяльності, що потребує сконцентрованості над виконанням всіх видів робіт на постійних робочих місцях згідно СНіП-3223-85.

Таблиця 7.3 – Граничні значення звукового тиску

Рівні звукового тиску в октавним полосах з середньо-геометричними частотами									Еквівалентні рівні звуку в дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
93	76	70	63	59	54	51	50	40	60

Для запобігання виникнення шуму рекомендовано встановити вікна зі звукоізоляцією, для комп'ютерів відрегулювати оберти кулерів для зменшення шуму або встановити водне охолодження, корпуси комп'ютерів додатково оснастити звукоізоляцією. Для захисту від шуму у приміщенні аудиторії, який виникає від неякісної роботи оргтехніки слід застосувати столи з спеціальним відділенням для встановлення системних блоків.

Зниження шуму на шляху його розповсюдження в значній мірі досягається проведенням будівельне акустичних заходів з застосуванням звукоізолюючих перегородок між приміщеннями [15].

7.5 Вібрації

Джерелом вібрацій є комп'ютер, вібрації якого передаються на робочу поверхню та потім локально на робітника. Для зменшення вібрації необхідно встановити комп'ютери на рухомі підставки.

Вібрація відноситься до факторів, які мають велику біологічну активність. Як загальна, так і локальна вібрація несприятливо впливає на організм людини, викликає зміну у функціональному стані вестибулярного апарату, центральної нервової, серцево-судинної систем, погіршує самопочуття та може призвести до розвитку професійних захворювань.

У робочому приміщенні присутня вібрація типу - Зв. Тобто це вібрація на робочих місцях працівників розумової праці і персоналу, що не зайняті фізичною працею. Санітарні норми спектральних показників вібраційного на-

вантаження на працівника віброустановки згідно ГОСТ 12.1.012 – 90 вказані 7.4

Таблиця 7.4 – Характеристика вібраційних умов праці

Категорія вібрації по санітарним нормам і критеріям	Характеристики умов праці	Приклад джерел вібрації
За комфорт	Вібрація на робочих місцях працівників розумової праці, персоналу, що не зайняті розумовою працею	Обладнання прилеглих приміщень

Для зменшення шкідливої дії вібрації слід встановлювати джерела виникнення вібрації на віброізолюючі опори, а також гнучкі вставки в комунікаціях повітроводів.

7.6 Техніка безпеки

В приміщенні проводять наукові роботи, різного роду розробки, розрахунки та інше.

Робочі місця мають розташовуватись так, щоб забезпечити зручні умови праці працюючих. Проходи повинні бути достатньої ширини, щоб можна було пройти не заважаючи працівникам.

Для притоку свіжого повітря використовується природна вентиляція.

В холодний період року використовується система водяного опалення з радіаторами.

7.7 Електробезпека

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність електричних розеток;
- б) наявність освітлювальних пристроїв;
- в) наявність оргтехніки.

Виходячи з перелічених факторів згідно ГОСТ 2.1.030-81 вибираємо спосіб захисту – занулення. Вимоги до електрообладнання:

Обладнання занулене, що забезпечує захист від ураження електричним струмом. Відповідністю з ПУЕ занулення застосовується і являється ефективною мірою захисту електрообладнання.

7.4. Пожежна безпека

Робоче приміщення за вибухонебезпекою та пожежонебезпекою відноситься до категорії Д – негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Приміщення розташоване у будівлі II ступеня вогнестійкості. В таблиці 7.6 відповідно до СНіП 2.01.02-85 вказані мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій

Таблиця 7.6 – Мінімальні границі вогнестійкості будівель

	Стіни				Колони	Сходові клітини, балки, марші	Плити, настили, перекриття	Елементи пере- криття	
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі				стили і плити	Балки, фе- рми
II	2/0	1/0	0,25/0	0,25/0	2/0	1/0	0,75/0	0,25/0	0,25/0

Можливі причини пожежі: кротке замикання, займання проводки. Для забезпечення пожежної безпеки, у приміщенні необхідно встановити вуглекислотний вогнегасник, оскільки під час гасіння пожежі він не пошкодить пристрої, що використовуються для роботи. Хоч і один вогнегасник слід застосовувати для приміщення, площа якого значно більша за досліджуване, краще, щоб вогнегасник знаходився в даному відділі, причому у відповідальній особи такої, як керівник відділу. Оскільки приміщення належить до категорії Д по вогнестійкості, то таких засобів буде достатньо для забезпечення пожежної безпеки [15].

7.5 Висновки

Під час опрацювання підрозділу «Охорони праці в лабораторії де проектується менаотронна гідросистема бурильної установки» було визначено та розраховано нормативні та допустимі норми умов праці в приміщенні де експлуатується мехатронна гідросистема з електрогідравлічним пропорційним гідророзподільником. Встановлені фактори, які будуть викликати шкідливу та небезпечну дію на людину. Розраховані характеристики вентиляційного обладнання. Оцінена пожежна безпека в приміщенні та в будівлі вцілому.

Під час виконання підрозділу «Дослідження факторів безпеки роботи елементів мехатронної гідросистеми в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій» була виконана класифікація надзвичайних факторів, які можуть здійснювати вплив на елементи мехатронної гідросистеми та людину, що з ними працює.

Виконані розрахунки та дослідження безпеки роботи елементів мехатронної гідросистеми та людей під час дії ударної хвилі, іонізуючого випромінювання та землетрусу. Визначені їх характерні параметри та ступені дії. В якості заходів по підвищенню безпеки були наведені відповідні способи і засоби захисту.

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано механотронний привід на основі одного регульованого насоса, регульованих дроселів з електромагнітним керуванням, датчиків та контролера. Застосування регульованого насоса з двома регульованими дроселями забезпечує відповідність подачі насоса величині потоків, що споживаються гідродвигуном, що суттєво зменшує втрати потужності в механотронному приводі при регулюванні режимів роботи бурильного обладнання [5]

2. Застосування датчиків тиску, контролера та регульованих дроселів з електромагнітним керуванням дозволяє змінювати величину подачі інструмента при збільшенні моменту різання на ньому, що адаптує режими роботи механотронного привода до зміни умов його роботи.

3. Економічність роботи бурильних машин та установок може бути підвищена за рахунок розроблення та застосування механотронних приводів на основі регульованих насосів, пропорційної гідроапаратури, датчиків та контролерів.

4. На основі даних експериментальних досліджень по визначенню витратної характеристики обчислені коефіцієнти полінома другого ступеня, що описує залежність витрати через гідророзподільник від величини відкриття регульованого дроселя та перепаду тиску на гідророзподільнику

7. Врахування залежності витратної характеристики та витоків робочої рідини з пружинної камери регулятора потоку від параметрів гідроапаратури та режимів роботи дозволило створити більш точну математичну модель для дослідження робочих процесів в механотронному гідроприводі.

8. Для забезпечення стійкої роботи механотронного привода рекомендовано основні параметри механотронного привода вибрати з діапазонів:

$D_{y2}=(0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3}$ м; $V_{y2}=(20 \dots 1200)$ кг/с; $K_{y2}=0,2 \dots 0,8$; $F_e=(1 \dots 2) \cdot 10^{-6}$ м²; $F_o=(1 \dots 2,5) \cdot 10^{-6}$ м; $K_z=(0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-3}$ м

9. Для забезпечення часу регулювання t_p в механотронному приводі в діапазоні 0,5...0,8 с параметри слід вибрати з діапазонів

$D_{y2}=(0,16...0,2) 10^{-3}$ м; $B_{y2}=(20...600)$ кг/с; $K_{y2}=0,2...0,6$; $F_e=(1...1,5) 10^{-6}$ м²; $F_o=(1...2,5) 10^{-6}$ м; $K_z=(1...2) 10^{-3}$ м

10. Гідравлічний ККД механотронного привода змінюється в діапазоні 0,81-0,40 у залежності від співвідношення навантаження на гідроприводах.

12. Похибка стабілізації величини швидкості гідродвигунів лежить в діапазоні $A=(6,6-16,6)\%$

13. Зроблено розрахунок за всіма пунктами витрат, які відносяться до даної розробки, та визначено, що загальні витрати на виконання та впровадження результатів розробки становитимуть близько 10,73 млн. грн.

15. Під час виконання підрозділу «Дослідження факторів безпеки роботи елементів мехатронної гідросистеми в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій» була виконана класифікація надзвичайних факторів, які можуть здійснювати вплив на елементи мехатронної гідросистеми та людину, що з ними працює.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов Л. Г. Гідророзподільник чутливий до навантаження/ Л. Г. Козлов, О. В. Петров, М. П. Корнієнко, О. В. Поліщук / Збірник тез доповідей. – Вінниця 2016. – С.138–139.
2. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з 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. Буреніков. –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. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні /Кавецький В.В., Козловський В.О. –Вінниця ВНТУ, 2013-100с.

15. 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.

16. 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

17. Суфохін М.С., Катанов Б.А. Машиність бурового верстата на кар'єрі. Посібник для середніх професійно-технічних навчальних закладів. 1984 р – 308с

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

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

«Затверджую»
Директор ФМТ
проф. Буренніков Ю.А.

«___» _____ 2019 р.

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

«___» _____ 2019 р.

«РОЗРОБЛЕННЯ МЕХАНОТРОННОГО ПРИВОДА МОБІЛЬНОЇ
БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ. ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНЕ
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В ПРИВОДІ»

08-26.МКР.016.00.000 ТЗ

Науковий керівник
д.т.н., проф.

_____ Козлов Л.Г.
(підпис)

Магістрант групи ІПМ-18 М

_____ Поліщук О.В.
(підпис)

Вінниця 2019

1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР)

а) У ВНТУ на кафедрі ТАМ ведуться роботи по створенню мехатронних гідросистем на базі регульованого насоса та пропорційного гідророзподільника з покращеними енергетичними, динамічними та статичними характеристиками, що відповідають рівню кращих сучасних зразків.

З цією метою була розроблена схема мехатронного привода, проведені теоретичні дослідження за допомогою математичного моделювання для даного мехатронного привода.

б) наказ про затвердження теми магістерської кваліфікаційної роботи.

2. Мета і призначення МКР

а) мета – покращення динамічних та енергетичних характеристик мехатронного привода бурильної установки гідросистеми на основі електрогідравлічного пропорційного гідророзподільника.

б) призначення розробки – виконання магістерської кваліфікаційної роботи.

2. Вихідні дані для виконання МКР

Спроекувати гідророзподільник для мехатронної гідросистеми, що характеризується такими показниками:

- Кількість споживачів – 2;
- Кількість насосів – 1;
- Номінальний тиск – 16 МПа;
- Номінальна подача насоса – до $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- Можливість пропорційного керування швидкістю руху гідроциліндрів.

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-метод Розенброка 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
2	Побудова математичних моделей			Математичні моделі, розділ 2
3	Дослідження характеристик гідро-системи			розділ 3
4	Підготовка економічної частини			розділ 5
5	Підготовка розділу з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях			розділ 6
6	Апробація та/або впровадження результатів дослідження			тези доповідей
7	Опублікування результатів досліджень			стаття
8	Оформлення пояснювальної записки, графічного матеріалу			пояснювальна записка, графічний матеріал

7. Матеріали, що подаються до захисту МКР

Пояснювальна записка МКР, графічні і 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.

10. Вимоги щодо технічного захисту інформації в МКР з обмеженим доступом

Відсутні.

ДОДАТОК Б

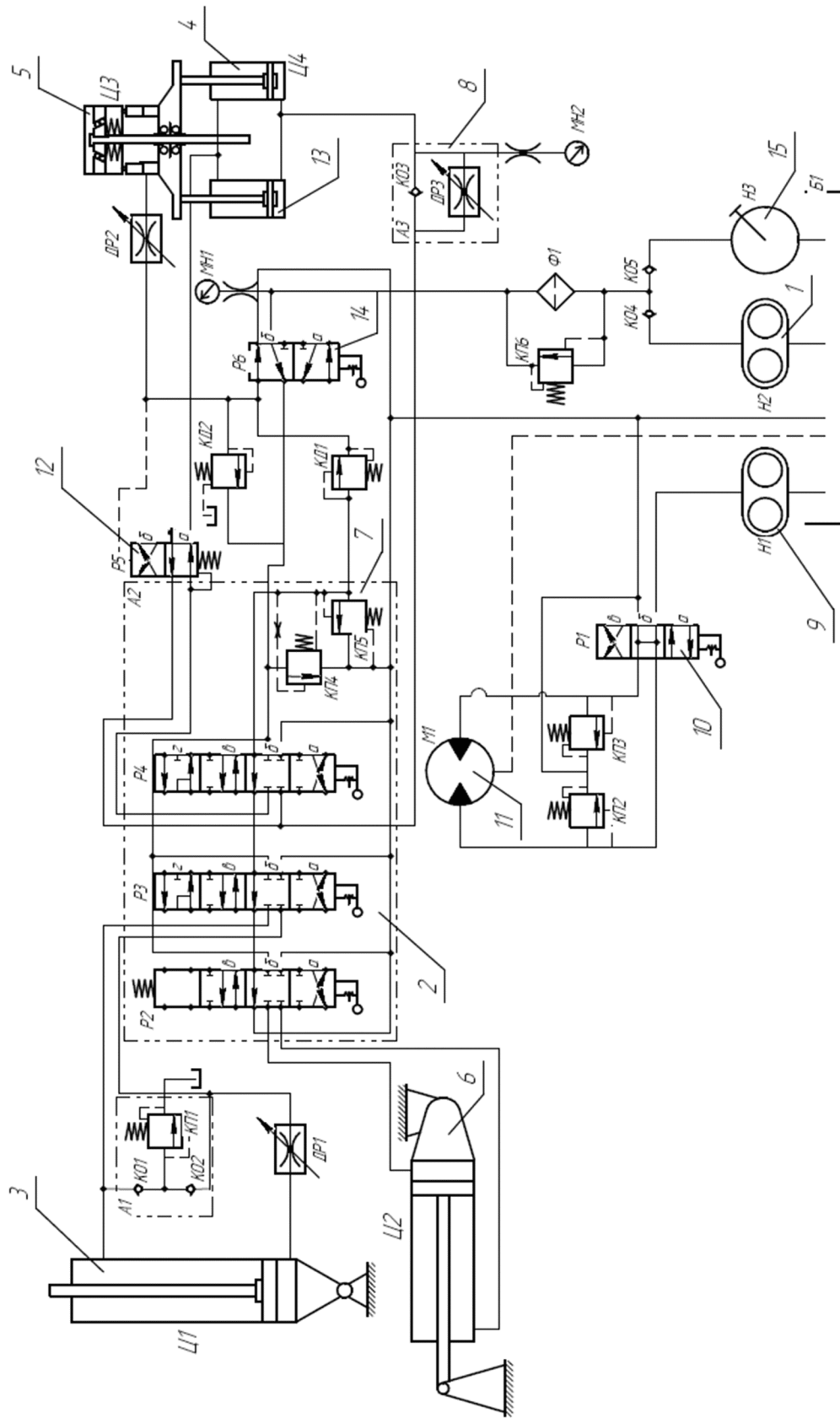


Рисунок Б.1- Гідравлічна система бурової установки УКБ-200/300С СБЖ-4

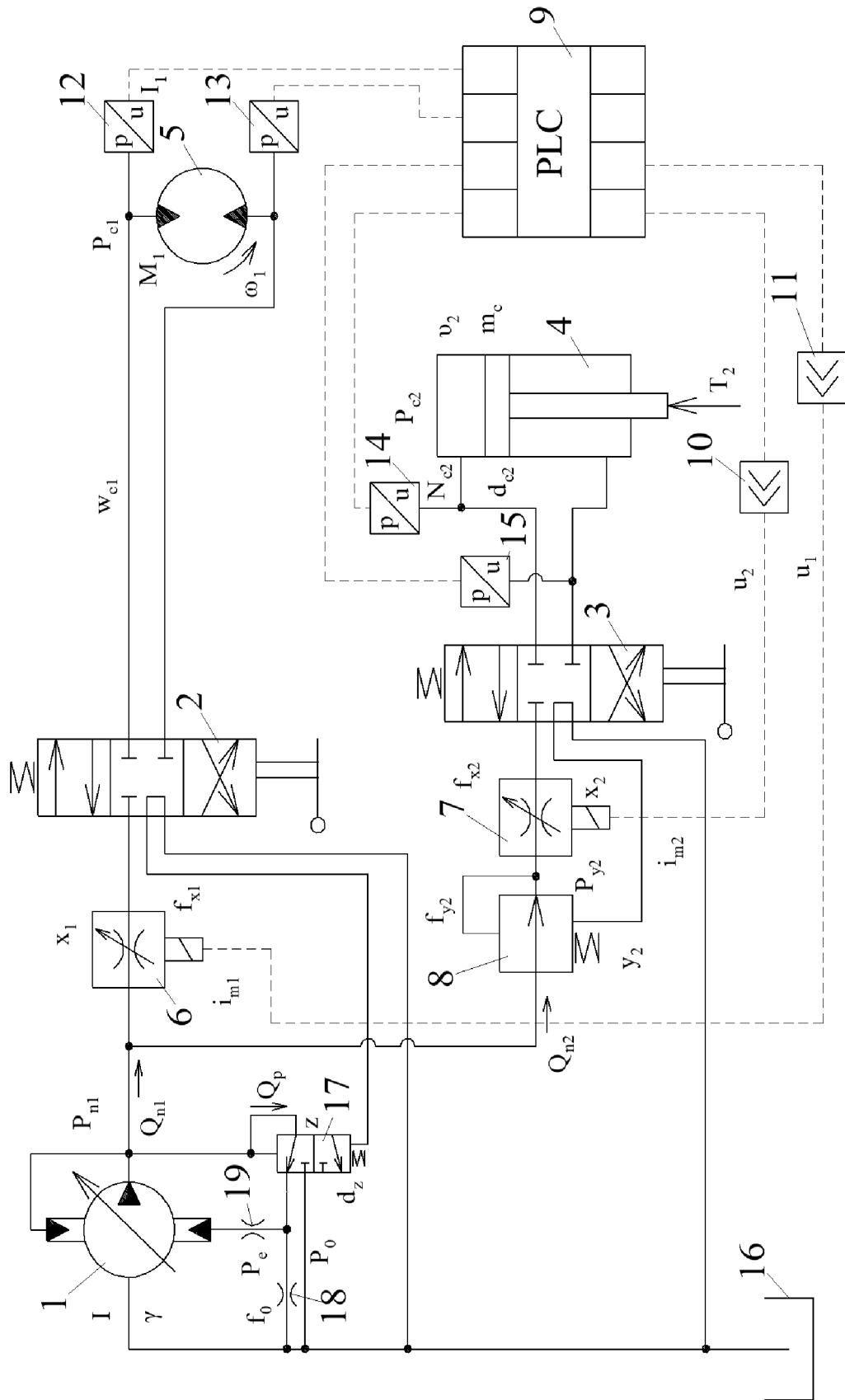


Рисунок Б.2– Розроблена схема механотронного привода

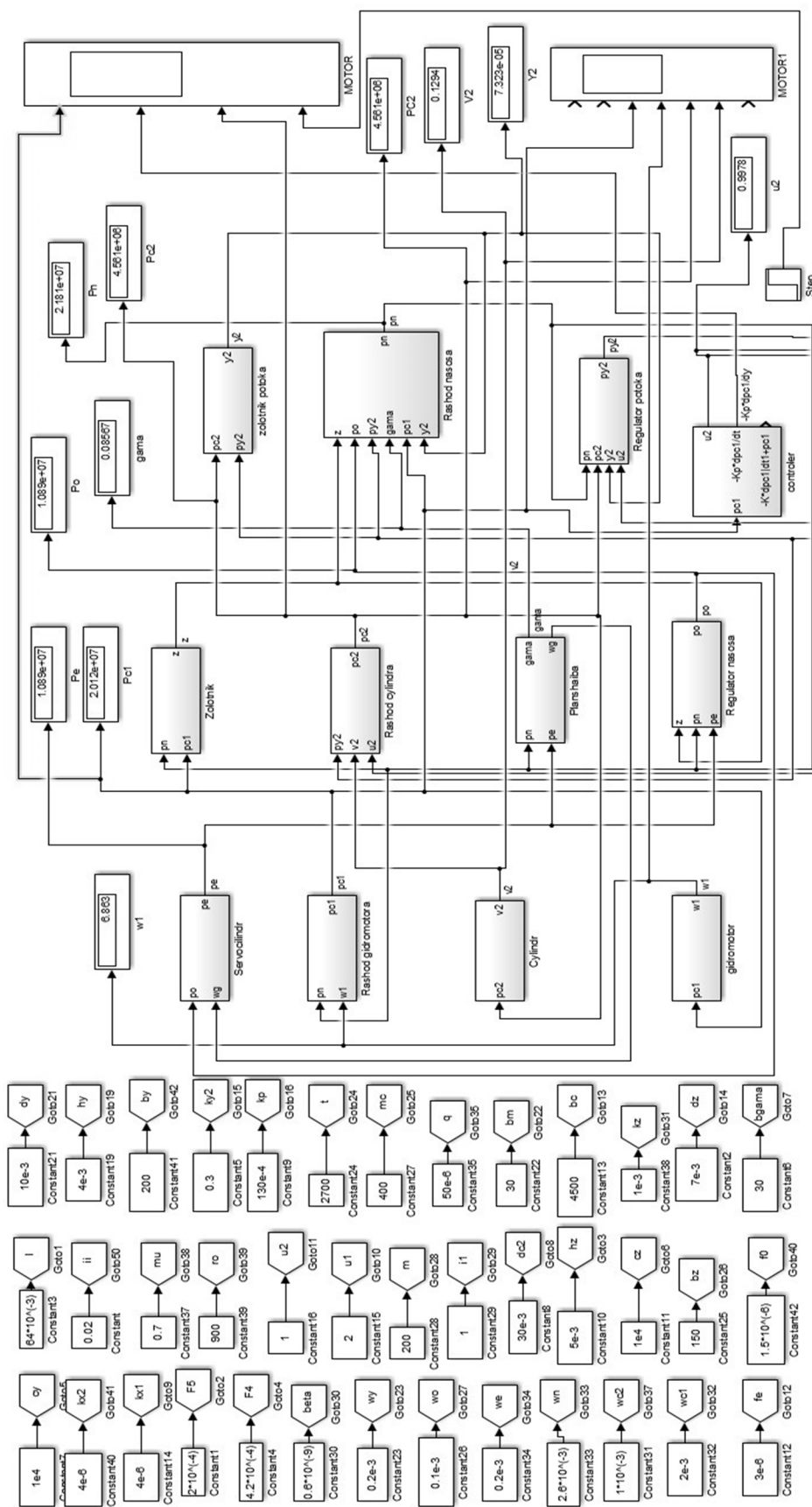


Рисунок Б.3— Основна блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB Simulink

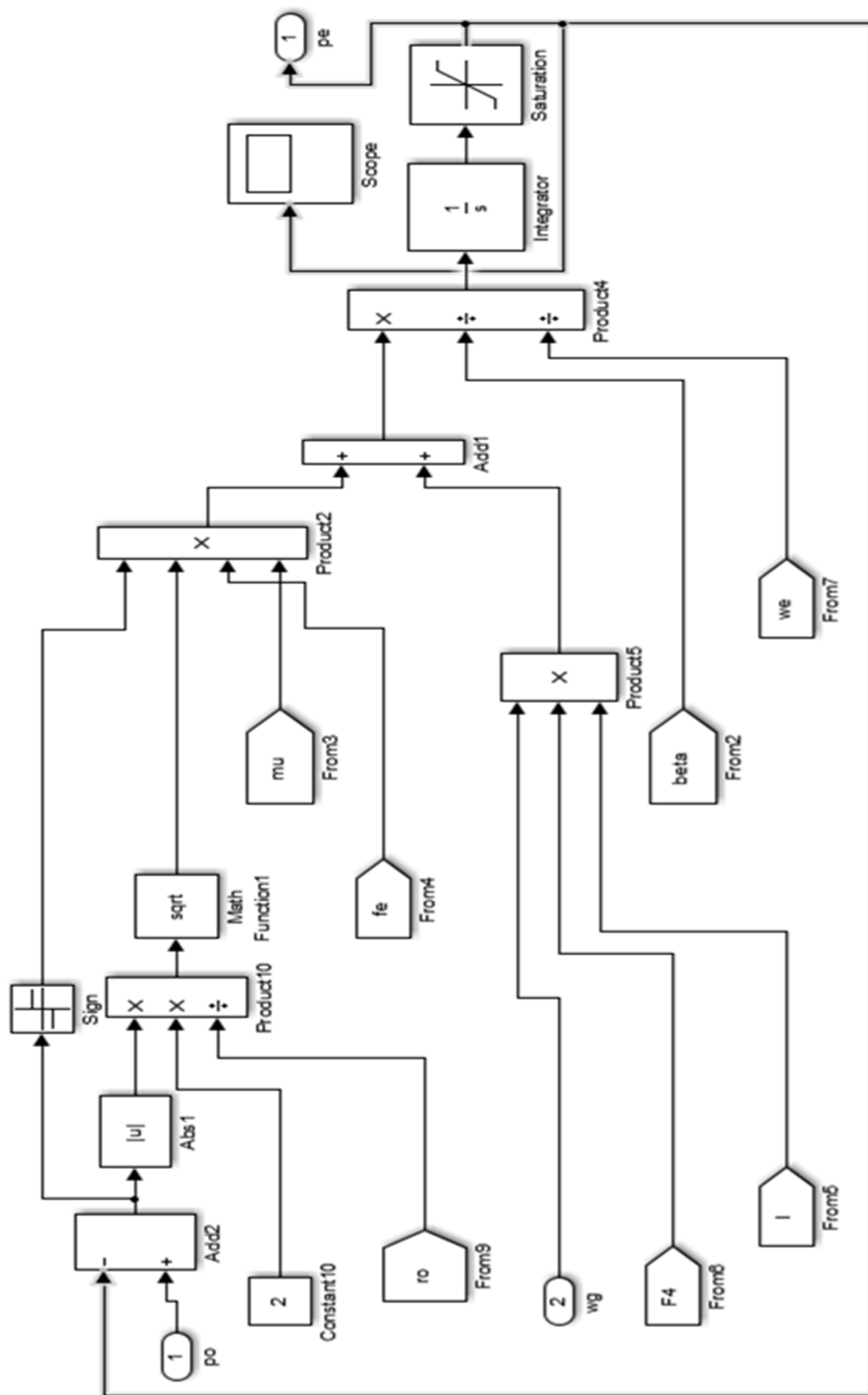


Рисунок.Б.4— Блок-схема знаходження величини тиску p_e , що діє на сервоциліндр у залежності від часу

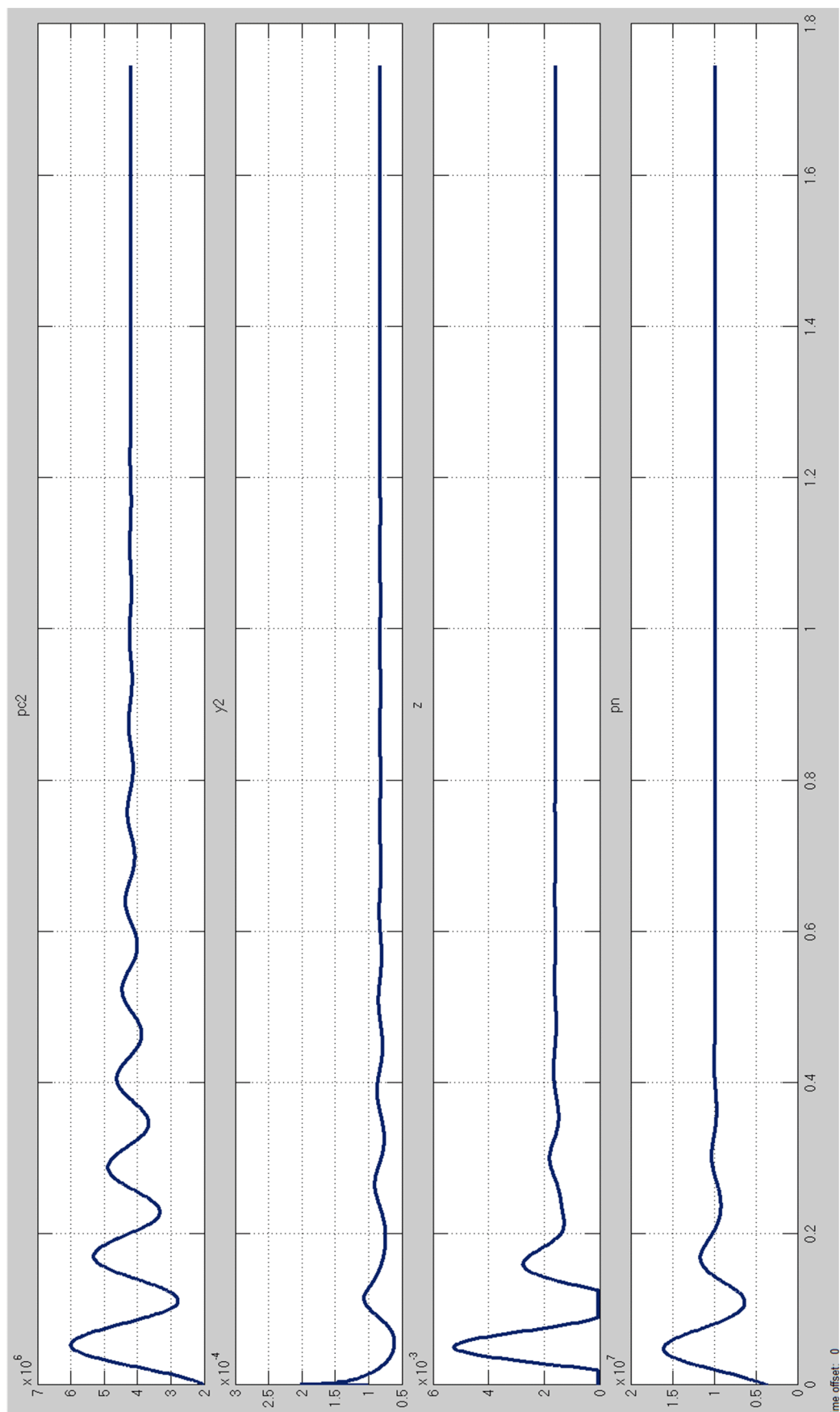


Рисунок Б.5- Перехідні процеси в мехатронному приводі при початкових умовах

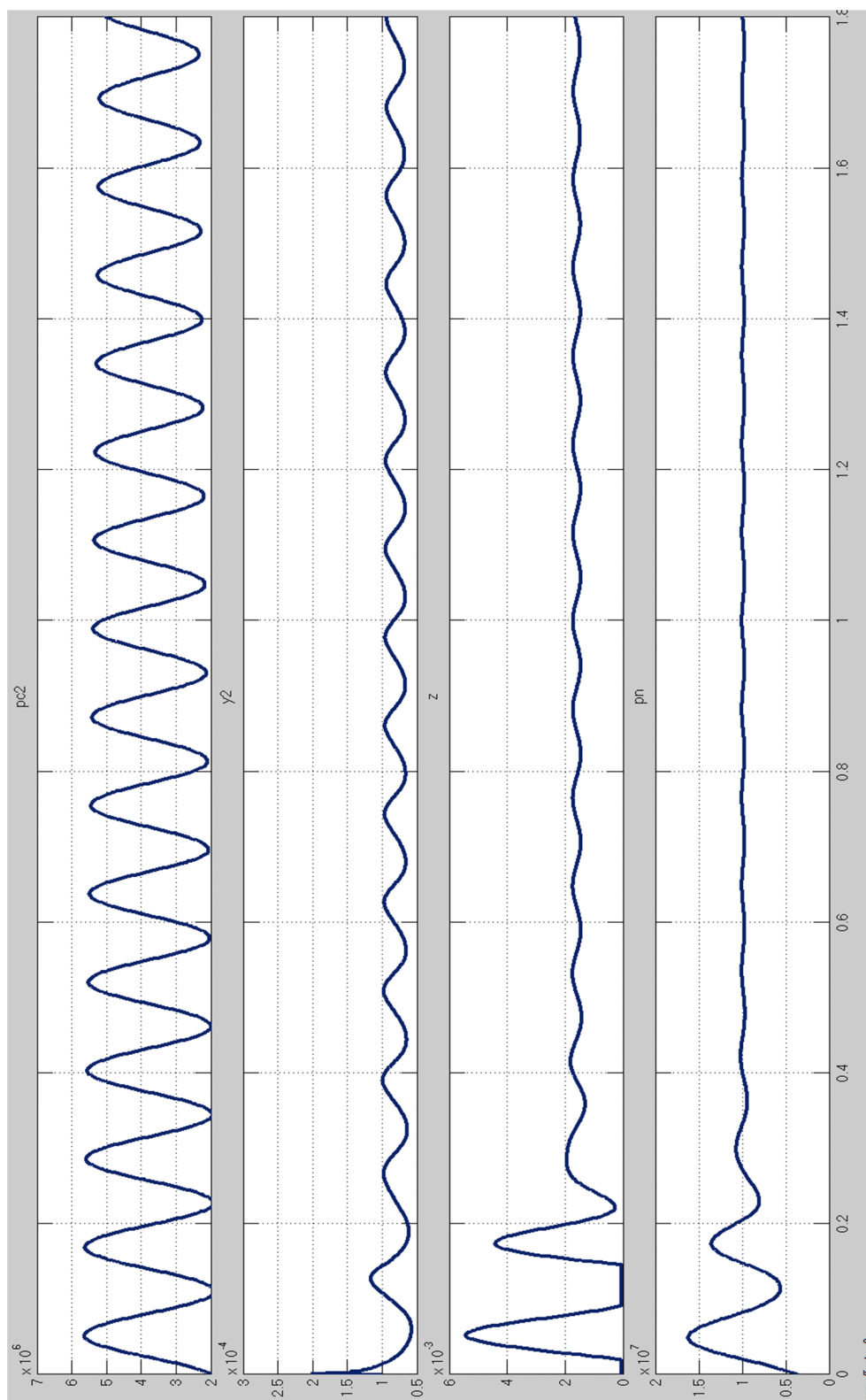


Рисунок Б.6- Нестойкий режим работы мехатронного привода при $f_0=0,6 \times 10^{-6} \text{ м}^2$

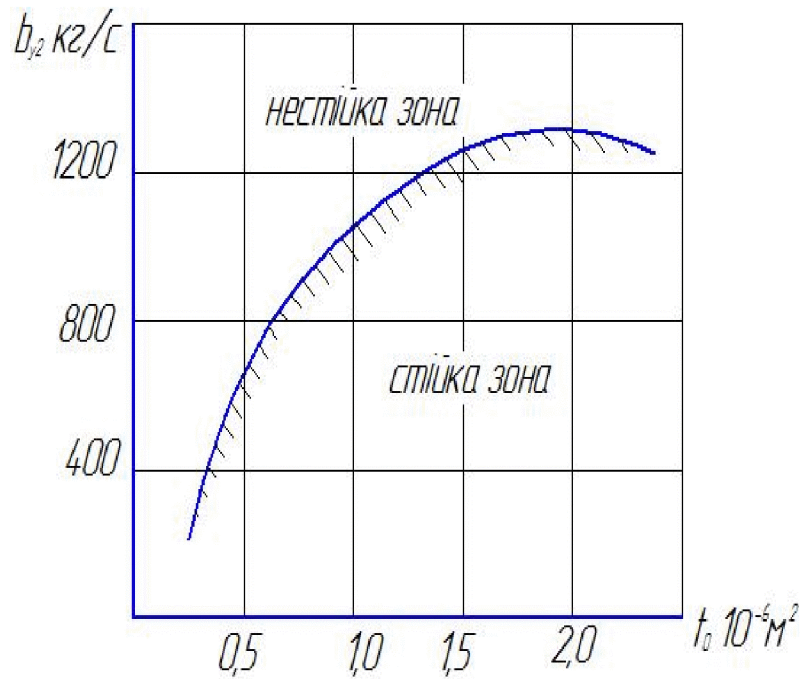


Рисунок Б.7– Стійкість мехатронного привода при зміні коефіцієнту демпфування b_{y2} та площі дроселя регулятора насоса f_0 .

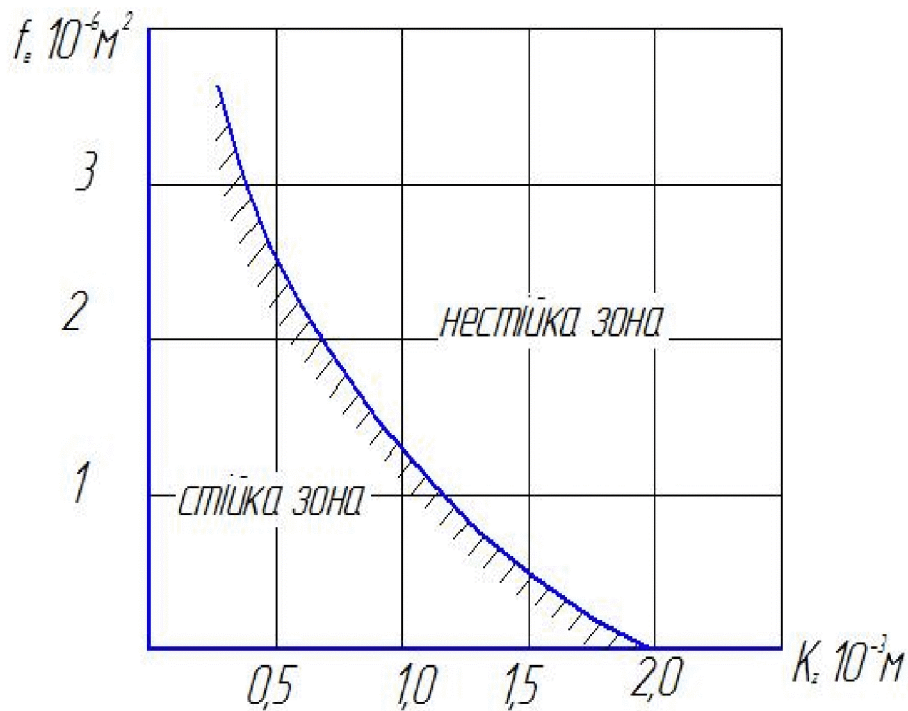


Рисунок Б.8– Стійкість привода при зміні діаметра золотника d_{y2} та коефіцієнту підсилення робочого вікна регулятора потоку K_{y2}

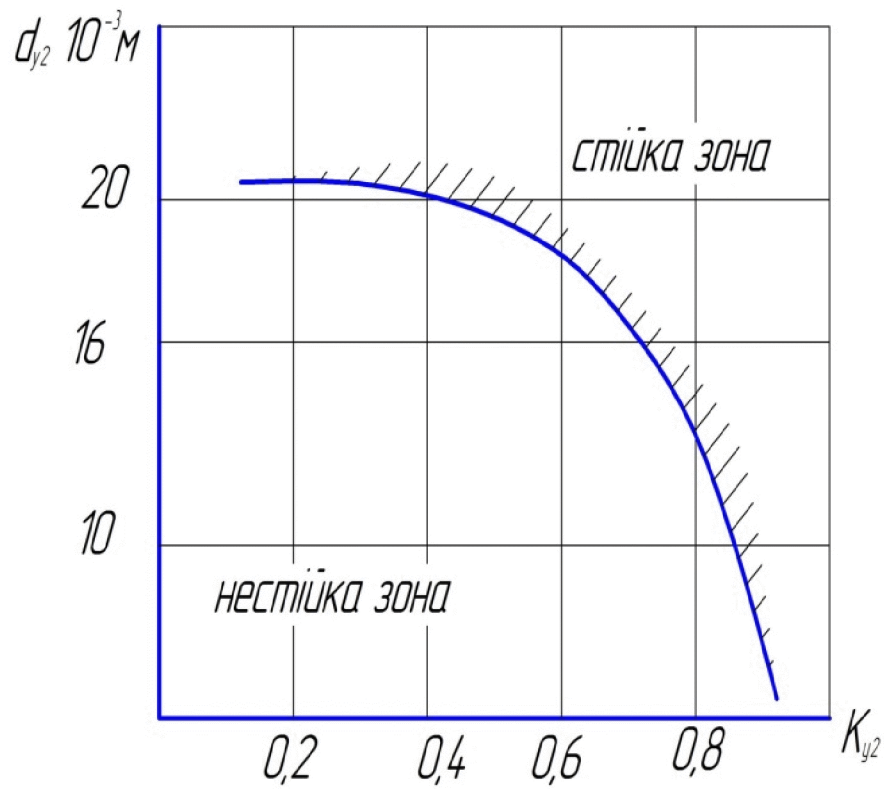


Рисунок Б.9– Стійкість мехатронного привода при зміні площі дроселя сервоциліндра f_c та коефіцієнта підсилення робочого вікна регулятора насоса K_z

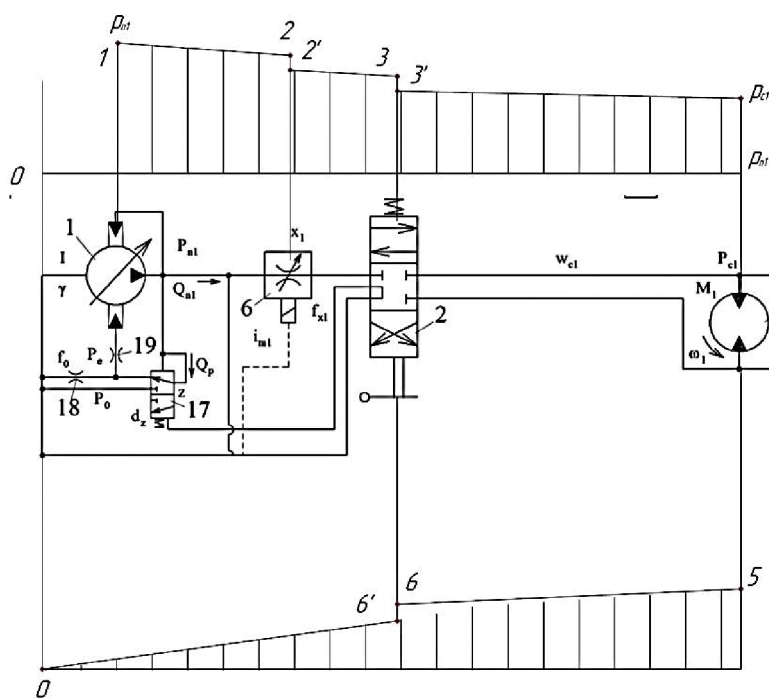


Рисунок Б.10– Розподіл втрат тиску в гілці, що живить гідромотор

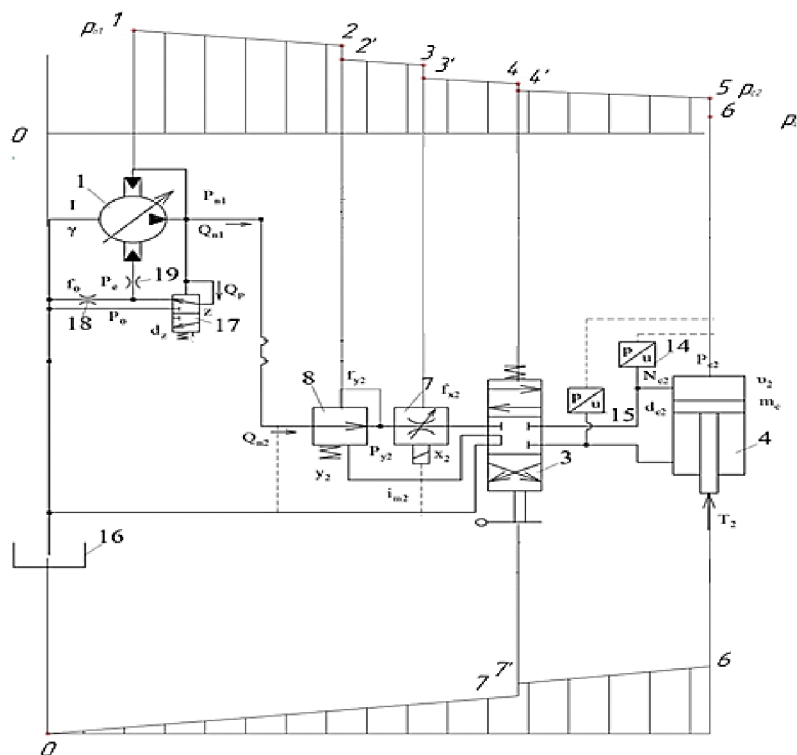


Рисунок Б.11– розподіл втрат тиску, в гілці, що живить гідроцилінд

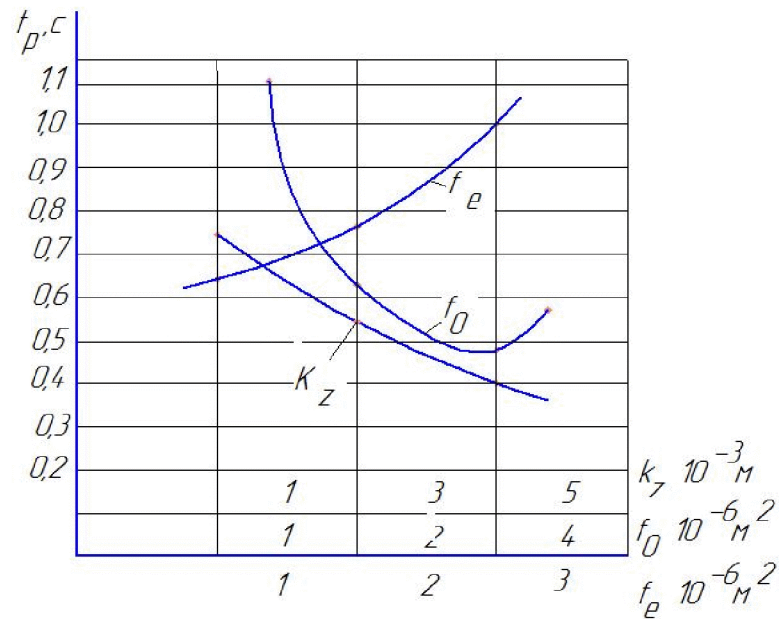


Рисунок Б.12- Вплив площі дроселя сервоциліндра f_e , площі дроселя регулятора насоса f_0 та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_z регулятора насоса на швидкодію гідроприводу мехатронного приводу

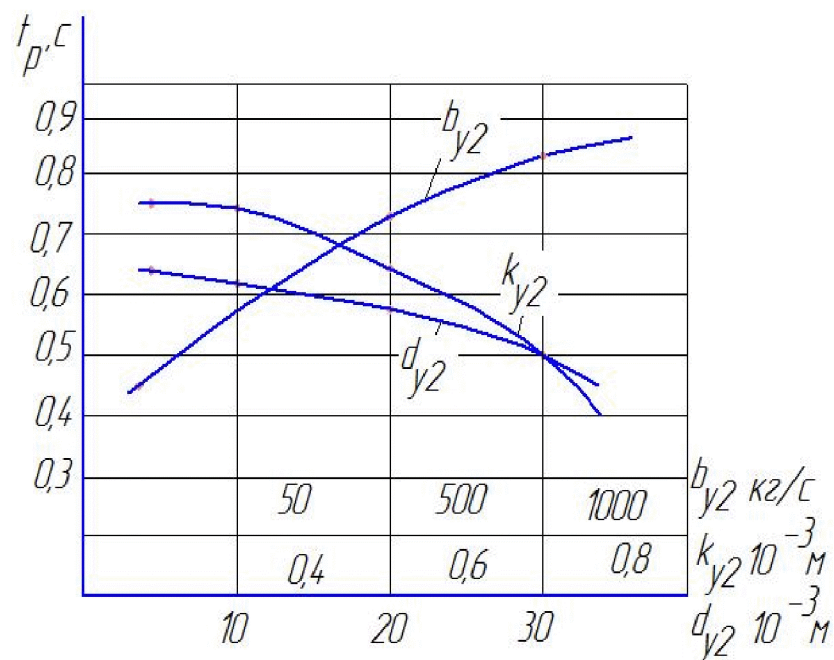


Рисунок Б.13 - Вплив діаметра золотника d_{y2} , коефіцієнту демпфування b_{y2} та коефіцієнту підсилення робочого вікна K_{y2} регулятора потоку на швидкодію гідроприводу мехатронного приводу