

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І
МЕХАНОТРОНІКИ

«На правах рукопису»
УДК 65-525

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
О.Ф. Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 131 Прикладна механіка
(код і назва спеціальності)

на тему: _____
Система керування пружно-гідравлічним дозуванням рідини

Виконав : студент 6 курсу, групи МА-62м
(шифр групи)

Космина Анастасія Юріївна
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник проф., д.т.н. Губарев О.П.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

АНОТАЦІЯ

Космина А.Ю. Система керування пружно-гідравлічним дозуванням рідини.

На основі аналізу існуючих способів позиціонування вихідних ланок гідроприводу було проведено аналіз системи керування дозуванням рідини з відокремленням частини потоку та порційною подачею її до робочої камери. В основу роботи камери покладено пружне-деформування рідини та частотно-імпульсний спосіб керування.

Розроблено математичну модель системи, та приведено основні залежності та методику підбору параметрів при заданих параметрах системи для необхідної точності позиціонування, приведено характеристику коригуючих залежностей для системи позиціонування, що вводиться до системи керування дозатором.

Досліджувався вплив частоти системи керування на вихідний об'єм рідини з камери дозатора, перепад тисків, геометричні параметри запірних елементів.

Ключові слова: система керування, пружне-деформування рідини, гідропривід, дозуюча камера, позиціонування, тиск, модель.

ANNOTATION

Kosmyna A. U. Pressure control in hydraulic actuator for wide temperature range of fluid

On the basis of the analysis of the existing methods of positioning the output units of the hydraulic drive, an analysis of the system for controlling the dosing of the fluid with the separation of the part of the flow and its supply to the working chamber. The basis of the camera is the elastic deformation of the fluid and frequency pulse control mode.

The mathematical model of the system is developed, and the main dependencies and method of selecting parameters at the given system parameters for the required accuracy of positioning are given, and the characteristic of corrective dependencies for the positioning system introduced into the system of control of the dispenser is given.

The influence of the frequency of the control system on the output volume of the liquid from the chamber of the dispenser, the pressure drop, and the geometrical parameters of the shut-off elements were investigated.

Key words: control system, elastic-deformation of fluid, hydraulic drive, dosing chamber, positioning, pressure, model.

**Пояснювальна записка
до магістерської дисертації**

на тему: _____
_____ Система керування пружно-гідравлічним дозуванням рідини _____

Київ – 2018 року

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ТА СХЕМИ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОПРИВОДУ.....	7
1.1. Позичіонування з використанням слідкуючого гідроприводу.....	7
1.2. Дискретне позиціонування вихідної ланки гідроприводу.....	15
1.3. Аналіз особливостей позиціонування вихідної ланки гідроприводів.....	23
1.4. Використання пружно-гідравлічного дозуванням рідини в задачі позиціонування.....	24
1.5. Мета та задачі досліджень.....	25
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА СИСТЕМУ З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ.....	26
2.1. Складові і структура системи з пружно-гідравлічним дозуванням рідини.....	26
2.2. Теоретичне обґрунтування та вибір параметрів пристрою пружно-гідравлічного дозування.....	31
2.3. Розробка структури математичної моделі пристрою пружно-гідравлічного дозування позиційного приводу.....	34
2.4. Загальна структура моделі дозуючої камери та її математичний опис.....	38
2.5. Реалізація моделі пружно-гідравлічного дозатора в середовищі MathLab.....	43
2.6. Тестування моделі пристрою пружно-гідравлічного дозування позиційного приводу.....	45
2.6.1. Тестування моделі для визначення впливу об'єму камери на витрату.....	47
2.6.2. Тестування моделі для визначення впливу частоти на витрату.....	48
2.6.3. Тестування моделі для визначення впливу величини перепаду тиску на витрату.....	50
2.7. Дослідження впливу величини перетікань на витрату.....	51
2.8. Дослідження впливу частоти керуючого сигналу на витрату.....	53
2.9. Дослідження впливу зміни температури на величину витрати.....	54
Висновок по розділу 2.....	55
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА СИСТЕМИ З ПРУЖНО – ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ.....	57
3.1. Експериментальний стенд та програма досліджень.....	57
3.2. Визначення ходу позиціонування в залежності від тиску живлення.....	60

3.3. Дослідження впливу довжини камери на величину середнього кроку позиціонування.....	63
3.4. Визначення похибки експериментальних даних.....	63
3.5. Порівняння результатів експериментальних та модельних досліджень.....	66
Висновки по результатам експериментальних досліджень.....	67
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК КЕРУЮЧОГО СИГНАЛУ ДЛЯ ПРИСТРОЮ ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНОГО ДОЗУВАННЯ	68
4.1. Розрахунок кількості кроків з урахуванням поточних значень параметрів дозатора і привода.....	68
4.2. Алгоритм керування та його реалізація в середовищі Festo Software.....	72
Висновки.....	74
РОЗДІЛ 5 СТАРТАП-ПРОЕКТ ГІДРОПРИВОДУ З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ.....	75
5.1. Опис ідеї проекту	75
5.2. Технологічний аудит ідеї проекту.....	76
5.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.....	76
5.4. Розроблення стратегії проекту.....	82
5.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.....	84
Висновки.....	86
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	88
6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів при роботі.....	88
6.2. Мікроклімат.....	89
6.3. Освітлення	90
6.4. Електробезпека.....	91
6.5. Пожежна безпека.....	92
6.6. Шум.....	94
6.7. Оцінка пожежної обстановки під час аварії на вибухонебезпечному об'єкті.....	95
Висновки.....	96
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	97
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	98

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

ДК – дозуюча камера;

РК – розподільчий клапан;

Ц – циліндр;

μ - коефіцієнт витрати прохідного каналу;

ρ - густина рідини (кг/м³);

E - модуль пружності рідини (МПа);

p_k - тиск в дозуючій камері (МПа);

ν - кінематична в'язкість рідини (м²/с),

V_k - об'єм камери (м³/с);

r_z - радіус золотника розподільника (м);

β_p – коефіцієнт стиснення робочої рідини (м²/Н);

E_m - модуль пружності матеріалу (МПа);

dR - радіальне переміщення трубопроводу (м);

f – частота (Гц);

n – кількість імпульсів;

$F_{зовн}$ - зовнішнє навантаження (Н);

Δl – переміщення (м);

$\Delta l'$ – похибка переміщення (м);

d – діаметр штока (м);

D – діаметр поршня (м);

$S_{шт}$ – площа штокової порожнини гідроциліндра (м²);

$S_{порш}$ – площа поршневої порожнини гідроциліндра (м²);

$d_{тр}$ – діаметр трубопроводу (м);

$l_{тр}$ – довжина трубопроводу (м);

t – температура (°С);

t_n – час перемикання розподільників (с);

t_p – час наповнення-спорожнення камери (с);

$t_{поз}$ – час позиціонування (с).

ВСТУП

Актуальність теми. Проектування гідроприводів різноманітних за конструкцією і призначенням машин і механізмів можливо із використанням типових, уніфікованих і стандартних вузлів і елементів. Їх використання дозволяє скоротити терміни проектування і виготовлення гідроприводу та машини.

Гідравлічні приводи відрізняються високою швидкістю, яка досягається оптимальним поєднанням параметрів. Проблеми швидкості дії, точності та якості перехідних процесів, а також динамічної стійкості вирішуються шляхом динамічних розрахунків. Останні можуть здійснюватись аналітичним шляхом у випадку використання компактних, а іноді й спрощених, математичних моделей з урахуванням деяких нелінійностей або шляхом імітаційних досліджень математичної моделі на електронних обчислювальних машинах. У будь-якому випадку базою для розрахунку чи імітаційного дослідження є раціонально складена математична модель гідроприводу – динамічного об'єкта.

В роботі запропоновано систему керування пружно-гідравлічним дозуванням рідини, що використовує стискання рідини для виконання механічної роботи. Актуальною науково-технічною задачею є розробка системи керування гідроприводом з пружно-гідравлічним дозуванням рідини, обґрунтування принципу керування та роботоспроможності системи, для використання в деяких системах домкратів.

Мета і задачі досліджень.

Метою досліджень є визначення залежностей для розробки алгоритму роботи системи керування, визначення раціональної структури і експлуатаційних характеристик для системи керування гідравлічною системою.

Для досягнення мети ставились наступні задачі:

1. Здійснити аналіз існуючих систем позиціонування, огляд систем позиціонування та систем керування даними приводами.

2. Визначити основні параметри гідросистеми, параметри впливу та основні характеристики системи.

3. Розробити математичний апарат для визначення вихідних характеристик пружно-деформаної системи дозування, в залежності від конструктивних параметрів і експлуатаційних умов.

4. Виконати теоретичні дослідження процесів, які відбуваються під час роботи пружно-гідравлічного дозатора, з метою визначення раціонального алгоритму керування.

5. Виконати експериментальні дослідження гідроприводу, з метою підтвердження несуперечності результатів розрахунків позиціонування;

6. Розроблену модель керування включити в уже існуючі системи позиціонування машин та механізмів, або ж створювати унікальні та нові системи з використання системи керування пружно-гідравлічним позиціонуванням.

Об'єктом досліджень є гідропривід з пружно-гідравлічним дозуванням рідини, що застосовується для позиціонування вихідної ланки приводу.

Методи досліджень. Теоретичні залежності, що застосовуються в математичній моделі гідравлічної системи, базуються на законах, що визначаються механічними, гідравлічними, та фізичними процесами. Математичне моделювання гідроприводу проводилось за циклічно-модульним підходом із використанням відомих залежностей для окремих складових системи логіко-функціональної моделі.

Обробка результатів досліджень, моделювання робочих процесів в гідравлічному приводі та розрахунки за методиками виконувались із застосуванням програм MicrosoftExcel 2016, MatLab R2018a, Festo Software FST V 4.21.153.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Запропоноване технічне рішення системи керування позиціонуванням гідропривода, яке базується на використанні порційної подачі рідини, та вноситься до систем з дросельним регулюванням позиціонування.

2. Розроблено математичну модель за якою проводиться визначення залежностей для визначення основних характеристик гідроприводу з дозуючою камерою, його параметрів з врахуванням умов використання.

3. Обґрунтовано умови доцільного використання системи керування позиціонуванням. Розроблено алгоритм керування системою позиціонування з використанням пружно-гідравлічного дозування.

РОЗДІЛ 1

ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ТА СХЕМИ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОПРИВОДУ

Проектування гідروприводів різноманітних за конструкцією і призначенням машин і механізмів можливо із використанням типових, уніфікованих і стандартних вузлів і елементів. Їх використання дозволяє скоротити терміни проектування і виготовлення гідроприводів та машин.

Гідропривід застосовують в безлічі галузей машинобудування, будівництво, сільське господарство, транспорт, верстатобудування. При використанні гідроприводу в системах позиціонування робочих органів застосовують дискретний та слідкуючий метод.

Гідравлічні пристрої можуть позиціонувати, підтримувати і виконувати функції затиску в багатьох виробничих процесах. Гідравлічні системи пропонують значне збільшення продуктивності в процесах механічної обробки, штампування, пресування, зварювання та багатьох інших [1-5].

У випадках, коли окрім позиціонування механізму необхідне плавне регулювання швидкостей переважає використання слідкуючого приводу. А коли головним функціональним призначенням приводу є позиціонування, дискретні приводи мають суттєву перевагу завдяки відсутності складних та високовартісних елементів зворотних та коригуючих зв'язків. Дискретні приводи застосовуються в системах позиціонування робочих органів, де забезпечують необхідну точність. Одним з видів таких приводів є дозаторні дискретні приводи [5-7].

1.1. Позиціонування з використанням слідкуючого гідроприводу

Слідкуючі приводи широко використовується в різноманітних автоматизованих системах машин, літальних апаратів та технологічному оснащенні. Пов'язано це з зручністю дистанційного керування за допомогою електричних сигналів, можливістю стикування з малогабаритними та електронними пристроями, значним коефіцієнтом підсилення та високою швидкодією [1,5,7].

Основним елементом слідкуючого гідроприводу або гідропідсилювача є слідкуючий пристрій золотникового або струминного типу. У загальному машинобудуванні поширення набули слідкуючі приводи з керуючим золотником завдяки їх конструктивній простоті, дуже малим габаритам і великій чутливості.

Приклад схеми слідкуючого приводу з електричним керуванням та дросельним регулюванням швидкості зображено на рисунку 1.1. На ній виділено: електричний блок 1, електромеханічний перетворювач 2, двокаскадний дроселюючий розподільник 3, об'ємний гідродвигун 4 та зворотний зв'язок 5. Електричний блок 1 містить сумуючий (зрівнюючий) підсилювач, підсилювач напруги, коригуючий контур і підсилювач потужності. Електромеханічний перетворювач 2 – обов'язковий елемент розглянутого слідкуючого приводу.

Відомі два основні типи вказаних перетворювачів: електромагнітні та електродинамічні. Перші мають значно менші габаритні розміри та масу, другі – лінійну характеристику при значному ході. На вказаному на схемі слідкуючому приводі використовується електромагнітний перетворювач. Він перетворює електричний сигнал в переміщення якоря.

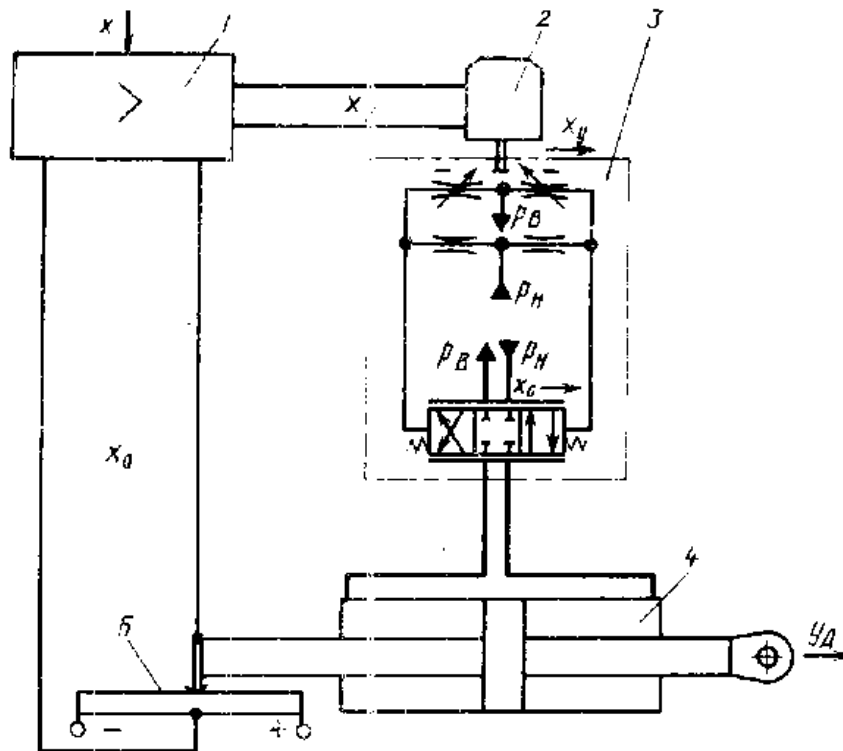


Рисунок 1.1. - Слідкуючий привід з електричним керуванням та дросельним регулюванням [5]

В більшості випадків електромеханічний перетворювач та двокаскадний дроселюючий розподільник конструктивно поєднані в одному агрегаті – електрогідравлічному підсилювачі потужності. Перший каскад підсилювача потужності виконано в вигляді чотирьохщільового дроселюючого міска з двома змінними дроселями типу сопло-заслінка. Золотник другого каскаду оснащено центруючими пружинами. Він дроселює основні потоки рідини, поступаючої в об'ємний двигун і витісняє з нього.

В ланцюгу зворотного зв'язку встановлено потенціометричний датчик 5 переміщення, повзун котрого з'єднано з рухомим штоком об'ємного двигуна. Крім названого типу електричних датчиків використовуються індукційні типу сельсинів або обертові трансформатори [5].

В сучасному машинобудуванні застосування пропорційного та сервокерування знаходить все більш широке застосування, оскільки воно дозволяє забезпечити швидкі, м'які та точні переміщення важко навантажених робочих органів різноманітних машин, надійний захист від перенавантажень, високу потужність, широкодіапазонне керування швидкостями, силами та моментами. Таке керування забезпечує виняткову надійність в екстремальних умовах експлуатації. Перевагами також є врахування та компенсація впливу температури за рахунок електронного керування, можливість автоматизації процесів та спрощення гідравлічних схем (пропорційний клапан може замінити декілька клапанів, наприклад, розподільчий клапан та регулятор витрати) [8,9,5].

Один зі шляхів використання сервоклапану зображено на рисунку 1.2. Диференційний циліндр керується симетричним сервоклапаном, а положення поршня вимірюється імпульсним датчиком. Тиск живлення p_s та тиск в камері циліндра p_L та p_R також вимірюються. Цифрове керування системою встановлено на ПК-комп'ютері. Програма, що керує, обробляє данні вимірювань та формує керуючі сигнали, які подаються через плату керування [10].

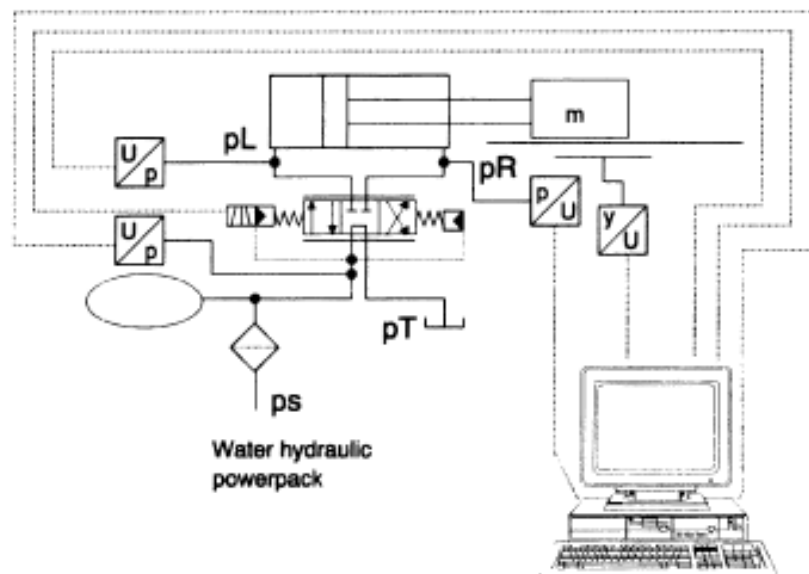


Рисунок 1.2. – Позиціонування гідроциліндру за допомогою сервоклапану [10]

Зручною технологією є серво або пропорційний контроль із замкнутим контуром, який забезпечує відмінну динаміку і точність, якщо всі компоненти, тобто гідравлічний циліндр, пропорційний або сервоклапан, і датчик положення мають адекватну точність і динамічні характеристики. Але ця технологія має свої недоліки: високі витрати на компоненти, високі вимоги до чистоти масла і погана ефективність. Незважаючи на те, що ефективність не завжди є критичним питанням з точки зору вартості енергії, особливо якщо цей привід споживає малу частину всієї споживаної енергії, витрати і установка гідравлічного блоку живлення можуть бути критичними факторами. Досить часто для управління позицією потрібно перейти на нову позицію і утримувати її протягом тривалого часу.

Система позиціонування з розподільником типу «сопло-заслінка» зображена на рисунку 1.3. Гідророзподільник складається з дроселя 1, сопла 2 та заслінки 3. Гідролінія, що з'єднує дросель і сопло утворює міждросельну камеру. До неї підключено гідролінію 4, що зв'язує розподільник з робочою порожниною гідроциліндра 5.

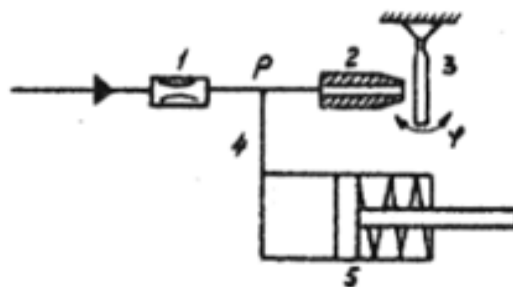


Рисунок 1.3. - Система керування положенням гідроциліндра з використанням розподільника типу «сопло-заслінка» [13]

При зменшенні відстані між соплом та заслінкою за рахунок повороту заслінки тиск в міждросельній камері збільшується. Під дією цього тиску поршень гідроциліндра 5 зміщується вправо, долаючи опір пружини.

І навпаки при зменшенні відстані між соплом і заслінкою, тиск в камері буде зменшуватись і поршень під дією цього тиску та під дією пружини буде зміщуватись вліво, поки сила пружини не врівноважиться силою тиску рідини [13, 5].

Проте дана система має свої недоліки, так наприклад швидка зношуваність заслінок, при роботі. І ця зношуваність в певний момент часу дає помилку в позиціонуванні.

Регулювання синхронного ходу за принципом дозування. На принциповій схемі (рисунок 1.4.) зображена система регулювання синхронного ходу одного з валіків

привалкового пресу для гнуття. На схемі зображено два нижніх валка, регульованих в горизонтальному напрямку. Верхній валик регулюється вертикально.

Регулювання синхронного ходу здійснюється в обох напрямках і забезпечується за рахунок з'єднання клапана синхронного ходу з трубопроводом перед гідравлічними розподільниками 8 і 9, а також шляхом з'єднання точок підключення А розподільників зі сторонами поршневих штоків відповідних циліндрів і точок підключення В зі сторонами поршнів інших циліндрів. Зворотні дросельні клапани 6 і 7 служать для декомпресії робочої рідини при перемиканні з пресування на зворотний хід.

Синхронний хід циліндрів в цій системі забезпечується за рахунок того, що робоча рідина з випереджаючого циліндра надходить у другий циліндр певними дозами.

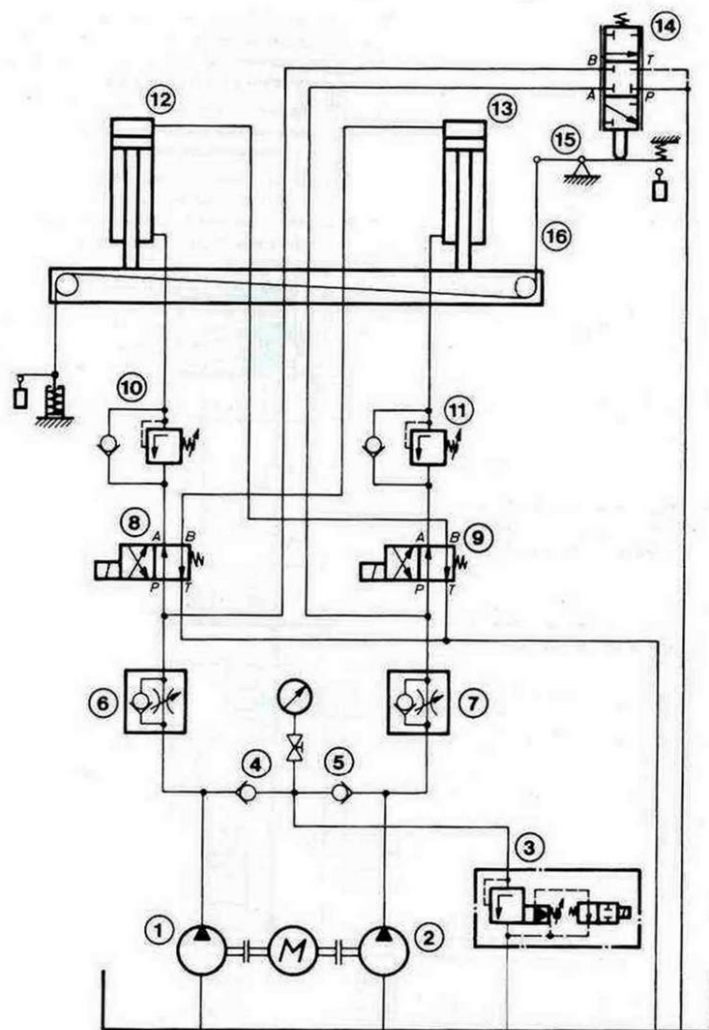


Рисунок 1.4. - Система регулювання синхронного ходу одного з валків привалкового пресу для гнуття [15]

Подача робочої рідини в циліндри 12 і 13 здійснюється окремо насосами 1 і 2. Таким чином, з самого початку забезпечується деяке попереднє дозування. Крім того, в цьому випадку циліндри не заважають один одному. Дозування робочої рідини

відбувається через регулюючий клапан 14. Регулюючий клапан компенсує різницю робочої рідини, яка може виникнути: через неоднакові подачі насосів, в результаті стиснення робочої рідини, внаслідок неоднакового витoku в приладах, в результаті люфтів підшипників машини [15].

Напрямок руху циліндрів визначається розподільниками 8 і 9. Напірні клапани 10 і 11 при висуненні циліндрів виконують функції клапанів протитиску.

Якість роботи клапана синхронного ходу в основному залежить від роботи системи виявлення помилок.

Регулюючий клапан, як зображено на принциповій схемі, включається за допомогою балансира 15 [15].

Одним з прикладів, де використовується гідравлічна система, можна назвати гідравлічний екскаватор, який є найбільш популярним обладнанням для будівництва, оскільки він має багато робочих можливостей. Явна тенденція полягає в тому, що автоматичне копання гідравлічного екскаватора стало передовою дослідницькою точкою доступу і буде використовуватися в багатьох випадках.

Загалом, робочий пристрій гідравлічного екскаватора складається з трьох типів несиметричних циліндрів з керованим клапаном: циліндра ківшу, циліндра важеля і циліндра стріли [14].

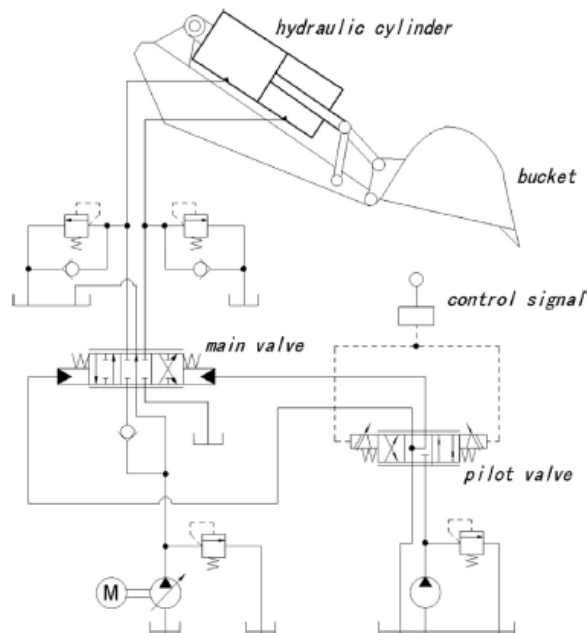


Fig. 1. Schematic diagram of bucket system.

Рисунок 1.5. – Гідравлічна схема ківшу екскаватора [14]

Різні конструкції циліндра, такі як квадратний циліндр, подвійний коаксіальний циліндр і пористий циліндр, були запропоновані для різних застосувань. Тому однією з

найбільш затребуваних вимог є висока точність позиційного контролю з швидким відгуком, особливо для циліндра, що використовується в гідравлічному екскаваторі. Оскільки конструкції і принципи роботи ківшу, важеля і стріли практично однакові і, зокрема, переважна більшість операцій очищення обробляються ківшом. Точне моделювання керованого приводу має важливе значення для контролю положення.

Через високу нелінійність і великих невизначеностей в гідравлічній системі, викликаних мертвою зоною області потоку, наявності статичного тертя, стисливості і витоку рідини, складних властивостей тиску потоку керуючого клапана.

Моделювання всіх компонентів засноване на гідравлічному екскаваторі 20-го класу. На рисунку 1.5. показаний гідравлічний контур системи ківшу, який в основному включає в себе важіль управління, керуючий клапан і асиметричний гідравлічний циліндр, що приводиться в дію трьохпозиційним шестиходовим головним клапаном. Відповідно до порядку дій вся система може бути розділена на три етапи, що більш складно, ніж у більшості систем циліндрів [14].

Принцип роботи системи описується наступним чином. Насос з фіксованим робочим об'ємом використовується для подачі керуючого тиску для керування золотником всередині головного клапана. І керуючий клапан відповідає за регулювання величини і напрямком тиску пілота в світі керуючого сигналу (перший ступінь). Дві центруючі пружини утримують головний золотник клапана в нейтральному положенні, коли тиск пілот-сигналу не застосовується, а лінія від головного насоса до бака повністю відкрита. Залежно від заданого керуючого сигналу керуючий тиск буде діяти на праву або ліву керуючу камеру головного клапана, після чого котушка буде переміщуватися відповідно до керуючого тиску (другий ступінь). Отже, живильний трубопровід з'єднується зі стрижневою камерою або безрейковою камерою циліндра ківшу, а шток поршня забирається або висувається відповідно (третій ступінь). Одним словом, рух ківшу діє відповідно до роботи важеля керування, і швидкість переміщення змінюється в основному пропорційно амплітуді сигналу [14].

Так наприклад на рисунку 1.6 зображено схему поєднуючу в собі 2 види робочих рідин та механічну передачу.

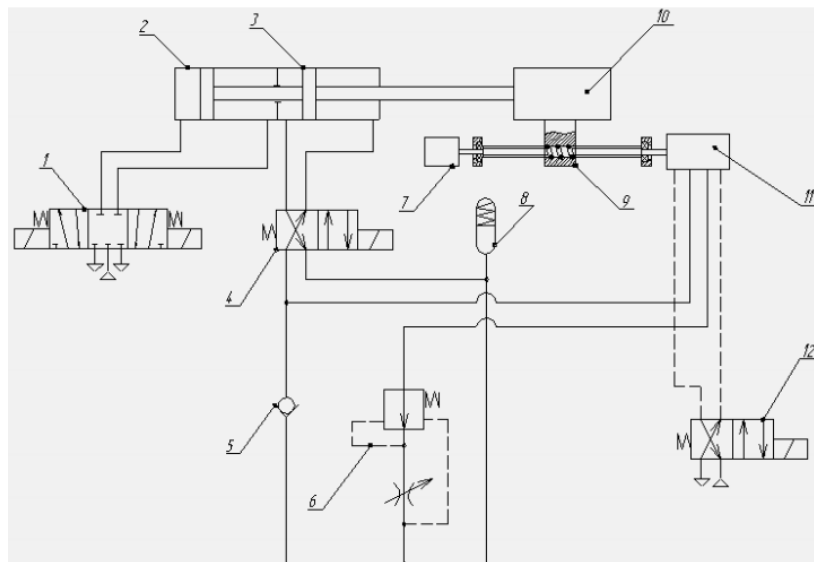


Рисунок 1.6. - Схема позиційного пневмогідроприводу [12]

Схема позиційного пневмогідролічного приводу, включає: силовий пневмоциліндр 2, жорстко пов'язаний з тормозним гідроциліндром 3; пневморозподільник 1, керуючий напрямком переміщення виконавчого механізму 10; гідророзподільник 4, керуючий структурою гідросистеми; зворотний клапан 5; регулятор потоку 6; гідроаккумулятор 8; оригінальний пневмокеруючий золотник 11; пневморозподільник 12.

У початковому стані електромагніти розподільників 1, 4, 12 виключені. Потік стисненого повітря підводиться від пневмомагістралі до центральної позиції пневморозподільника 1 і через розподільник 12 до лівого торця 13 пневмокеруючого золотника 11 [12].

При подачі електричного сигналу на лівий електромагніт пневморозподільника 1 потік стисненого повітря надходить в поршневу порожнину пневмоциліндра 2 під магістральним тиском, а з штокової порожнини витісняється в атмосферу. При цьому поршні циліндрів 1 і 2 разом з виконавчим механізмом швидко переміщуються вправо. Оскільки одночасно включений електромагніт розподільника 4, то робоча рідина з малим опором перетікає через зворотний клапан 5 з правої порожнини гідроциліндра 3 в ліву, відбувається розгін виконавчого механізму 10 [12].

Інформація про переміщення надходить від лічильника обертів 7, кінематично пов'язаного через кулько-гвинтову передачу 9 з виконавчим механізмом 10. При підході виконавчого механізму до заданої координати лічильник обертів 7 подає сигнал на відключення електромагніту розподільника 4 і робоча рідина починає перетікати через канали 14 і 15 пневмокеруючого золотника 11 і регулятор потоку 6 з правої порожнини

гідроциліндра 3 в ліву, відбувається зниження швидкості переміщення виконавчого механізму 10 до стабільного та навантажувальних характеристик «повзучості».

За один оборот до заданої координати позиціонування лічильник оборотів 7 подає сигнал на включення електромагніта пневморозподільника 12, і потік стисненого повітря проходить від пневмомагістралі до правого торця поворотного диска 16 пневмокеруючого золотника 11, кінематично пов'язаного через кулько-гвинтову передачу 9 з виконавчим механізмом 10. І при поєднанні щілин установочного диска 17 з щілиною веденого диска 16 потік стисненого повітря проходить до правого торця 17 пневмокеруючого золотника 11 і переміщує його, тим самим перекриваючи потік робочої рідини, відбувається зупинка виконавчого механізму [12].

Отже, дискретний пневмогідралічний прилад з пневматичними лініями зв'язку, володіючи відомими перевагами (висока швидкість переміщення вихідної ланки, простота способу передачі енергії, компактність, екологічність та ін.), є придатним засобом підвищення швидкодії технологічного обладнання. А гідропривід, володіючи високою питомою напруженістю силового потоку, безступінчастим управлінням швидкістю руху і компактністю, являється одним з вдалих засобів для управління процесом позиціонування, що забезпечує підвищення точності технологічного обладнання.

1.2. Дискретне позиціонування вихідної ланки гідроприводу

Багатоканальний гідравлічний двигун має один поршень та звичайні для гідроциліндру габаритні розміри (рисунок 1.7.).

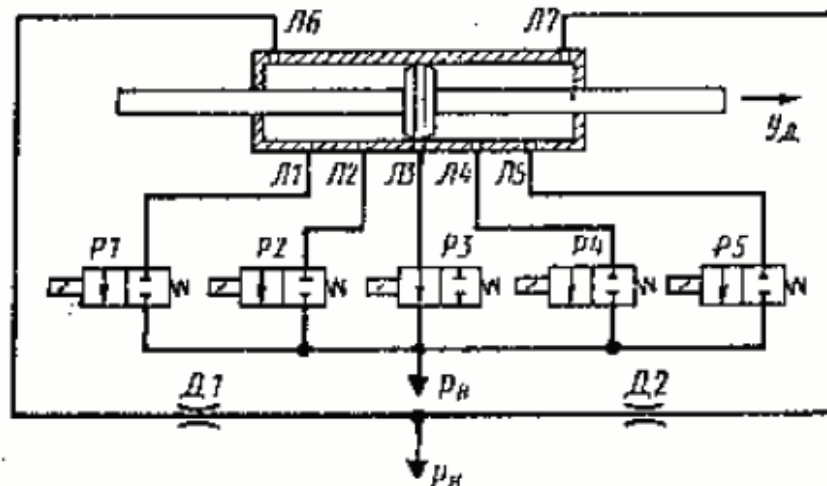


Рисунок 1.7. – Схема позиційного гідроприводу з багатоканальним гідродвигуном [5]

В стінці циліндра зроблені отвори, які поєднані виконавчими лініями Л1-Л5 з розподільниками Р1-Р5. Кількість отворів відповідає величині позицій вихідної ланки (штока). Обидві порожнини гідроциліндра поєднані через лінії Л6 та Л7 і магістральні дроселі Д1, Д2 з напірною гідро лінією. Позиція поршня зі штоком залежить від номера отвору, що поєднується в даний момент часу шляхом розподільного клапану зі зливною гідролінією. Оскільки в порожнині, що поєднана зі зливом, тиск зменшується. То поршень зі штоком переміщується в бік вказаного отвору. Рівновага сил, які діють на поршень, настане в той момент, коли його поясок перекриває отвір. Що поєднаний зі зливом [5].

Значним недоліком такого приводу є те, що він має велику кількість розподільників з електричним керуванням. Наприклад, для того, щоб забезпечити 15 позицій, привід з багатоканальним гідравлічним двигуном має містити в собі 15 розподільчих клапанів. Усунути цей недолік можна за допомогою використання крокових гідравлічних двигунів з цикловим керуванням [6].

Також одним з варіантів втілення є система з цифровими клапанами і електричним зворотним зв'язком за навантаженням.

Принципова схема представлена на рисунку 1.8. Насос зі змінною витратою з електронним керуванням використовується разом з паралельно з'єднаними цифровими клапанами. Тиск в порожнинах вимірюється в обох силових приводах і ця інформація використовується для визначення оптимального режиму роботи обох приводів та оптимального тиску живлення.

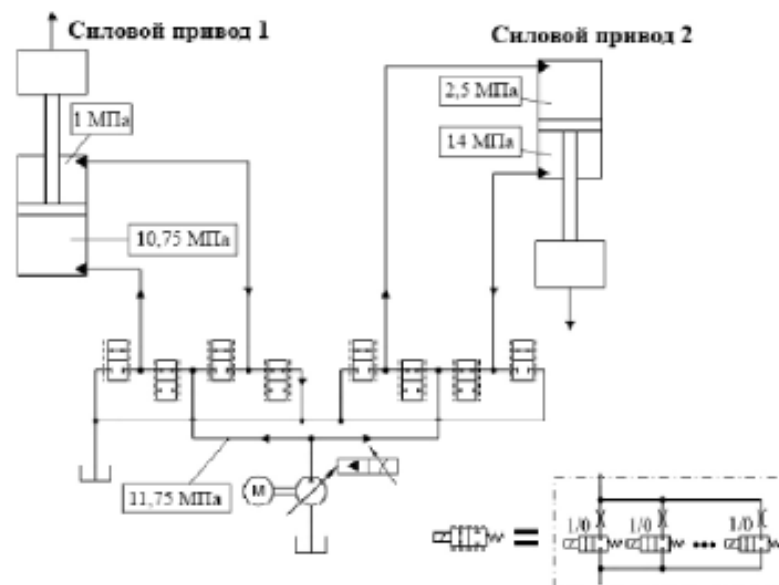


Рисунок 1.8. - Принципова гідравлічна схема системи з паралельно під'єднаними клапанами [5]

В цьому випадку, привод 1 працює в режимі керування витратою вхід/вихід. На цьому приводі енергія не запасається, так як в системі уже використовується оптимальний золотник. Значене енергозбереження досягається завдяки тому, що тепер привод 2 може працювати по диференційній схемі включення зі сторони насоса, при котрій зменшується витрата та необхідна потужність.

Дискретні приводи займають значне місце серед сучасних засобів автоматизації машин та технологічного обладнання. З їх допомогою успішно вирішуються задачі позиціонування робочих органів машин і станків з необхідною точністю. Завдяки дискретному способу управління такими приводами реалізується їх безпосереднє стикування з цифровими керуючими пристроями до яких відносяться мікропроцесори та ЕОМ [5].

Дискретні приводи відрізняються від слідкуючих приводів простими конструкціями та невеликою чутливістю до чистоти робочого середовища, зміни рівня керуючого сигналу та коливань тиску живлення. Все це забезпечує при обмеженій кількості позицій та допустимому дискретному русі робочого органу машини ефективність використання дискретних приводів та їх надійність в експлуатації [1,7,6].

Спосіб об'ємно-дросельного регулювання вихідної ланки гідроприводу базується на тому, що в гідроприводі постійного тиску живлення з дросельним регулюванням швидкості використовується регульований насос.

На рисунку 1.9. приведена схема гідроприводу з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості руху поршня гідроциліндра 4 при послідовному ввімкненні гідродроселя 5 на виході з гідроциліндра.

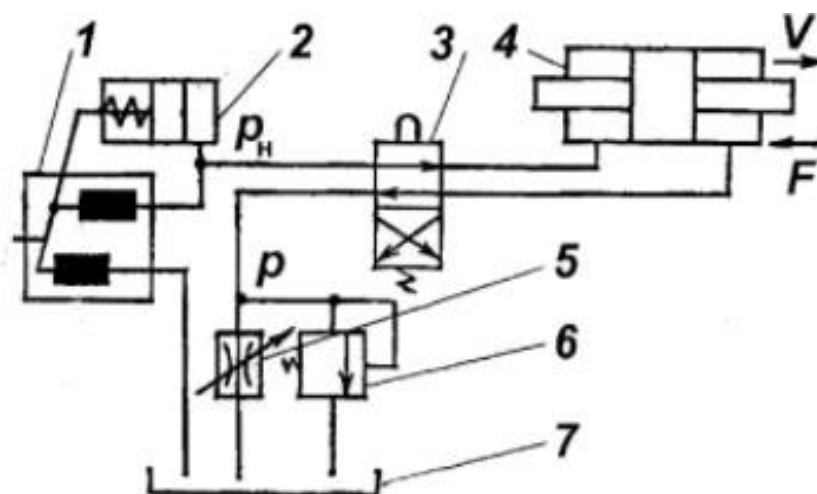


Рисунок 1.9. - Схема приводу з об'ємно-дросельним регулювання [11]

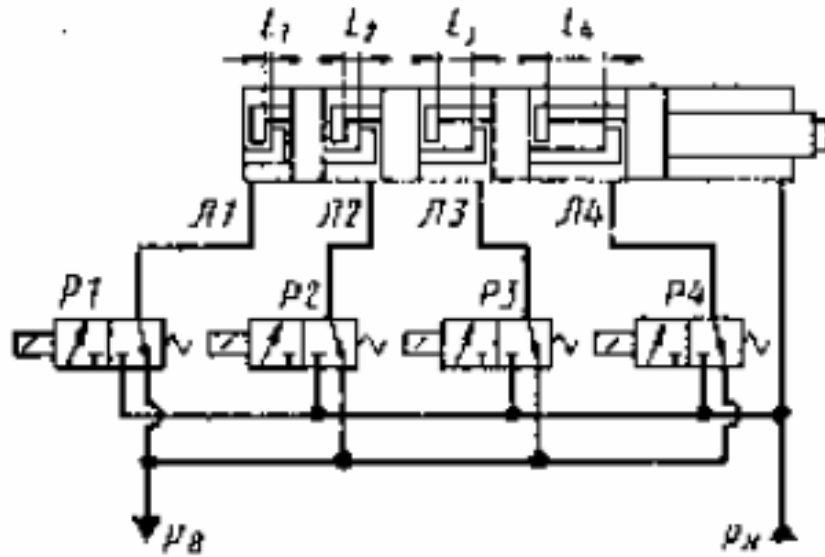


Рисунок 1.11. – Схема позиційного гідроприводу з багатопоршневим об'ємним двигуном [5]

Конструкція дискретного двигуна має циліндр, вихідний шток та декілька поршнів, які пов'язані замковими пристроями. Розміри замкових пристроїв виконані таким чином, щоб поршні мали змогу переміщуватися один відносно іншого. Порожнини між поршнями створюють робочі камери лінійного двигуна, які поєднані виконавчими лініями Л1-Л4 з керуючими розподільниками Р1-Р4. Штокова порожнина, що має напівфективну площу, постійно з'єднана з лінією живлення. Розподільчі клапани Р1-Р4 з електричним керуванням в заданій послідовності поєднують виконавчі лінії Л1-Л4 та робочі камери двигуна з напірною або зливною магістральними лініями [5].

Однак така система має і недоліки, серед яких є достатньо великі габаритні розміри та складність конструкції. Крім того, в деяких випадках виникає некерований рух вихідної ланки, наприклад, коли двигун перемикається з однієї позиції в іншу. Це пов'язано з різним об'ємом камер між поршнями в циліндрі, які наповнюються та випорожнюються в різний час.

Для підйому будівель використовують систему домкратів. Їх встановлюють попарно під стінами з кроком від 0,5 до 5 м. При рідкісному кроці домкратів опорну конструкцію роблять у вигляді рами-обв'язки під усім будинком, а при частому можна обмежитися тільки опорними балками, що встановлюються поперек стін над штоком домкрата.

Також використовують кліть, яку послідовно нарощують під підйомними механізмами. Дотримуються послідовності операцій, показаній на рисунку 1.12. Тут кожен з домкратів встановлений висувним штоком-плунжером вниз і ряд рейок підкладається після завершення кожного з циклів підйому. Цим методом можна піднімати будівлі на велику висоту з використанням дискретних систем.

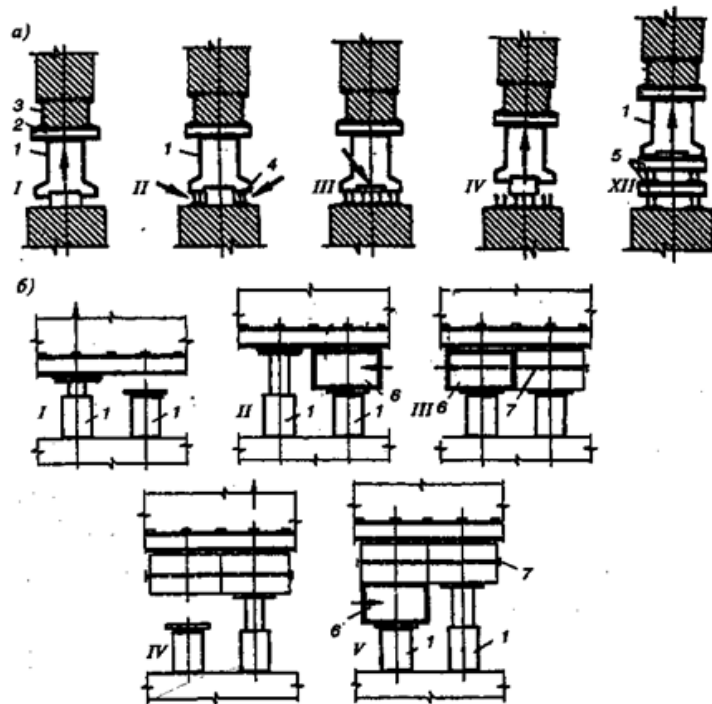


Рисунок 1.12. - Схеми підйому будівель: а-послідовного підйому першим методом з нарощуванням під домкратами тимчасової клітини; б-то ж, другим методом з нарощуванням постійних конструкцій над домкратами; 1-домкрат; 2 - пакет поперечних балок; 3 - спарена ранд-балка опорної конструкції піднімання будівлі; 4 - балки першого ярусу опорної клітки; 5 - чотириярусна кліть з пакетів балок; 6 - вставляється стіновий блок; 7-зв'язку блоків [17]

Інший метод полягає в установці домкратів попарно плунжерами вгору. Спочатку в роботу включають одну групу (іноді звану батареєю) підйомних механізмів, а іншу залишають для тимчасового кріплення будівлі. Після його підйому на висоту штока в порожнечу, що утворилася між опорною рамою дому та плунжерами другої батареї домкратів, вставляють блоки стаціонарної конструкції стіни або опори, яка буде залишена навечно.

Змонтовані блоки розклинюють, знімаючи навантаження з домкратів, що спрацювали. Потім поршні цих домкратів опускають і вставляють нові блоки. Після цього

операцію повторюють, але вже з іншою групою підйомних механізмів. Включаючи поперемінно різні батареї, будівлю «вичавлюють» на задану висоту [17].

На рисунку 1.13. зображено схему гідравлічної системи підлогового двопозиційного підйомника.

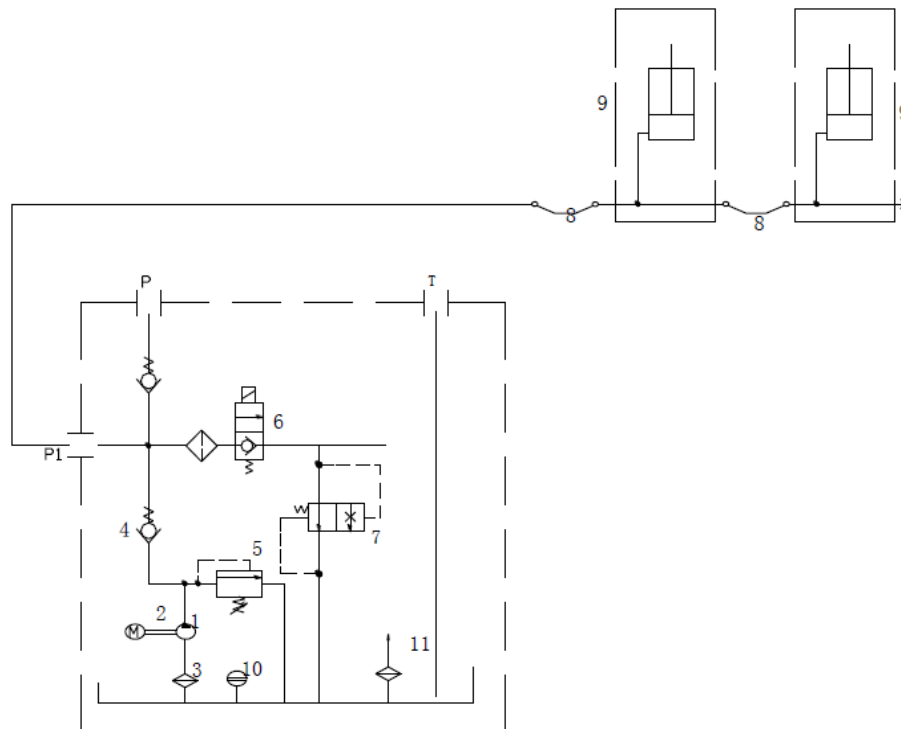


Рисунок 1.13. - Схема гідравлічної системи підлогового двопозиційного підйомника: 1 - шестерний насос, 2 - двигун, 3 - масляний фільтр, 4 - зворотний клапан, 5 - запобіжний клапан, 6 – клапан понижуючого важеля, 7- клапан сервоконтролю, 8- шланг, 9- гідравлічний циліндр, 10 - датчик рівня, 11- повітряний фільтр [16]

Принцип роботи гідравлічної системи полягає в наступному: при натисканні кнопки старту відбувається запуск двигуна, активуючи масляний насос, при цьому гідравлічне масло засмоктується з масляного резервуара в масляний циліндр 9, приводячи в рух шток поршня. В цей час закривається запобіжний клапан. Запобіжний клапан гарантує можливість установки рівного навантаження, але в разі, якщо тиск в системі перевищує встановлене граничне значення, відбувається автоматичне переливання через запобіжний клапан для захисту гідравлічної системи. При відпусканні кнопки старту для припинення подачі масла, підйом припиняється. Для опускання, зрушуються сталеві троси на двох платформах, при цьому запобіжний механізм дезактивується, при натисканні важеля спуску, клапан 6 приводиться в дію, гідравлічне масло надходить назад з гідравлічного циліндра в масляний резервуар через клапан понижуючого важеля 6 і клапан контролю 7, при цьому підйомник припиняє опускатися [16].

Централізована система живлення домкратів дає економію робочої сили і полегшує трудомісткий процес робіт, якщо підйом вести окремими етапами обмеженої висоти. Централізована система живлення доцільна для підйому компактних, симетрично розташованих споруд, де імовірна певна неточність в розташуванні домкратів через велику жорсткості споруди. Така система живлення прийнятна і для підйому споруд зі сталевих конструкцій, де при великих прольотах між стійками допускається перевищення висоти одних колон по відношенню до суміжних на висоту ходу поршня.

Якщо для підняття монолітної споруди потрібна велика кількість домкратів, то поряд з електронасосом рекомендується застосування гідравлічного акумулятора. Такий акумулятор забезпечує систему рівномірним тиском рідини. До теперішнього часу користуються гідравлічними домкратами з ходом поршня 15-25 см, хоча відомо, що при малій довжині ходу поршня (до 25 см) витрачається багато часу на часту перезарядку домкратів [17].

Одним з найбільш поширених та простих за влаштуванням є гідропривід дозаторного типу, рисунок 1.14. Він забезпечує дискретний рух вперед та позиціонування вихідної ланки при релейному електричному керуванні тактовим розподільником ТР. Зворотній рух неперервний і виконується при включенні реверсивного розподільника РР до упору.

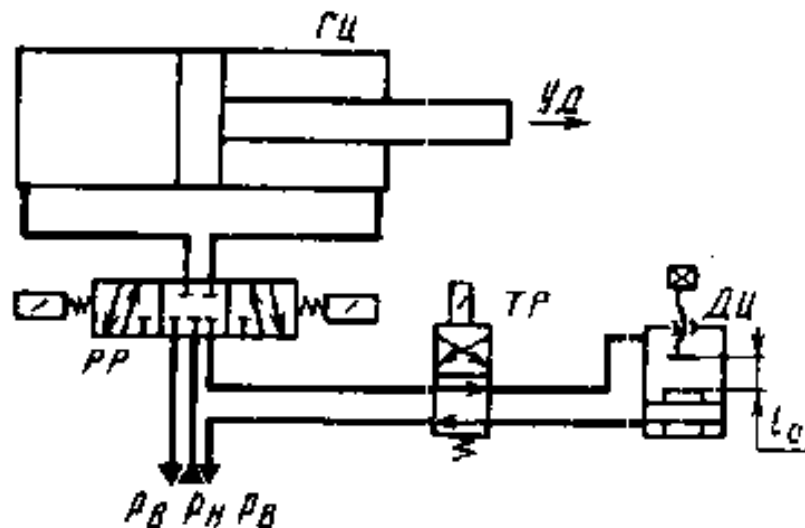


Рисунок 1.14. - Схема дискретного гідропривода дозаторного типу [5].

Після кожного вмикання та вимикання електромагніту тактового розподільника шток та поршень завдяки дозуючому циліндру ДЦ зміщується вперед на величину, що

передбачається. При незмінному положенні тактового розподільника вихідна ланка утримується в заданій позиції в результаті постійного тиску в поршневій порожнині гідроциліндра ГЦ та запирання рідини в штоковій порожнині, виконавчої гідролінії та камері дозуючого гідроциліндра [5].

1.3. Аналіз особливостей позиціонування вихідної ланки гідроприводів

Проаналізувавши різні варіанти позиціонування гідроприводу, можна побачити функціональну та структурну відмінність вказаних приводів в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Привід	Характер вхідного сигналу	Рух вихідної ланки	Наявність зворотних та коригуючих зв'язків	Роздільна здатність позиціонування
Слідкуючий	Неперервний	Неперервний, в основному з плавно змінюваною швидкістю	Обов'язкові	Залежить від коефіцієнтів підсилення датчиків зворотних зв'язків
Дискретний	Релейні або імпульсні	В основну старт-стоп, на деяких режимах неперервний	В більшості випадків не потребується або використовуються електричні зв'язки.	Залежить від величини кроку виконавчих пристроїв

Системи з дозуванням рідини для позиціонування доцільно використовувати для переміщення гідроциліндру на невелику відстань. Також для цього використовують гідроприводи зі зворотнім зв'язком (гідроциліндри та датчики лінійного положення, які вбудовані в шток або вздовж корпусу циліндра), які дозволяють контролювати невеликі переміщення з достатньо великою точністю. Але такі системи коштують дорого [7,5].

Керуючі пристрої в програмному і слідкуючому гідроприводі верстатів і технологічних машин забезпечують заданий закон траєкторії руху і багато в чому визначають якість робочих процесів.

1.4. Використання пружно-гідравлічного дозуванням рідини в задачі позиціонування

Автоматизація установчих переміщень об'єктів праці і робочих органів автоматизованого обладнання зробила актуальною проблему створення нормалізованих пристроїв, механізмів і систем управління, що забезпечують рішення цієї задачі в різних областях машинобудування.

Тому розробка і дослідження систем з використанням пружних властивостей є актуальним завданням при створенні механізмів позиціонування виконавчих механізмів, до того ж використання гідравлічних приводів з об'ємним принципом регулювання для позиціонування робочого органу дозволяє отримати високу точність, жорсткість приводу, а також невисоку, в порівнянні з іншими типами систем позиціонування, вартість.

В той же час, з виходу дискретного елемента, інформація про вхідний сигнал, надходить лише в дискретні моменти часу, що призводить до деякої втрати інформації. У цифрових системах процеси перетворення сигналів зазвичай відбуваються не в реальному масштабі часу, внаслідок чого вноситься певне запізнення [18]. Ці чинники є причиною зниження точності дискретних систем автоматизованого керування. Однак дискретні системи мають ряд переваг перед слідкуючими системами:

- за допомогою однієї дискретної системи автоматизованого керування (автоматичного керуючого пристрою) можна здійснювати керування процесами в декількох керованих об'єктах почерговим підключенням цих об'єктів до автоматизованого вузла керування або забезпечувати управління багатьма параметрами одного технологічного процесу (об'єкта);

- дискретні елементи забезпечують більш високу точність перетворення і передачі інформації, оскільки в цифрових системах є можливість реалізації складних алгоритмів керування. Завдяки цьому точність дискретних, зокрема цифрових, систем може бути вище точності безперервних систем;

- дискретні системи в багатьох випадках виявляються простіше в конструктивному відношенні аналогічних слідкуючих систем [18].

У дискретних системах відсутній дрейф нуля, вони мають більш високу перешкодозахищеність і стійкість до збурень та мають менші габарити і вагу. Закон управління в них реалізується програмно, що дозволяє швидко перебудовувати параметри регуляторів, а при необхідності і їх структуру. Застосування мікропроцесорів в дискретних системах також дозволяє розширити функції управління, наприклад, організувати тестовий контроль за роботою елементів системи, своєчасно виявити

тенденцію до порушення роботи елементів системи, вказати місце «відмови» системи, врахувати фізичні обмеження елементів [18].

Для вирішення задачі дискретного позиціонування було розроблено систему позиціонування рідини з використанням пружно-гідравлічного дозатора, в якому дискретність позиціонування визначається стисненням рідини в блоках дозування та запропоновано додати до системи гідроприводу дросельного регулювання контур точного позиціонування, побудований на використанні пружних властивостей гідравлічних ліній, керування яким здійснюється за частотно-імпульсним принципом із застосуванням коригуючих залежностей, які надаватимуть можливість коригувати систему програмно.

1.5. Мета та задачі досліджень

Метою досліджень є визначення залежностей для розробки алгоритму роботи системи керування, визначення раціональної структури і експлуатаційних характеристик для гідравлічної системи.

Для досягнення мети вирішувались наступні задачі:

1. Визначити основні параметри гідросистеми, параметри впливу та основні характеристики системи.
2. Розробити математичний апарат для визначення вихідних характеристик пружно-деформаної системи дозування, в залежності від конструктивних параметрів і експлуатаційних умов.
3. Виконати теоретичні дослідження процесів, які відбуваються під час роботи пружно-гідравлічного дозатора, з метою визначення раціонального алгоритму керування.
4. Виконати експериментальні дослідження гідроприводу, з метою підтвердження несуперечності результатів розрахунків позиціонування;
5. Розроблену модель керування включити в уже існуючі системи дроселюючого позиціонування.

Об'єктом досліджень є система керування гідроприводом з пружно-гідравлічним дозуванням рідини, що застосовується для позиціонування вихідної ланки приводу.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НА СИСТЕМУ З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ

Під час проектування агрегатів і систем гідроавтоматики, а також дослідженні характеристик існуючих систем з урахуванням їх динамічних властивостей, важливе значення має правильне складання розрахункової моделі. Тоді як розрахунок статичних характеристик зазвичай труднощів не представляє. Для визначення впливу на розроблювану систему необхідне визначення чітких значень конструктивних параметрів, вхідних значень параметрів системи, та їх вплив на систему, що в подальшому можливо вносити в систему керування приводами, для забезпечення більшої точності відпрацювання систем.

2.1 Складові і структура системи з пружно-гідрравлічним дозуванням рідини

Для вирішення задачі дискретного позиціонування було розроблено принципову (рисунок 2.1.) та функціональну схему дозатора, в яких дискретність позиціонування визначається стисненням рідини в блоках дозування.

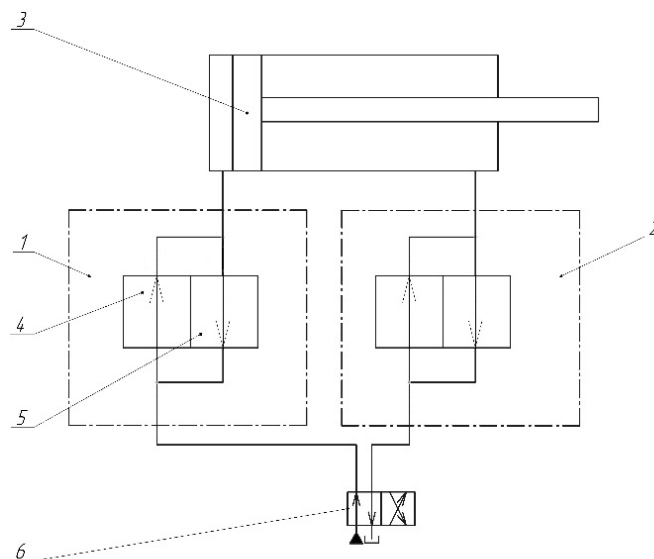


Рисунок 2.1. – Функціональна схема гідрравлічного позиційного дозатора: 1,2 – блоки дозування рідини; 3 – гідроциліндр; 4,5 – напрямком руху рідини; 6 – Клапан керування напрямком руху рідини

Розроблена схема базується на пружному деформуванні рідини. Оскільки рідинам та газам властиво те, що вони практично не опираються деформаціям зсуву і тому здатні змінювати свою форму під впливом незначних зусиль. В той же час для зміни об'єму рідини або газу необхідна суттєва дія зовнішніх сил. Зумовлена зовнішнім впливом зміна об'єму викликає появу пружних сил, які врівноважують дію зовнішніх. В рідинах при стисканні сили відштовхування можуть бути дуже великими. При цьому рідини хоча і не зберігають свою форму, проте залишають практично незмінним свій об'єм.

Пружні властивості рідин і газів проявляються в тому, що окремі їх частини діють одна на одну та на тіла, що межують з ними, з силою, що залежить від стисливості рідини або газу.

В якості камер для пружної деформації рідини використовуються ланки трубопроводів, що з'єднують розподільник з гідравлічним циліндром.

Пропонується використання гідроприводу з пружно-деформованим дозуванням подачі рідини з використанням частини трубопроводу напірної або зливної лінії у якості дозуючого гідроакумулятору.

Дискретний гідропривід дозаторного типу забезпечує рух та позиціонування вихідної ланки (штока) при релейному електричному керуванні тактовим розподільником. Зворотний рух приводу безперервний та здійснюється при вмиканні реверсивного розподільника. Після кожного увімкнення та вимикання тактового розподільника шток, завдяки дозуючому циліндру, переміщується на відповідну до порції рідини відстань. Вихідна ланка утримується в заданій позиції в результаті постійного тиску в штоковій порожнині, виконавчій гідролінії та камері дозуючого циліндра [20].

Гідропривід, що вміщує алгоритм дозованого керування подачею рідини, який підлагоджує кількість порцій та їх розмір до координати позиціонування та навантаження, або переходить в режим дросельного керування, частково об'єднує властивості пропорційного керування але з використанням дискретних клапанів, дроселів та трубопроводів системи гідроприводу.

Запропоновано поєднати порційне позиціонування, виконане шляхом відокремлення розподільниками ланок гідравлічних ліній, та дросельне регулювання, шляхом відкриття відокремлюючих клапанів.

Запропоноване поєднання порційного позиціонування, виконане шляхом відокремлення розподільниками ланок гідравлічних ліній, та дросельне регулювання, шляхом відкриття клапанів [25].

Запропонована система може бути використана для додаткового позиціонування штоку гідроциліндра з дросельним регулюванням. Наприклад, в системі гідроприводу

(рисунок 2.2.) кінцеве положення штоку (КП) повинно змінюватись через певну кількість операцій, але різниця положень не перевищує декілька міліметрів.

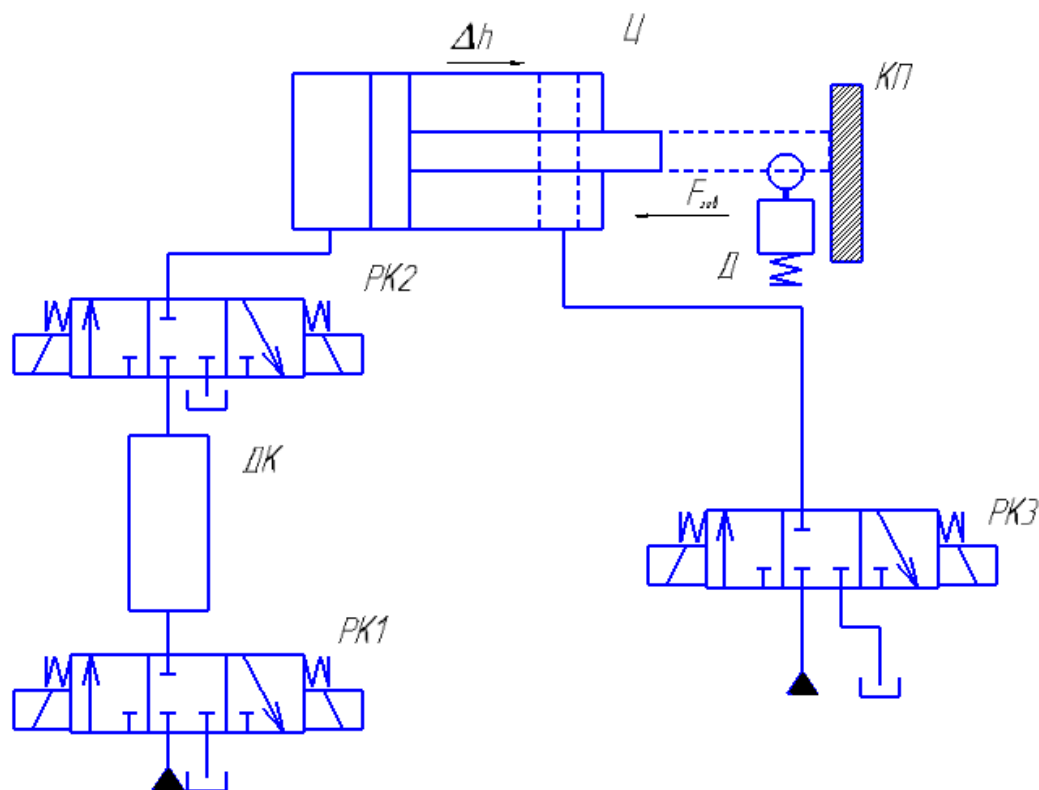


Рисунок 2.2. – Гідропривід з пружно-гідрравлічним дозуванням

На певній відстані до кінцевого положення встановлено датчик (Д), до якого здійснюється рух штоку з використанням дросельного регулювання швидкості. Після отримання сигналу від датчика Д система переходить на рух з дозованою подачею рідини. З камери дозування імпульсно додаються порції рідини і шток переміщується у відповідну до кількості порцій позицію[42,43].

Процеси в імпульсних системах автоматизованого керування виникають, як і в безперервній системі, або за рахунок зміни внутрішніх координат (варіації початкових умов), або за рахунок зовнішніх впливів (керуючих або збурюючих).

Для даного принципу позиціонування з використанням пружно-гідрравлічних властивостей рідини можливі інші варіанти виконання систем.

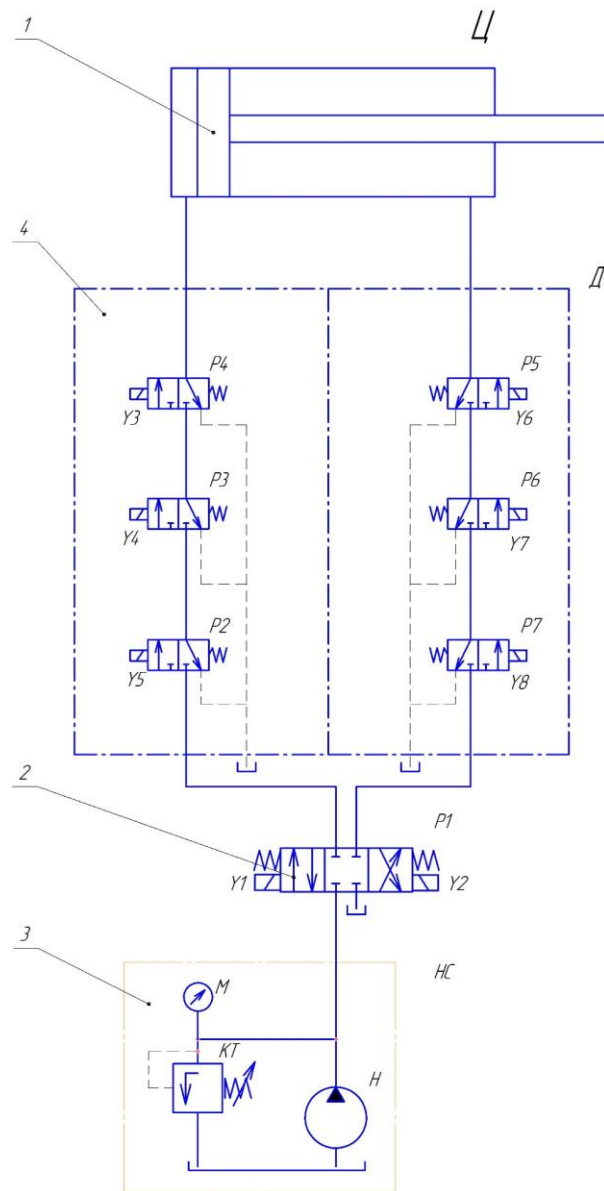


Рисунок 2.3. – Принципова схема системи пружно-гідравлічного дозування рідини з двома напрямками позиціонування та двома камерами дозування

Принцип роботи дозуючої камери 4 побудовано на стисненні робочої рідини під тиском та подальшому вивільненні її. Виконання даної схеми (рисунок 2.3.) дозволяє проводити дозування з використанням двох об'ємів рідини. Дозатор утворено з двох блоків, що підключено до штокової та поршневої порожнин для позиціонування руху в обох напрямках. Наприклад, в блоці дозування, що підключено до поршневої порожнини, запирання рідини можливо виконувати двома об'ємами, що конструктивно виконано так, що менша дозуюча камера утворюється розподільчими клапанами P4 та P3, а більша розподільниками P4 та P2

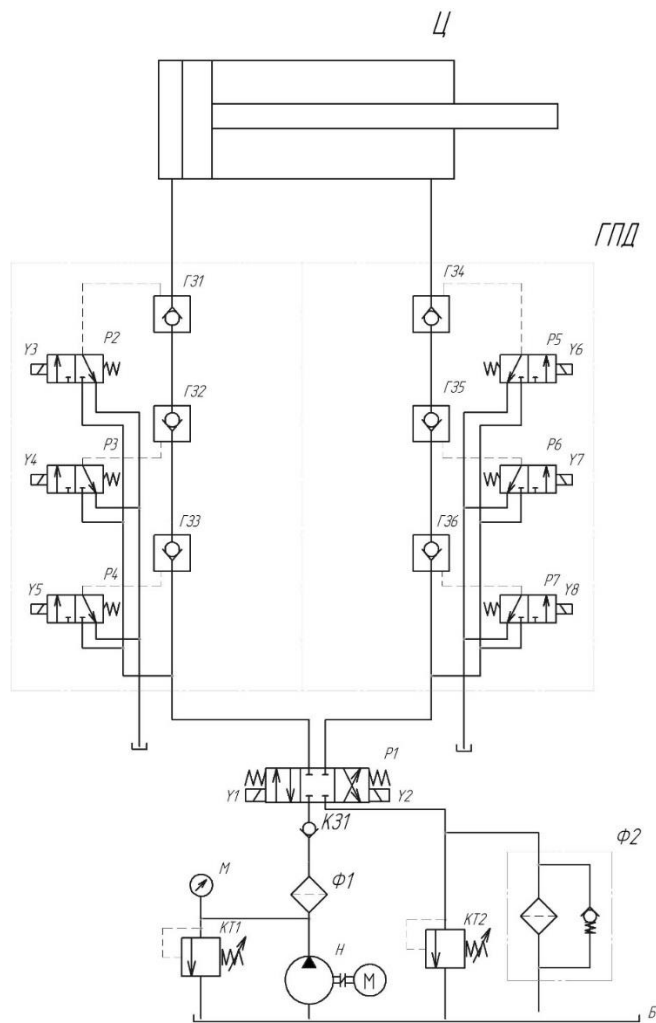


Рисунок 2.4. - Система пружно-гідравлічного дозування з використанням запірних елементів типу гідрозамок

Ще одним з варіантів виконання системи пружно-гідравлічного дозування рідини являється система з гідрозамками, де запирання рідини відбувається гідрозамками, що перемикаються розподільчими клапанами (рисунок 2.4.). Схема працює так: до гідроциліндра підключено дозатор, який виконує імпульсну подачу рідини. Дозатор утворено з двох блоків, що підключено до штокової та поршневої порожнин для позиціонування руху в обох напрямках. Передбачено два об'єми запирання, перший менший та більший. Запирання рідини відбувається в порожнинах гідрозамками Г31, Г32, Г33, наприклад, що перемикаються розподільчими клапанами P2, P3, P4.

Для подачі рідини в один з блоків дозатора відбувається перемикання розподільчого клапана P1. Далі при перемиканні розподільника P2 гідрозамок Г31 відокремить камеру дозатора від порожнини циліндра, робоча рідина під тиском подається до камери дозатора. Після заповнення порожнини відбувається перемикання розподільника P3 або P4, що в свою чергу перемкнуть гідрозамок Г32 або Г33, утворивши

камери більшого чи меншого об'єму. Далі, відімкнувши гідрозамок ГЗ1, рідина під дією пружнодеформуючих сил перемістить поршень на величину, відповідну об'єму камери, в якій вона запиралась. Аналогічно керування здійснюється в другому блоці дозатора.

Можливим є позиціонування на зливі, порожнина, з якої зливатиметься рідина, відмежовується клапаном, до іншої порожнини циліндра подається тиск та в оберненому порядку відбувається запирання гідрозамками рідини в камері.

2.2. Теоретичне обґрунтування та вибір параметрів пристрою пружно-гідралічного дозування

Аналітичний метод дуже складно реалізувати математично в гідравлічних системах. Методи моделювання в середовищах та розрахунку гідравлічних систем багато в чому схожі з методами моделювання електричних систем, в силу того, що ґрунтуються на загальних законах. Але трубопровідні системи – це складні динамічні системи, характеристики яких під час роботи постійно змінюються по задалегідь невідомому закону.

Актуальною задачею для системи з пружно-гідралічним дозуванням стає перехід від проектування гідравлічної системи до виконання ефективного керування. Моделювання динамічних процесів в гідравлічних системах зазвичай супроводжується деякими труднощами, пов'язаними з поведінкою потоку робочої рідини.

Для вирішенні задачі по дослідженню характеристик системи приймемо наступний порядок вирішення:

- складається структурна схема системи з виділенням окремих типових елементів з чітко визначеними вхідними та вихідними параметрами;
- на основі загальних рівнянь гідромеханіки, балансу енергії складаються диференціальні рівняння елементів і вузлів систем з прийняттям певних спрощуючих припущень;
- визначаються рівняння для початкових і граничних умов для кожного з елементів. У ці ж рівняння входять рівняння, що зв'язують вхідні параметри і вихідні параметри системи;
- складена система диференціальних рівнянь має показати як статичні, так і динамічні характеристики систем;
- статичні характеристики системи можемо використовуватися як контрольну точку в динамічній характеристиці системи.

Для визначення величини переміщення штоку гідроциліндра розглядається теоретичний статичний розрахунок, при якому враховуються параметри системи (тиск, навантаження, параметри гідроциліндра, додатковий об'єм в гідроапаратурі), властивості робочої рідини та параметри дозуючої камери (розміри та деформація від тиску).

Математичний опис (2.1) зміни координати вихідної ланки при позиціонуванні гідроциліндра [23].

$$y_{\delta} = y_m \cdot n_y + \Delta y_{\delta};$$

$$y_m = \frac{F_0 l_0}{(\sigma_{\delta} \cdot q_{\delta})}, \quad (2.1)$$

де y_{δ} – координата вихідної ланки гідроциліндра; y_t – ідеальне переміщення вихідної ланки в межах одного керуючого такту; n_y – кількість тактів, що було зроблено; Δy_{δ} – похибка позиціонування вихідної ланки; F_0 та l_0 – площа та хід поршня дозуючого циліндра; q_{δ} – ефективна площа поршня; σ_{δ} – відношення площ поршня в порожнинах гідроциліндра.

Величина n_y відповідає кількості увімкнень та вимикань тактового розподільника. Для оцінки похибки позиціонування прийнятні формули (2.2)

$$p_c = \frac{p_n}{\sigma_{\delta}} - \frac{H_c}{(\sigma_{\delta} \cdot q_{\delta} \cdot \eta_{\delta.m})};$$

$$\Delta y_{\delta 1} = \frac{p_c - p_{am}}{\sigma_{\delta} \cdot q_{\delta}} \cdot \left(\frac{V_{жс}}{E_{жс}} + \frac{V_y}{E_y} \right) + \frac{V_{am}}{\sigma_{\delta} \cdot q_{\delta}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{am}}{p_c} \right)^{1/n} \right];$$

$$\Delta y_{\delta 2} = \frac{p_c - p_{am}}{p_{ном} - p_{am}} + \frac{Q_{y.ном} \cdot t_{noz}}{\sigma_{\delta} \cdot q_{\delta}}; \quad (2.2)$$

$$\Delta y_{\delta} = \Delta y_{\delta 1} + \Delta y_{\delta 2},$$

де p_c та p_n – тиск в штоковій та поршневій порожнинах; H_c – зовнішнє статичне навантаження на вихідну ланку; $\eta_{\delta.m}$ – механічний ККД гідроциліндра; p_{am} – атмосферний тиск; $V_{жс}$, V_y та V_{am} – об'єми рідини, стінок та повітря; $E_{жс}$ – модуль пружності рідини; E_y – приведений модуль пружності стінок; n – показник політропного процесу стиснення газу; $p_{ном}$ – номінальний тиск рідини; $Q_{y.ном}$ – номінальні витрати рідини; t_{noz} – час позиціонування вихідної ланки [20].

Спочатку розраховується початковий об'єм дозуючої камери:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l. \quad (2.6)$$

Після подачі рідини під тиском у дозуючу камеру вона деформується та здійснюється радіальне переміщення стінок внаслідок дії тиску p_1 , яке розраховується за формулою (2.7). Величина деформації залежить від матеріалу, з якого виготовлений трубопровід, тому необхідно це враховувати.

$$\begin{aligned} dR &= (0,25 \cdot p_1 \cdot d^2) / (E_1 \cdot h); \\ E &= -V \cdot (dp/dV) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Необхідно також враховувати приріст об'єму поршневої камери під дією тиску p_1 за формулою (2.8). При цьому враховується також тиск в штоковій порожнині, якщо на шток не діє навантаження та розподільчий клапан стоїть в положенні на злив, тоді тиск p_2 приймається рівним 0 бар.

$$\begin{aligned} dV_1 &= V_1 \cdot \beta_p \cdot (p_1 - p_2); \\ \beta_p &= \frac{1}{E_2}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де β_p – коефіцієнт стиснення робочої рідини ($\text{м}^2/\text{Н}$).

Враховуючи додатковий об'єм в двох розподільниках, який також впливає на величину переміщення, розрахуємо зміну загального об'єму рідини під тиском p_1 (2.9):

$$dV_2 = \beta_p \cdot (V_{m.1} + V_{m.2}) \cdot (p_1 - p_2). \quad (2.9)$$

Далі розрахуємо сумарну зміну об'єму від розширення камери та стисливості рідини (2.10):

$$dV_3 = dV_1 + dV_2. \quad (2.10)$$

Визначення об'єму, що впливає на величину переміщення штока гідроциліндра дозволяє розрахувати саму величину переміщення при одинарному імпульсі (2.11):

$$\begin{aligned} \Delta l &= \frac{dV_3}{S}; \\ S &= \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}, \end{aligned} \quad (2.11)$$

де S – площа поршневої порожнини гідроциліндра (м^2).

Кінцеве переміщення поршня з врахуванням кількості одиничних імпульсів k визначається за формулою (2.12)

Виходячи з формули можна розрахувати необхідну кількість імпульсів при відомій відстані, на яку необхідно перемістити шток гідроциліндра:

$$l = \Delta l \cdot n;$$

$$n = \frac{l}{\Delta l}. \quad (2.12)$$

Залежності (2.1 – 2.12) показують, що величина переміщення безпосередньо залежить від величини об'єму, що надходить до порожнини. Проте даний розрахунок не дає точної картини процесів, що відбуваються в системі дозування. Тому необхідно більш детально розглянути дозуючу камеру, та ретельніше підійти до визначення перетікань та внесення їх в систему керування гідравлічним приводом [43].

2.3. Розробка структури математичної моделі пристрою пружно-гідравлічного дозування позиційного приводу

За зображеною принциповою моделлю розроблено структурну схему зображену на рисунку 2.5.

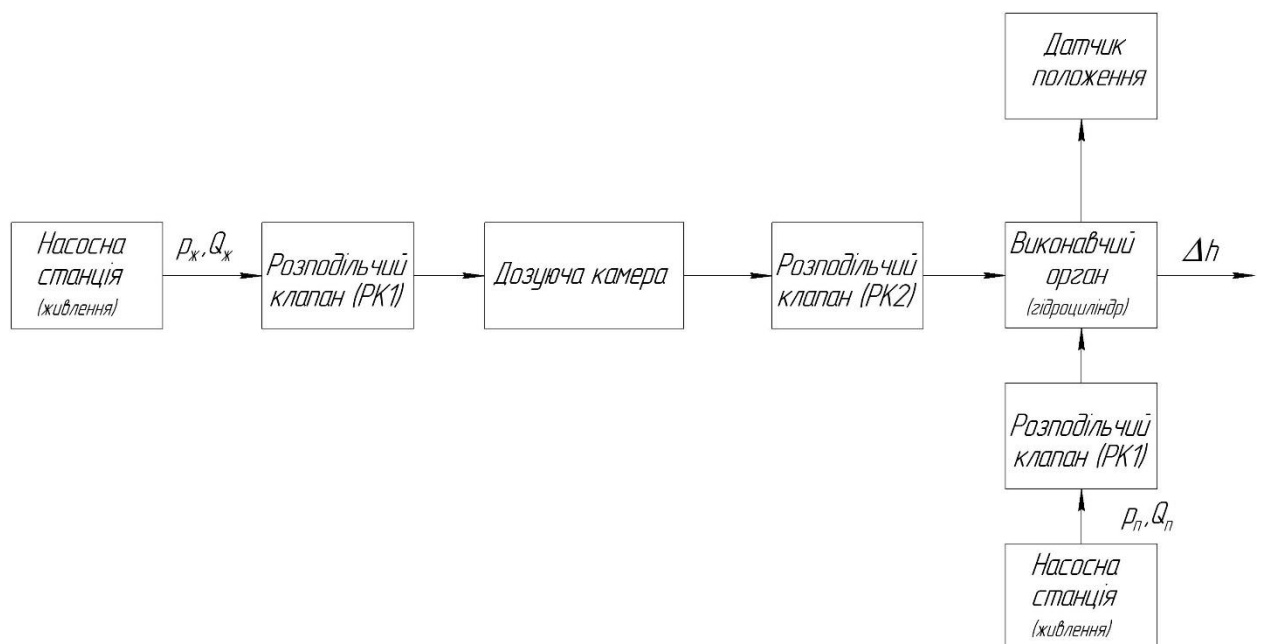


Рисунок 2.5. – Структурна схема моделі

Дана структурна схема описує принцип роботи схеми. До системи з насосної станції подається рідина під певним тиском та витратою. Розподільник РК1 та РК2 в початковому положенні знаходяться в нейтральному положенні. При перемиканні РК1

рідина під тиском надходить у камеру. За врахованим значенням часу він перемикається, та рідина запирається в дозуючій камері, перемикається розподільник РК2, що вивільняє заперту рідину в порожнину циліндра. З врахуванням значенням об'єму дозуючої камери, що переходить до поршневої камери. Де під дією тиску та додаванням об'єму відбувається переміщення поршня на бажану величину Δh . В штокову порожнину подається тиск підпору, що має значення тиску живлення другої насосної станції, тиск в штоковій порожнині не має бути незначним, оскільки це може призвести до збільшення зміщення.

Виконавчим органом системи являється гідроциліндр. Від блоку керування надходять сигнали, що регулюють цикл роботи приводу. Від РК1 після подачі сигналу надходять значення параметрів живлення, що далі передаються до дозуючої камери, та відповідно передаються через РК2 до виконавчого органу. РК3 виконує функцію задавання в штоковій порожнині тиску навантаження, та підтримує тиск. На рисунку 2.6. зображено схему взаємодії елементів системи.

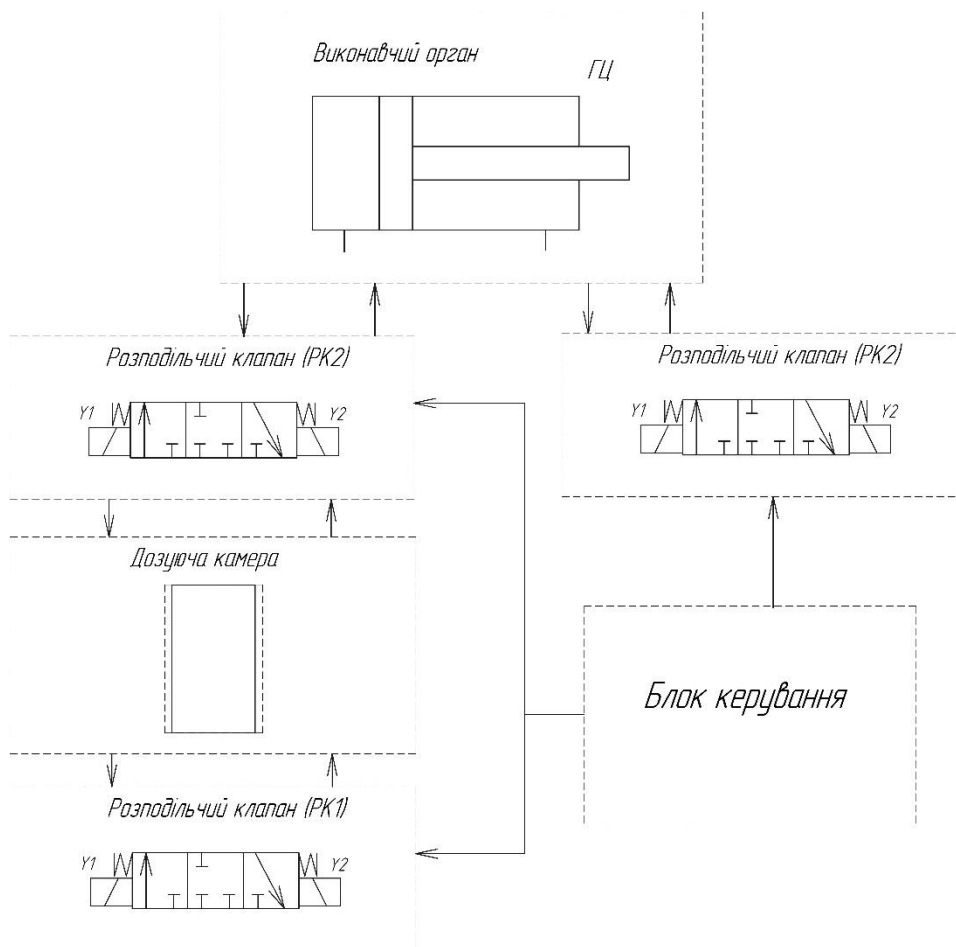


Рисунок 2.6. – Блок-схема зав'язків взаємодії

Блок керування системи вміщує в себе такі елементи як: електрорелейну схему, контролер, програму керування.

Для повного опису динамічних процесів в системі необхідно скласти рівняння з урахуванням багатьох факторів, тобто з прийняттям мінімуму припущень.

Основним фактором, що впливає на переміщення є приріст об'єму рідини в камері гідроциліндра. На величину переміщення вихідної ланки впливає час подачі рідини в порожнину гідроциліндра. Приріст об'єму залежить від початкового тиску, максимально можливого тиску в камері, що залежить від тиску живлення та перепаду тиску, що обумовлює перетікання рідини з камери. Ще однією складовою, що впливає на формування об'єму є час перемикання розподільника та величина відкриття каналу проходження рідини.

Основними параметрами системи, якими необхідно задатись для визначення вихідних та вхідних параметрів, це об'єм камери, що обумовлюється довжиною та діаметром трубопроводу, в якому проводиться запірання, також до даного параметру необхідно прийняти об'єми рідини, що входять до запірних елементів, в даному випадку, це об'єми кільцевих проточок розподільника (рисунок 2.7.).

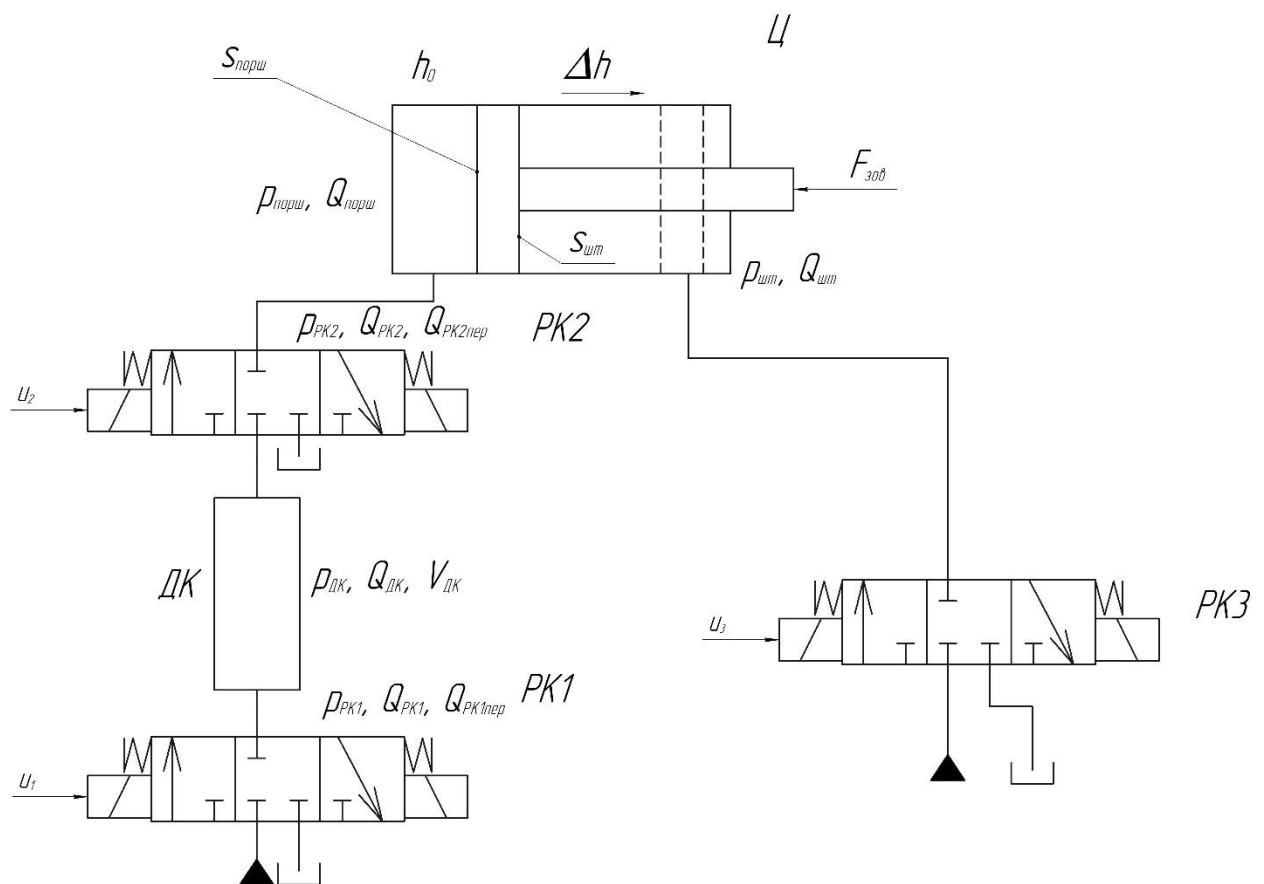


Рисунок 2.7. – Схема системи з пружно-гідрравлічним дозуванням рідини з основними параметрами

Було розроблено модель пружно-гідравлічної системи (рисунок 2.8.) дозування рідини, що керується переміщенням золотника на задану величину та кількістю імпульсів, що подаються до системи.

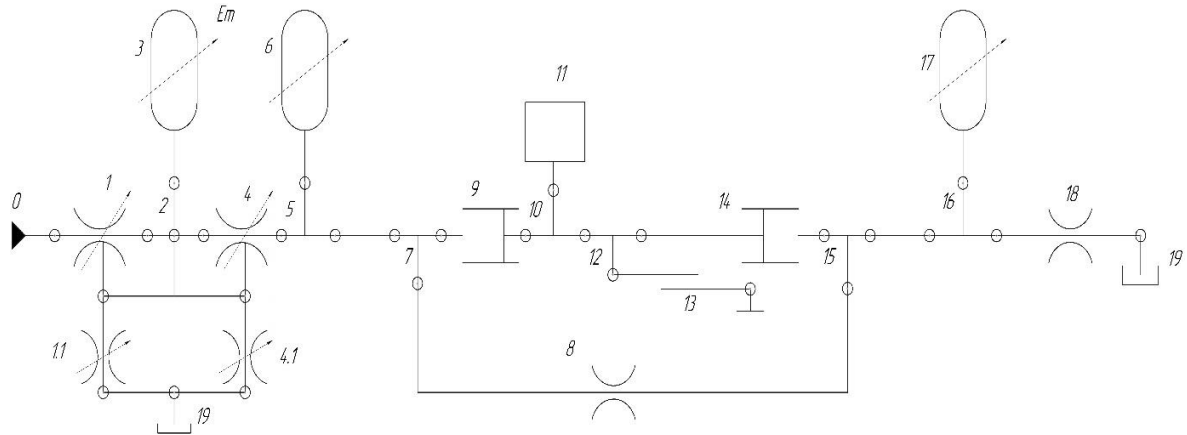


Рисунок 2.8. – Схематична модель системи з пружно-гідравлічним дозуванням рідини

Рідина під тиском надходить до розподільника РК1, що позначено номером 1, при перемиканні якого відбувається надходження рідини в дозуючу камеру, яка розширюється під дією тиску, розподільник РК1 замикається. Через визначений час рідина вивільняється з камери, при перемиканні розподільника РК2, що на схемі позначається 4. І прямує до структури гідроциліндра, елементи системи 5-17. Далі рідина, що витіснилась з штокової порожнини через розподільник РК3 - 18, зливається до баку 19.

При заданій кількості імпульсів керування, завдяки роботі електромагнітів розподільника, через лінію нагнітання порції робочої рідини під тиском будуть подаватися у порожнину гідравлічного виконавчого пристрою, що буде призводити до позиціонування штоку виконавчого пристрою, при цьому сигнал з датчика забезпечить можливість контролю його положення. Рух штоку залежить від частоти керуючих імпульсів, які подаються на електромагніти. Також необхідно враховувати, що в середині розподільників та гідроциліндра відбуваються перетікання рідини з однієї порожнини в іншу.

При переміщенні золотника для турбулентного режиму течії рідини через дросель рівняння витрати має вигляд (2.13):

$$Q = \mu \cdot S_{др}(x) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.13)$$

де Q - витрата робочої рідини через дроселюючу кромку, $\text{см}^3 / \text{с}$; μ - коефіцієнт витрати; $S_{др}(x)$ - закон зміни площі прохідного перетину дроселюючої кромки золотника,

см²; Δp - перепад тиску на дроселюючій кромці золотника, кгс / см²; ρ - щільність робочої рідини, кг / м³.

Якщо профіль дроселюючої кромки виконаний так, що $S \Delta p(x) = k \cdot x$ то з формули (2.13) випливає, що (2.14):

$$Q = k_1 \cdot x \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (2.14)$$

де $k_1 = \mu \cdot k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ - коефіцієнт, що враховує геометричні параметри розподільчого

клапана, та властивість рідини.

Таким чином, витрата через розподільник пропорційна переміщенню золотника.

Взявши x – за максимально можливе зміщення золотника, отримаємо значення витрати, що надійде до порожнини дозуючої камери, та аналогічно з дозуючої камери до поршневої порожнини гідроциліндра.

2.4. Загальна структура моделі дозуючої камери та її математичний опис

Виходячи з загальної схеми (рисунок 2.8.) надалі детально будемо розглядати схему самого пружно-гідравлічного дозатора, для визначення впливу перетікань рідини з нагнітальної лінії до дозуючої камери, і з дозуючої камери на вихід в систему.

Розглянемо модель (рисунок 2.9.) дозуючої частини системи більш детально.

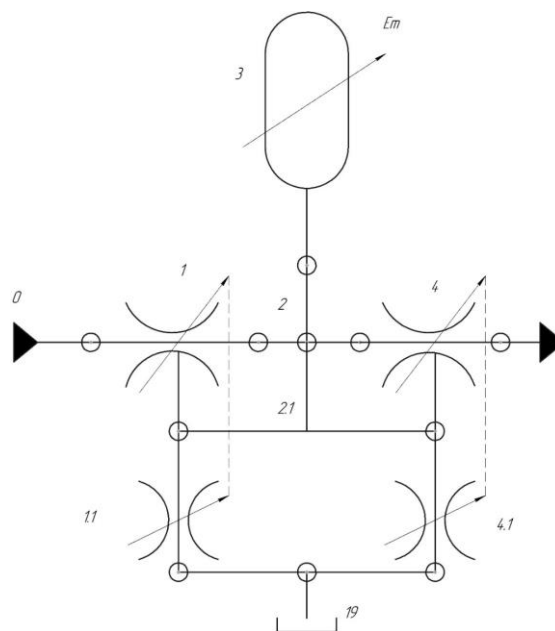


Рисунок 2.9. - Модель камери з керуючими клапанами пружно-гідравлічного дозатора

Рідина під тиском надходить до розподільника РК1, що зображується як дроселююча щілина, елемент 1, в той же час в розподільнику відбуваються перетікання рідини, оскільки розподільник не є повністю герметичною конструктивною одиницею, це відбувається в двох напрямках: на злив через щілину 1.1 та в дозуючу камеру через елемент 2.1. Аналогічні процеси відбуваються з розподільником 4, проте перетікання відбуваються від дозуючої камери далі в систему.

Рідина під тиском та з визначеною витратою надходить до елемента 1, що являється розподільником РК1, та розглядається як дроселюючий канал.

Прийmemo перекриття золотником проточки гільзи розподільника додатнім(рисунок 2.10.).

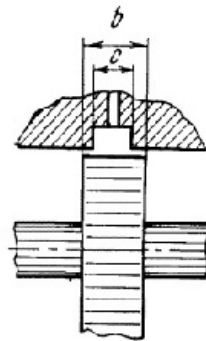


Рисунок 2.10. – Додатне перекриття проточки гільзи золотником

Враховуючи, що в розподільнику присутні перетікання між лінією нагнітання та зливу, лінією нагнітання та виходом з розподільного клапана, що обумовлені зазором між гільзою та золотниковим пояском, втрати представимо як описано в рівнянні (2.15) [27].

$$Q_{\Sigma yt} = Q_{yt} + Q_{yta} \quad (2.15)$$

Робоча рідина стискається, вона крапельна, в каналах присутнє нерозчинене повітря. Вважаємо, що стан середовища описується залежностями, справедливими для сумішей з осередненими властивостями. Зосереджений об'єм стисливої рідини для зручності розрахунків вважаємо приєднаним до робочої порожнини камери дозатора.

Припустимо, що тиск в камері не може перевищувати заданого значення в лінії нагнітання.

Перетікання рідини в камері розподільника обумовлені тим, що між золотником та гільзою присутній зазор, що і дозволяють плавне переміщення золотника всередині гільзи.

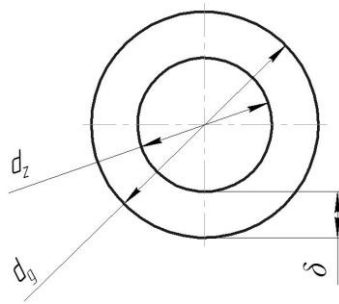


Рисунок 2.11. – Схема зазору між гільзою та золотником

Величина перетікань залежить від наступних основних факторів: властивості рідини, конструкція пари «гільза-золотник», режим руху рідини.

В вузьких кільцевих щілинах, до яких можна віднести пару «гільза-золотник», критичне число Рейнольдса спадає до 1000. Відповідно режим протікання рідини ламінарний.

Отже, приймається, що гладка кільцева щілина постійного перерізу концентрична та не має зміщення ексцентриситету.

Враховуючи канали, що присутні на позиціях розподільника, а саме зв'язок лінії нагнітання з вихідним каналом розподільника Р-А та лінії зливу з каналом виходу з розподільника [27], то рівняння (2.16) включаємо в систему рівнянь (2.19), що описують роботу дозатора. Перетікання рідини з камери зливу приймемо рівними 0.

$$Q_{yt} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_1 - p_{st}) k_e}{6\nu\rho l} = 0; \quad (2.16)$$

$$Q_{yta} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_1 - p_k) k_e}{6\nu\rho l}.$$

Ці перетікання обумовлені будовою пари «золотник-гільза», а саме проміжком між двома діаметрами золотника та гільзи.

Процес проходження рідини в камеру відбувається без врахування зовнішнього навантаження, оскільки при подачі порції рідини камера відмежована від поршневої порожнини розподільником РК2.

Тиск в камері обумовлений об'ємом рідини в камері та його приростом, значенням витрати, що надходить до дозуючої камери, та перетіканням рідини з камери дозатора (2.17):

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{E(Q_{vh} - Q_{yt})}{(V_k + 2\pi L \frac{dR}{dp_k})} \quad (2.17)$$

Об'єм камери обумовлено довжиною трубопроводу, діаметром та додатковими об'ємами в розподільниках (рисунок 2.12.). Також зроблено припущення, що сталевий трубопровід не деформується по довжині (2.18) [26].

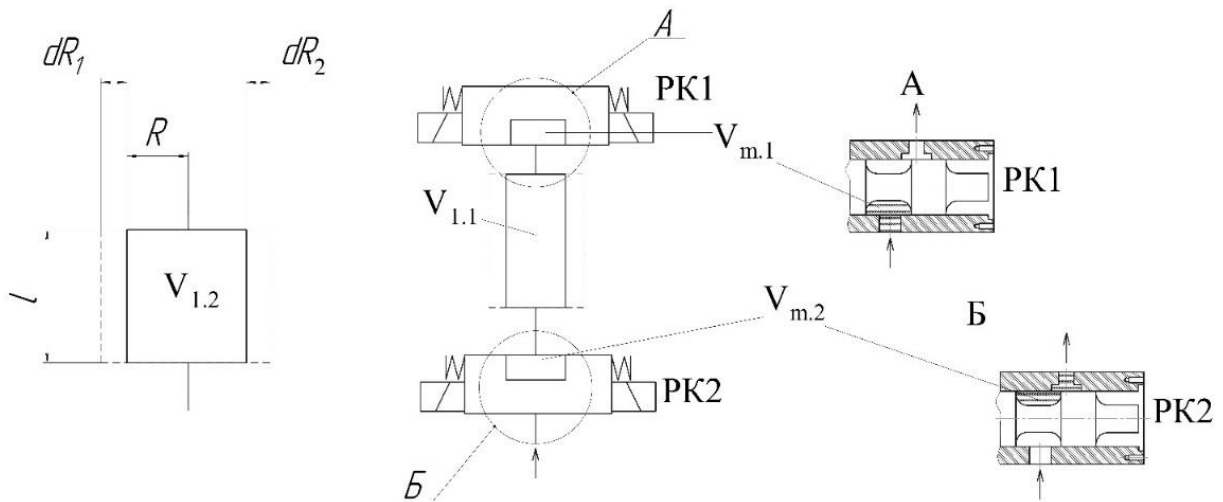


Рисунок 2.12. – Модель пружно-деформованого дозатора гідроприводу для розрахунку

$$V_k = \frac{\pi d_{tr}^2}{4} l_{tr} + V_{m1} + V_{m2}, \quad (2.18)$$

де d_{tr} - діаметр трубопроводу, l_{tr} - довжина трубопроводу, V_{m1} , V_{m2} - додаткові об'єми запираючих розподільників.

Прийнявши дані припущення отримаємо загальну систему рівнянь, що описує дозуючу камеру.

Теоретичне обґрунтування параметрів системи з пружно-гідрравлічним дозуванням подачі рідини спрямоване на визначення величини витрати через дозуючу камеру. В теоретичному розрахунку враховано параметри системи такі як, тиск, , додатковий об'єм рідини в гідроапаратурі, властивості робочої рідини, параметри дозуючої камери, розміри та деформація під дією тиску, перетікання рідини з лінії нагнітання в камеру та з камери на вихід з дозуючої камери, геометричні параметри клапанів, та режим руху за яким визначається перетікання прийнято ламінарним.

$$\left\{ \begin{array}{l}
Q_{vh} = \mu \pi d_z \Delta x \sqrt{\frac{2(p_{\max} - p_k)}{\rho}}; \\
\frac{dp_1}{dt} = \frac{E(Q_{vh} + Q_{yt})}{2\pi r_z (x_0 - \Delta x)}; \\
Q_{yt} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_k - p_{sl}) k_e}{6\nu \rho l} = 0; \\
Q_{yta} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_{\max} - p_k) k_e}{6\nu \rho l}; \\
Q_{\Sigma yt} = Q_{yt} + Q_{yta}; \\
\frac{dp_k}{dt} = \frac{E(Q_{vh} + Q_{yt})}{(V_k + 2\pi L \frac{dR}{dp_k})}; \\
Q_{vh} - Q_{yt} = Q_{vh2} = \mu \pi d_{z2} \Delta x_2 \sqrt{\frac{2(p_k - p_{sl2})}{\rho}}; \\
\frac{dp_2}{dt} = \frac{E(Q_{vh2} + Q_{yt2})}{2\pi r_{z2} (x_{02} - \Delta x_2)}; \\
Q_{yt2} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_k - p_{sl}) k_e}{6\nu \rho l} = 0; \\
Q_{yta2} = \frac{\pi r_g (r_g - r_z)^3 (p_k - p_3) k_e}{6\nu \rho l}; \\
Q_{\Sigma yt} = Q_{yt} + Q_{yta}.
\end{array} \right. \quad (2.19)$$

А також, прийmemo, що переміщення золотника (2.20):

$$\text{sgn}(\Delta x) = \begin{cases} 1, \text{при } \Delta x > 0; \\ 0, \text{при } \Delta x = 0. \end{cases} \quad (2.20)$$

де Q_{vh} та Q_{vh2} - витрата, що надходить до розподільників РК1 та РК2, μ - коефіцієнт витрати прохідного каналу, r_z та r_{z2} - діаметри золотників розподільників РК1 та РК2 відповідно, Δx - зміщення золотника, p_{\max} - тиск живлення системи, що надходить до РК1, p_3, p_2 - тиск в розподільниках відповідно, ρ - густина рідини, E - модуль пружності рідини, $\frac{dR}{dp_k}$ - радіальне переміщення трубопроводу згідно (2.7), R - радіус камери дозатора. $Q_{\Sigma yt}$ - загальні втрати рідини, Q_{yt}, Q_{yta} - перетікання рідини всередині клапана РК1 між дозуючою камерою та лінією нагнітання, між камерою РК1 та

лінією зливу, p_{sl} - тиск в лінії зливу, p_k - тиск в дозуючій камері, L - довжина трубопроводу, ν - кінематична в'язкість рідини, V_k - об'єм камери.

Дану систему рівнянь (2.19) було внесено в середовище MathLab R2018a Simulink, та представлено у вигляді блок схеми.

2.5. Реалізація моделі пружно-гідравлічного дозатора в середовищі MathLab.

Моделювання протікання рідини проводиться в одному напрямку., що обумовлюється дослідженням роботи дозатора. Загальна схема системи дозування з камерою в середовищі MathLab зображено на рисунку 2.13.

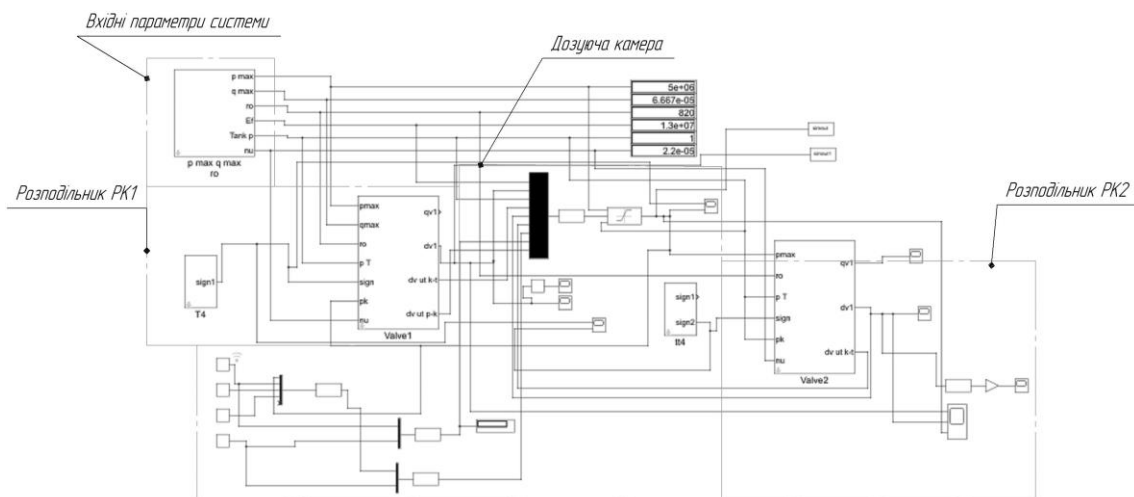


Рисунок 2.13 – Схема математичної моделі системи дозуючої камери в середовищі MathLab

На рисунку 2.14. зображено елемент системи «Valve1», що описує перший розподільник.

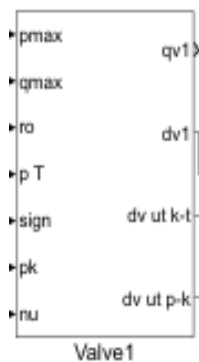


Рисунок 2.14. – Елемент системи, що описує розподільник PK1

Внутрішня будова підсистеми «Valve1» зображена на рисунку 2.15. Збурюючими параметрами даної системи є тиск та керуючий сигнал розподільником «Sign».

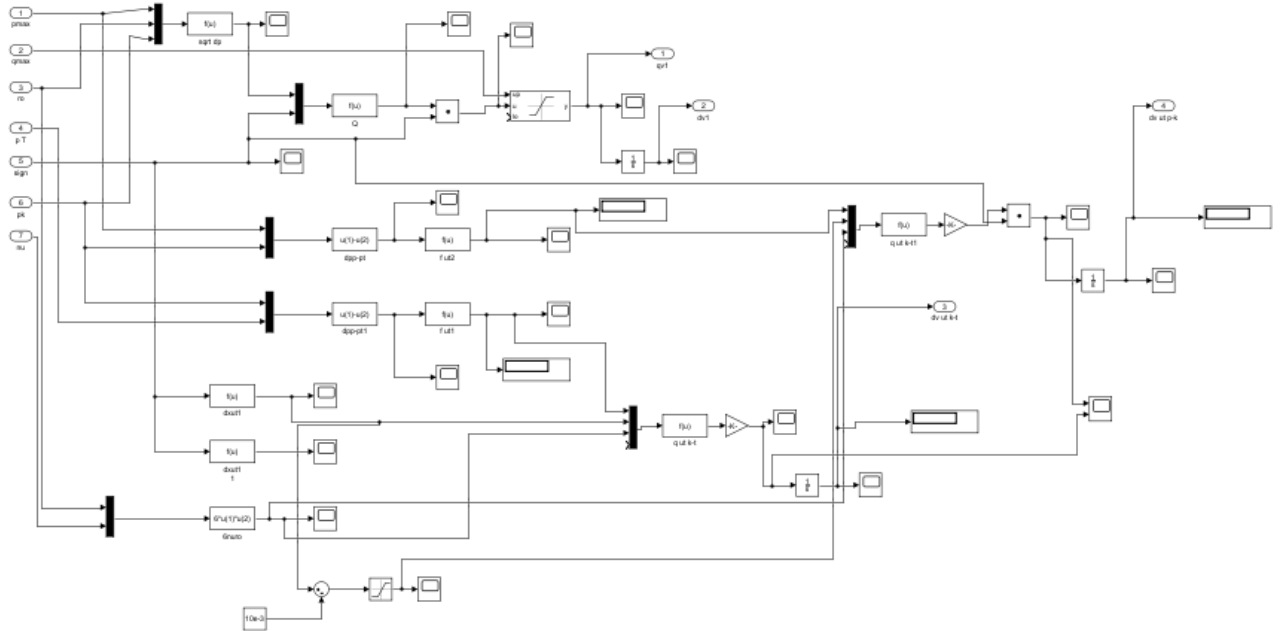


Рисунок 2.15. – Схема математичної моделі розподільника РК1 в середовищі MathLab

Аналогічно в середовищі описано і розподільник РК2 або «Valve2» з усіма вхідними параметрами та визначеним математичним описом.

В системі реалізовано структуру трубопроводу елементами «Fcn Block», що мають математичний опис внесений до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. – Математичний опис блоків трубопроводу в середовищі MathLab.

Назва блоку	Математичний опис
dR1	$(0.25 * u(1) * u(2)^2) / (u(3) * u(4))$
pk	$(u(1) * (u(2) - u(4) - u(5) - u(6) + u(9)) / (u(7) + u(8))) + u(3)$
R	$3.14 * u(2) * u(1)^2$
R1	$3.14 * u(2) * u(1)^2$

Керування розподільниками здійснюється в блоках «Sign», внутрішня будова яких зображена на рисунку 2.16.

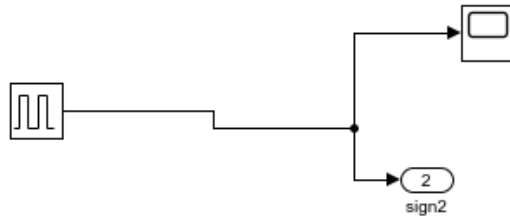


Рисунок 2.16. – Блок керування розподільниками «Sign»

Для керування роздільниками використовується структура «Discrete Pulse Generator Block», що задається параметрами вказаними в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. – Параметри блока «DiscretePulseGenerator Block»

Назва	Розподільник	Тип пульсації	Час симуляції	Амплітуда	Період	Ширина імпульсу	Фазове зміщення
Name	PK1 «Valve1»	Pulse Type	Time Source	Amplitude	Period	Pulse Width	Phase Delay
Pulse Generator		Time based	Use simulation time	Var	Var	40%	Var
Символ		—□—	t_{s1}	A1	T1	Tp1	Tph1
Name		PK2 «Valve2»	Pulse Type	Time Source	Amplitude	Period	Pulse Width
Pulse Generator	Time based		Use simulation time	Var	Var	40%	Var
Символ	—□—		t_{s2}	A2	T2	Tp2	Tph2

2.6 Тестування моделі пристрою пружно-гідравлічного дозування позиційного приводу

Тестування моделі спрямоване на встановлення непротиворічності роботи моделі та в сукупності відповідно до запропонованого алгоритму перетворень.

Так при тестуванні моделі приймалися такі вхідні данні:

- Внутрішній діаметр, 6мм;
- Товщина стінки, 1мм;
- Матеріал, сталь;
- Модуль пружності сталі $E = 200\,000\text{МПа}$;
- Рідина: Масло АМГ-10;
- Модуль об'ємної пружності $E_M = 130\,400\text{ Н/см}^2$;
- Довжина камери $l_{tr} = 2.5\text{-}9\text{м}$;
- Коефіцієнт динамічної вязкості $\eta = 2,2 \cdot 10^{-5}\text{ Па} \cdot \text{с}$;
- Коефіцієнт витрати в зазорах $\mu = 0.7$.

При роботі системи необхідно, щоб значення періодів завжди знаходились в протифазі, для коректної роботи системи, оскільки дуже маленькі значення фази можуть призвести до роботи дозатора в якості простого дроселя на проміжках спрацювання, та некоректних результатів моделювання. Приклад керуючих імпульсів для системи наведено на рисунку 2.17.

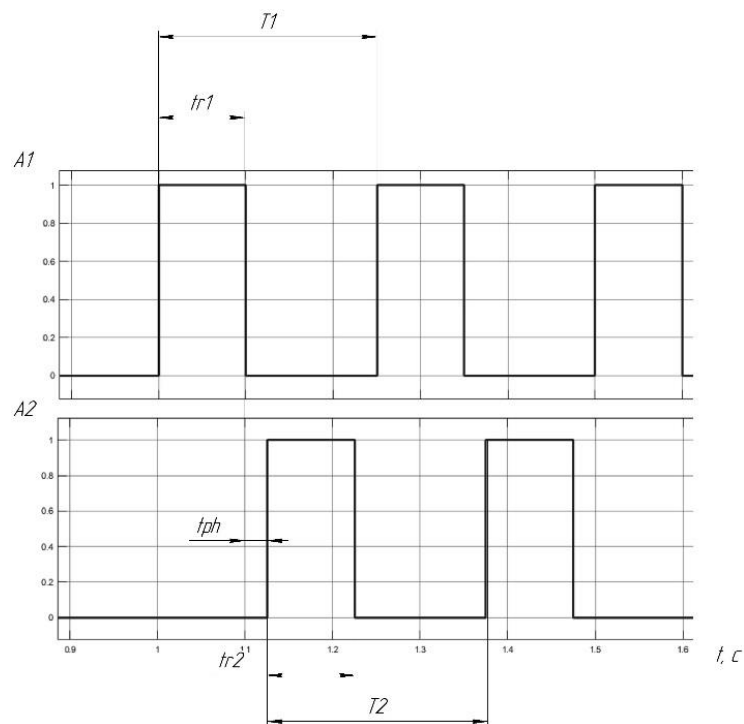


Рисунок 2.17. – Відпрацювання керуючих імпульсів для системи керування розподільчими клапанами

Також при врахуванні перетікань значення величини t_{ph} фазового зміщення, буде впливати на величину перетікань.

2.6.1. Тестування моделі для визначення впливу об'єму камери на витрату рідини

Витрата змінює своє значення відносно об'єму камери. Оскільки витрата це величина, що залежить від величини об'єму рідини, яка проходить через отвір зі зміною часу, то можна припустити, що зі збільшенням об'єму рідини, дана величина збільшуватиметься. Також витрата, величина залежна від перепаду тиску, та фізично базується на тому, що зі збільшенням перепаду тиску, величина витрати збільшується. Припустивши, що об'єм є сталою величиною, та не враховуючи можливі включення в об'ємі нерозчиненого повітря, тиск в системі постійний. Проведемо перевірку впливу початкового об'єму камери на витрату при різних значеннях перепаду тиску та сталому значенні тиску живлення 10 МПа (Додаток А). Тиск в поршневій порожнині приймається рівним значенням 2 МПа, 3 МПа, 4 МПа та 5 МПа. Результати моделювання можна спостерігати на рисунку 2.18. В якості зміни об'єму приймалися 4 різні довжини трубопроводу. Частота роботи дозуючої камери приймалась рівною 4 Гц. Перетікання не включено до розрахунку. Об'єм трубопроводу визначався такими параметрами: діаметр трубопроводу 0,006 м, довжина – 2,5 м, 5 м, 7,5 м, 9 м.

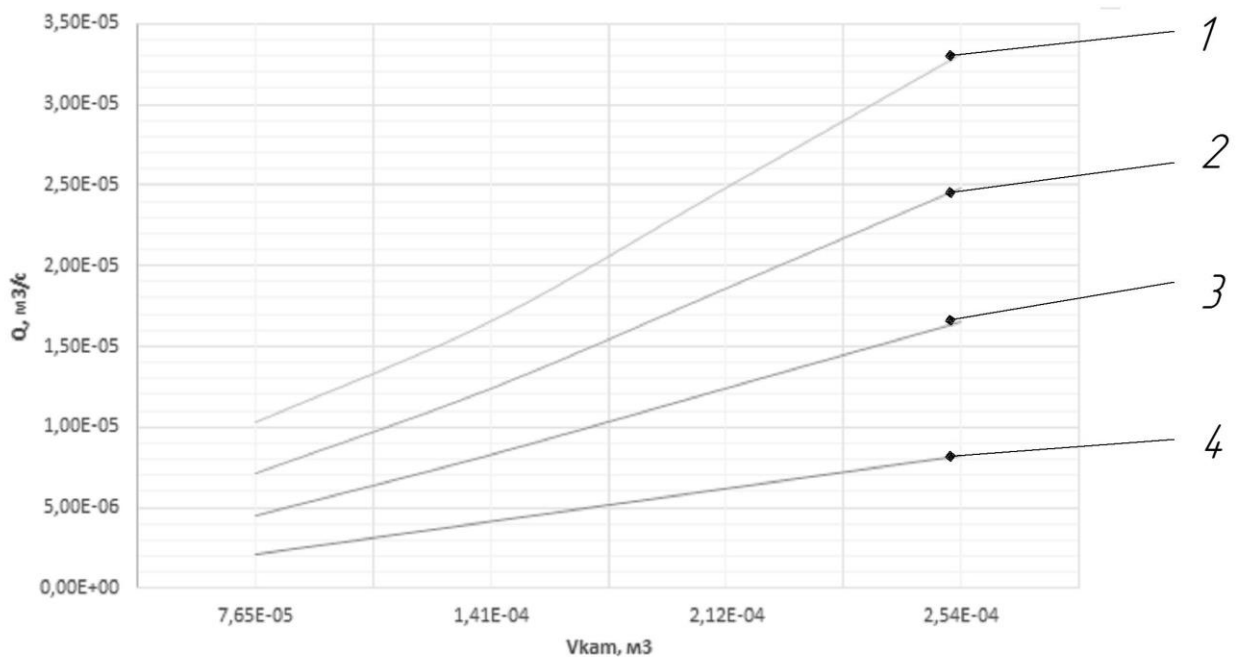


Рисунок 2.18. – Залежність витрати від початкового об'єму камери при різних перепадах тиску між камерою дозатора та поршневою порожниною: 1 – 5 МПа, 2 – 4 МПа, 3 – 3 МПа, 4 – 2 МПа

Результати показали, що при зменшенні діаметру трубопроводу, а відповідно об'єму камери, в результаті зменшується час наповнення камери дозатора. Тоді як при збільшенні тиску рідини, а також боєм витісненої рідини збільшується при підвищенні тиску перепаду між камерою дозатора та поршневою порожниною.

За даними результатами моделювання можна сказати, що модель не суперечить загальноприйнятим фізичним явищам.

2.6.2. Тестування моделі для визначення впливу частоти на витрату

Ще одним з чинників, що впливає на відпрацювання дозуючої камери є частота подачі імпульсів рідини. Оскільки хвиля тиску розповсюджується зі значеннями вище 1000 м/с, а час спрацювання розподільників та час їх роботи протягом наповнення та вивільнення камери також матиме вплив.

Так як хвиля тиску має здійснити хоча б три проходження в камеру дозатора, проходячи шлях в закритий трубопровід і пройде в зворотному напрямку, і для упередження можливості гідродару, для визначення мінімального часу роботи розподільників приймемо(2.20):

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E \cdot d_{tr}}{E_m \cdot h_{tr}}}}, \quad (2.20)$$

де $c_0 = \sqrt{E / \rho}$ – швидкість розповсюдження звуку в об'ємі даної рідини, (E – модуль пружності рідини), E_m – модуль пружності матеріалу трубопроводу; d_{tr} – діаметр трубопроводу, h_{tr} – товщина стінки трубопроводу.

Дані формули справедливі при виконанні умови(2.21):

$$t_r \leq T = \frac{2l_{tr}}{c}, \quad (2.21)$$

де t_r - час закриття клапана, T – час повернення до клапана фронту хвилі гідравлічного удару (фаза удару); l_{tr} - довжина трубопроводу.

Тоді припустимою швидкістю для системи, що розглядатиметься при математичному моделюванні та при виборі величини часу спрацювання клапану будуть прийняті такі величини:

$$c_0 = \sqrt{2e9 / 850} = 1533, м / с$$

$$c = \frac{1533}{\sqrt{1 + \frac{2e9 \cdot 0,006}{2e11 \cdot 0,001}}} = 1446, м / с$$

$$t_r = \frac{2 \cdot 2,5}{1446} = 0,003с$$

Також приймаючи до уваги, що час спрацювання розподільчих клапанів не менше 0,13-0,03 с [40,41], можна прийняти будь-яке значення з приведених в літературі та в каталогах виробників.

Необхідне також визначення мінімального часу роботи розподільчих клапанів для отримання достатнього об'єму рідини в камерах.

За мінімальне значення допустимих хвиль проходження тиску приймемо значення 5 хвиль тиску, а мінімальну та максимальну довжину трубопроводу 2,5 м та 9 м відповідно, тоді мінімальний час роботи клапанів становитиме (2.22):

$$t_{\min 2.5m} = 5 \cdot 2 \cdot t_r = 10 \cdot 0,003 = 0,03с$$

$$t_{\min 9m} = 5 \cdot 2 \cdot t_r = 10 \cdot 0,012 = 0,12с$$
(2.22)

Отже, при значеннях частоти вище 8 Гц в системі з довгим трубопроводом, можливе утворення явищ таких як прямий та непрямий гідроудар, що можуть негативно на систему та її точність. Проте для забезпечення чіткого відпрацювання будемо використовувати значення частот в межах від 0,32 Гц до 8 Гц без навантаження. А при навантаженнях, в системі можуть виникати явища гідроудару, тому в реальних системах частота подачі імпульсів не береться вище 2 Гц.

Припустимо, що витрата це величина, що залежить від величини об'єму рідини, що проходить через отвір зі зміною часу, то зі зменшенням часу, що йде на перетікання одного й того ж об'єму рідини, витрата збільшуватиметься.

Проведемо перевірку впливу частоти спрацювання дозуючої камери на величину витрати (Додаток А). Значення вхідного тиску в системі змінюється, фіксованою величиною приймаємо значення тиску в камері гідроциліндра 0,1 МПа. Результати моделювання можна спостерігати на рисунку 2.19. Об'єм трубопроводу визначався такими параметрами: діаметр трубопроводу внутрішній 0,006м, довжина – 5м, 7,5м, 9м.

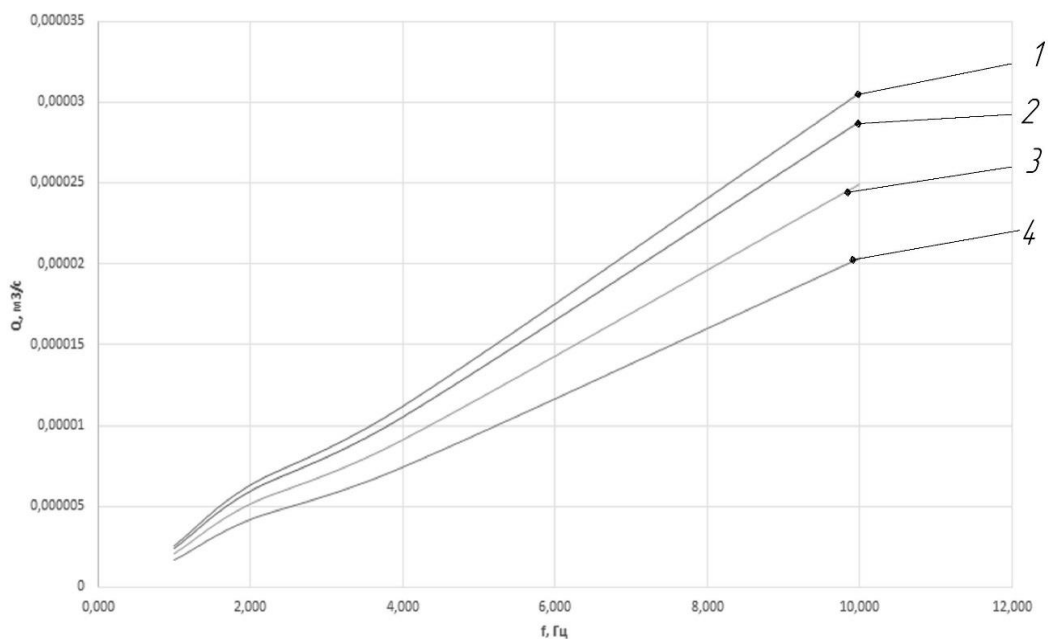


Рисунок 2.19. – Залежність витрати від частоти керуючих імпульсів при тиску живлення:
1- 2 МПа, 2 – 3 МПа, 3 – 4 МПа, 4 – 5 МПа

За результатами моделювання можна визначити, що при збільшенні частоти імпульсів та при збільшенні перепаду тиску витрати рідини збільшується. Збільшення витрати обумовлено зменшенням часу на виконання необхідної кількості імпульсів при сталому значенні об'єму, що додався в порожнину циліндра.

Отримана залежність не суперечить фізичному змісту, а модель працює коректно.

2.6.3. Тестування моделі для визначення впливу величини перепаду тиску на витрату

Проведемо перевірку впливу перепаду тиску в системі та частоти спрацювання дозуючої камери на величину витрати (Додаток А). Значення вхідного 6 МПа, змінною береться частота та тиск в порожнині циліндра.. Перевірка моделі проводилась без включення в систему перетікань рідини.

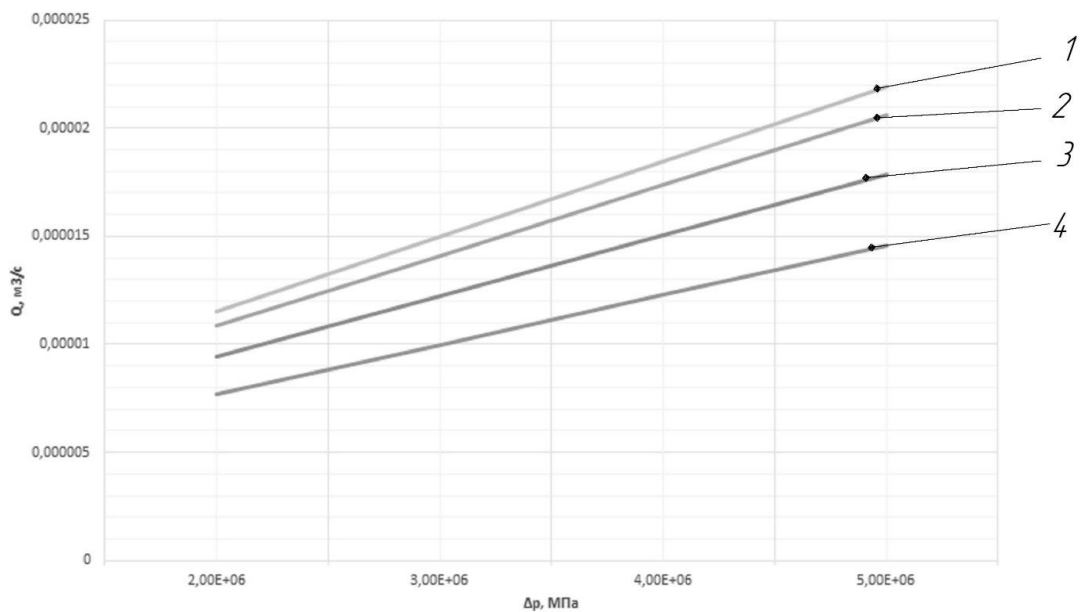


Рисунок 2.20 – Залежність витрати від підвищення перепаду тиску в системі при різних частотах: 1 – 10 Гц, 2 – 4 Гц, 3 – 2 Гц, 4 – 1 Гц

Отримана залежність вказує на те, що зі зменшенням часу керуючих сигналів витрата збільшується лінійно відносно тиску. А враховуючи час перемикання, що при збільшенні імпульсів, зменшується, то дана залежність не суперечить існуючим законам та постулатам. Аналогічно до попереднього тестування модель не суперечить фізичному змісту.

2.7. Дослідження впливу величини перетікань на витрату

Визначимо залежність витрати від значення тиску та зміни величини зазору в керуючих розподільниках, провівши моделювання при сталих параметрах системи (Додаток Б) отримаємо залежність, що зображено на рисунку 2.21. В процесі роботи системи з часом, елементи та складові систем мають схильність до зношування та стирання. Фактично з часом можливе збільшення прохідних зазорів, що в подальшому можуть негативно сказатись на системі дозування, оскільки перетікання будуть збільшувати похибку позиціонування привода, та його точність.

Приймаючи до уваги, що фізично в гідроагрегатах, що виконують функції поступального руху з самого початку є конструктивні зазори, що дозволяють рухатись парам тертя, то необхідно провести дослідження впливу перетікань в зазорах від 0,02 мм до 0,1 мм. Точками для порівняння системи з зазорами та без них приймемо, значення

витрати без врахування перетікань. Для визначення величини даних перетікань приймемо декілька значень перепаду тиску в системі.

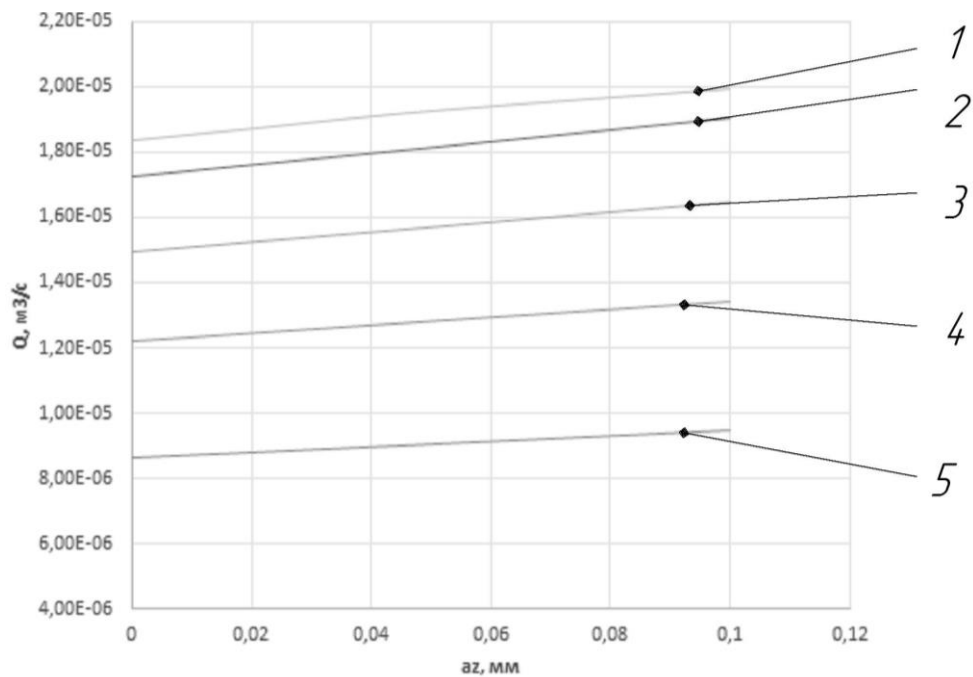


Рисунок 2.21. – Вплив зміни величини кільцевого зазору на величину витрати при різних тисках: 1 – 5 МПа, 2 – 4 МПа, 3 – 3 МПа, 4 – 2 МПа, 5 – 1 МПа

Результати моделювання показують, що при зміні кільцевого зазору, що визначається геометричними параметрами золотника та гільзи, витрата має тенденцію до збільшення. Відповідно при збільшенні перепаду тиску вона збільшується також. Отже, дана залежність не суперечить відомим закономірностям та фізичним явищам.

Базуючись на отриманій залежності проведемо аналіз зміни витрати при перетіканнях відносно значень отриманих без врахування перетікань рідини (рисунок 2.22.).

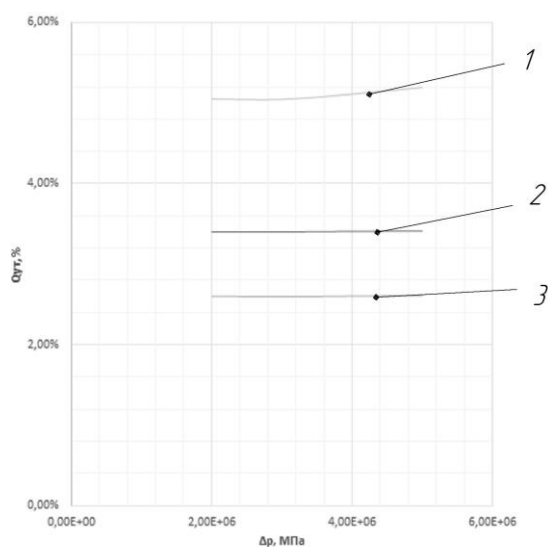


Рисунок 2.22. – Залежність впливу перепаду тиску на приріст перетікань рідини в порожнину гідроциліндра при зміні величини зазору між гільзою та золотником розподільника: 1 - 0,1 мм, 2 - 0,05 мм, 3 - 0,02

Результати дослідження показують, що зі збільшенням зазору між золотником та гільзою, значення перетікань збільшується, до 5,5% для 0,1 мм зазору, при тому, що при зазорі 0,02 мм ця величина складає 2,7%.

2.8. Дослідження впливу частоти керуючого сигналу на витрату

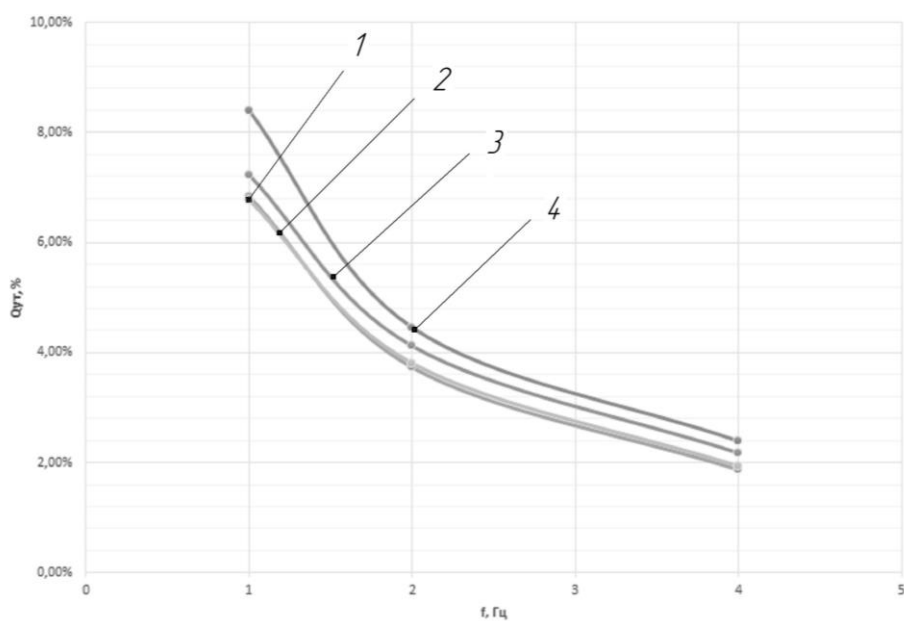


Рисунок 2.23. – Залежність впливу частоти на приріст перетікань рідини в порожнину гідроциліндра при зміні тиску перепаду: 1 – 2 МПа, 2 – 3 МПа, 3 - 4МПа, 4 - 5 МПа

Отримана залежність показує, що найбільший приріст перетікань рідини відбувається при меншій частоті перемикачів керуючих сигналів, це пов'язано з тим, що час роботи системи при пружно-гідрравлічному позиціонуванні збільшується, в той час як при значних високих частотах, час спрацювання буде набагато меншим, що не так вплине на витрату (рисунок 2.23.).

2.9. Дослідження впливу зміни температури на величину витрати

При моделюванні не враховувався вплив температури на характеристики матеріалів системи, хоча достовірно відомо, що при значному збільшенні температури, характеристики багатьох матеріалів особливо ущільнюючих елементів, погіршуються, через температурне розширення.

При моделюванні розглядався вплив збільшення температури на характеристику витрати при змінній частоті. Тиск в системі становив 6 МПа.

Характерні параметри, що впливають на робочі властивості рідини: в'язкість кінематична, динамічна та густина рідини. Приведемо приклад зміни температури на прикладі рідини АМГ-10 [38, 39], що змінює значення в межах 20-80°C (таблиця 2.4.)

Таблиця 2.4. – Температурні характеристики рідини АМГ-10.

Температура	Густина	Динмічна в'язкість
t, °C	ρ , кг/м ³	ν , сСт
20	835,6	21
40	821,8	12,62
60	808,4	8,48
80	794,2	6,13

За даними значеннями коефіцієнтів отримано залежності, що описують вплив зміни температури на систему (Додаток В). Температура нижче 0 °C не розглядалась, оскільки рідина АМГ-10 відноситься до рідин, що можуть працювати при температурах від -30 до -10 °C в стаціонарному режимі.

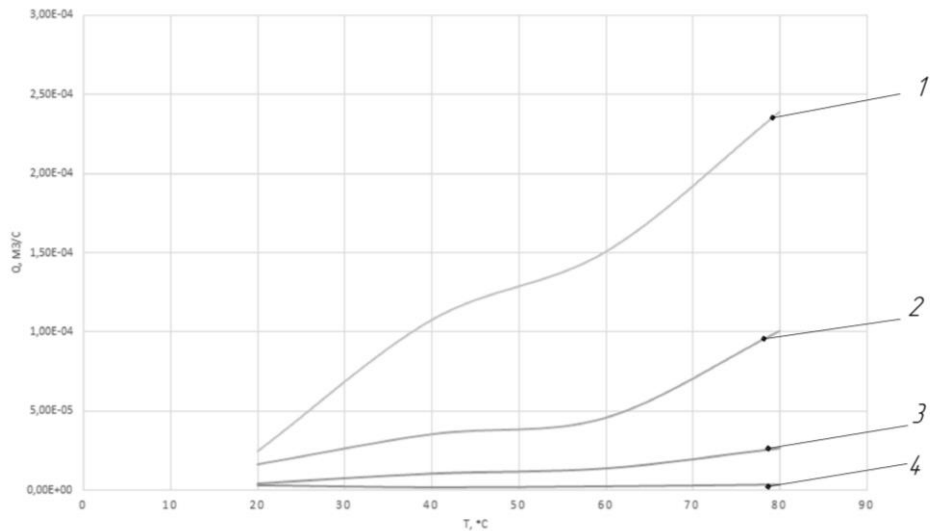


Рисунок 2.24 – Залежність витрати рідини від підвищення температури.

1-10 Гц, 2 – 4 Гц, 3 – 2 Гц, 4- 1 Гц,

Як видно в'язкість рідини значною мірою не впливає на характеристику системи при незначних частотах, та залишається майже прямолінійною, проте при збільшенні частоти до 10 Гц, виявлено значне підвищення витрати (рисунок 2.24.).

При надмірно високій в'язкості сили тертя в рідині збільшуються, та можуть привести до порушення суцільності потоку, що може привести до неповного заповнення камери, наприклад, виникнення кавітації чи пониження подачі рідини в системі. А при низьких температурах рідини, можливе зниження перетікань та втрат в керуючих елементах, оскільки при підвищенні в'язкості, через підвищення значень сил тертя, понижується механічний ККД.

Для рідини АМГ-10 нижня границя зміни температури. може становити більше – 50°C. Тому необхідно при розробці більш детально розглянути вплив рідин на стан системи, та кліматичні умови експлуатації даної системи.

Висновок по розділу

В даному розділі було проведено обґрунтування та моделювання системи гідроприводу з пружно – гідравлічним дозуванням рідини.

Розроблено теоретичний розрахунок з дотриманням певних припущень та отримані залежності величини витрати з дозуючої камери від параметрів самої дозуючої камери (довжина), тиску в системі та тиску в порожнині гідроциліндра, приведено характерну залежність збільшення величини витрати від температури.

Були отримані теоретичні залежності для визначення величини витрати, при проходженні рідини через дозуючу камеру з урахуванням параметрів системи.

Для підтвердження можливості здійснення позиціонування гідроциліндра за допомогою дозування робочої рідини необхідно провести експериментальні дослідження:

- перевірка роботоспроможності системи;
- вплив тиску живлення на систему.

Порівняти отримані експериментальні та теоретичні значення переміщення.

Розробити алгоритм керування системою, для подачі ряду імпульсів в камеру дозатора.

РОЗДІЛ 3
ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА СИСТЕМИ З ПРУЖНО – ГІДРАВЛІЧНИМ
ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ БЕЗ НАВАНТАЖЕННЯ.

3.1. Експериментальний стенд та програма досліджень

Метою експериментальних досліджень є перевірка працездатності та визначення характеристик гідроприводу з використанням системи з дозуючою камерою при змінах параметрах, а саме об'єму камери та тиску живлення.

Принцип роботи даної системи полягає у тому, що до поршневої порожнини гідроциліндра підключається система дозування рідини, яка складається з двох розподільчих клапанів та дозуючої камери (рисунок 3.1.). Дана система дозволяє подавати імпульси шляхом відкриття та закриття розподільників у певному порядку.

Програма експериментальних досліджень:

1. Створення експериментальної системи та перевірка її роботоспроможності.

Було створено експериментальний стенд, що має забезпечувати роботу приводу за бажаним циклом (рисунок 3.1.). Експеримент провести при різних тисках у дозуючій камері $p_1 = 30, 45, 50$ бар. В разі можливості також перевірити при 55 бар. Провести експеримент для двох об'ємів камери дозування, що відповідають довжині трубопроводів 2,5 м та 5 м. При проведенні експерименту користуватись значенням кількості імпульсів 10.

Результати досліджень можна побачити в таблицях 3.1.–3.2. та рисунку 3.4.

2. Для створеної системи провести експерименти для різних тисків живлення, та провести аналіз збіжності з теоретичними значеннями.

Провести експеримент для різних довжин трубопроводу: довжина дозуючої камери: $l_1=2,5$ м, $l_2=5$ м радіус трубопроводу дозуючої камери $R_1=0,003$ м. Камера складається з одного трубопроводу. Для одного з трубопроводів провести експеримент з кількістю відпрацювань імпульсу 20.

Результати досліджень наведено в таблицях 3.3.–3.4. та рисунках 3.5.–3.6.

Робота системи здійснюється наступним чином: у дозуючу камеру з постійним об'ємом під тиском подається рідина, яка за деякий час накопичується та запирається у камері. Потім відкривається канал, що веде до гідроциліндра і накопичений під тиском об'єм поступає у поршкову порожнину та переміщує шток на невелику відстань. Таким чином здійснюється один імпульс. Повторення такого імпульсу декілька разів, при однакових умовах, забезпечить переміщення гідроциліндра на одну й ту саму відстань. В

якості дозуючої камери було обрано сталевий трубопровід оскільки він деформується під тиском менше ніж армований шланг.

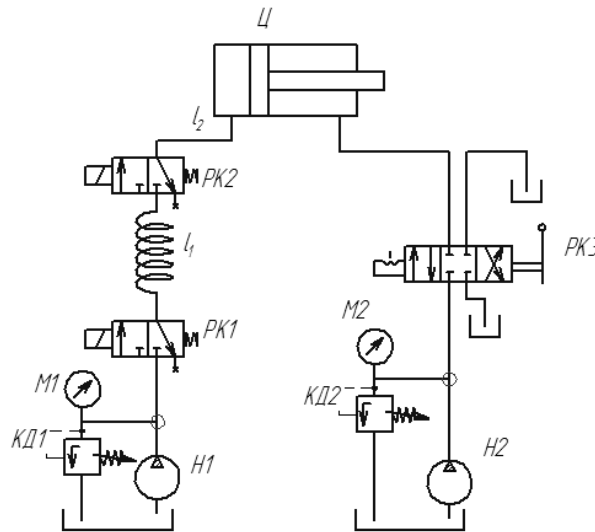


Рисунок 3.1. Принципова схема для експериментального дослідження руху з дозуючою камерою для виконання руху вперед (Ц - циліндр, РК1, РК2, РК3 - розподільні клапани; М - манометр; Н - насоси; КД1, КД2 - клапани тиску; I₁ – дозуюча камера)

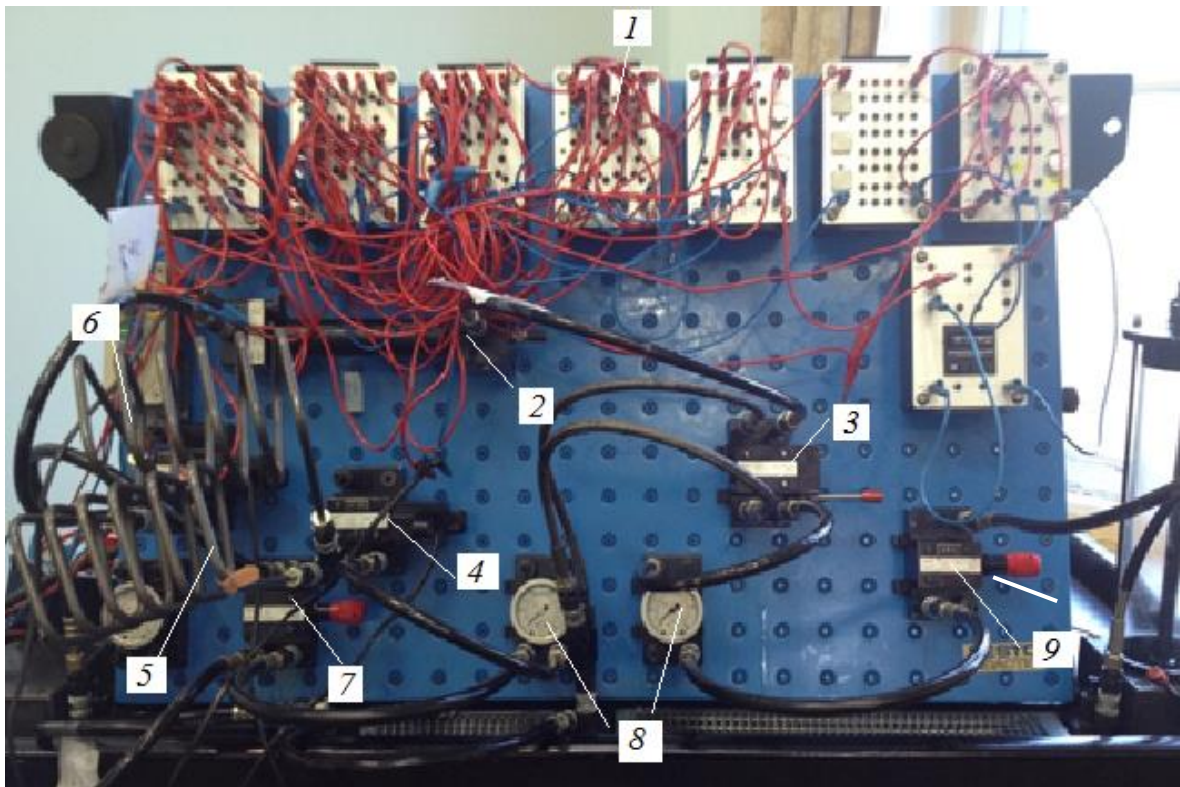


Рисунок 3.2. Експериментальний стенд з розподільчими клапанами (1 - електро-релейна схема, 2 - гідроциліндр, 3, 4, 5 - розподільні клапани, 6 - дозуюча камера, 7, 9 - клапани тиску, 8 - манометри)

Система має наступний цикл роботи:

$$1 - T1 - \bar{1} - 2 - T - \bar{2}$$

де: $1 - T1 - \bar{1}$ - рідина подається та запирається у дозуючій камері ; $2 - T - \bar{2}$ - рідина подається у штокову порожнину гідроциліндра.

Робота системи подачі рідини у дозуючу камеру та її вивільнення у поршневу порожнину гідроциліндра здійснюється наступним чином: рідина під тиском подається до системи. Розподільні клапани РК1 та РК2 закриті. Спочатку РК1 відкривається на деякий час $T1$, рідина заповнює дозуючу камеру, РК1 закривається, в камері залишається рідина під тиском. Потім на деякий час $T2$ відкривається РК2 і рідина з дозуючої камери під тиском подається у поршневу порожнину, після чого РК2 закривається, а шток гідроциліндра переміщується.

Для даної системи було розроблено електро-релейну систему керування (рисунок 3.3.).

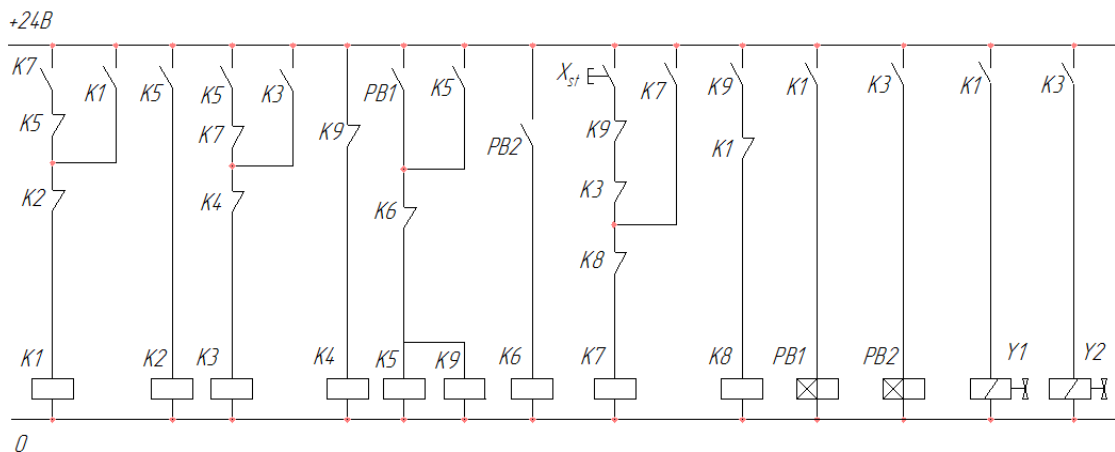


Рисунок 3.3. – Електро - релейна схема системи керування (Y_1 – магніт на РК1; Y_2 – магніт на РК2; $PB1, PB2$ – таймера для роботи магнітів Y_1, Y_2 .)

Порядок проведення експерименту:

- 1) Зібрати експериментальний стенд згідно зі схемою;
- 2) Перевірити надійність під'єднання обладнання;
- 3) Підключити живлення та ввімкнути насосну станцію;
- 4) За допомогою розподільчих клапанів здійснити прямий хід штока гідроциліндра (для цього крани повинні бути відкритими);
- 5) Підготувати систему для проведення вимірювань: розподільчі клапани повинні стояти в закритому стані;

- 6) Налаштувати клапан тиску перед дозуючою камерою на необхідний тиск;
- 7) Переключити розподільчий клапан, що під'єднаний до поршневої порожнини, у положення «на злив»;
- 8) Переключити розподільчий клапан, що з'єднано з дозуючою камерою таким чином, щоб робоча рідина поступала до камери;
- 9) Відкрити перший кран, що поєднується з розподільчим клапаном, 5 секунд, потім закрити його;
- 10) Відкрити другий кран, що під'єднаний до штокової порожнини, на 5 секунд, закрити кран;
- 11) Виміряти величину переміщення штоку гідроциліндра;
- 12) Після закінчення вимірювання, зняти тиск з клапану тиску, вимкнути насосну станцію.

3.2. Визначення ходу позиціонування в залежності від тиску живлення

В експериментах використовувалася сталева дозуюча камера, що дозволяє забезпечити більш точне позиціонування штоку гідроциліндра.

Дослідження за схемою на рисунку 3.1. проводилися при наступних початкових даних: тиск в системі 30 бар, довжина дозуючої камери 2,5 м та 5 м, діаметр поршня гідроциліндра 0,032 м, діаметр штока гідроциліндра 0,016 м, час роботи клапанів: РК1 – 4,5 с, РК2 – 1,5 с.

Таблиця 3.1. – Експериментальні дані для дозуючої камери при тиску 30 бар з трубопроводом довжиною 5м, для 10 відпрацювань імпульсу

№ експеримента	Величина переміщення, мм	Сумарне переміщення, мм
(1)	(2)	(3)
1	1,2	10,3
2	0,8	
3	1	

(1)	(2)	(3)
4	1	10,3
5	1,1	
6	1	
7	1	
8	1,1	
9	0,9	
10	1,2	
Середнє значення, мм	1,03	
Теоретичне значення, мм	0,7099	7.1

В таблицю занесено значення теоретичного моделювання, для перевірки отриманих результатів. Експеримент показує, що позиціонування можливо з використанням даної системи та дає змогу побачити, що розбіжність між експериментальним та теоретичним значенням позиціонування складає близько 31%, вважаючи за бажане позиціонування переміщення на 7 мм від початкового.

Замінімо трубопровід на коротший та проведемо наступний ряд експериментів, з відпрацюванням більшої кількості експериментів. Тиск в системі залишимо ідентичним з першим експериментом для порівняльного аналізу. Результати експерименту занесено до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. – Експериментальні дані для дозуючої камери при тиску 30 бар з трубопроводом довжиною 2,5 м для 20 відпрацювань імпульсу

№ експеримента	Величина переміщення, мм	Сумарне переміщення, мм
(1)	(2)	(3)
1	0,6	13,6
2	0,7	
3	0,8	
4	0,7	
5	0,6	
6	0,6	
7	0,5	
8	0,8	
9	0,7	

(1)	(2)	(3)
10	0,7	13,6
11	0,8	
12	0,7	
13	0,8	
14	0,6	
15	0,6	
16	0,6	
17	0,8	
18	0,6	
19	0,7	
20	0,7	
Середнє значення, мм	0,67	
Теоретичне значення, мм	0,428	8,309

Аналогічно до першого експерименту виявлено, що позиціонування можливо з використанням даної системи. В таблицю було внесено значення теоричного моделювання, для перевірки отриманих значень. Так розбіжність між експериментальним та теоретичним значенням позиціонування складає близько 38%.

Також в таблицях приведено теоретичне значення переміщення одного керуючого імпульсу. Так можна побачити результат моделювання на практиці. Так як практично модель враховує перетікання рідини для кожного кроку переміщення, то на практиці це відбувається не так. Приведемо дані значення середнього переміщення для порівняння (рисунок 3.4.).

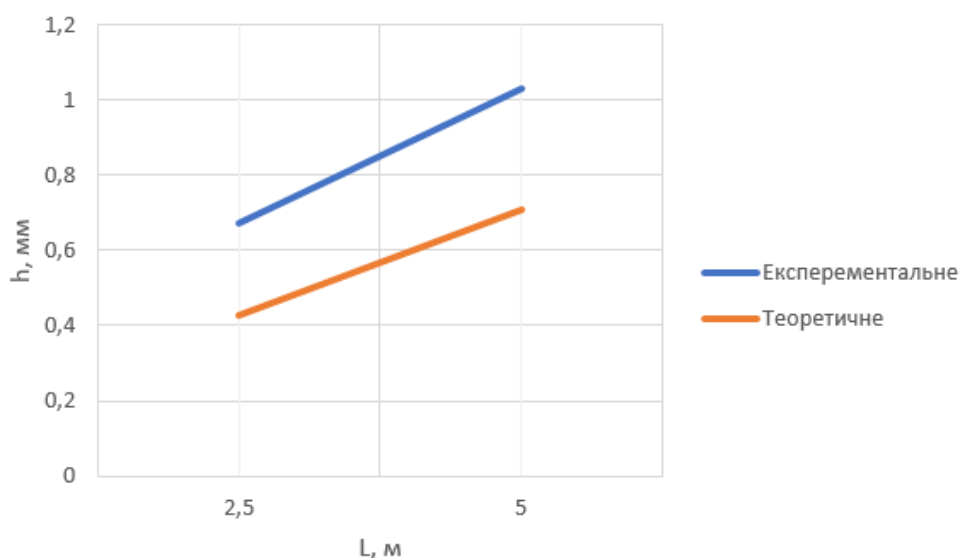


Рисунок 3.4. - Порівняльний графік залежностей теоретичних та експериментальних значень переміщення при довжині трубопроводу 5 м та 2,5 м

Проведений експеримент свідчить про те, що реалізація системи на рисунку 3.1. можлива для трубопроводу 2,5 м та для 5 м.

3.3. Визначення ходу позиціонування в залежності від тиску живлення

Наступним етапом буде перевірка системи при зміні тиску живлення в системі, та відповідно в дозуючій камері, та перевірка впливу тиску на значення переміщення.

При експерименті використаємо 4 значення тиску при використанні 2 різних трубопроводів. Та отримані значення занесемо в таблицю 3.3. та таблицю 3.4. В таблиці 3.3. приведемо значення теоретичних значень для даних систем для можливості порівняння отриманих результатів.

Таблиця 3.3. - Переміщення штока при використанні дозуючої камери 2,5м

№ експеримента	Тиск в дозуючій камері, бар			
	55	50	45	30
1	1	0,8	0,8	0,6
2	1	0,9	0,8	0,7
3	1	0,9	0,7	0,8
4	0,9	0,9	0,8	0,7
5	1	0,8	0,7	0,6

6	1	0,9	0,9	0,6
7	1	0,9	0,8	0,5
8	1	0,8	0,7	0,8
9	0,9	0,8	0,8	0,7
10	0,9	0,9	0,7	0,7
Середнє переміщення, мм	0,97	0,86	0,77	0,67
Сумарне переміщення, мм	9,7	8,6	7,7	6,7
Теоретичне значення переміщення, мм	6,205	5,505	4,928	4,283

За результатами проведеного експерименту було відмічено, що зі збільшенням тиску в системі переміщення штоку збільшувалось, що підтвержує можливість дозування заданим способом. Так для порівняння в таблицю було внесено теоретичні значення моделювання системи, що показують незмінну розбіжність в межах (32 ... 36)%.

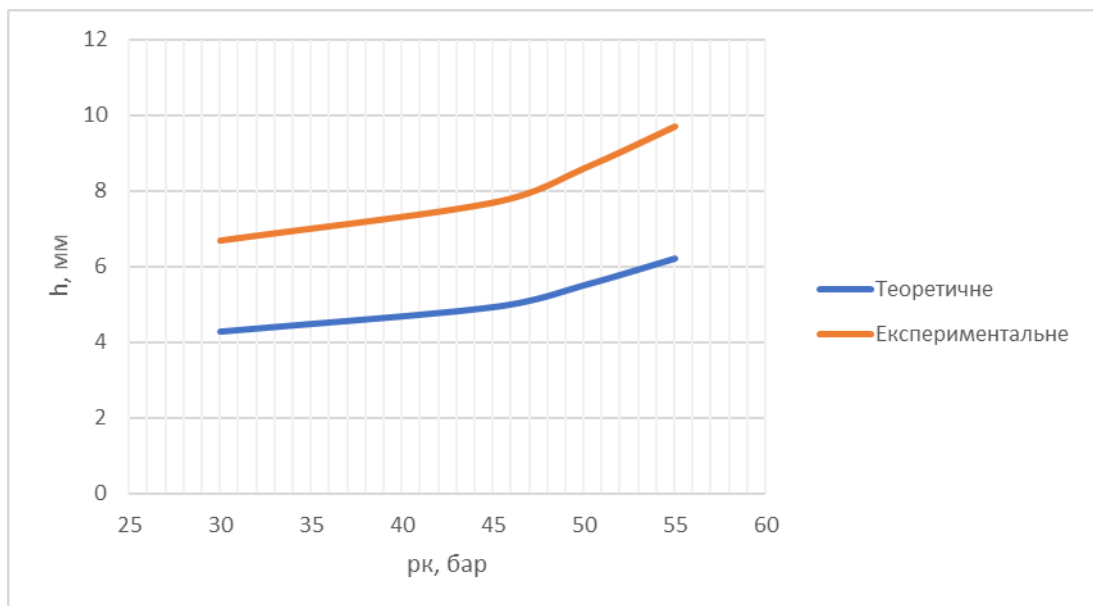


Рисунок 3.5. - Порівняльний графік залежностей теоретичних та експериментальних значень переміщення при зміні тиску живлення при довжині трубопроводу 2,5м

На наступному етапі проведено аналогічний експеримент з використанням трубопроводу вдвічі більшого об'єму (довжина 5 м).

Таблиця 3.4. - Переміщення штока при використанні дозуючої камери 5 м

Величина переміщення, мм				
№ експеримента	Тиск в дозуючій камері, бар			
	55	50	45	30
1	5,25	4	3,4	1,2
2	5	3,7	3,4	0,8
3	4,75	3,7	3,4	1
4	5	4,1	3,5	1
5	4,95	3,9	3,3	1,1
6	5,35	4,05	3,3	1
7	5,25	3,8	3,4	1
8	4,9	4	3,3	1,1
9	5	4,15	3,5	0,9
10	4,95	3,8	3,4	1,2
Середнє переміщення, мм	5,04	3,92	3,39	0,925
Сумарне преміщення, мм	50,4	39,2	33,9	9,25
Теоретичне значення, мм	31,2	24,79	21,29	7,099

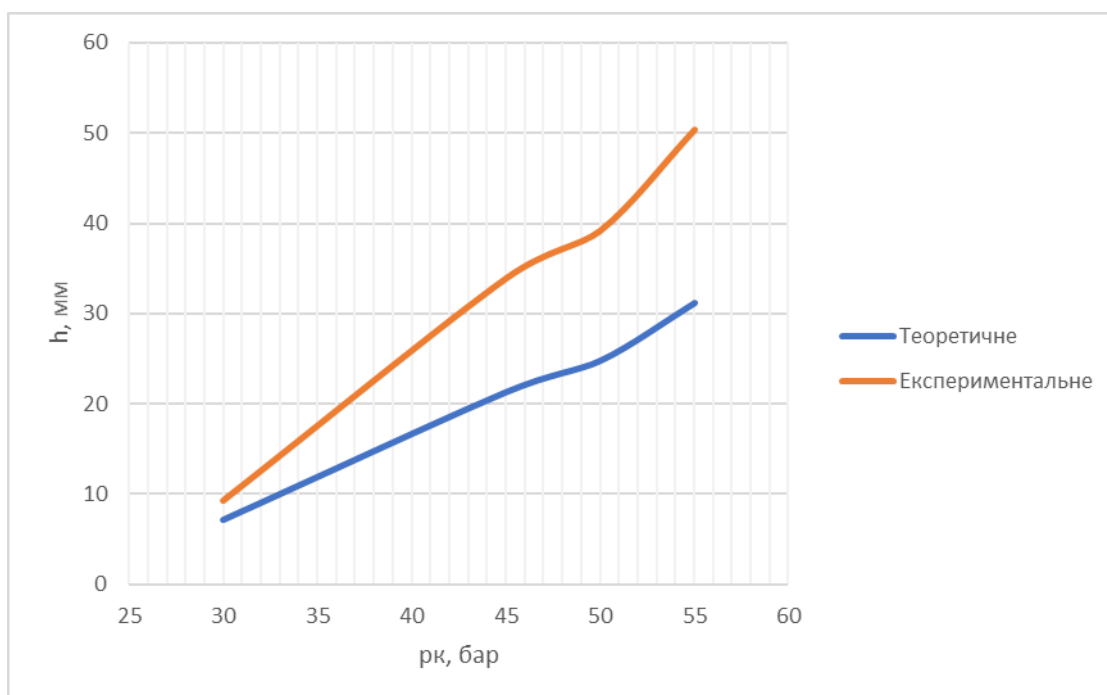


Рисунок 3.6. - Порівняльна залежність теоретичних та експериментальних значень переміщення при зміні тиску живлення при довжині трубопроводу 5м

Таким чином, теоретичне значення переміщення за характером співпадає з експериментальними значеннями. Відмінність за кількісною оцінкою має майже однакове значення, що відповідає 27 ... 31%

3.4. Оцінка похибки експериментальних даних

При замірах переміщення штока використовувався штангенциркуль. Для визначення похибки скористуємось наступною методикою [39]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \bar{A}}{\bar{A}} \cdot 100\% , \quad (3.1)$$

де - $\Delta \bar{A}$ - абсолютна похибка середнього значення вимірюваної величини, \bar{A} - середнє значення вимірюваної величини.

$$\bar{A} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{n} ,$$

$$\Delta \bar{A} = t_{\gamma, n-1} \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_i - \bar{A})^2}{n-1}}}{\sqrt{n}} \quad (3.2)$$

де n - кількість замірів, $t_{\gamma, n-1}$ - коефіцієнт Стьюдента, для значення 20 вимірів, та довірча ймовірність 0,95.

Отже, з даних формул (3.1-3.2) знайдемо значення похибки експериментальних вимірів.

$$\bar{A} = 0,72, \Delta \bar{A} = 0,25393, \varepsilon = \frac{0,25393}{0,72} \cdot 100\% = 35,2\%$$

Отже похибка вимірювання, може становити близько 35%, проте необхідно враховувати, що при роботі зі стендом, можливі відхилення, оскільки в системі може бути завоздушення, що відобразиться на точності вимірювань.

3.5. Порівняння результатів експериментальних та модельних досліджень

Для порівняння модельних та експериментальних результатів було обрано середнє значення величини переміщення. Параметри дозуючих камер: А – довжина $l_1=2,5$ м, радіус $D_1=0,006$ м, Б - довжина $l_2=5$ м, радіус $D_1=0,006$ м.

Таблиця 3.5.– Порівняння модельних та експериментальних результатів

Тиск в камері	Теоретичне значення величини переміщення, мм	Експериментальне значення величини переміщення, мм
Дозуюча камера 2,5м без навантаження		
30 бар	0,42	0,67
45 бар	0,49	0,77
50 бар	0,55	0,86
Дозуюча камера 5м без навантаження		
30 бар	0,7	0,98
45 ба	2,1	3,9
50 бар	2,4	5,1

Висновки по результатам експериментальних досліджень

За результатами порівняння теоретичних та експериментальних значень можна зробити наступні висновки:

- спосіб пружно-гідравлічного дозування можливо здійснити з використанням частини трубопроводу живлення і додаткових клапанів;
- теоретичні та експериментальні дані відрізняються, що може бути обумовлено недостатнім врахуванням в моделі пружних властивостей трубопровода, нерозчиненого повітря в камері та порожнині циліндру, зношеністю обладнання, впливом температури рідини на витоки;
- спостерігається однакова тенденція зміни величини кроку переміщення, тобто при збільшенні об'єму дозуючої камери величина переміщення збільшується як в експериментальних, так і модельних даних, так само, як і при зміні тиску живлення, при цьому відносна зміна кроку може бути оцінена одним середнім значенням у всьому досліджуваному діапазоні змін параметрів приводу;
- в розрахункову модель, для використання в алгоритмі керування, необхідно ввести корегуючий множник, що відповідає розбіжності з конкретними параметрами камери дозування та приводу, значення такого коефіцієнта необхідно визначати безпосередньо на системі гідроприводу, що дозволить врахувати ступень зношення обладнання.

РОЗДІЛ 4
РОЗРАХУНОК КЕРУЮЧОГО СИГНАЛУ ДЛЯ ПРИСТРОЮ ПРУЖНО-
ГІДРАВЛІЧНОГО КЕРУВАННЯ

4.1. Розрахунок кількості кроків з урахуванням поточних значень параметрів дозатора і привода

Аналіз проведених досліджень позиціонування дозволяє стверджувати, що роботу приводу визначають наступні основні параметри: частота подачі керуючих імпульсів, тиск на вході у дозатор, геометричні параметри камери та клапанів керування, геометричні розміри гідроциліндра, навантаження на штоку, перетікання рідини.

При визначених параметрах системи розрахунок кількості керуючих імпульсів зводиться до наступної методики:

1. Встановлення вхідних параметрів:

При заданих параметрах приводу: тиск живлення, геометричні розміри гідроциліндра, об'єм трубопроводу, параметри керуючих розподільників, можна привести приклад розрахунку позиціонування приводу. Вхідні данні вказано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. – Необхідні вхідні параметри

Вхідні параметри		
Тиск живлення		p_1
Навантаження		$F_{зовн}$
Об'єм камери		V_k
Додаткові об'єми		V_d
Час перемикання розподільників		t_n
Частота перемикання розподільників		f
Геометричні розміри гідроциліндра	Діаметр штока	d
	Діаметр поршня	D

2. Визначення переміщення:

При подачі одного імпульсу в систему надходить певний об'єм рідини, даний об'єм дає переміщення поршня на задану величину, що визначається вхідними параметрами системи.

Тоді для отримання значення необхідної величини позиціонування потрібно виконати ряд таких розрахунків (4.1 – 4.4):

$$l_{noz} = \Delta l \cdot n, \quad (4.1)$$

де l_{noz} - очікуване значення позиціонування, Δl - значення переміщення для одного доданого значення об'єму рідини, n - кількість імпульсів.

Фактично значення одного переміщення можна визначити так (4.2):

$$\Delta l = \frac{\Delta V}{S_a}, \quad (4.2)$$

де S_a - площа активної порожнини, ΔV - об'єм доданої рідини.

Об'єм доданої величини визначається так (4.3):

$$\Delta V = Q_i \cdot t_p + Q_{nep} \cdot t, \quad (4.3)$$

де Q_i - витрата при проходженні однієї порції рідини, Q_{nep} - значення перетікання рідини в камеру дозатора, t_p - час проходження порції рідини, t - загальний час роботи.

Так формування порції відбувається при заданому часі переключення керуючих клапанів, та величині часу, при наповненні порожнини камери та її вивільненні, тобто періоду.

В свою чергу, той достатній час, що йде на приріст об'єму, та кількість імпульсів необхідних для переміщення на задану величину, формують частоту переключення, тобто час наповнення камери та час вивільнення рідини, як показано на рисунку 4.1., а час наповнення та час вивільнення порції рідини залежить від часу перемикавання клапанів, на час роботи клапанів, що і являється часом проходження порції рідини (4.4).

$$\begin{aligned} T_{нап} &= 2 \cdot t_{n1} + t_{p1}; \\ T_{виг} &= 2 \cdot t_{n2} + t_{p2}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

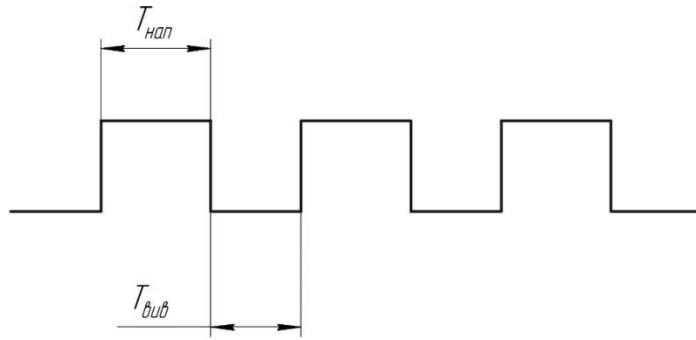


Рисунок 4.1. – Схема формування порції рідини в часі

3. Визначення перепаду тиску:

Користуючись залежностями визначеними в ході дослідження, приведемо приклад позиціонування приводу (рисунок 4.2.), використаємо значення діючої системи: тиск живлення 5 МПа, діаметр штоку $d=0,016$ м, об'єм трубопроводу $V_0 = 2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}$, діаметр поршня $D=0,032$ м, зазор в клапанах прийемо рівним 0,02 мм, час роботи клапанів прийемо рівними 0,4 с, частота роботи клапанів дорівнюватиме 1 Гц.

Для початку встановлюється вхідне навантаження на шток, так наприклад для системи, що розглядалась при експерименті, прийемо навантаження рівним 1800 Н, тоді тиск в штоковій порожнині визначимо за формулою (4.5).

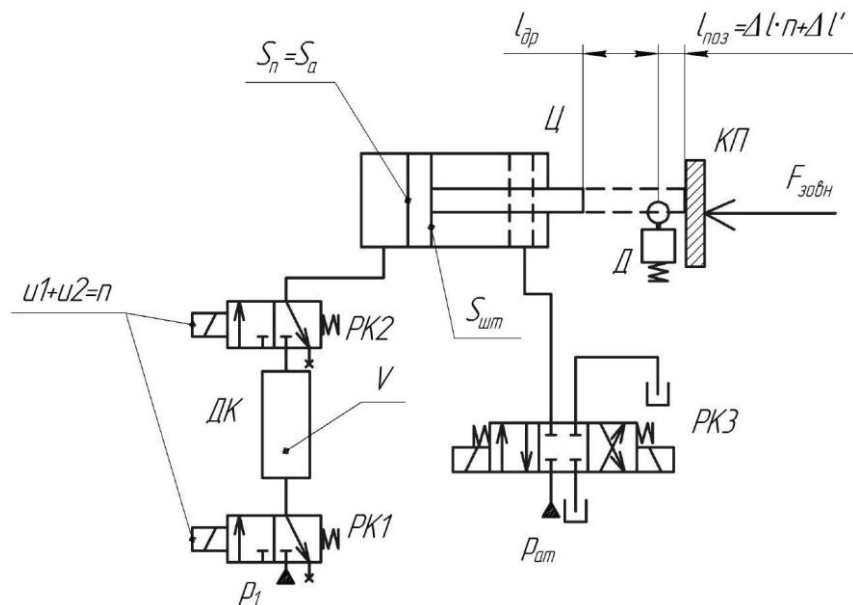


Рисунок 4.2. – Розрахункова схема приводу (позиціонування - рух вперед)

$$p_{ум} = \frac{F_{зобн}}{S_{ум}} = \frac{F_{зобн}}{\frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_{ум}^2)}{4}}, \quad (4.5)$$

$$p_{um} = \frac{1800}{0,0006} = 3 \text{ МПа}$$

Тоді, значення перепаду між тиском живлення, та тиском в штоковій порожнині становитиме згідно (4.6):

$$\Delta p = p_1 - p_{um} \quad (4.6)$$

$$5 - 3 = 2 \text{ МПа}$$

За отриманими значеннями перепадів тиску, обраної частоти, та визначеного об'єму камери з отриманої при моделюванні залежності рисунок 4.3., визначимо величину переміщення для одного імпульсу системи.

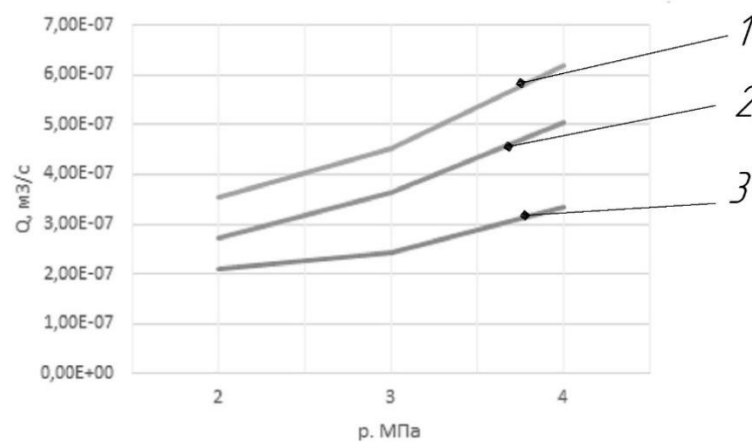


Рисунок 4.3. – Залежність витрати від перепаду тиску при різних значеннях частоти: 1 – 4 Гц, 2 – 2 Гц, 3 – 1 Гц

Дана характеристика була побудована, для заданих вхідних значень. З даної характеристики визначимо необхідну витрату, що для даного випадку становитиме $2,08 \cdot 10^{-7}$ м³/с. Тоді провівши перерахунок можемо визначити значення одного переміщення для однієї порції рідини (4.2).

$$\Delta l = \frac{\Delta V}{S_n} = \frac{Q \cdot t_{noz}}{\pi \cdot D^2 / 4} = \frac{2,08 \cdot 10^{-7} \cdot 1}{\pi \cdot 0,032^2 / 4} = 0,000262 \text{ м} = 0,262 \text{ мм}$$

4. Визначення кількості імпульсів:

Тоді визначаємо кількість імпульсів згідно (4.1):

$$n = l_{noz} / \Delta l = 7 / 0,262 = 26,7$$

Враховуючи, що кількість імпульсів має бути однозначним числом, необхідно прийняти округлення до більшого, 27 імпульсів, а відхилення від очікуваного значення складатиме близько 10%, або ж $\Delta l' = +0,74 \text{ мм}$.

4.2. Алгоритм керування та його реалізація в середовищі Festo Software.

Для автоматичного керування розробленою системою (рисунок 4.4.) було розроблено схему з підключенням до контролера, та написано програму керування системою в середовищі Festo Software, на мові STL.

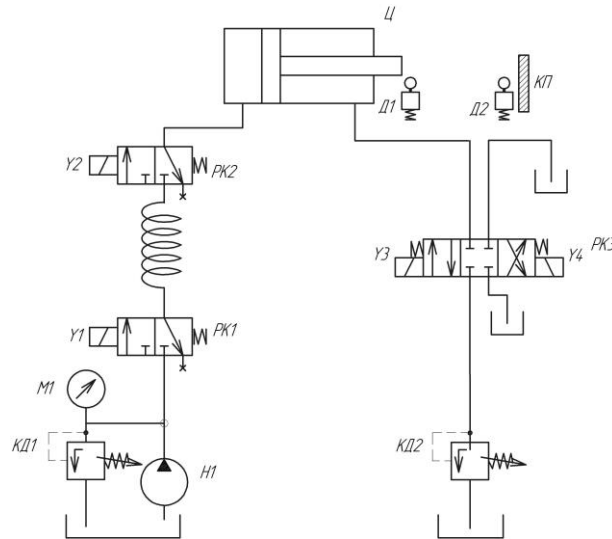


Рисунок 4.4. – Розрахункова схема з пружно-гідравлічним дозуванням для підключення до контролера для виконання позиціонування вперед

Система працює так: при натисканні кнопки «Старт», клапани PK1 та PK2 відкриваються, при досягненні датчика Д, система переходить в режим роботи порційним дозуванням. Кількість порцій рідини задається виходячи з виконаного підбору та задається лічильником. Час перемикання задається таймерами. Розподільник PK3 знаходить в крайньому правому положенні. При натисканні кнопки «Стоп» всі розподільники переходять в початкове положення.

Було розроблено схему підключення до контролера вказану на рисунку 4.5.

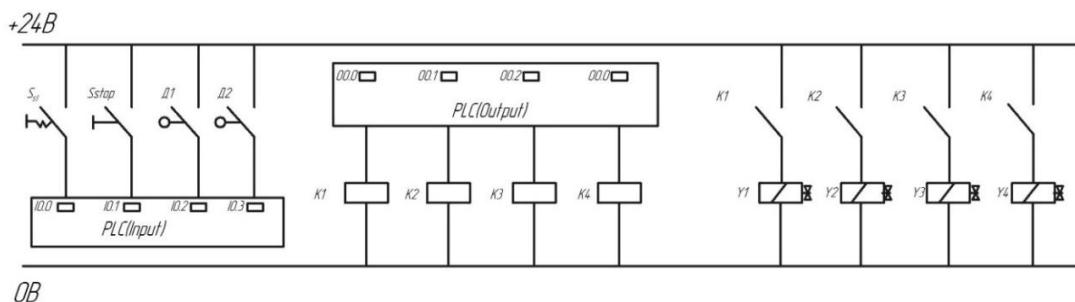


Рисунок 4.5. – Схема підключення входів та виходів з контролера та реалізація під'єднання електромагнітів

Розроблена схема працює за таким алгоритмом:

$$St - Y4 - Y1, Y2 - D2 - Y\bar{2} - T1(4c) - Y\bar{1} - Y2 - T2(1.5c) - C(27) - Y\bar{4}, Y3 - D1 - Y\bar{3}$$

Та має реалізацію в програмі STL у такому вигляді:

Контролер: FEC contact: входи: I0.0, I0.1, I0.2, I0.3, I0.4; виходи: O0.0, O0.1, O0.2, O0.3; таймер: T1, T2; лічильник: CW0, CP0, C0.

Елемент пам'яті Прапори F1.1 (FT1) та F1.2 (FT2)

Зовнішнє керування Вмикання системи – електроконтактна кнопка з фіксатором Sst.

Вимикання системи – електроконтактна кнопка без фіксатора Sd.

Абсолютні значення вносяться до «Allocation list» (рисунок 4.6.)

Operand	Symbol	Comment
O0.0	V1	
O0.1	V2	
O0.2	V3	
O0.4	Y4	
I0.0	Sst	
I0.1	D1	
I0.2	D2	
I0.3	Sd	
F1.1	FT1	
F1.2	FT2	
T1	time1	
T2	time2	
C0	FC0	
CP0		
CW0		

Рисунок 4.6. – «Allocation list» програми керування системою з пружно – гідравлічним дозуванням рідини

Розроблений текст алгоритму, що написано мовою STL, зображено на рисунку 4.7.

Враховуючи попередній розрахунок, точності вимірювань, що проводився при експериментах, відхилення вимірів становило близько 35%. Припустивши, що привід, на якому буде встановлено систему з пружно-гідравлічним дозуванням рідини, буде новим, а його робочі елементи не зношеними в процесі експлуатації, рідина в приводі не відпрацьована з роками, то похибка вимірів складатиме до 10%

Врахуванням можливих об'ємів нерозчиненого повітря в робочій рідині приводу, то імовірна похибка позиціонування для даного прикладу складатиме

$$\Delta l^* = \frac{10\% \cdot 7,074}{100\%} = 0,7 \text{ мм}, \text{ якщо прийняти до уваги, що перетікання постійні,}$$

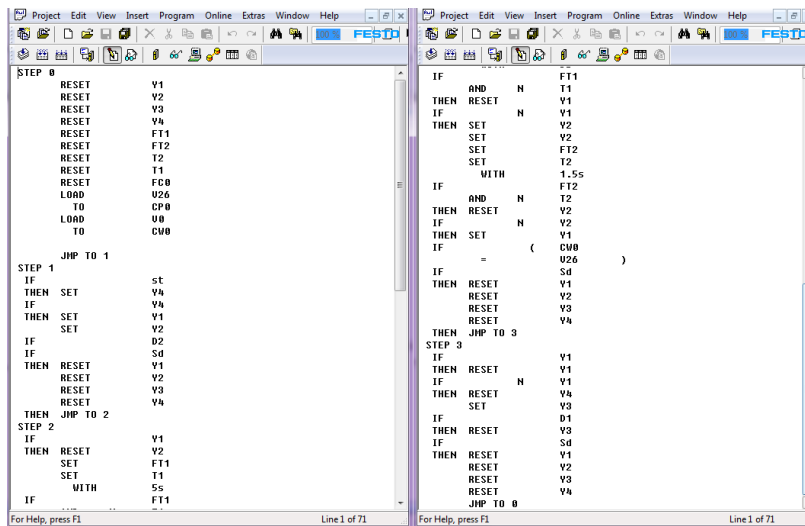


Рисунок 4.7. – Текст алгоритму керування виконаний мовою STL

то $\Delta l_{noz} = 7,074 \begin{matrix} +1,4 \\ -0,7 \end{matrix} \text{ мм}$, тому для системи припустимо зменшити кількість імпульсів для коригування системи на величину приросту перетікань. Для прикладу дана величина становитиме:

$$n_k = n - \Delta l' / \Delta l \quad (4.7)$$

$$n_k = 27 - (0,74 / 0,262) = 24$$

Отже, для нових не відпрацьованих систем, значення коригувальних імпульсів не перевищує 10%.

Висновки

Користуючись визначеними залежностями, можлива розробка системи керування з пружно-гідрравлічним дозуванням і врахуванням похибки позиціонування. При відомій структурі приводу та фіксованих параметрах системи може бути запропонований алгоритм з змінною частотою керуючого сигналу. Розроблена система керування може працювати як автономна система керування приводом, так і в складі системи з дросельним керуванням. Можна зробити припущення, що дана система може використовуватись при паралельній роботі декількох виконавчих пристроїв, але для підтвердження даної думки необхідно провести додаткові дослідження та встановити додаткові залежності, що враховують взаємний вплив при використанні декількох вихідних ланок.

РОЗДІЛ 5
СТАРТАП-ПРОЕКТ ГІДРОПРИВОДУ З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ
РІДИНИ

Метою даного розділу є проведення маркетингового аналізу стартап-проекту для того, щоб визначити принципові можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження.

5.1. Опис ідеї проекту

У таблиці 5.1. надано інформацію про зміст ідеї, можливі напрямки застосування, основні вигоди, що може отримати користувач товару [35].

Таблиця 5.1. – Опис ідеї стартап- проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Спосіб позиціонування вихідної ланки гідроприводу за допомогою пружно-позиційного дозування подачі рідини. Позиціонування здійснюється за допомогою переміщення однакової точної величини на задану відстань	1. Системи транспортування	Підвищення точності переміщення, що дозволить керувати приводом без наявності зворотного зв'язку
	2. Системи керування механізмів та машин	Підвищення ефективності роботи приводів та зменшення витрат на ресурси

У таблиці 5.2. зроблено аналіз техніко – економічних переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів [35].

Аналіз слабких, нейтральних та сильних сторін техніко-економічних характеристик ідеї дозволяє зробити висновок, що дана ідея може бути конкурентоспроможною.

Таблиця 5.2. – Визначення характеристик ідеї проекту

	Техніко- економічні характерист ики ідеї	(Потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Пропорційна гідравліка	Серво- гідравліка	Дискретні системи			
1	Точність Позиціонування, %	90	98	99	99	немає	є	немає
2	Вартість, тис. грн	15	22	30	16	немає	немає	є
3	Тиск МПа	6	6	6	6	немає	немає	є

5.2. Технологічний аудит ідеї проекту

Оскільки ідея проекту полягає в новому технологічному способі позиціонування вихідної ланки, то аудит може мати такі варіанти рішення:

– обладнання системи (всі виконавчі органи) зроблено з металу, можна спробувати використовувати обладнання з композитних матеріалів (але таких на ринку немає в наявності).

– створення системи можна зробити вручну, або використати роботизовану техніку (буде не рентабельно).

5.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

В даному пункті необхідно визначити ринкові можливості, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів [35, 34].

Спочатку проводиться аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (таблиця 5.3.).

Таблиця 5.3. – Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	3
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	6 млн. дол.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	EN ISO 4413: 2010 Безпека машин Приводи гідравлічні. Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів[34].
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	8%

З таблиці 5.3. видно, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

Надалі визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (таблиця 5.4.) [35].

Таблиця 5.4. – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Підвищення точності позиціонування вихідної ланки гідроприводу	1) Будівельна промисловість; 2) Транспортна промисловість; 3) Станко - будування;	1) EN ISO 4413: 2010 [34]; 2) Різний тип обладнання; 3) Різні потужності виробництва	1) Легке встановлення системи; 2) Ремонтна-придатність; 3) Окупність в найкоротші строки; 4) Надійність

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища: складаються таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (таблиці 5.5. - 5.6.). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості [35].

Таблиця 5.5. – Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Вартість	Вартість виготовлення вища у порівнянні з іншими типами	Відмова від становлення
2	Строк служби	Строк служби має бути більшим ніж строк окупності системи	Заміна на нову систему іншого постачальника. Відмова від подальшої співпраці.

Таблиця 5.6. – Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Підвищення точності позиціонування	Скорочуються витрати на коригування та настройку системи	Перехід на систему даного типу для всіх етапів виробництва, де необхідне точне позиціонування
2	Зменшення витрат на систему	Зменшення собівартості продукту, що випускається	Зниження вартості вихідного продукту

Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (таблиця 5.7.).

Таблиця 5.7. – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Вказати тип конкуренції - монополія/олігополія/ монополістична/чиста	монополістична	У разі монополістичної конкуренції легко заснувати нову фірму або залишити ринок. Нові продавці часто відчують труднощі з новими для покупців торговельними марками і послугами.
2. За рівнем конкурентної боротьби - локальний/національний/...	Національна	Національна конкуренція сприяє вливанню капіталів і товарів державою та інвесторами, створює конкурентну боротьбу
3. За галузевою ознакою - міжгалузева/ внутрішньогалузева	внутрішньогалузева	Сприяла зниженню витрат виробництва, впровадженню НТП, підвищенню ефективності виробництва.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова - товарно-видова - між бажаннями	товарно-родова	Конкуренція між різними видами товарів, які можуть виконувати подібні функції.
5. За характером конкурентних переваг - цінова / нецінова	Нецінова	Головною конкурентною перевагою є точність позиціонування.
6. За інтенсивністю - марочна/не марочна	Марочна	ситуація на ринку, де компанія розглядає як своїх конкурентів компанії, що пропонують подібний продукт тим же цільовим покупцям

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (таблиця 5.8.).

Таблиця 5.8. – Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	На ринку спостерігається тенденція до збільшення кількості підприємств і посилення конкуренції на ринку.	Бар'єри входу на ринок є порівняно незначними. Вартість організації бізнесу сягає 60 тис. дол.	Існує чітка залежність від постачальників як якості продукції, так і можливих обсягів її виробництва.	Споживачі мають широку географію	Посилилася конкуренція зі сторони товарів-субститутів – інших типів позиціонування.

Висновки: має місце інтенсивна конкурентна боротьба з боку прямих конкурентів, є можливість виходу на ринок, товари-замінники пропонують вищу вартість.

На основі аналізу конкуренції, приведеного в таблиці 5.8., а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (таблиця 5.2.), вимог споживачів до товару (таблиця 5.4.) та факторів маркетингового середовища (таблиці 5.5.-5.6.) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності [37]. Аналіз оформлений в таблиці 5.9.

Таблиця 5.9. – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Унікальність позиціонування	В умовах монополістичної конкуренції, коли фактор диференціації ТМ є ключовим засобом ведення конкурентної боротьби, важливим є створення та підтримання унікального позиціонування, що створює певний захист від конкурентних зіткнень [35].

2	Ціна	Оскільки такий спосіб позиціонування є не дуже дорогим, то ціна на товар є одним з засобів ведення конкурентної боротьби. Тому чим вигіднішою є ціна для споживача, тим вірогідніше його вибір [35].
3	Маркетинговий бюджет	Від розміру маркетингового бюджету залежить здатність здійснювати маркетингову стратегію підприємства. Маркетингові заходи мають забезпечувати інші конкурентні переваги такі, як рівень диференціації, лояльності, репутація виробника, дистрибуція та просування [35].

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу, матриці аналізу сильних та слабких сторін, загроз та можливостей на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (таблиця 5.10.).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення [36, 37].

Таблиця 5.10. – SWOT-аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: 1. Унікальне позиціонування; 2. Покращення техніко-економічних показників установок 3. Нижча ціна порівняно з конкурентами	Слабкі сторони: 1. Слабке самозабезпечення фінансовими ресурсами; 2. Відсутність чітко вираженої маркетингової стратегії, непослідовність в її реалізації.
Можливості: 1. Можливість збільшення обсягів реалізації системи 2. Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок впровадження ще більш точних систем позиціонування	Загрози: 1. Загроза втрати споживачів внаслідок підвищення тиску зі сторони товарів-субститутів 2. Загроза підвищення цін на продукт унаслідок підвищення цін на сировину та її дефіциту

5.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (таблиця 5.11.).

Таблиця 5.11. - Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Будівельна промисловість	+	високий	середня	середня
2	Транспортна промисловість	+	високий	середня	середня
3	Станко – будівництва	+	високий	середня	середня
Які цільові групи обрано: обрані всі три цільові групи потенційних споживачів					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) визначена стратегія охоплення ринку: компанія працює із всім ринком, пропонуючи стандартизовану програму (включно із характеристиками товару/послуги), значить використовується диференційований маркетинг [37].

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (таблиця 5.12.).

Таблиця 5.12. – Визначення базової стратегії розвитку

№	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Розвиток ринку	Масовий маркетинг	Низькі витрати створюють бар'єр входу для нових	Стратегія лідерства по витратах

			конкурентів і одночасно хороший захист проти товарів-замінників	
2	Розвиток товару	Диференційований маркетинг	Відмітні властивості товару і завойована прихильність клієнтів захищають фірму і від товарів-замінників	Стратегія диференціації
3	Більш глибоке проникнення на ринок	Концентрований маркетинг	Задоволення потреб вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти	Стратегія спеціалізації

На основі таблиці 5.12. обрана базова стратегія розвитку – стратегія диференціації.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 5.13.). Основне тут — наявний потенціал, уміння його ефективно використовувати та розвивати. Важливим є розуміння того, що конкурентоспроможність підприємства залежить від його внутрішнього стану, а також зовнішнього положення організації [37].

Таблиця 5.13. – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки
1	Так	Так	Ні	Стратегія лідера
2	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера
3	Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідеру
4	Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної

				ніші
--	--	--	--	------

На основі таблиці 5.13. стратегія конкурентної поведінки - стратегія лідера.

5.5. Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у таблиці 5.14. потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару [34].

Таблиця 5.14. – Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Підвищення точності позиціонування	Підвищення якості роботи	Легкість в обслуговуванні та діагностиці
2	Зменшення витрат на систему	Зниження собівартості готової продукції	Невелика вартість системи

Важливим моментом є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.15.) [34]. Аналіз проводиться експертним методом.

Таблиця 5.15. – Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
6-9 тис. дол.	20-27 тис. дол.	2 млрд. дол.	12-15 тис. дол. на ступінь

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (таблиця 5.16.):

- проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- вибір та обґрунтування виду посередників.

Таблиця 5.16. – Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Характерно для наукомістких галузей зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів, які потребують специфічних компонентах для свого фінального продукту машинобудування з виробництвом за індивідуальними замовленнями або дрібними серіями).	Просування на ринок подібних продуктів в рамках даної системи збуту не вимагає будь-якої широкої реклами. Швидше потрібно одного разу з'ясувати, хто з потенційних покупців інновацій може в них потребу і яка поточна платоспроможність даного клієнта.	Канал нульового рівня	Канал складається з виробника, який продає свій товар безпосередньо споживачам (через відділ збуту, збутові філії, мережу фірмових магазинів, посылкову торгівлю тощо)

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (таблиця 5.17.).

Таблиця 5.17. – Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення

Наукомісткі галузі зі специфічним і (або) дорогим товаром, який може бути придбаний обмеженим числом споживачів	Включають в себе пряму поштову розсилку, замовлення по друкованим каталогам і продаж в режимі он-лайн.	Конкурентне позиціонування, яке базується на демонстрації переваг товарів підприємства над товарами конкурентів.	Отримати можливість у кілька разів збільшити обсяг продажу своїх товарів	Головними елементами структури реклами є тема реклами і девіз рекламної кампанії.
---	--	--	--	---

Висновки

Було проведено аналіз можливості ринкової комерціалізації проекту. За результатами аналізу було виявлено, що технологічна реалізація проекту можлива, визначені його сильні та слабкі сторони, конкурентні позиції на ринку ущільнень турбоагрегатів.

Даний ринок є привабливим для входження через невелику вартість та високу ефективність технології. З огляду на потенційні групи клієнтів, не дуже великі бар'єри входу на ринок, через унікальність технології, у порівнянні з товарами конкурентів, даний проект можна вважати перспективним для впровадження.

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Право на безпечні та нешкідливі умови праці визнані в Україні одним з конституційних прав людини і громадянина. Забезпечення цього права здійснюється за допомогою системи правових соціально-економічних організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних лікувально-профілактичних заходів та засобів. У своїй сукупності нормативні акти про охорону праці - це правила, стандарти, норми, положення, інструкції та інші документи, яким надано чинність правових норм обов'язкових для виконання. У науковій літературі охорони праці як правову категорію розглядають у широкому і вузькому сенсі.

Покращання умов праці підвищується за рахунок суворого дотримання вимог охорони праці під час проведення технічних робіт, що дає змогу підвищити рівень використання робочого часу, в наслідок чого ми можемо спостерігати підвищення якості продукції, покращання використання основних виробничих фондів, зменшення кількості аварій.

У даній роботі досліджується система гідроприводу з пружно-позиційним дозуванням рідини. Розрахункова та теоретична частина роботи проводиться за комп'ютером. Основна частина роботи проводиться в лабораторії на експериментальному стенді. Для безпечної та правильної роботи необхідно дотримуватись норм охорони праці.

6.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів при роботі

Основними шкідливими та небезпечними чинниками при роботі за експериментальним стендом є:

- Мікроклімат
- Освітлення
- Шум
- Електрична безпека
- Пожежна безпека приміщення

Дана робота виконувалась переважно в лабораторії першого корпусу КПІ ім. Ігоря Сікорського. Було проаналізовано можливі шкідливі та небезпечні фактори при роботі в лабораторії та визначені параметри, які відповідають чи не відповідають нормам охорони праці. Зроблені висновки по підвищенню безпеки при роботі в даному приміщенні.

6.2. Мікроклімат

Порушення параметрів мікроклімату на робочих місцях сприяє створенню шкідливих і небезпечних мікрокліматичних умов, які при спільній дії на людину викликають значні зміни теплового стану, що може призвести до порушення стану здоров'я працівників навчального закладу.

В таблиці 6.1. приведені оптимальні та допустимі норми показників мікроклімату значення згідно до ДСН 3.3.6.042-99 та їх фактичні значення.

Таблиця 6.1. – Допустимі, фактичні та оптимальні показники мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт		Допустимі		Фактичні	Оптимальні
			діапазон нижче оптимальних величин	діапазон вище оптимальних величин		
Холодний	Іб (до 141-175)	Температура повітря, °С	18-26	24,1 - 25,0	20 - 21	22 - 24
		Температура поверхонь, °С	19,0- 26,0		20 - 23	21 - 25
		Відносна вологість повітря, %	75		50	60 - 40
		Швидкість руху повітря, м/с	не більше 0,1		0,1	0,1
Теплий	Іб (до 141-175)	Температура повітря, °С	21,0 - 22,9	25,1 - 28,0	22 - 23	23 - 25
		Температура поверхонь, °С	25,1 - 28,0		22 - 25	22 - 26
		Відносна вологість повітря, %	15 - 75		50	60 - 40
		Швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,2	0,1	0,1

В даному приміщенні протягом року підтримується температура повітря 20-23°C, що є нормою для комфортної роботи. Дане приміщення обладнане системою вентиляції,

що підтримує необхідний повітрообмін і вологість повітря приблизно 50%. Двічі на день проводиться вологе прибирання приміщення (до та після роботи).

6.3. Освітлення

Для роботи з експериментальним стендом необхідно забезпечити добре освітлення приміщення. В даній аудиторії використовується як природне так і штучне освітлення. А оскільки освітлення виробничих та допоміжних приміщень повинно відповідати діючим санітарним вимогам до природного і штучного освітлення, нормам проектування [30], проведемо розрахунок штучного освітлення:

Для визначення кількості світильників визначимо світловий потік, падаючий на поверхню по формулі (6.1):

$$F = \frac{E \cdot K \cdot S \cdot Z}{n} \quad (6.1)$$

де F – світловий потік, що розраховується, Лм;

S – площа освітлювального приміщення (у нашому випадку $S=4.2\text{м}^2$);

Z – відношення середньої освітленості до номінальної (зазвичай приймається рівним 1.1-1.2, нехай $Z=1.1$);

K – коефіцієнт запасу, що враховує зменшення світлового потоку лампи в результаті забруднення світильників в процесі експлуатації (його значення визначається по таблиці коефіцієнтів запасу для різних приміщень і в нашому випадку $K=1.5$);

n – коефіцієнт використання (виражається відношенням світлого потоку, падаючого на розрахункову поверхню, до сумарного потоку всіх ламп і обчислюється в долях одиниці;

E – нормована мінімальна освітленість, Лк (визначимо по таблиці).

Роботу можна віднести до розгляду точних робіт, отже, мінімальна освітленість буде $E=300$ Лк при газорозрядних лампах:

Для цього необхідно обчислити індекс переміщення за формулою (6.2):

$$I = \frac{S}{h(A+B)} \quad (6.2)$$

де S – площа приміщення, $S=40\text{м}^2$;

h – розрахункова висота підвісу, $h=3.4$ м;

A – ширина приміщення, $A=5$ м;

B – довжина приміщення, $B=8$ м.

Підставивши значення отримаємо:

$$I = \frac{40}{3.4(5 + 8)} = 0.9$$

Знайшовши індекс переміщення по таблиці знаходимо $n=0.26$;

Підставивши в початкову формулу знаходимо світловий потік:

$$F = \frac{300 * 1.5 * 40 * 1.1}{0.26} = 76150 \text{Лм}$$

Для освітлення вибираємо люмінесцентні лампи типа VIPET-N-LED-4800-136-4K, світловий потік яких $F = 4320$ Лк. Розрахуємо необхідну кількість ламп по формулі (6.3):

$$n = \frac{F}{F_n} \quad (6.3)$$

де – N – визначимо число ламп;

F – світловий потік;

F_n – світловий потік лампи

$$n = \frac{76150}{4801} = 14 \text{шт}$$

При виборі освітлювальних приладів використовуємо світильники типу ОД. Кожен світильник комплектується двома лампами. Розміщуються світильники двома рядами, по чотири в кожному.

В даній аудиторії встановлено 20 ламп типу V-A4-210-018-6500K, які дають світловий потік 86400Лм. Освітлення в даному приміщенні виконано з дотриманням вимог охорони праці.

6.4. Електробезпека

В даному приміщенні встановлено три експериментальних стенда, до кожного в якості робочої напруги використовується напруга змінного струму 380/220В. Всі електричні дроти захищені, також присутні вимикачі, що відключають струм у всьому приміщенні. Всі розетки мають контакт заземлення. Розподільчі щити позначені попереджувальними знаками [31].

Захисне заземлення або занулення, є основним заходом захисту металоконструкції. Основна мета цього заходу - захистити від можливого удару струмом користувача приладу при замиканні на корпус в тому випадку, наприклад поразки електричним струмом в разі замикання фазного проводу на, коли порушена ізоляція. Іншими словами, заземлення є дублером захисних функцій запобіжників. Вимоги щодо застосування занулення (рисунок 6.1.) залежно від величини напруги і

категорії приміщень за небезпекою електротравм аналогічні вимогам до застосування захисного заземлення. За величиною напруги мережі живлення застосування занулення обмежується напругою 1000 В.

Згідно з чинними нормативами можливі два варіанти реалізації занулення:

- заземлена через певні відстані (100...200 м) нейтраль мережі виконує функції нульового робочого і нульового захисного провідника одночасно;
- для занулення обладнання прокладається окремий провідник, який виконує функції тільки нульового захисного.

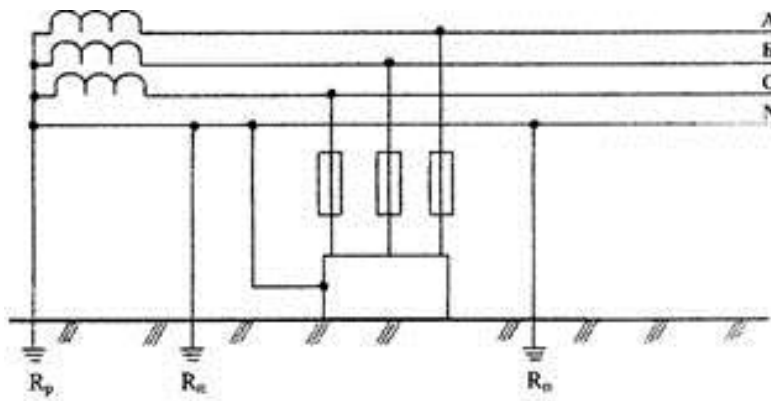


Рисунок 6.1. – Схема занулення

Принцип роботи занулення: якщо напруга (фаза) потрапляє на з'єднаний з нулем металевий корпус приладу, відбувається коротке замикання. Автоматичний вимикач, включений в пошкоджену ланцюг спрацьовує від короткого замикання і відключає лінію від електрики. Крім цього, відключення електрики від лінії може виконувати плавкий запобіжник [32].

6.5. Пожежна безпека

Для запобігання пожежі від короткого замикання електрообладнання в приміщенні встановленні захисні автомати здатні запобігти загоранню внаслідок перевантаження та короткого замикання. Горючі та легкозайmistі матеріали в приміщенні відсутні, що зменшує вірогідність виникнення пожежі [39].

Дане приміщення за вибухопожежною та пожежною небезпекою відноситься до категорії В (До категорії В належать паливно-мастильні склади, деревообробні цехи, склади вугілля, приміщення обчислювальних центрів, цехи складання печатних плат.) та

класу пожежонебезпеки П-Па (зони приміщень, в котрих є тверді або волокнисті горючі речовини. Горючий пи́л і волокна не виділяються)

У випадку виникнення пожежі необхідно залишити приміщення дотримуючись плану евакуації (рисунок 6.2)

Для погашення пожежі слід мати наступну кількість вогнегасників для площі приміщення 40м^2 та категорією будівлі В

– 3 переносних вогнегасника (з газом-витискує в балоні або закачних) з зарядом вогнегасної речовини 5 кг при класі пожежі А, В, С, (Е) при наявності горючих газів та рідин;

– 2 переносних вогнегасника (з газом-витискує в балоні або закачних) з зарядом вогнегасної речовини 5 кг при класі пожежі А, (Е) при відсутності горючих газів та рідин.

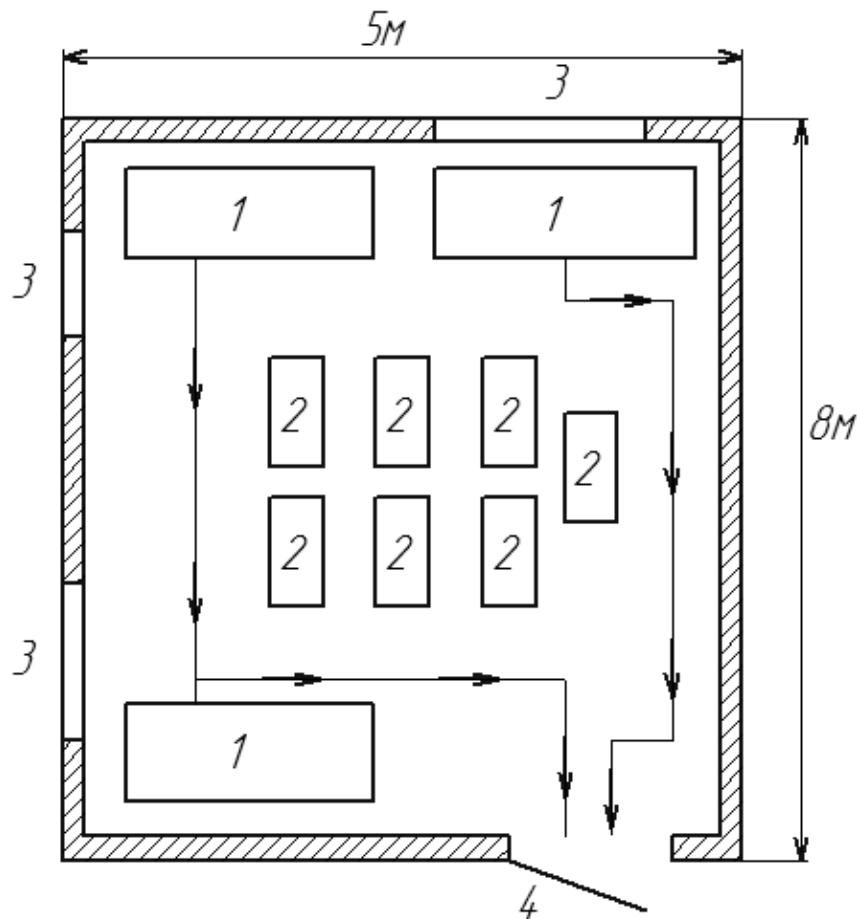


Рис 6.2 - План евакуації приміщення (1 – експериментальні стенди, 2 – робочі місця, 3 – вікна, 4 – вихід)

Для безпечного процесу евакуації умови евакуації мають відповідати стандартам. Значення стандартних і дійсних значень занесені до таблиці 6.2.

Таблиця 6.2. – Відповідність умов евакуації персоналу

Параметри	Нормативні значення	Фактичні значення
Висота дверних проходів, м	не менше 2м	2,2м
Ширина дверних проходів, м	не менше 0,8м	1,2м
Ширина проходу для евакуації, м	не менше 1м	1,3м
Ширина коридору, м	не менше 2м	2,5м
Кількість виходів, од.	2	1
Висота перил сходів, м	не менше 0,9м	1м
Ширина сходів, м	не менше 1м	1м

Умови в даній лабораторії відповідають стандартам евакуації персоналу приміщення, за виключенням кількості виходів.

6.6. Шум

У приміщенні присутнє обладнання, яке являється джерелом шуму: електромотори, насоси, гідравлічні та пневматичні циліндри.

В таблиці 6.4. наведені джерела шуму та їх наслідки.

Таблиця 6.3. – Джерела шуму та їх наслідки

Джерело	Наслідки	
	Для людини	Для обладнання
Робота обладнання	- Зниження концентрації - Роздратованість - Втоплюваність	Відсутні
Кондиціонери		
Витяжки та вентиляція		

Значення рівнів звуку та шуму згідно ДСН.3.3.6.037-99 наведені в таблиці 6.4

Таблиця 6.4. – Нормативні та фактичні значення рівнів звуку та шуму

Тип	Фактичні значення	Нормативні значення
Рівень шуму, дБ	до 80	82

Максимальний рівень шуму в приміщенні не перевищує допустимого. Тому, для захисту людей від негативних наслідків шуму, існує ряд захистів та засобів, що допоможуть позбутися від них (таблиця 6.5.)

Таблиця 6.5. – Заходи та засоби захисту від шуму

Вид захисту		Засоби подолання небезпеки
Технічні заходи	В обладнанні	Звукоізоляція вібропоглинаючим пінистим поліетиленом, 100%
	В приміщенні	Звукоізолююча конструкція вікон та звукопоглинальні покриття на стінах
Організаційні заходи		Дотримання правил експлуатації обладнання. Режимів праці та сну
ЗІЗ		Навушники

6.7. Оцінка пожежної обстановки під час аварії на вибухонебезпечному об'єкті

Причиною виникнення надзвичайної ситуації є газовий трубопровід, що проходить вздовж лабораторії на відстані 450м. Характеристика елементів лабораторії: будівля – цегляна, кабельні лінії - наземні, контрольно-вимірювальна апаратура-наявна, границя вогнетривкості несучих стін - 2.5 год.

Розрахуємо, в якій зоні знаходиться об'єкт, за формулами (6.4-6.5):

Зона I:

$$R_I = 17,5 \sqrt[3]{Q}; \quad (6.4)$$

$$R_I = 17,5 \sqrt[3]{12000} = 400 \text{ м}$$

Зона II:

$$R_{II} = 1,7 R_I; \quad (6.5)$$

$$R_{II} = 1,7 \cdot 400 = 680 \text{ м}$$

Розрахуємо ступінь руйнувань (6.6):

$$\Delta P_{\phi 2} = 1300 \left(\frac{R_I}{R_{II}} \right)^3 + 50, \text{кПа} \quad (6.6)$$

$$\Delta P_{\phi 2} = 1300 \left(\frac{400}{680} \right)^3 + 50 = 0.31, \text{кПа}$$

Таким чином, ступінь руйнування будівлі – слабкий. Наслідки вибуду: часткове руйнування внутрішніх перегородок, покрівлі, дверних і віконних коробок, легких будівель і ін. Основні несучі конструкції зберігаються. Для повного відновлення потрібен капітальний ремонт.

Будівля має III-ій ступінь вогнестійкості (будинки з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону. Для перекриттів допускається використання дерев'яних конструкцій, захищених штукатуркою або важкогорючими листовими, а також плитними матеріалами. До елементів покриттів не висовуються вимоги щодо межі вогнестійкості і меж поширення вогню, при цьому елементи покриття із деревини підлягають вогнезахисній обробці).

Категорія пожежної безпеки В (приміщення, в яких знаходяться (обертаються) горючі і важкогорючі рідини, тверді горючі і важкогорючі речовини і матеріали (в тому числі пил та волокна), речовини і матеріали, здатні при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним тільки горіти).

Висновки

Проаналізувавши небезпечні на шкідливі фактори в робочому приміщенні з'ясувалося, що приміщення повністю придатне для комфортного та безпечного виконання роботи. У разі вибухонебезпечної ситуації лабораторія потрапляє у зону дії вибухів продукту та матиме слабкий ступінь руйнування та може підлягати як невеликій реконструкції так і капітальному ремонту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведені дослідження дозволили вирішити задачу по розробці системи керування пружно-гідравлічним дозатором рідини. Система керування забезпечує як дросельне керування позиціонуванням так і позиціонуванням з застосуванням дозування.

Основні результати і висновки роботи:

1. Доведено, що розроблена система керування позиційним приводом дозованої подачі робочої рідини, реалізована шляхом програмного керування, в достатній мірі забезпечує вимоги до позиціонування, та може ефективно використовуватись в системах, що працюють під навантаженням.

2. Теоретично визначено залежності впливу параметрів системи керування дозуванням рідини на вихідні характеристики приводу, які були отримані на основі розробленої математичної моделі. Розроблена модель враховує, залежність та зв'язок між кількістю порцій рідини, частотою роботи керуючих клапанів, заданою величиною переміщення, та присутніми перетіканнями рідини.

3. Експериментально підтверджено несуперечність математичної моделі пружно-гідравлічного дозатора, її коректна робота та фізичний зміст процесів, що вона описує. Визначено мінімальний час формування дози рідини та обґрунтовані межі формування керуючих сигналів, що сягають значення до 4 Гц, при використанні системи без значних навантажень, оскільки можливі прояви явищ гідроудару, температурних розширень як рідини так і матеріалів складових приводу, що негативно вплине на точності позиціонування приводу.

4. При експериментальних дослідженнях було виявлено деяку розбіжність в точності отриманих значень, що може пояснюватись якістю використовуваної рідини та нерозчинності повітря в рідині. Це дозволяє припустити імовірну похибку в позиціонуванні, та забезпечити її упередження, без використання зворотних зв'язків.

5. Також було виявлено, що для більш точного позиціонування, система має використовуватись для невеликих значень переміщення, оскільки похибка зі збільшенням кількості імпульсів та часу, протягом якого відбувається позиціонування, за рахунок перетікань, збільшується та сягає значень від 5-15%, в залежності від зношення керуючих клапанів та елементів системи загалом.

6. Визначено, що дана система може використовуватись в приводах, що працюють під навантаженням, проте виникає необхідність перевірки роботи такої системи при роботі декількох паралельно працюючих вихідних ланках, як наприклад в системах з гідравлічними домкратами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ДЖЕРЕЛ

1. Hilma-Römheld GmbH, Schützenstr. 74, D-57271 Hilchenbach Printed in Germany 3/2006
2. Очагов В. Н. , Бойко Ю. И., Патент: RU 2288377, Многопозиционный пневмо(гидро)цилиндр/ Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Кубанский государственный технологический университет" (ГОУВПО "КубГТУ"), 2014.
3. Чаплыгин Э. И., Горюнов В. А., Дьячков Е. А., Патент: RU 2330194, Исполнительный механизм с индикацией окончания перемещения поршня/ Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Волгоградский государственный технический университет (ВолГТУ), 2008.
4. Свешников В.К. и др. Станочные гидроприводы: Справочник - 2-е изд. , перераб. и доп., - М.: Машиностроение, 1988
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. - 384 с
6. Куркин В.И. Основы расчета и конструирования оборудования электровакуумного производства. Учебное пособие для техникумов. М.: «Высш. Школа», 1971, 544с
7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика/ Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 771 с.
8. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х Т. - 5-е изд., перераб. и доп. Том 3 - М.: Машиностроение, 1980 г. - 559 с.
9. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 2008.— 640 с.: ил.
10. Yi Ye, Chen-Bo Yin, Yue Gong, Jun-jing Zhou Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller, Institute of Automobile and Construction Machinery, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China
11. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. В 2-х частях. Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод: Учебник/Под. Ред. А.А. Шейпака.- 4-е изд., доп. И перераб. – М.: МГИУ, 2009.- 352 с.
12. В.И. Грищенко, В.С. Сидоренко, Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования с дискретным

пневмогидравлическим устройством с пневматическими линиями связи, Технические науки. Часть II, Вестник ДГТУ, 2009. Спец. Выпуск, с.81-89

13. Варнавский С.М. и др. Гидравлические цифровые устройства на золотниках //В кн.: Проблемы гидравлики. - М.: Наука, 1969.- С. 40-48

14. Christoph Gradl , Andreas Plöckinger, Rudolf Scheidl Sensorless position control with a hydraulic stepper drive —Concept, compression modeling and experimental investigation, Institute of Machine Design and Hydraulic Drives Johannes Kepler University, Altenberger Straße 69, Linz 4040, Austria b Linz Center of Mechatronics GmbH, Altenberger Straße 69, Linz 4040, Austria

15. <http://www.enerprom.ru/article/Gidravlicheskaya-sistema-sinkhronnogo-khodanaskolkikh-gidrotsilindrov>

16. <http://launch-info.ru/TLT240-instrukciya.htm>

17. <http://fccland.ru/peredvizhka/60-podem-sooruzheniy-domkratami.html>

18. Моделирование и идентификация параметров сложных гидравлических сетей Мызников, Алексей Михайлович, 2005

19. Шахматов, Е. В. Динамические процессы в гидравлических и пневматических системах летательных аппаратов [Электронный ресурс]: электрон, учеб. пособие / Е. В. Шахматов, А. Н. Крючков, А. Г. Гимадиев; Минобрнауки России, Самар, гос. аэрокосм, ун-т им. С. П. Королева (нац. Исслед. Ун-т). - Электрон, текстовые и граф. дан. (4,6 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM)

20. Галецкий О.С., Узунов О.В. Позиційний привод на основі пневмогидравлічного дозатора. Тези доповідей XIX Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». Кіровоград, 2014. С. 89-90.

21. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности, Технические науки. Часть II, Вестник ДГТУ, 2009. Спец. Выпуск

22. <http://www.dissercat.com/content/modelirovanie-i-identifikatsiya-parametrov-slozhnykh-gidravlicheskich-setei>

23. Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Жилевич М.И. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие для студентов специальности Т.05.11-"Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". В 2 ч. - Мн.: БГПА, 2000.- ч.1: Принципы построения и область применения.-78 с.

24. Писаренко Г.С.Справочник по сопротивлению материалов- Киев,Наукова думка,1988г.,736с.

25. Моделирование процессов промышленного оборудования, Вурье Б.А., Гордюхин А.А., Салыга Т.С. Интегрированные технологии та енергозбереження 4'2013, с.15-23
26. Н.С. Д'яконова, Космина А.Ю.,Позиціонування гідроприводу шляхом дозованої подачі рідини / Н. С. Д'яконова, А.Ю. Космина, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев / Тези доповідей конференції «Іновації молоді – машинобудуванню» – Київ, 2017.
27. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
28. Основи охорони праці: Підручник, 2-е видання / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В.В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006 – 448с.
29. ДСН 3.3.6.042-99
30. Оболенцев Ю.Б., Гиндин Э.Л. Электрическое освещение общепромышленных помещений .-М.:Энергоатомиздат,1990 .-112 с
31. Основи охорони праці: Навч. посіб. / В.В. Березуцький, Т.С. Бондаренко, Г.Г. Валенко та ін .; За заг. ред. В.В.Березуцького. - 2-х вид.,перероб і доп. - Х .: Факт, 2007. - 480 с.
32. <https://studopedia.info/3-7459.html>
33. ДСН.3.3.6.037-99
34. EN ISO 4413: 2010 Безпека машин Приводи гідравлічні. Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів
35. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс] : Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей / За заг. ред. О.А. Гавриша. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 28 с.
36. <https://geniusmarketing.me/lab/swot-analiz-5-glavnyx-pravil-kotoryx-stoit-priderzhivatsya/>
37. Стратегічне управління Шершньова З. Є. — Підручник. — 2-ге вид., перероб. і доп. — К.: КНЕУ, 2004. — 699 с.
38. ГОСТ 6794-75 Масло АМГ-10. Технические условия.
39. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. - М.: Старс, 2006.
40. Моделирование движения жидкости в позиционном дозаторе, 2009 С.Ф. Яцун, О.В. Емельянова, Е.Н. Политов Курский государственный технический университет Поступила в редакцию 23.11.2009
41. <http://firing-hydra.ru/index.php?request=full&id=755>

42. Космина А.Ю., Д'яконова Н.С. Гідравлячний привід з пружно-гідравлічним дозатором/ Н. С. Д'яконова, А.Ю. Космина, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Тези доповідей конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» - Черкаси, 2017

43. . О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А.Ю. Космина/ Гідропривід з пружно-гідравлічним дозуванням рідини.// Вісник НТУ «ХП» / Національний технічний університет, Серія: Системний. аналіз, управління та інформаційні технології, № 23 (1271) 2018.