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

«На правах рукопису»
УДК 621.22_____

«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: «Керування тиском в гідроприводі в умовах широкого діапазону змін температури рідини»

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

Грох Михайло Димитрийович _____ _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник д.т.н., проф. 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

Грох М. Д. Керування тиском в гідроприводі в умовах широкого діапазону змін температури рідини.

На основі аналізу існуючих конструкцій клапанів тиску з пропорційним керуванням, та відомих залежностей коефіцієнту місцевого опору від числа Рейнольдса, та геометрії сідла клапану була виведена залежність зміни коефіцієнту місцевого опору клапану тиску від зміни температури рідини.

Був проведений експеримент з дослідження залежності коефіцієнту місцевого опору клапану тиску від зміни температури робочої рідини та навантаження в системі. В результаті отримано чисельні залежності зміни коефіцієнту місцевого опору від температури.

Розроблено алгоритм, та програму керування для пропорційного клапану, дана програма перераховує значення керуючого сигналу в залежності від зміни температури, та навантаження в системі.

Ключові слова: гідропривід, робоча рідина, коефіцієнт місцевого опору, клапан тиску, пропорційне керування, тиск, витрата.

ANNOTATION

Groh MD Pressure control in hydraulic actuator for wide temperature range of fluid

On the basis of the analysis of existing structures of pressure valves with proportional control, and the known dependences of the local resistance coefficient on the Reynolds number, and on the geometry of the valve saddle, the dependence of the change in the coefficient of local resistance of the pressure valve on the change in the temperature of the fluid was deduced.

An experiment was conducted to investigate the dependence of the coefficient of local resistance of the pressure valve on changes in the temperature of the working fluid and the load in the system. As a result, the numerical dependences of the change in the coefficient of local resistance on temperature are obtained.

The algorithm and control program for the proportional valve are developed, this program recalculates the value of the control signal, depending on the temperature change, and the load in the system.

Key words: hydraulic drive, working fluid, coefficient of local resistance, pressure valve, proportional control, pressure, flow rate.

АННОТАЦИЯ

Грох Н. Д. Управление давлением в гидроприводе в условиях широкого диапазона изменений температуры жидкости.

На основе анализа существующих конструкций клапанов давления с пропорциональным управлением, и известных зависимостей коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса, и геометрии седла клапана была выведена зависимость изменения коэффициента местного сопротивления клапана давления от изменения температуры жидкости.

Был проведен эксперимент по исследованию зависимости коэффициента местного сопротивления клапана давления от изменения температуры рабочей жидкости и нагрузки в системе. В результате получены численные зависимости изменения коэффициента местного сопротивления от температуры.

Разработан алгоритм и программу управления для пропорционального клапана, данная программа перечисляет значения управляющего сигнала в зависимости от изменения температуры, и нагрузки в системе.

Ключевые слова: гидропривод, рабочая жидкость, коэффициент местного сопротивления, клапан давления, пропорциональное управление, давление, расход.

ЗМІСТ

ВСТУП 5
РОЗДІЛ 1 7
ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ І ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ 7
1.1. НАГРІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ПРОЦЕСІ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ. 7
1.2. ПРОПОРЦІЙНІ КЛАПАНИ ТИСКУ. 11
ВИСНОВОК 22
РОЗДІЛ 2 24
РОЗРАХУНОК МІСЦЕВОГО ОПОРУ КЛАПАНУ ТИСКУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ 24
ВИСНОВОК 42
РОЗДІЛ 3 43
ЕКСПЕРЕМЕНТ. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КЛАПАНУ ТИСКУ З РОСТОМ 43
ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ. 43
3.1. ОПИС РОБОТИ СХЕМИ ЕКСПЕРЕМЕНТУ. 43
3.2. ПЕРЕВІРКА МАНОМЕТРІВ. 44
3.3. ПІДБІР КЛАПАНІВ ТИСКУ ДЛЯ ЕКСПЕРЕМЕНТУ. 48
3.4 ВИЗНАЧЕННЯ ПОДАЧІ НС. 55
3.5 ОСНОВНИЙ ЕКСПЕРЕМЕНТ. 57
ВИСНОВОК 67
РОЗДІЛ 4 68
ПРОГРАМА КЕРУВАННЯ ПРОПОРЦІЙНИМ КЛАПАНОИ ТИСКУ З ВРАХУВАННЯМ 68
ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ. 68
4.1. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ПРОГРАМИ КЕРУВАННЯ. 68
4.2. ПРОГРАМА КЕРУВАННЯ КЛАПАНОМ ТИСКУ. 71
ВИСНОВОК 72
РОЗДІЛ 5. СТАРТАП-ПРОЕКТ КЛАПАН З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ КРОКОВОГО ДВИГУНА 73
5.1. ОПИС ІДЕЇ ПРОЕКТУ 73
5.2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ АУДИТ ІДЕЇ ПРОЕКТУ 74
5.3. АНАЛІЗ РИНКОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАПУСКУ СТАРТАП ПРОЕКТУ 74
5.4. РОЗРОБЛЕННЯ РИНКОВОЇ СТРАТЕГІЇ ПРОЕКТУ 79
5.5. РОЗРОБЛЕННЯ МАРКЕТИНГОВОЇ ПРОГРАМИ СТАРТАП-ПРОЕКТУ 80
ВИСНОВКИ 82

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 83
6.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВИХ І НЕБЕЗПЕЧНИХ ФАКТОРІВ ПРИ РОБОТІ 83
6.2 МІКРОКЛІМАТ.....84
6.2 ОСВІТЛЕННЯ 85
6.3 ЕЛЕКТРОБЕЗПЕКА 86
6.4 ПОЖЕЖНА БЕЗПЕКА 87
6.5 ШУМ 89
6.6 ОЦІНКА ПОЖЕЖНОЇ ОБСТАНОВКИ ПІД ЧАС АВАРІЇ НА ВИБУХОНЕБЕЗПЕЧНОМУ ОБ'ЄКТІ 90
ВИСНОВКИ.....91
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 92
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....93
ДОДАТОК А.....96

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

КТ – клапан тиску;

РК – розподільчий клапан;

Ц – циліндр;

μ- коефіцієнт витрати прохідного каналу;

ρ- густина рідини (кг/ м3);

Е- модуль пружності рідини (МПа);

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

V- об’єм рідини (м3/с);

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

Ем - модуль пружності матеріалу (МПа);

Δl – переміщення (м);

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

d – діаметр штока (м);

D – діаметр поршня (м);

Sшт – площа штокової порожнини гідроциліндра (м2);

Sпорш – площа поршневої порожнини гідроциліндра (м2);

dmp – діаметр трубопроводу (м);

lmp – довжина трубопроводу (м);

t – температура (˚С);

tn – час перемикання розподільників (с);

tp – час наповнення-спорожнення камери (с);

ВСТУП

Актуальність теми. Гідропривід це привід в якому робочим тілом є рідина. Гідропривід характеризується такими параметрами, як тиск в системі та витрата. Основними перевагами гідроприводу є його висока питома потужність, проста підвищуючи тиск в системі ми можемо збільшувати його питому потужність, також ще однією перевагою є простота регулювання швидкості вихідної ланки. Основним конкурентом гідроприводу є електропривод, який на сьогодні має досить широкі можливості в керуванні та регулюванні, проте він поступається гідравлічним системам, коли йде мова про високі зусилля.

Основними сферами застосування гідроприводу є важка промисловість, авіація, автомобільна техніка, гірнича промисловість, верстатобудування.

До не достатків гідроприводу можна віднести такі параметри як низький коефіцієнт корисної дії, хоча він залежить від способу керування витратою в приводі і може поділятись на три основні типи: об’ємне, дросельне, та комбіноване. Найменший ККД має

Дросельний тип регулювання, це обмовлено переходом значної кількості енергії в теплову, як наслідок нагрів робочої рідини.

Тиск в приводі залежить від навантаження, проте його значення обмежується, за допомогою клапанів тиску. Клапан тиску це апарат який ЗРЕ певного типу та може регулювати прохідний переріз за певного значення тиску. При цьому коли теплова енергія переходить в нагрів рідини потрібно сказати, що змінюється її в’язкість, а отже змінюється витрата через ЗРЕ клапану тиску, як наслідок налаштування клапану тиску не співпадає з фактичним значенням, а отже відбувається порушення технологічного процесу, процесу керування апаратом. До того ж змінюються такі характеристики приводу, як швидкодія та жорсткість керування.

Мета роботи полягає в дослідженні того, як впливає зміна температури робочої рідини на контроль тиску в системі. Для досягнення мети ставились наступні задачі:

1. Теоретично визначити вплив зміни температури на коефіцієнт місцевого опору.
2. Визначити зміну реологічних характеристик масла HLP 46.
3. Розробити схему та хід експерименту.
4. Визначити характеристики елементів схеми.
5. З отриманих результатів експерименту визначити залежність коефіцієнту місцевого опору від температури та витрати.

6. Розробити алгоритм, та програму керування пропорційним клапаном тиску з врахуванням температурної поправки.

Об’єктом дослідження є клапан тиску з пропорційним керуванням.

Методи дослідження. Практичні залежності отримані в результаті проведення експерименту .

Обробка результатів досліджень, моделювання робочих процесів в гідравлічному приводі та розрахунки за методиками виконувались із застосуванням програм MicrosoftExcel 2016, Компас 3D, Festo Software FST V 4.21.153.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Важливість роботи полягає в тому, що сучасні виробники пропорційних клапанів надають характеристики своєї продукції в технічних паспортах, дана характеристика а саме залежність величини заданого тиску до вхідного керуючого сигналу є реальною і враховую такі процеси як гістерезис, зону не чуттєвості, та інше. Проте без врахування температурного фактору в результаті ми отримуємо не коректну роботу гідроприводу в реальних умовах.
2. Отримано залежності зміни коефіцієнту місцевого опору від температури.
3. Розроблено алгоритм, та програму корегування керуючого сигналу клапаном тиску.

РОЗДІЛ 1
ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ І ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ

1.1. НАГРІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ПРОЦЕСІ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ.

При роботі гідроприводу відбувається переходи енергії від механічної енергії отриманої від джерела енергії, яким може бути електродвигун, двигун внутрішнього згоряння, і так і будь який інший тип двигуна, до гідравлічної енергії гідроприводу, в кінцевому результаті отримаємо знову механічну роботу, при даних двох переходах енергії від механічної енергії в гідравлічну відбувається деяка втрата енергії, яка залежить від ККД гідроприводу див. рис. 1.1.

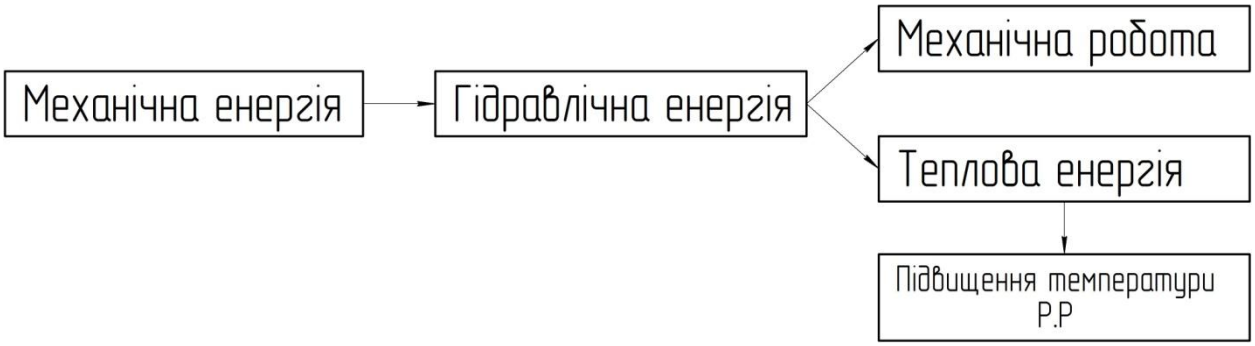


Рис. 1.1. Перехід енергії в теплову енергію робочої рідини.

Зміна температурного режиму роботи знижує техніко-експлуатаційні показники гідроприводу. Високі температури (понад 60°С) є одним з факторів, що впливають на інтенсивне старіння робочої рідини, призводить до зниження її в'язкості, різкого зростання об'ємних втрат. При цьому спостерігається інтенсивне зношування внаслідок зниження змащувальної здатності, зниження об'ємного ККД гідромашин, зміни лінійних розмірів елементів, що нагріваються, в результаті погіршується якість виконання технологічних операцій і значно зменшується ресурс гідро обладнання. З іншого боку експлуатація при низьких температурах призводить до збільшення втрат тиску, так званий гідравлічний опір потоку, і сили тертя в рухомих з'єднаннях, затрудняється пуск гідроприводу, процес нагрівання робочої рідини до стабілізації теплового режиму гідравлічної системи стає більш тривалим. Все це веде до зниження параметрів і надійності машин. Гідрофіковані машини, які експлуатуються в умовах високих і низьких температур, вимагають проведення ряду дій по збільшенню тепловіддачі і стабілізації температурного режиму.

Кількість енергії, яка при цьому виділяється залежить від типу регулювання витрати в приводі під час роботи. Загально відомо три типи керування витратою: дросельне, об'ємне, комбіноване див. рис. 1.2.

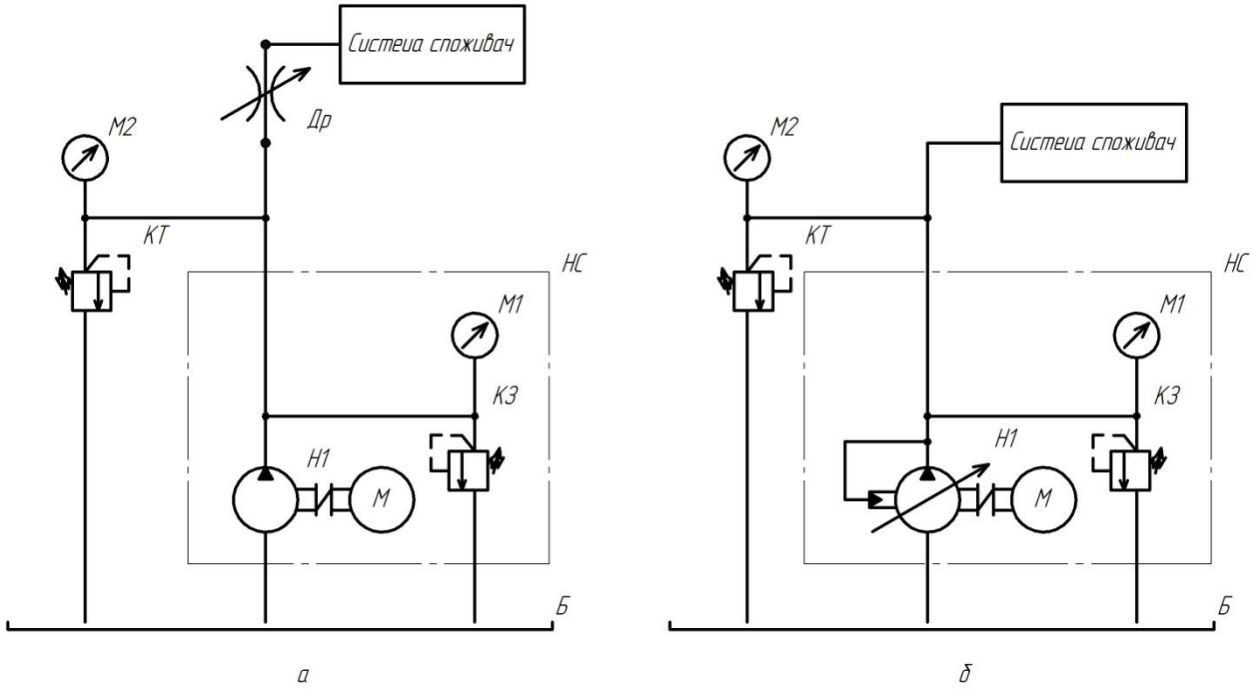


Рис. 1.2. Типи регулювання витрати. а – дросельне регулювання;
б – об'ємне.

При цьому принципова різниця між даними двома типами регулювання полягає в тому, який ККД отримує система в цілому. Для дросельного регулювання коефіцієнт корисної дії коливається в діапазоні η= 0.6-0.7, а для об'ємного це значення є меншим і складає η= 0.75-0.84. Як ми бачимо, для гідроприводу з об'ємним регулюванням ККД є вищим в порівнянні з дросельним регулюванням, а отже при цьому менша частина енергії переходить теплову енергію та в нагрів рідини відповідно.

Існують залежності для того, як можна визначити, на скільки підніметься температура робочої рідини для тієї , чи іншої системи за певний період роботи. В цьому напрямку було проведено досить робіт з дослідження даного явища. Визначити зміну температури можна наступним чином.

Потрібно визначити сумарну потужність яку споживає система під час кожного такту, для кожного приводу, або виконавчого пристрою

$$\sum_1^j N_i = \sum_i^j \Delta P_i * \Delta Q_i \, . \qquad (1.1)$$

При цьому знаючи потужність насосної станції $N_{ст}$, та час роботи системи знаходимо кількість теплоти яка виділяється.

$$G = t * (\sum_1^j N_i - N_{ст}), \text{ Дж.} \qquad (1.2)$$

Дана кількість теплоти з іншої сторони визначається як кількість теплоти яку отримує робоча рідина.

$$G = c_p m(t_1 - t_2)\text{ , Дж .} \qquad (1.3)$$

Де, c_p – питома теплоємність робочої рідини – табличне значення і визначається, як для кожного типу масла в залежності від марки, m- маса рідини, t_1, t_2 – початкова, та поточна температура рідини відповідно.

З формули (1.3) – можна визначити відповідно поточну температуру нагріву рідини.

$$t_2 = \frac{G}{c_p m} - t_1. \qquad (1.4)$$

Підвищення температури відповідно впливає на зміну фізико-хімічних властивостей рідини. Даними характеристиками є наступні.

температурне розширення рідини. з підвищенням температури об'єм робочої рідини збільшується. температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини α, 1/град, характеризує відносну зміну об'єму, при підвищені температури на 1 градуса:

$$\alpha = \left(\frac{1}{\delta t}\right)\left(\frac{\delta V}{V}\right). \qquad (1.5)$$

Де V і ΔV – відповідно початковий об'єм та зміна об'єму; $\Delta t = (t_2 - t_1)$ – приріст температури; t_2 і t_1, °С – початкова та кінцева температура робочої рідини. В відповідності з цим зміна об'єму і новий об'єм при температурі t_2 вираховують по формулам:

$$\Delta V = \alpha V \Delta t. \qquad (1.6)$$

$$V_t = V + \Delta V = V/(1 + \alpha \Delta t). \qquad (1.7)$$

Значення α змінюються в залежності від густини робочих рідин таблиця 1.1.

Для мінеральних масел при тиску в системі до 150 кГ/см^2 приймають значення α= 7*10^{-4} 1/град. Тоді

$$\Delta V = 7 * 10^{-4} V \Delta t. \qquad (1.8)$$

$$V_t(1 + 7 * 10^{-4} \Delta t). \qquad (1.9)$$

Таким чином розширення мінеральних масел складає приблизно 0.07% при нагріві на 1°С. Зміна питомої ваги та густини рідини, викликано приростом температури, визначають за формулами:

$$\gamma_t = \frac{\gamma}{1} + 7 * 10^{-4} \Delta t. \qquad (1.10)$$

$$\Delta \rho_t = \frac{\rho}{1} + 7 * 10^{-4} \Delta t. \qquad (1.11)$$

ρ, кг/см^3	α, 1/град	ρ, кг/см^3	α, 1/град	ρ, кг/см^3	α, 1/град

0.70-0.72	0.001255	0.80-0.82	0.000937	0.90-0.92	0.000688
0.72-0.74	0.001183	0.82-0.84	0.000882	0.92-0.94	0.000645
0.74-0.76	0.001118	0.84-0.86	0.000831	0.94-0.96	0.000604
0.76-0.78	0.001054	0.86-0.88	0.000734	0.96-0.98	0.000565
0.78-0.8	0.000995	0.88-0.90	0.000	0.98-1.00	0.000526

Таким чином, вплив зміни температури робочої рідини на характеристики гідроприводу можна охарактеризувати наступним:

- Підвищення температури призводить до зменшення модуля пружності робочої рідини, що в свою чергу випливає, як жорсткість та твердість роботи гідроприводу, так наприклад зменшується точність позиціонування гідроприводу.
- З ростом температури також росте об’єм рідини, що призводить до можливості підвищення локального тиску в замкнутих об’ємах гідроприводу.
- Найбільший вплив мають реологічні властивості рідини а саме зміну в’язкості рідини, в’язкість зменшується відповідно змінюються характеристики апаратів гідросистеми, як наслідок змінюються відповідні параметри гідроприводу за які відповідає той, чи інший апарат. Наприклад дросель налаштований а одну витрату (швидкість виконавчого пристрою) а з ростом температури дана витрата і відповідно швидкість зростає, що призводить до порушення технологічного процесу, або керування тим чи іншими гідрофікованим об’єктом.

1.2. ПРОПОРЦІЙНІ КЛАПАНИ ТИСКУ.

Пропорційні клапани - це клапани з електронним приводом, в яких вихідна величина - тиск або витрата - змінюється пропорційно зміні вхідної величини. Для управління потрібно електронний пристрій управління і котушки електромагніта пропорційної конструкції. Як і в сфері гідро клапанів , тут пропонуються клапани обмеження тиску, регулюючі клапани, клапани обмеження витрати, регулятори витрати і ходові клапани. На рис. 1.3 представлена схема компонентів для керування пропорційним клапаном.

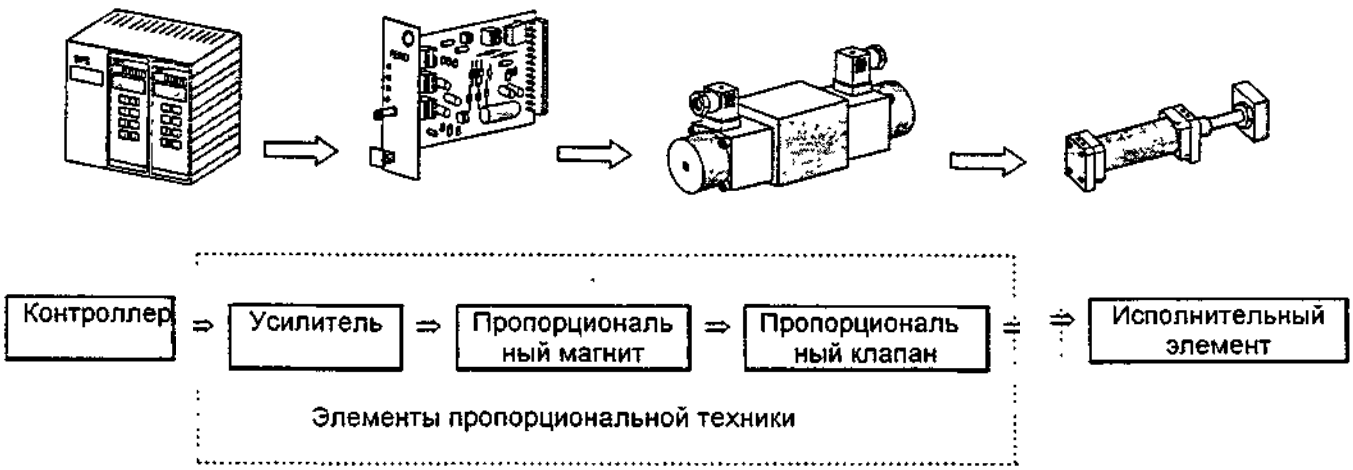


Рис. 1.3. Компоненти схеми керування пропорційним клапаном [3].

Характеристики керуючого сигналу та його напрямок руху взагальному випадку може бути описаний так:

• Сигнал у вигляді напруги (зазвичай в діапазоні від -10 В до+10 В) подається на електронний підсилювач.

• Підсилювач перетворює цю напругу (вхідний сигнал) в струм (вихідний сигнал).

• Струм впливає на пропорційний електромагніт.

• Пропорційний електромагніт переміщує клапан.

• Виконавчий елемент перетворює енергію рідини в

кінетичну енергію.

Напруга може мати безліч значень, відповідно швидкість і зусилля виконавчого елемента (швидкість і крутний момент для гідромотора) можуть настрающего-тися в широких межах.

Переваги пропорційних клапанів в порівнянні з дискретними сумарно представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Переваги пропорційних клапанів в порівнянні з дискретними.

Налаштування	- безперервна настройка витрати і тиску за допомогою електричних вхідних сигналів - автоматична настройка витрати і тиску в процесі роботи системи
Вплив на привід	автоматична, безперервна і точна настрій-ка наступних параметрів: - зусилля або момент - прискорення - швидкість переміщення або обертання - позиціонування по лінійної або кутової координаті
Витрата енергії	- витрата енергії може бути зменшений завдяки управлінню тиском і витратою відповідно до поточних вимог
Спрощення системи	- один пропорційний клапан може заме-нить кілька звичайних, наприклад дросель і розподільник

Конструкція електромагніту.

Пропорційний електромагніт (рис. 1.4) розроблений на основі дискретного електромагніту, який використовується в дискретних апаратах електрогідравліки. Електричний струм,

протікаючи по обмотці, створює електромагнітне поле. Це поле створює зусилля, спрямоване по осі рухомого якоря, і може бути використано для переміщення робочого органу клапана. Як і в дискретному електромагніт, якір, сердечник і корпус

виконані з легко намагнічується м'якого матеріалу. Відрізняється пропорційний електромагніт наявністю керуючого конуса з немагнітного матеріалу, який змінює форму ліній магнітного поля.

Принцип роботи пропорційного електромагніта. При правильному виборі розмірів частин з м'якого магнітного заліза і керуючого конуса, характеристика пропор-нального електромагніту має приблизно такий вигляд (рис. 1.5):

• Зусилля на якорі збільшується пропорційно силі струму, тобто збільшення сили струму вдвічі призводить до подвійного збільшення зусилля.

• Зусилля не залежить від положення якоря в межах робочої зони, яка зазвичай становить близько 2 мм.

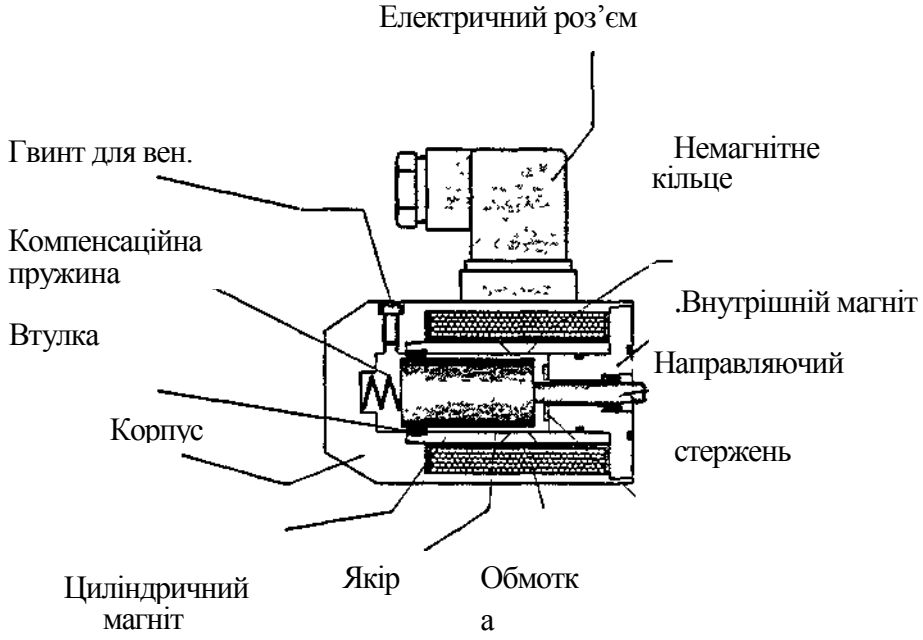


Рис. 1.4. Компоненти схеми керування пропорційним клапаном [3].

У пропорційному клапані зусилля електромагніта деіє проти зусилля пружини, яка прагне повернути робочий орган клапана на вихідну позицію (рис. 1.6). Характеристика пружини накладається на характеристику магніту. Чим далі вправо йде якір, тим більше сила пружини.

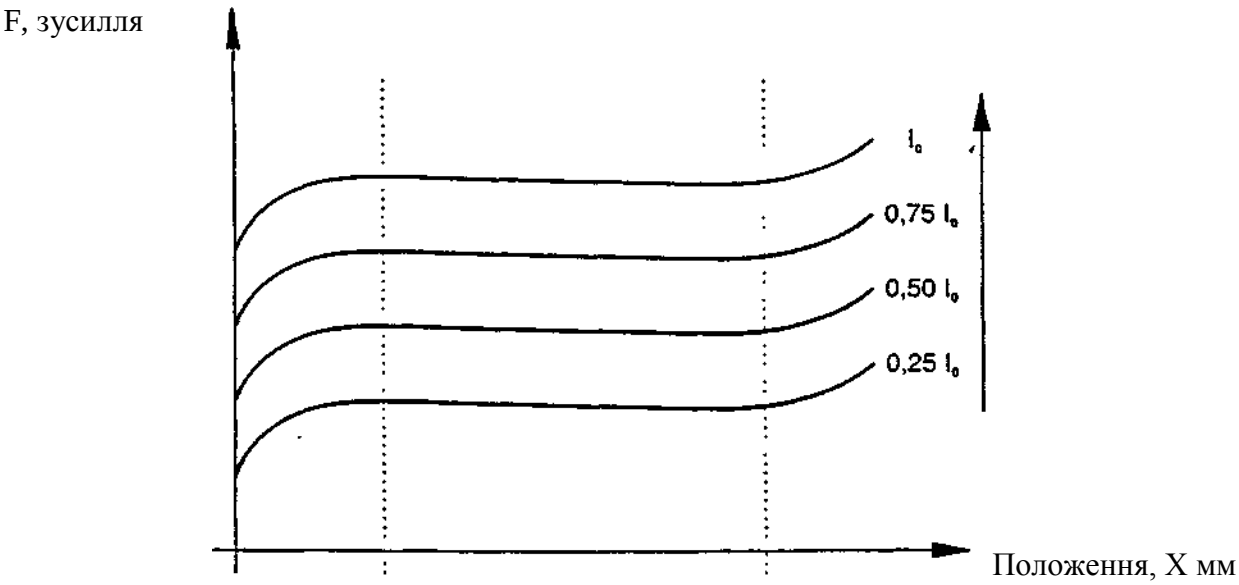


Рис. 1.5. Компоненти схеми керування пропорційним клапаном [3].

• При невеликому струмі сила F електромагніту зменшується, і пружина, відповідно, майже відпущена (рис. 1.6a).

• Зусилля на якорі зростає при збільшенні струму. Якір переміщається вправо і стискає пружину (рис. 1.6b).

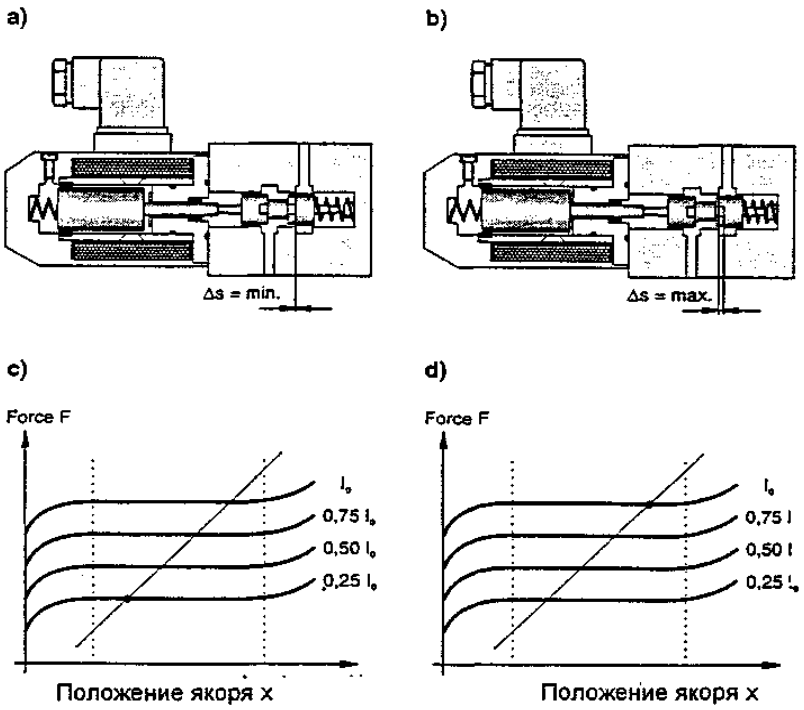


Рис. 1.6. Поведінка електромагніту при різних значеннях струму [3].

В клапанах тиску пружина розташовується між пропорціональним електромагнітом і клапанним затвором (рис.1.7).

• При невеликому електричному струмі, що протікає через електромагніт, пружина лише злегка стиснута, і затвор відкривається навіть при невеликому тиску.

• З ростом електричного струму зусилля на якорі електромагніта зростає. Він "зміщується вправо і зусилля затяжки пружини збільшується. Тепер тиск, при якому затвор може відкритися, буде більше пропорційно до зусилля пружини і сили електричного струму.

У дросельних клапанах (регуляторах витрати) і розподільниках золотник розташований між пружиною і пропорциональ-ним електромагнітом (рис.1.7b).

• При невеликій силі струму пружина злегка стиснута, золотник знаходиться в крайньому лівому положенні, прохід рідини закритий.

• З ростом електричного струму на електромагніт золотник зміщується вправо, клапан відкривається, витрата рідини збільшується.

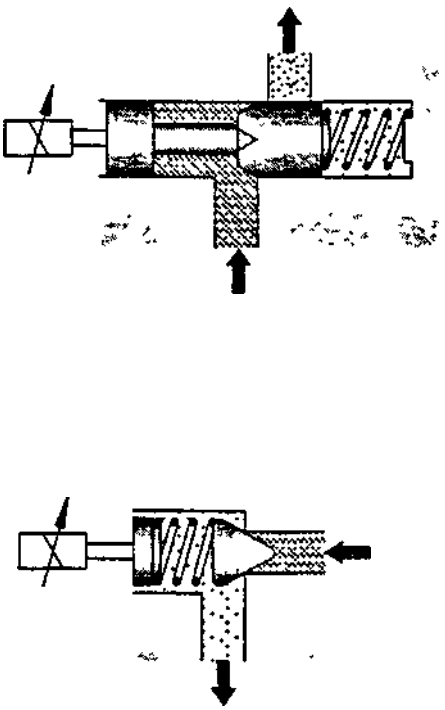


Рис. 1.7. Схеми спрацювання клапанів [3].

Управління позицією якоря

На характеристики пропорційного клапана негативно впливають намагнічування, тертя і зусилля, що виникають при обтіканні робочого органу рідиною. Це призводить до того, що положення якоря не буває точно пропорційно що протікають по магніту току.

Значне поліпшення точності позиціонування якоря можна отримати, якщо управління виробляти по замкнутому контуру зі зворотним зв'язком (рис. 1.8).

• Положення якоря визначається індуктивної вимірник функціональною системою.

• Виміряне значення позиції x порівнюється з вхідним сигналом y.

• Різниця між значеннями x і y посилюється.

• Генерується електричний струм I, який подається на пропорційний електромагніт.

• В результаті створюється зусилля, спрямоване на зміну положення якоря в сторону зменшення різниці між поточним (x) і заданим (y) значеннями. Пропорційний магніт і датчик положення утворюють блок, вбудований в клапан.

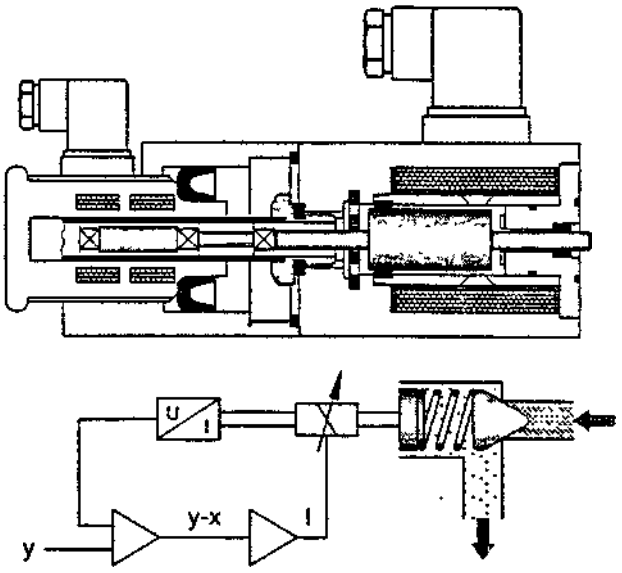


Рис. 1.8. Схеми спрацювання клапанів [3].

На рис.1.9 представлений 2-лінійний клапан регулювання давши-лення з пілотним керуванням. Пілотний каскад виконаний у вигляді клапана з конічним сідлом, а основний каскад містить золотник. Тиск рідини в вихідному каналі А діє через отвір в золотнику на клапанний затвор В протилежному напрямку діє зусилля, що створюється пропорційний магнітом.

• Якщо тиск на виході А менше налаштованого з допомогою електричного сигналу значення, пілотний клапан закритий. Тиск зверху і знизу золотника однаковий Пружина утримує золотник в нижньому положенні, при якому відкритий прохід рідини від Р через А до споживача

• Якщо тиск на виході А виявиться більше, ніж налаштоване значення, пілотний клапан відкривається, і через канал У в зливний бак з'являється невелика витрата. тиск в верхньої частини порожнини золотника виявиться менше, ніж в нижній, і золотник підніметься, прикриваючи прохід в вихідний канал А. Опір витраті рідини від Р до А зростає, тиск на виході падає.

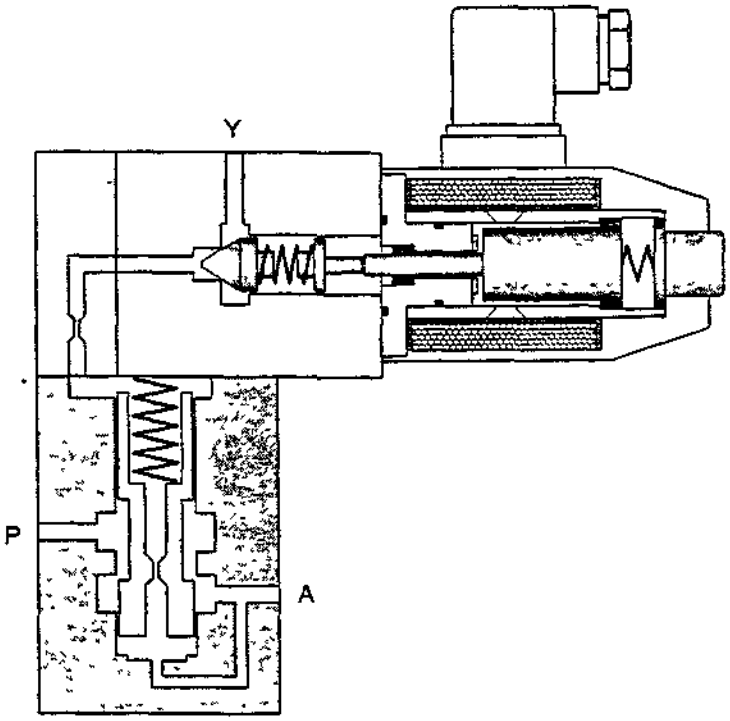


Рис. 1.9. Конструктивна схема переливного клапану [3].

Найбільш важливим параметром, який служить для вибору того, чи іншого клапану для системи є його характеристика. Під характеристикою розуміється залежність p=f(I), тобто залежність вихідного сигналу від вхідного в даному випадку залежність тиску робочої рідинт від сили струму на вході в клапан. На рисунку 1.10 придставлена ідеальна характеристика клапана тиску. Як бачимо це лінія яка виходить з початку координат, і нисе пропорційний характер.

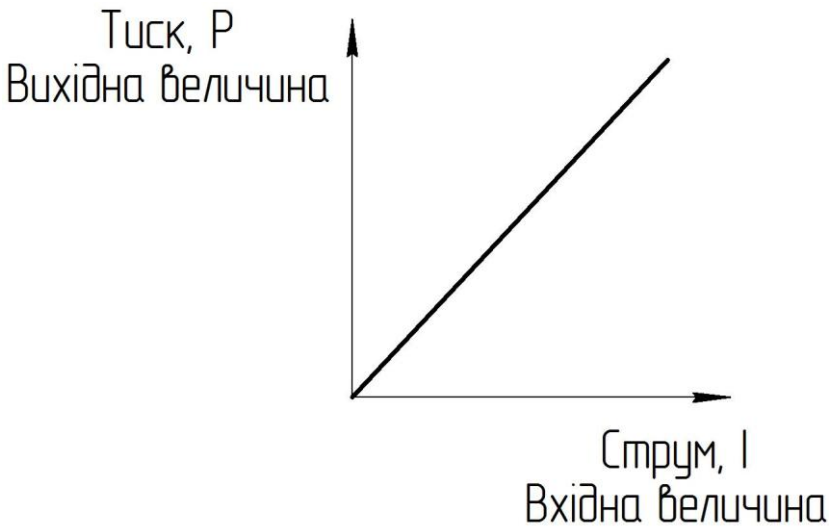


Рис. 1.10. Ідеальна характеристика клапана тиску [3].

Проте через наявність тертя, та ефекту намагнічування реальна характеристика завжди відрізняється від теоретичної наявністю:

• порогу спрацьовування,

• інверсного діапазону,

• гістерезиса.

поріг спрацьовування

З підвищенням сили струму, що протікає по обмотці електромагніту, якір зміщується. Як тільки струм перестає змінюватися (рис. 1.11а), якір зупиняється. Потім струм повинен вирости на якусь мінімальну величину, перш ніж якір знову почне переміщатися. Це мінімальна зміна вхідної змінної до початку зміни вхідної називається порогом спрацьовування або чутливістю. Цей же ефект має місце при зменшенні струму і зміщення якоря в протилежному напрямку.

інверсний діапазон

Якщо вхідний сигнал спочатку змінюється в одному напрямку (зростає), а потім в іншому (спадає), то характеристика розпадається на дві (рис. 1.11б). Відстань між ними називається інверсним діапазоном. Той же ефект має місце і в тому випадку, коли вхідний сигнал падає, а потім зростає.

гістерезис

Якщо струм змінюється спочатку в одному напрямку, а потім в іншому у всьому діапазоні, характеристика також двоїться. Максимальна відстань між двома гілками характеристики називається гістерезисом (рис. 1.11в).

Значення порогу зпрацьовування, інверсного діапазону і гістерезису можна зменшити за допомогою управління становищем якоря. Значення цих трьох параметрів в обох випадках зазвичай такі:

• від 3 до 6% від відповідного діапазону зміни в клапанах без управління становищем

• від 0,2 до 1% від відповідного діапазону зміни в

клапанах з керуванням положенням.

Найпростіший розрахунок для регулятора тиску, який не має

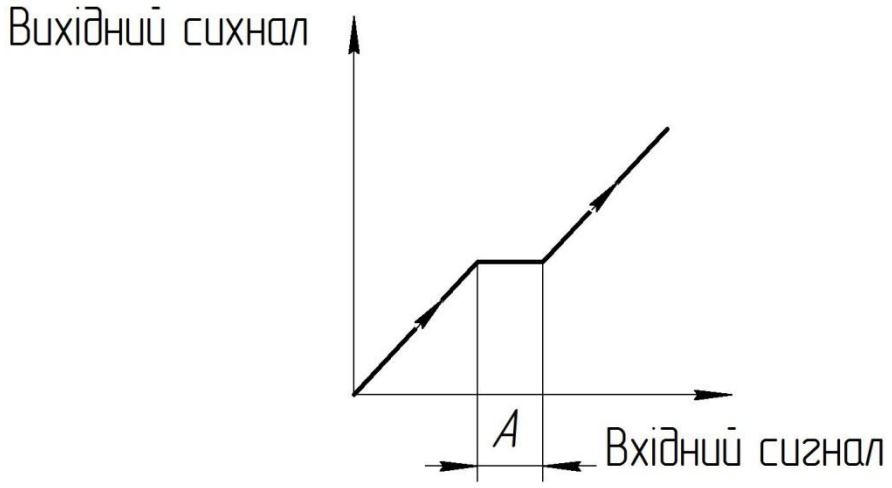
управління становищем:

Гістерезис: 5%.

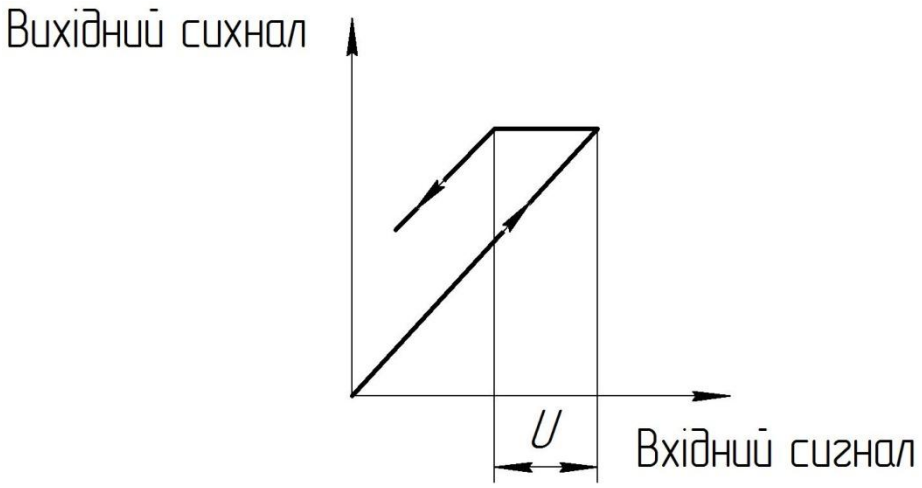
Діапазон зміни параметра: 0 ... 10 В.

Відстань між гілками характеристики = (10 - 0) 5% = 0,5 В.

а) Поріг зпрацювання



б) Інверсний сигнал



в) Гістерезис

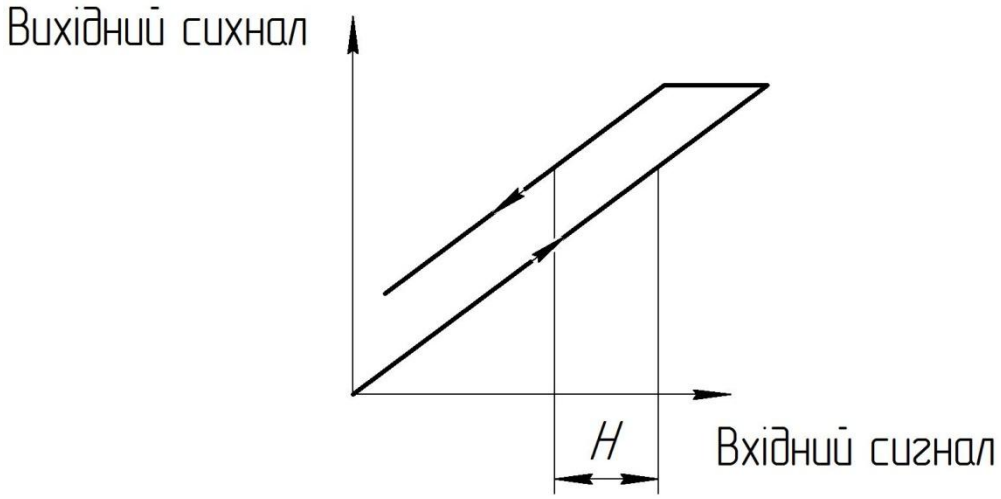


Рис. 1.11. Характеристики клапана тиску з врахуванням недоліків.

Поведінка клапанів тиску описується функцією тиску / сигнал управління. На графіку цієї функції (рис.1.12):

• по осі Х відкладається вхідний сигнал (електричний струм)

• по У - тиск на виході клапана.

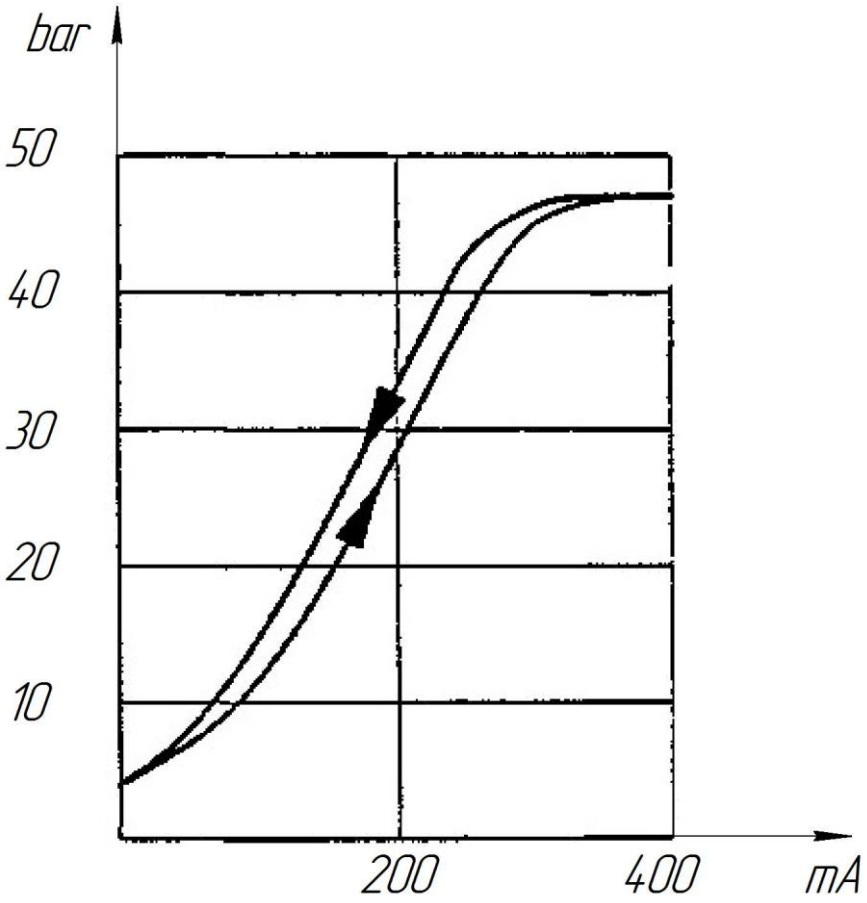


Рис. 1.11. Реальна характеристика клапана тиску.

ВИСНОВОК

Під час проведеного аналізу зміни основних характеристик робочої рідини від росту температури, було з’ясовано, яка кількість енергії виділяється в процесі роботи приводу та перетворюється в нагрів масла, при цьому змінюються такі параметри рідини, як густина, питома вага, модуль пружності, кінематична та динамічна в’язкості, що в свою чергу приводить до зміни таких параметрів гідпрприводу, як:

- Підвищення температури призводить до зменшення модуля пружності робочої рідини, що в свою чергу випливає, як жорсткість та твердість роботи гідроприводу, так наприклад зменшується точність позиціонування гідроприводу.
- З ростом температури також росте об’єм рідини, що призводить до можливості підвищення локального тиску в замкнутих об’ємах гідроприводу.
- Найбільший вплив мають реологічні властивості рідини а саме зміну в’язкості рідини, в’язкість зменшується відповідно змінюються характеристики

апаратів гідросистеми, як наслідок змінюються відповідні параметри гідроприводу за які відповідає той, чи інший апарат. Наприклад дросель налаштований а одну витрату (швидкість виконавчого пристрою) а з ростом температури дана витрата і відповідно швидкість зростає, що призводить до порушення технологічного процесу, або керування тим чи іншими гідрофікованим об’єктом.

Також було вивчено основі типи та моделі пропорційних клапанів тиску, принципи їх роботи, та характеристики, як за ідеальних умов, так і за реальних умов.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК МІСЦЕВОГО ОПОРУ КЛАПАНУ ТИСКУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Для того, щоб зрозуміти, як відбувається контроль тиску в системі гідроприводу в широкому діапазоні зміни температури, для початку потрібно розібратись в роботі системи без врахування температури. На рис.2.1 представлена схема гідравлічна принципова для довільної системи в який контроль тиску відбувається за рахунок дроселювання робочої рідини через клапан тиску КТ. Що означає контроль? Відповідь на це питання пояснюється тим, що тиск в системі, який визначається навантаженням від виконавчих органів є величиною змінною, і верхня величина даного параметру налаштовується переливним клапаном тиску КТ. Налаштування клапана запобіжного КЗ є завжди більшим ніж клапана тиску КТ.

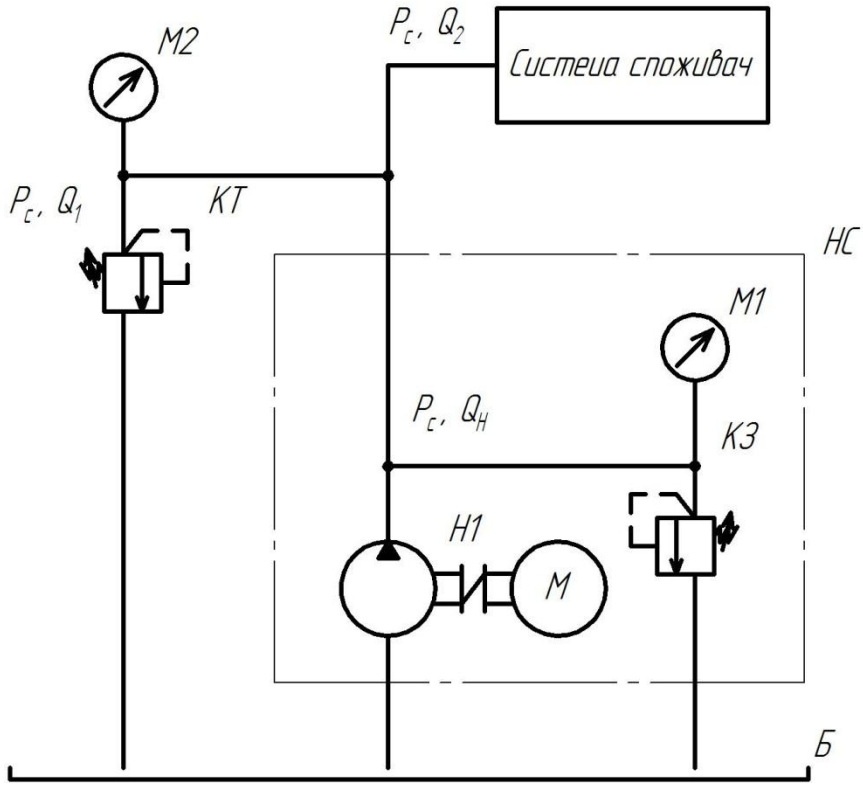


Рис.2.1 Схема керування тиску в довільній системі.

В даній системі подача насосу є постійною $Q_н$ = const , тоді як споживання витрати робочої рідини Q_2 змінюється в залежності від тактів роботи гідроприводу, при цьому правильний підбір насосної станції по максимальній подачі насосу відбувається завжди з запасом, відповідно $Q_н > Q_2$. Різниця даних витрат залежить від режиму та такту роботи гідроприводу в цілому і є витратою, яка проходить через переливний клапан тиску КТ.

Прикладом подібної системи є гідропривід листозгинального пресу 40-10, гідравлічна схема принципова якого представлена на рис.2.2. З даної схеми можна побачити, що контроль тиску тут відбувається аналогічно до вище розглянутої, а саме за рахунок клапану тиску КТ1.

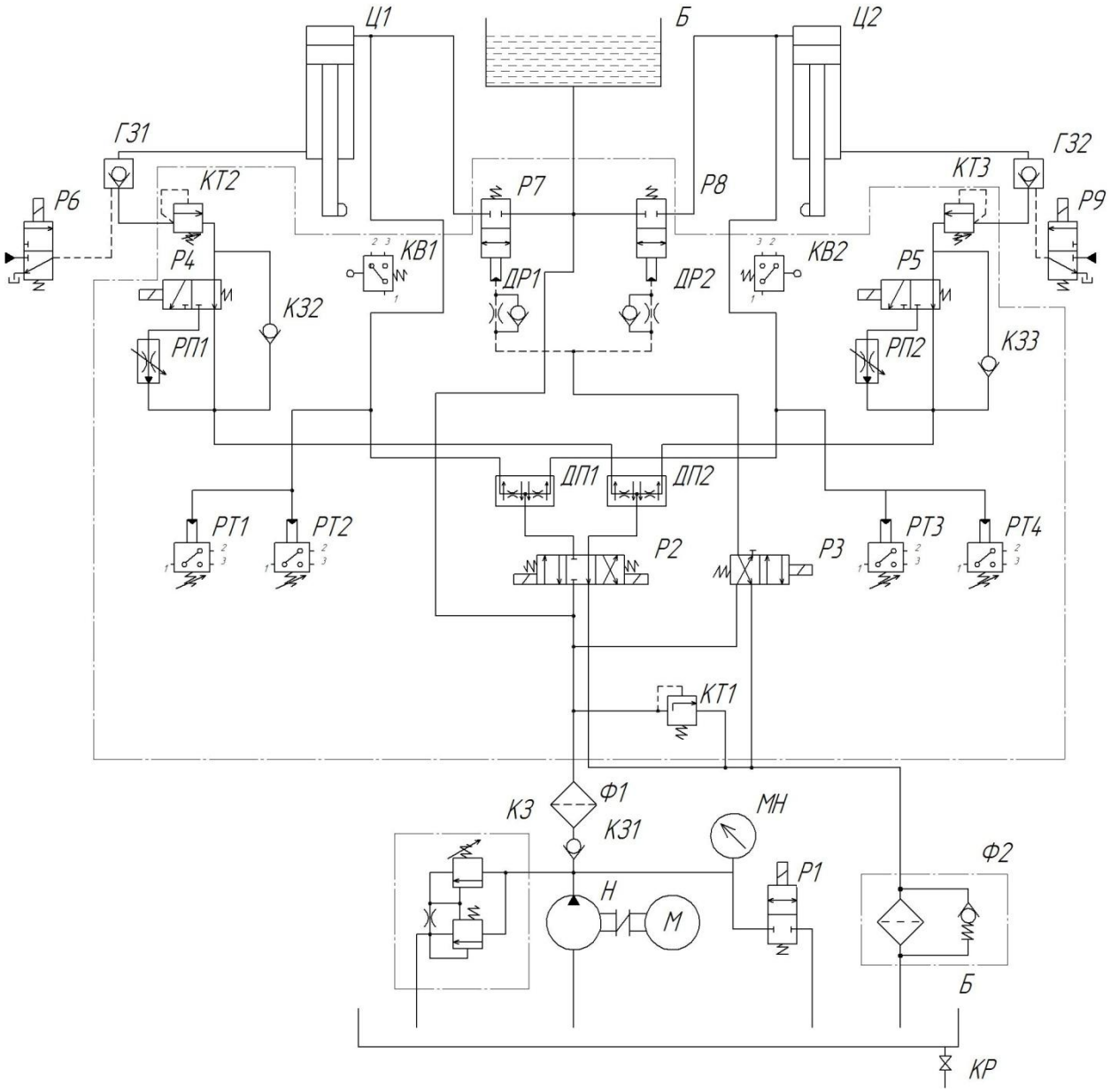


Рис.2.2. Схема гідравлічна принципова листозгинального преса 40/10.

Принцип роботи даного пресу також полягає в різних циклах роботи системи відповідно оскільки насос не є регульованим, отже контроль тиску відбувається через дроселювання через КТ1, мною була розрахована циклограма витрати рис.2.3. Використовуючи дану циклограму можна оцінити яка частина подачі насосної станції протікає через КТ1. Приклад даної циклограми наведений для загально розуміння яка кількість витрати проходить через переливний клапан для регулювання тиску робочої рідини в системі. Оскільки метод регулювання в нас є дросельним, то відповідно

відбувається втрата потужності на дроселювання, загально відомим є факт, що при цьому потужність яка втрачається переходить в енергію нагріву робочої рідини, при цьому відбуваються зміни реологічних характеристик рідини, ступінь зміни яких залежить від конкретного типу та марки масло, та від величини зміни температури. Сам процес нагріву можна описати наступним чином, частина енергії потоку рідини при дроселюванні

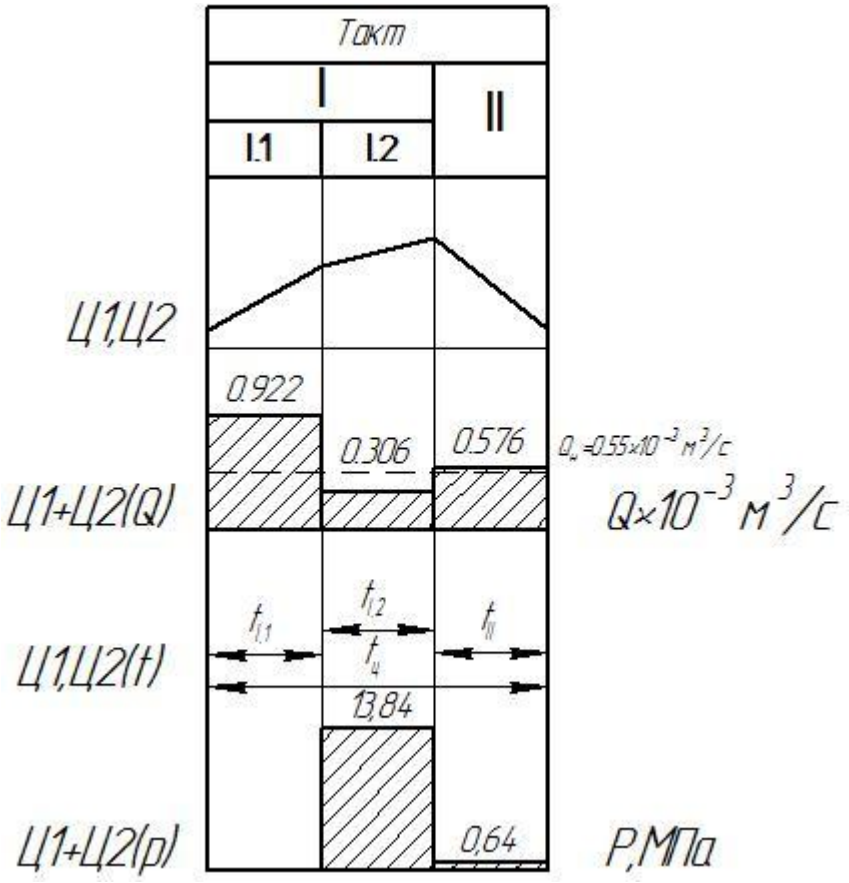


Рис.2.3. Циклограма витрати насосної станції листозгинального преса 40/10.

Перетворюється в теплову і викликає нагрів робочої рідини, дросельного пристрою і гідросистеми в цілому. Через велику швидкість рідини в робочому вікні клапана тепловіддачею від масла зазвичай нехтують, рахуючи, що все тепло йде на нагрів рідини Δt. В такому випадку зміна її температури залежить від тільки від перепаду тиску на робочому вікні і може бути визначено по формулі.

$$\Delta t = t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}} = \frac{\Delta p}{\gamma c l} * 10^{-4}, °C, \qquad (2.1)$$

де $t_{\text{вих}}$ - температура рідини на вході в дросельний елемент клапана,$°C$; $t_{\text{вих}}$ – температура на виході з нього, $°C$; ΔP – перепад тиску, кг/см^2, с – питома теплоємність

рідини, ккал/Г*град, γ- питома вага рідини, кг/см^3, l= 427 кг/ккал – механічний еквівалент.

З зміною температури також змінюється такі характеристики рідини, як в'язкість конкретна зміна кінематичної в'язкості залежить від того, чи іншого типу рідини. В даному випадку експеримент проводився на стенді з робочою рідиною HLP 46.[34]

Гідравлічне масло Hydraulic HLP 46 призначений для використання в обладнанні, де рекомендовані не загущені масла з антиокислювальними, антикорозійними і проти спрацювання властивостями, що задовольняють вимогам DIN 51 524. Масло Hydraulic HLP спеціально розроблені для використання в гідросистемах імпортного і вітчизняного промислового обладнання, що вимагають застосування високоякісних легованих масел:

- в гідросистемах верстатного обладнання (наприклад, ливарних машинах, пресах, важких маніпуляторах, верстатах, роботах, формувальних машинах для пластмас);

- в обладнанні гірничо-і нафтовидобувної промисловості, мостах і шлюзових воротах, рятувальному спорядженні;

- в мобільній техніці (наприклад, екскаваторах і кранах, будівельній техніці, автодорожньому транспорті, сільськогосподарських машинах).

Гідравлічні масла Hydraulic HLP також можуть мати спеціалізоване застосування (в системах технологічного контролю, пілотажних тренажерах, випробувальних стендах, вітрових турбінах). Забезпечують надійний захист від корозії як сталі, так і міді. Значно продовжують термін роботи обладнання. Типові фізико-хімічні характеристики даної рідини представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Фізико-хімічні характеристики масла HLP 46

Найменування показника	Метод випробувань	Значення
Густина при 20°С	ГОСТ 3900 ASTM D 1298	0.8749
В'язкість кінематична мм^2/с	ГОСТ 33	6.98

- при 100°C - при 40°C	ASTM D 445	48.18
Індекс в’язкості	ГОСТ 25371 ASTM D 445	126
Температура спалаху в відкритому тиглі, °C	ГОСТ 4333 ASTM D 92	230.7
Температура застигання, °C	ГОСТ 20287 ISO 3016 ASTM D 97	-31
Схильність до піно утворення, $см^3$ при температурах: - 24° C - 94 °C - 24 °C (після випробування при 94 °C).	ISO 3016	0/0 10/0 0/0

У нашому випадку найбільш важливою характеристикою рідини буде залежність зміни кінематичної в’язкості від температури ν= f(t°). [35]

Індустріальні мастила і гідравлічні масла класифікують за ISO класів в'язкості на підставі їх кінематичної в'язкості, яку, в свою чергу, описують як відношення динамічної в'язкості до густини. Еталонної є температура 40 ° С. Офіційною одиницею виміру (St) для кінематичної в'язкості є $м^2/с$, а в нафтопереробній промисловості одиницею виміру кінематичної в'язкості є cSt (сантістокс) або $мм^2/с$. Класифікація в'язкості ISO, DIN 51519 для рідких промислових мастильних матеріалів описує 18 сортів (класів) в'язкості від 2 до 1500 $мм^2$ / с при температурі 40 ° С. Кожен сорт визначають за середньої в'язкості при 40 ° С і з допустимим відхиленням ± 10% від цієї величини. В’язкістно-температурна залежність має велике значення для гідравлічних масел. В'язкість різко збільшується з пониженням температури і знижується в міру підвищення температури. У практичному сенсі гранична в'язкість рідини (допустима в'язкість при запуску, приблизно 800-2000 $мм^2/с$) необхідна для використання в насосах різних типів. Мінімально допустима в'язкість при високих температурах визначається початком фази граничного тертя. Мінімальна в'язкість не повинна бути нижче 7-10 $мм^2/с$, щоб уникнути неприпустимого зносу насосів і двигунів. Криві на в'язкісно-

температурних графіках описують залежність в'язкості гідравлічних рідин від температури.

На рис.2.4 представлений графік залежності ν= f(t°). На даному графіку ми можемо побачити, що зростанням температури в'язкість робочої рідини різко падає. В подальшому для роботи необхідно отримати аналітичну залежність кінематичної в'язкості від температури.

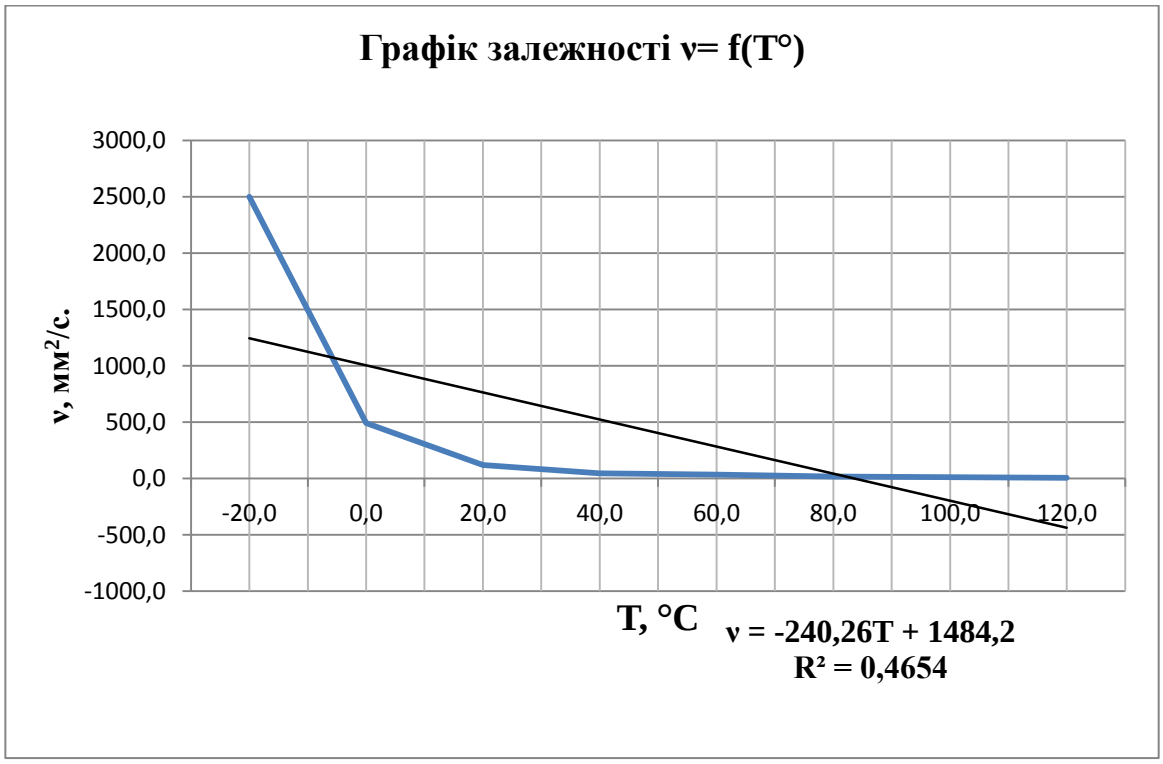


Рисунок 2.4. Графік залежності ν= f(T°).

Дана залежність не є лінійною тому для визначення ν= f(t°) скористаємось методом лінійної апроксимації графіку функції за допомогою програмного середовища Exel. Побудувавши лінію тренду, можна визначити лінійну залежність ν= f(t°), з величиною достовірності апроксимації $R^2 = 0,4654$.

$$\nu = -240,26T + 1484,2. \qquad (2.2)$$

Окрім зміни кінематичної в'язкості від температури, також змінюється і густина та питома вага рідини відповідно дана зміна густини рідини, дана зміна описується наступним чином [1].

$$\gamma_t = \frac{\gamma}{1} + 7 * 10^{-4} \Delta t. \quad (2.3)$$

$$\rho_t = \frac{\rho}{1} + 7 * 10^{-4} \Delta t. \quad (2.4)$$

Де ρ_t – густина при температурі t_2; ρ- густина при температурі початковій t_1. Для питомої ваги γ відповідно. Для визначення проміжного значення даних величин можна скористатись графіком на рис.2.5.

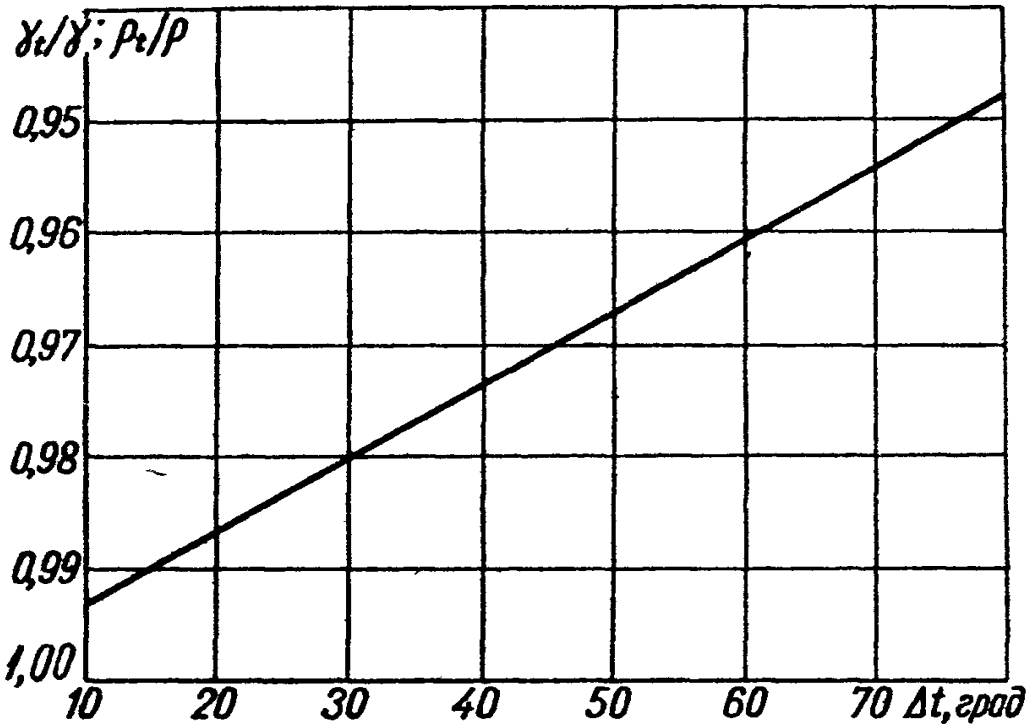


Рис.2.5. Графік зміни відносної зміни густини і питомої ваги рідини в залежності від температури [1].

Витрата рідини. Більшість дросельних елементів представляє собою місцеві опори течії рідини, в яких відбуваються втрати тиску за рахунок різкої деформації потоку. Витрата рідини через дросельний елемент визначається за формулою:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma \Delta p}}, \text{см}^3/\text{с} \quad (2.5).$$

$$Q = v f_c \quad (2.6).$$

де V - швидкість течії рідини, см / с; f_c - площа струменя рідини в стиснутому перерізі, см2; μ - коефіцієнт витрати; γ- питома вага рідини, кг /см^3; g - прискорення сили тяжкості, см/с^2; Δp = p –p_1 - перепад тиску на робочому вікні (отворі), кг/см^2, p

тиск на вході в дросельне вікно, кг/см^2; p_1 - тиск на виході з вікна; кг/см^2; - площа поперечного перерізу робочого вікна (отвори), см^2.

При виборі робочих параметрів слід враховувати, що в дросельних елементах з однією робочою щілиною мінімальний стабільна витрата рідини може бути не менш см^3/с. При ширині щілини менше 0.1 мм на витрату рідини впливає облітерація щілини; в цих випадках з метою забезпечення стабільної витрати розрахункове значення Q_{min} підвищується.

На витрати рідини, особливо через довгі дросельні щілини (капіляри, гвинтова канавка, зазор і т.і.) і щілини з округленими робочими кромками, існує вплив зміни температури рідини і навколишнього середовища. Тому в пристроях, де необхідно забезпечити стабільну витрату рідини в широкому діапазоні температур, застосовують золотникові пари, клапани та діафрагми з гострими робочими крайками.

Для визначення витрати рідини при температурі t в формулу витрати слід підставляти значення питомої ваги γ і коефіцієнта витрати μ, відповідні розрахунковій температурі (рис.2.5) і μ_t. з достатньою для практичних розрахунків точністю можемо прийняти

$$\mu_t = K_t \mu_{20}. \qquad (2.7)$$

Де, $K_t = f(\frac{\nu_t}{\nu_{20}})$, коефіцієнт, який визначається з таблиці 2.2 , ν_t, ν_{20} – в'язкість рідини при розрахунковій і при умовній (20°С) температурах.

Таблиця 2.2

Приблизні значення коефіцієнта K_t [1].

$\frac{\nu_t}{\nu_{20}}$	100	50	25	10	1	0.5	0.25	0.1
K_t	0.63	0.68	0.725	0.8	1	1.14	1.25	1.5

Перепад тиску на дроселюючому елементі. Визначається за формулою витрати:

$$\Delta p = \left(\frac{\gamma}{2g}\right)\left(\frac{Q}{\mu f}\right)^2. \qquad (2.8)$$

Іноді перепад тиску і витрата рідини визначаються за коефіцієнтом місце опору

$$\zeta = 1/м^2 . \quad (2.9)$$

Тоді

$$Q = f\sqrt{\Delta p 2g/\zeta\gamma} . \quad (2.10)$$

$$\Delta p = \frac{\gamma\zeta Q f^2}{2g} . \quad (2.11).$$

Ще одною важливою характеристикою яка необхідна для визначення проливної характеристики перелевного клапана є зміна коефіцієнту витрати від числа рейнольдса $\mu = f(Re)$, це пояснюється впливом інерційних сил при збільшенні швидкості, та зміненні кінематичної в'язкості. Дану залежність важко визначити аналітично, тому характеристика на рис.2.6, рис.2.7 були отримана імперично.

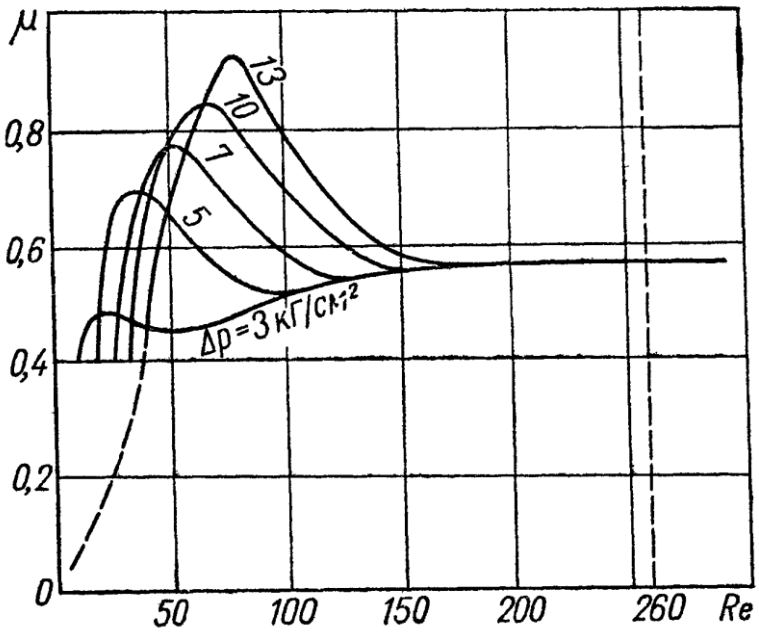


Рис.2.6. Залежність коефіцієнта витрати від числа Рейнольдса [1].

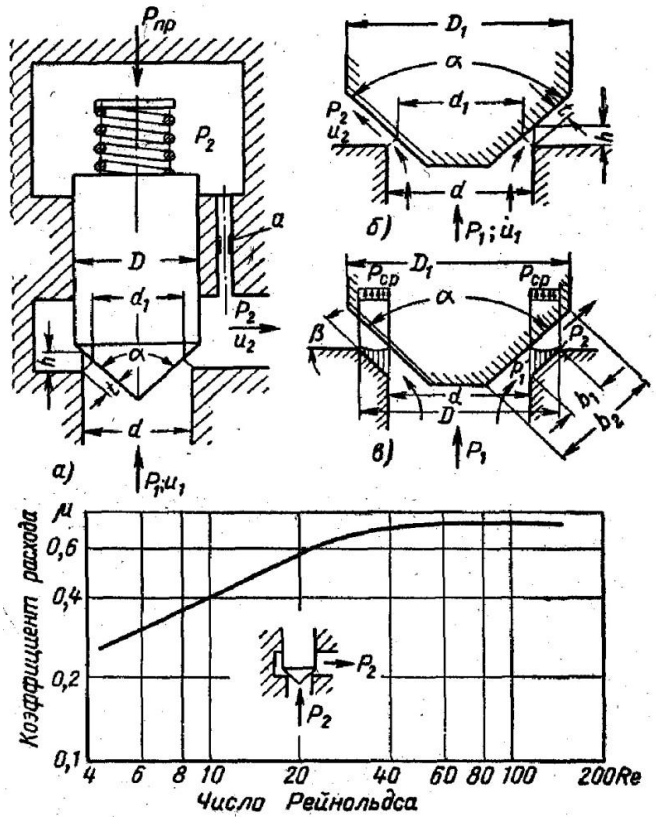


Рис.2.7 Залежність коефіцієнта витрати від числа Рейнольдса [4].

Також коефіцієнт витрати μ залежить від типу запорно-регулюючого елементу та від налаштування клапана, відповідно для регульованих клапанів. У регулюючих та розподільних пристроях застосовуються кулькові (рис.2.8, а), конусні (рис.2.8, б) і плоскі рис. 2.8, в) клапани.

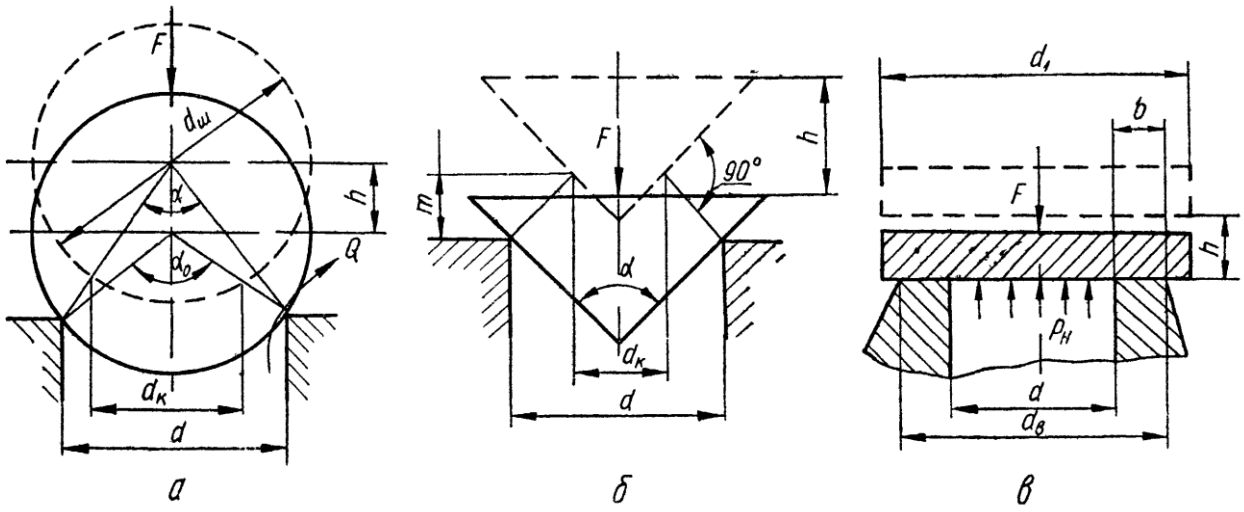


Рис.2.8. Типи запірно - регулючих елементів для клапанів тиску [1].

Кулькові клапани застосовуються в агрегатах з невисокими вимогами до герметичності запорного вузла. Вони нестійкі в поперечному напрямку, коливання усуваються введенням направліющіх. Рекомендовані співвідношення основних розмірів.

Плоскі клапан застосовуються в агрегатах з великим числом зпрацювання і допускають витоки рідини. Значення функції μ від типу ЗРЕ та від параметру налаштування наведені в таблицях 2.2, 2.3, 2.4, відповідно.

Таблиця 2.2

Коефіцієнт витрати μ для конусного клапану з кутом 90° [1].

$\frac{h}{d}$	0.1	0.15	0.2	0.25	0.30	0.35	0.4
μ	0.253	0.371	0.479	0.577	0.663	0.74	0.807

Таблиця 2.3

Коефіцієнт витрати μ для клапана з обрізаним конусом (кут конусу 90°) і з сферичною нижньою поверхнею [1].

$\frac{h}{d}$	0.1	0.12	0.14	0.16	0.18	0.22	0.25
μ	0.339	0.417	0.486	0.562	0.622	0.712	0.758

Таблиця 2.4

Коефіцієнт витрати μ для плаского клапану [1].

$\frac{b}{d}$	$\frac{h}{d}$					
	0.1	0.12	0.14	0.16	0.20	0.25
0.10	0.249	0.298	0.344	0.389	0.477	0.573
0.15	0.248	0.295	0.340	0.383	0.465	0.557
0.20	0.246	0.293	0.337	0.379	0.456	0.542
0.25	0.245	0.290	0.333	0.373	0.446	0.526

Вище була розглянута спрощена модель явища, що відбувається в місцевих опорах. Дана модель характеризується повною зневагою силами в'язкості і призводить до задовільного збігу з досвідом при великих числах Рейнольдса. Цікавим є також розгляд протилежної випадку, коли вплив сил інерції мало в порівнянні з силами в'язкості; цей випадок має місце при русі рідини з дуже малими числами Рейнольдса і дане явище можна розглядати, використовуючи методи гідродинаміки в'язкої рідини.

У наявних в літературі нечисленних вказівках рекомендується при малих числах Рейнольдса визначати коефіцієнти місцевих опорів по формулі

$$\zeta = \frac{A}{Re^n}. \qquad (2.12)$$

де A - коефіцієнт, що залежить від типу місцевого опору, діаметра труби і інших чинників; Re - число Рейнольдса, віднесене до діаметру трубопроводу; n - показник ступеня (n<1; зі зменшенням числа Рейнольдса n наближається до одиниці).

Таким чином, при дуже малих числах Рейнольдса розрахункова залежність приймає наступний вигляд:

$$\zeta = \frac{A}{Re}. \qquad (2.13)$$

Існування області чисел Рейнольдса, для якої справедлива залежність (2.13), встановлено дослідами Иогансона, В. І. Погорєлова, Н. З. Френкеля, В. Н. Прокоф'єва та ін. При цьому різні автори рекомендують і різні значення чисел Рейнольдса, в межах яких формула (8.2) відповідає дійсності.

Покажемо, що формулу (8.2) можна знайти також теоретично, використовуючи рішення, отримані в результаті інтегрування рівнянь руху в'язкої рідини. Будемо виходити із залежності В'юста для визначення втрати тиску при витіканні в'язкої рідини з круглого отвору

$$\Delta p = 50.4 \frac{Q\nu\rho}{\pi d_0^3}. \qquad (2.14)$$

Де d_0 – діаметр отвору.

Порівнюючи дану залежність з відомим виразом

$$\Delta p = \rho\zeta_0 \frac{V_0^2}{2}. \qquad (2.15)$$

Де ζ_0 – коефіцієнт місцевого опору, віднесений до вказаної швидкості, а V_0 – швидкість витікання, отримуємо

$$\zeta_0 = 100.8\frac{Q_v}{\pi d_0^3 v_0^2} \ . \quad (2.16)$$

Враховучи далі відоме співідношення

$$Q = v_0 \varepsilon \frac{\pi d_0^2}{4}. \quad (2.17)$$

Де ε – коефіцієнт стиснення струї, отримуємо

$$\zeta_0 = 25.2\frac{\nu\varepsilon}{v_0 d_0}. \quad (2.18)$$

У зв'язку з тим, що в області дуже малих чисел Рейнольдса роль в'язкості велика і гальмування швидкості біля кромки значне, можна припустити, що стиснення струменя в цих умовах має бути відсутнім, тобто

$$\varepsilon = 1. \quad (2.19)$$

Оскільки в літературі не було досвідчених даних про безпосереднє вимірі коефіцієнта стиснення при закінченні в'язких рідин, в 1951 р В. Н. Каревим під керівництвом автора в гідравлічній лабораторії МІІГС, було проведено спеціальне дослідження.

Експериментальна установка складалася з металевого бачка: в середині днища бачка був упаяний сталевий диск з вирізаним в ньому за спеціальним калібру отвором діаметром 1 см, кромки якого були сточені до товщини 0,5 мм.

При проведенні дослідів використовувалися різні рідини (компресорне, машинне, соляровое і веретенне масла, суміші цих олій з гасом, вода), в'язкість яких змінювалася від 0,01 до см2 / с.

Діаметр виходить струменя визначався шляхом одночасного фотографування тіней струменя і поставленого з нею в одній площині калібру. Результати дослідів вказані в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Значення коефіцієнту стиснення струї ε при витіканні з круглого отвору

В тонкій стінці [2].

H, см	$Re = \frac{V_0 d_0}{\nu}$	$Re_H = \frac{\sqrt{2gH}\, d}{\nu}$	ε
16.5	11.5	31.8	1.0
37	17.63	30.6	0.988
16.5	35.2	53.3	0.952
37	51.3	80	0.922
16.5	70.5	108	0.883
37	166.6	160	0.854
16.5	142	210	0.895
37	212	315	0.796
16.5	717	1000	0.745
37	1032	1500	0.719
37	2530	3750	0.683
37	15010	23400	0.656

Проведені досліди підтвердели, що при $Re_0 = \frac{V_0 d_0}{\nu}$ <10 стиснення струї незначне, тобто ε=1. При Re_0>10 В'юста, основа на зневазі інерційним членам, вже відхиляється від дійсності.

Підставляючи значення ε=1 в формулу (2.18), отримаємо

$$\zeta_0 = \frac{25{,}2}{Re_0}. \qquad (2.20)$$

Де, $Re_0 = \frac{V_0 d_0}{\nu}$ число Рейнольдса, віднесене до швидкості в отворі і діаметру отвору.

Переходячи до коефіцієнта місцевого опору, віднесеного до швидкості в трубопроводі, отримаємо

$$\zeta_0 = \frac{V_0^2}{2g} = \zeta \frac{V^2}{2g}. \qquad (2.21)$$

І відповідно,

$$\zeta = \zeta_0 \frac{1}{n} \ . \tag{2.22}$$

Де

$$n = \frac{w_0}{w} . \tag{2.23}$$

Далі отримуємо

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{v_0 \, d_0}{\nu} \sqrt{n} = Re_0 \sqrt{n} \ . \tag{2.24}$$

Враховуючи заледність (2.18), отримуємо

$$\zeta = \frac{25.2}{Re \, n^{3/2}} . \tag{2.25}$$

Або

$$\zeta = \frac{A}{Re} . \tag{2.26}$$

Де,

$$A = \frac{25.2}{n^{3/2}} . \tag{2.27}$$

Тобто коефіцієнт А є функцією ступеня стиснення потоку.

В перехідній області, де одночасно діють як сили інерції, так і сили в'язкості (а при наявності вільної поверхні рідини - також сили тяжіння і поверхневого натягу), теоретичний підхід до визначення місцевих втрат напору в досить складним. Разом з тим в деяких випадках (наприклад, в гідравлічних системах, робочими рідинами яких я вляються гідросуміші органічного походження значної в'язкості, в маслопроводах, при витіканні в'язких рідин з отворів і ін.) Практично найцікавішою виявляється саме ця область чисел Рейнольдса.

Даний приклад був показаний та вивчений для подальшої роботи, на його основі продовжувалось вивчення того, як визначеється коефіцієнт місцевих втрат для перелевних клапанів тиску.

Величини $\zeta_{пр}$ і $Re_{пр}$, віднесені до прохідного перетину в дросельному пристрої $w_{пр}$, вираховували за формулами:

$$\zeta_{\text{пр}} = \frac{(p_1 - p_2)\, 2w_{\text{пр}}^2}{\rho Q^2}. \qquad (2.28)$$

$$Re_{\text{пр}} = \frac{v_{\text{пр}} R\text{г}}{\nu} = \frac{Q}{\nu\pi(D_c + d_{\text{пл}})}. \qquad (2.29)$$

де P1-P2 - різниця (перепад) тиску в регулюючому клапані; Q - об'ємна витрата рідини; $R_г$- гідравлічний радіус, який дорівнює відношенню площі прохідного перетину $w_{пр}$ до його периметру χ, тобто.

$$Re_{\text{г}} = \frac{w_{\text{пр}}}{\chi} = \frac{w_{\text{пр}}}{\pi\,(D_c + d_{\text{пл}})}. \qquad (2.30)$$

D_c - діаметр сідла дроссельного пристрою; $d_{пл}$ - поточне значення діаметра плунжера.

Площа прохідного перерізу $w_{пр}$ визначається як площа бічної поверхні конуса, w_y і $w_{пр}$ — середні площі потоку відповідно в перетині вхідного патрубкаі в прохідному перерізі; Dy -діаметр умовного проходу (див. рис. 2.9).

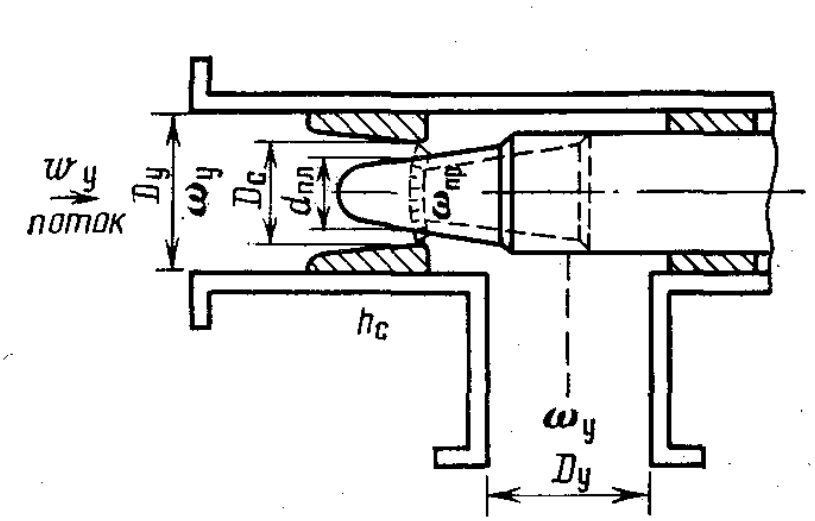


Рис.2.9. Схема дроселюючого пристрою регулюючого клапана [2].

На рис.2.10. приведені залежності $\zeta_{\text{пр}}$ від $Re_{\text{пр}}$ для декількох досліджуваних клапанів На графіках можна виділити три характерні області:

область чисто ламінарного режиму руху рідини, в якій залежність $\zeta_{\text{пр}}$ від $Re_{\text{пр}}$ (в логарифмічних координатах) прямолінійна;

область перехідного режиму руху рідини, в якій порушується лінійна залежність $\zeta_{\text{пр}}$ від $Re_{\text{пр}}$;

область автомодельного турбулентного режиму руху, в якій практично відсутній вплив $\zeta_{\text{пр}}$ від $Re_{\text{пр}}$;

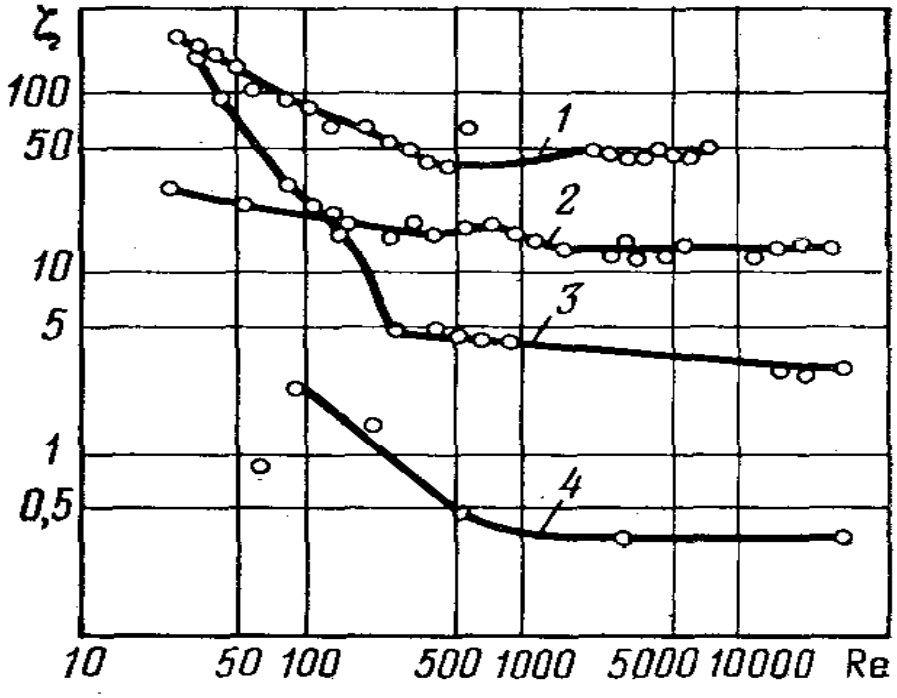


Рис.2.10. Схема дроселюючого пристрою регулюючого клапана [2].

Обробка отриманих даних показує, що ламінарний режим руху як в кутових односідальних , так і в прохідних двохсідальних клапанах спостерігається до від $Re_{\text{пр}}$ ≈10, що добре узгоджується з попередніми дослідженнями. Перехідний режим руху в кутових клапанах спостерігається в межах зміни $10 < Re_{\text{пр}} < 10000$, а в прохідних клапанах $-10 < Re_{\text{пр}} < 500$. При значеннях Renp> 10000 для кутових і для прохідних клапанів спостерігається область квадратичного опору, тобто настає автомодельність по числу Renp.

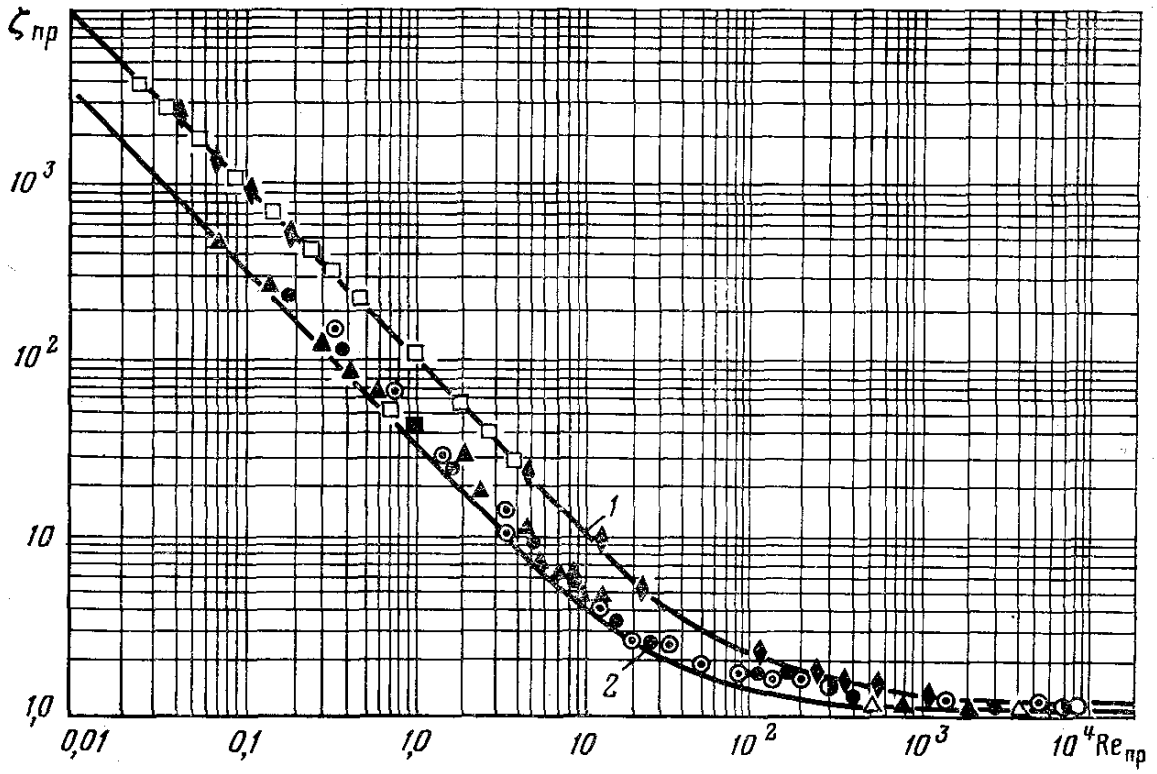


Рис.2.11.Графік залежності $\zeta_{\text{пр}}$ від $Re_{\text{пр}}$ для кутових клапанів [2].

На наведених вище прикладах та інформації, потрібно розробити алгоритм, та визначити формули за допомогою яких та заранння відомої інформації яку ми отримаємо в експеременті описаному нижче, можна бути отримати значення для побудови графіків залежності коефіцієнту місцевого опору від зміни температури робочої рідини та налаштування клапану.

Алгоритм полягає в наступному:

- Потрібно визначити еквівалентну площу прохідного отвору клапану в залежності від налаштування. Для цьог використаємо формулу (2.5) $Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma \Delta p}}$, з якої

$$f_e = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \qquad (2.6)$$

- При цьому коефіцієнт витрати потрібно визначати для кожного налаштування окремо. Знаючи тип клапана тиску та його параметри значення μ будемо визначати за таблицею_.
- Визначивши площу клапана, та знаючи витрату яка визначається з експеременту можна визначити швидкість руху рідини через дросельний отвір клапану.

$$V = Q * f_e \, . \qquad (2.31)$$

- Наступний крок визначення коефіцієнту місцевого опору з формули

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho V^2}. \qquad (2.32)$$

Таким чином провівши експеремент, та знаючи залежності наведені вище, можна визначити всі дані для побудови залежності $\zeta = f(t, V)$.

ВИСНОВОК

Знаючи марку масла, яке буде використано в експеременті, було визначено злежність зміни кінематичної в'язкості від температури рідини методом лінійної апроксимації, дана залежність є такою $\nu = -240{,}26T + 1484{,}2$. Для потоків, що характеризуються дуже малими числами Рейнольдса (сили інерції є малими в порівнянні з силами в'язкості), коефіцієнти місцевих опорів можна визначати по теоретичної формулою (2.26), де значення коефіцієнта А залежить від геометрії місцевого опору.

Коефіцієнт стиснення струменя при витіканні з отворів при дуже малих числах Рейнольдса дорівнює одиниці, тобто стиснення не відбувається.

В результаті спеціальних експериментів встановлені залежності коефіцієнтів місцевих опорів від числа Рейнольдса для деяких практично важливих випадків (раптове розширення і звуження трубопроводу, діафрагма в трубопроводі, кутові односідельні і прохідні двосідельні регулюючі клапани), дійсні в широких межах зміни чисел Рейнольдса.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРЕМЕНТ. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КЛАПАНУ ТИСКУ З РОСТОМ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ.

Основна мета проведення досліду є отримання експериментальної залежності $\zeta = f(t, V)$. При цьому на самому досліді ми можемо визначити дані зміни температури t°C, а значення швидкості та V, м/с, та значення коефіцієнту місцевих втрат визначаємо за раніше теоретично виведених формул (2.31.), (2.32)., для цього було розроблено схему експерименту рис. 3.1..

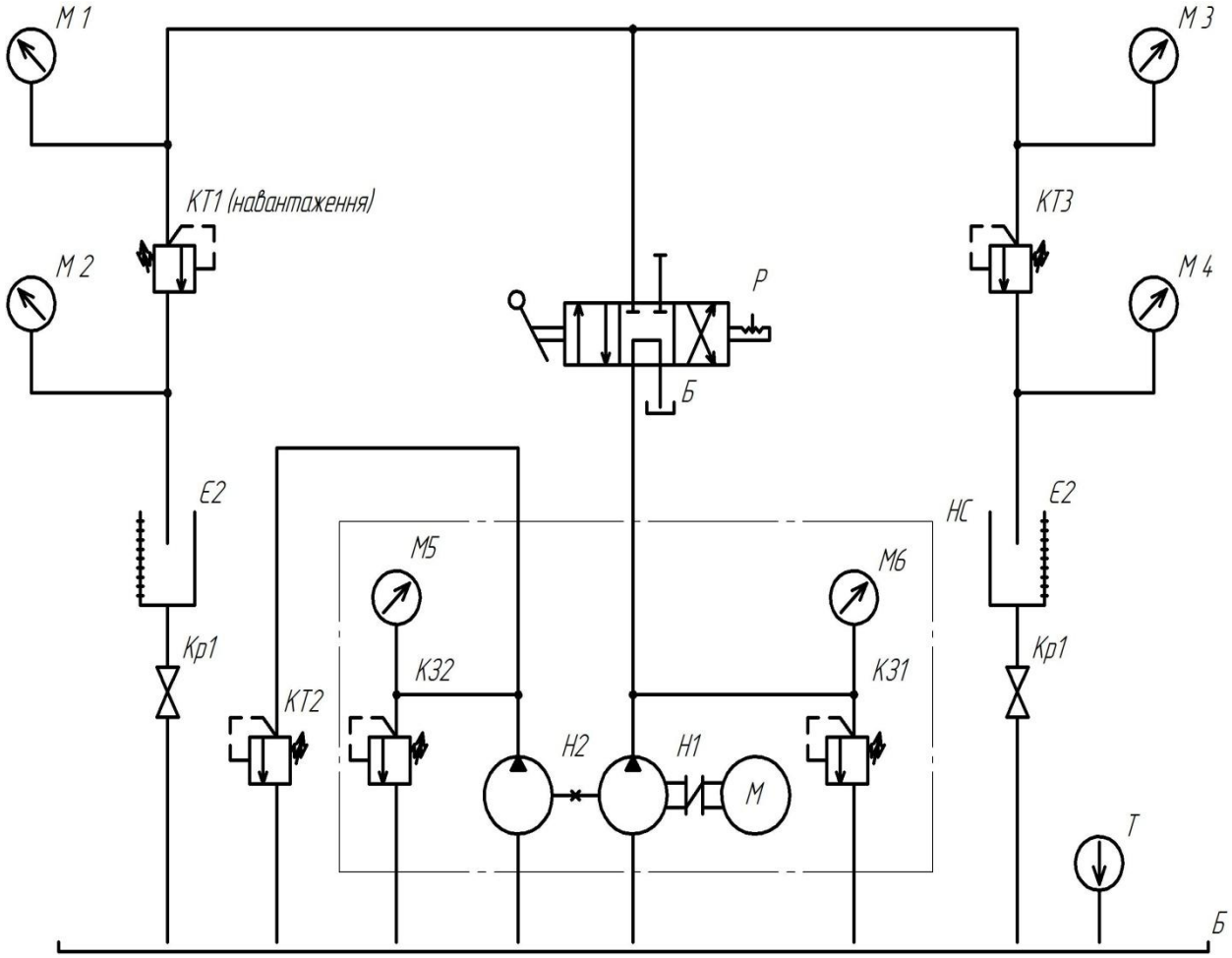


Рис. 3.1. Схема гідравлічна принципова для експеременту.

3.1. ОПИС РОБОТИ СХЕМИ ЕКСПЕРЕМЕНТУ.

Схема експеременту (рис. 3.1.) імітує реальну роботу системи в якій тиск задається клапаном тиску, на змінюється навантаження, також в процесі роботи зростає температура.

Мета експеременту: змоделювати роботу гідроприводу в якому змінюється навантаження, та зростає температура робочої рідини при цьому зняти з кларана тиску

проливну характеристику для кожного типу настройки клапана тиску, при різних рівнях тиску в системі та з впливом росту температури. На сонові отриманих даних потрібно отримати залежнність $\zeta = f(t, V)$.

Опис роботи схеми гідравлічної експерементального стенду. Даний стенд складається з насосної станції НС, (див. рис.3.1) насосна станція складається з двох насосів, при цьому один насос працює на систему а інший проливається через клапан тиску КТ2 в бак, дане підключення виконано для проведення експеременту в діапазоні високих температур, коли одни насос Н1, іякий працює на систему не забезпечує необхідного підяття температури рідини в установленому режимі роботи гідросистеми. Насосна станція обладнана запобіжнимим клапанами тиску КЗ1, КЗ2, та манометрами М5, М6. Для керування подачі витрати в систуму встановлений розподільник ¾ з механічним керуванням Р. Після розподільника витрата рідини поділяється на два потоки в яких встановлені клапани тиску КТ1, та КТ3. Лінія з клапаном КТ 3 імітує роботу аиконачого органу з різними навантаженням, саме за допомогою його налаштування ми будемо задавати той чи інший рівень навантаження в системі. Для контролю перепаду тиску в лінії навантаження встановленні манометри М1, та М2, витрата яка протікає через лінію навантаження будк фіксуватись за допомогою ємності Е2, з краном для зливу Кр1. В лінії 2 з клапаном КТ3 підключення виконано для зняття проливної характеристики через клапан КТ3. Саме клапан КТ3 і буде задавати максимальний рівень тиску в системі. КТ3 – досліджуваний клапан. Перепад тиску на клапані КТ3 контролюється через манометри М3, М4. Витрата через переливний клапан КТ3 фіксується за допомогою ємності Е2, та сикундоміра. Ємність Е2 обладна зливним краном Кр1. Для контрлю підвищення температури в системі досліджуваного гідроприводу в бак встановлено термометр Т. Термометр Т- ртутний термометр з ціною поділки 0.1°С.

3.2. ПЕРЕВІРКА МАНОМЕТРІВ.

Перед тим як проводити основний експеремент потрібно визначити похибки показів монометрів М1,М2,М3,М4 при різних діапазонах тисків. Для цього необхідно виконати додатковий експеремент по визначенюю точності показів манометрів.Тому було розроблено схему гідравлічну принципову (див. рис. 3.2.).

Дана схема складається з насосної станції НС в якій на одному валу підключено два насоси Н1, та Н2, один насос працює на систему, а інший заглушений в бак, без

проливного клапану, оскільки тут немає необхідності використання підігріву рідини, до того ж нагрів рідини в процесі роботи не впливає на показ манометрів. Насосні станції обладнанні клапаними запобіжними КЗ1, КЗ2. Для тестування манометрів на систему працює саме насос Н1, оскільки налаштування КЗ1 є вищим ніж для КЗ2, це виконано для того, щоб перевірити більший діапазон тисків і показів манометрів. Керування відбувається за допомогою розподільник 2/3 з механічним керуванням та фіксацією позиції. Тиск в системі задається за допомогою клапана тиску КТ3. При цьому важливо, щоб манометри були підключені від точки гідролінії, і щоб через них не йшла витрата, для не винекнення каскаду втрат тиску.

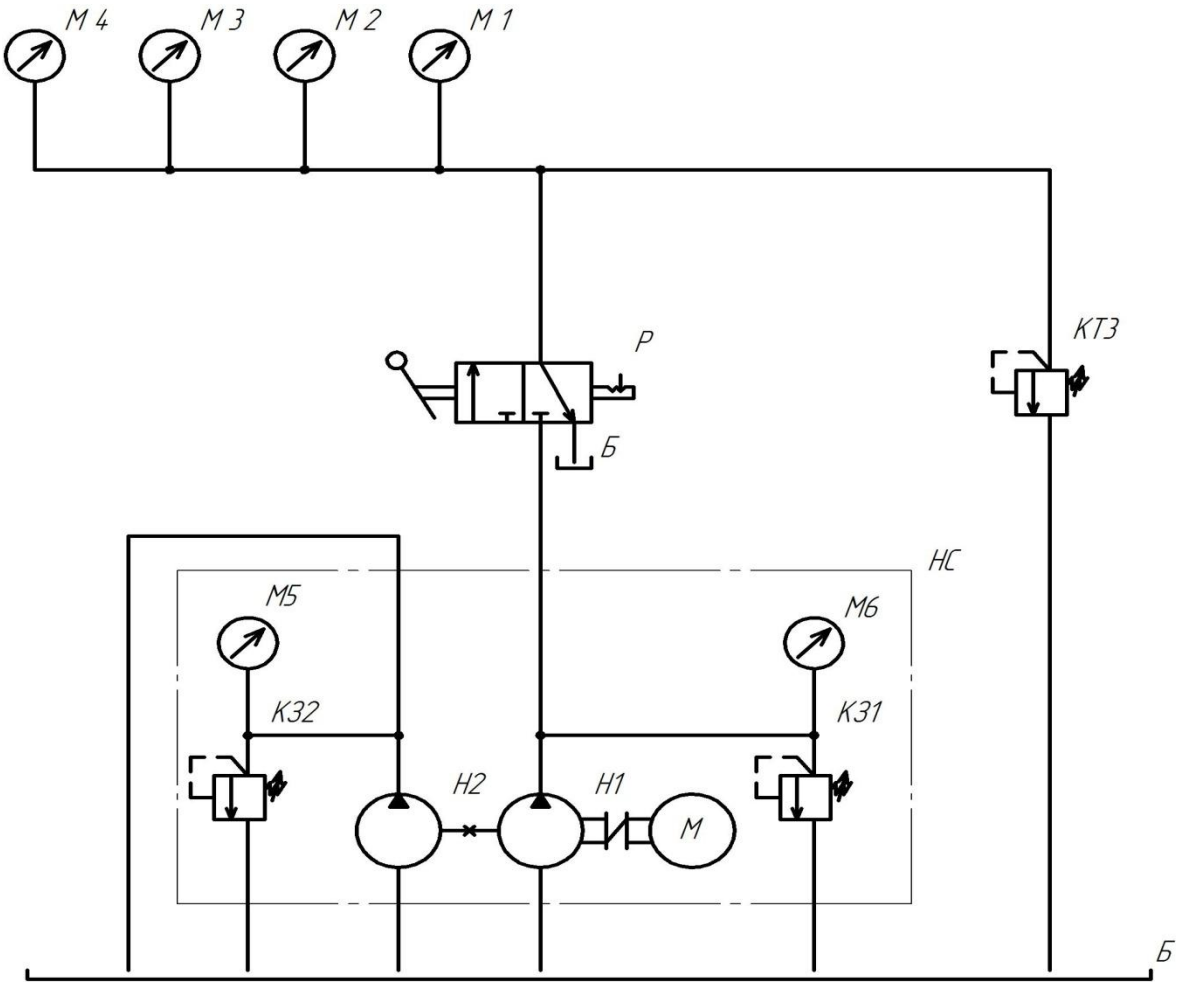


Рис. 3.2. Схема гідравлічна принципова для перевірки манометрів.

Зібраний стенд для експеременту представлений на рисунку 3.3.

Хід експеременту можна описати наступним чином:

- Скласти схему.

- Запустити схему на максимальному значенні клапану тиску для того, щоб система вийшла на установлений режим температури.
- Оскільки клапан КЗ1 насосної станції налаштований на максимальне значення тиску 60 бар, то враховуючи втрати на Р1, та втрати в трубопроводі тиск максимальний у нас буде 50бар.

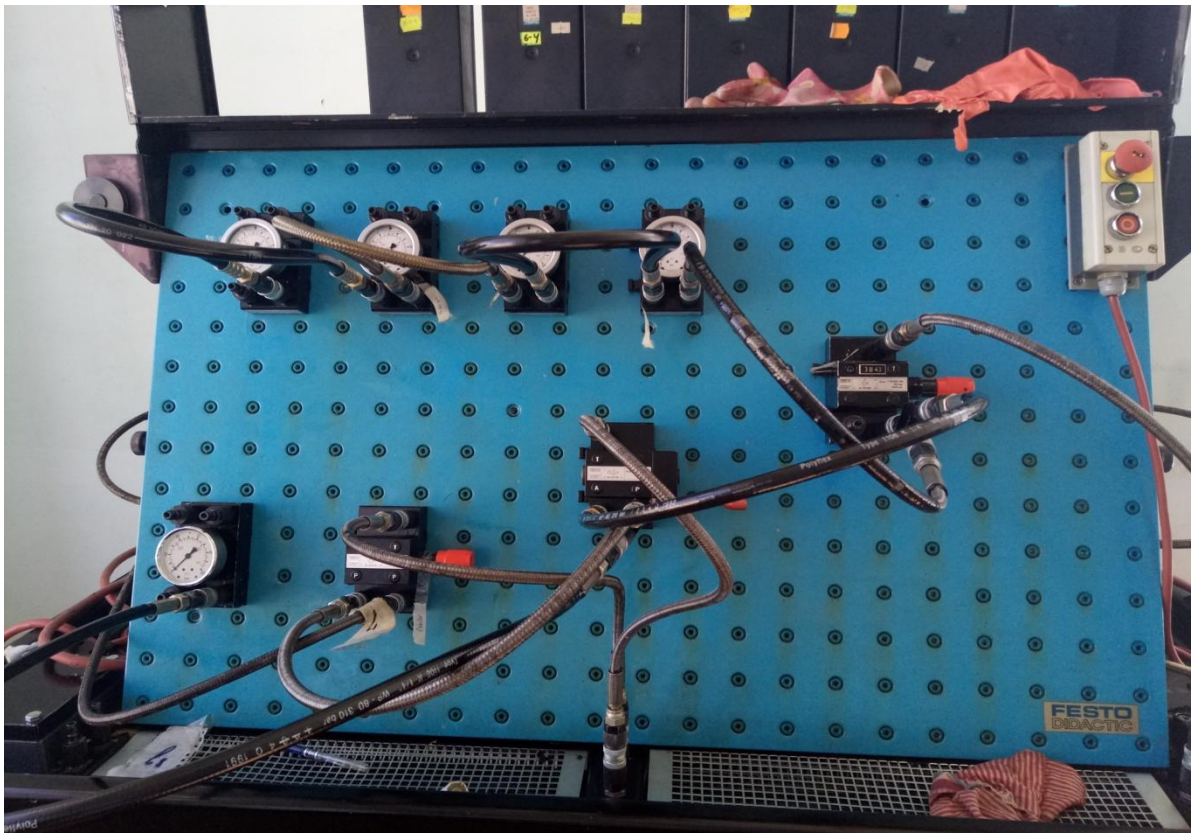


Рис. 3.3. Стенд для перевірки манометрів.

- Розбиваємо весь діапазон тиску від 10 бар, до 50 бар з кроком в 5 бар.
- Переводим розподільник Р1 в робочу позицію, при цьому налаштовуємо тиск по манометру М1, припускаємо, що він є номінальним.
- Дослід проводимо як з підвищенням, так і з пониженням тиску.
- Результати досліду записуємо протокол досліду.

Результати експеременту для підвищення точності були проведені 3 рази, результи приведені в Додатку А (таб. 1,2,3).

Після обробки даних експеременту була розрахована таблиця експеременту (таб.3.1), в який приведено середні значення показів манометрів М1,М2,М3,М4 відповідно. За результатами даного експеременту був побудований графік відхилень

показів манометра рис. 3.4.. Награфіку позначені ряди даниї М 1,1-підвищення, М1,2-пониження тиску.

Таблиця 3.1. Результати перевірки манометрів.

Середні значення				
№	Показники манометрів, bar			
	М1	М2	М3	М4
1	10,00	12,00	10,00	10,00
2	15,00	17,00	15,30	14,66
3	20,00	22,00	20,66	19,30
4	25,00	27,00	25,30	25,00
5	30,00	32,00	31,00	30,00
6	35,00	37,00	36,00	34,00
7	40,00	42,00	41,00	39,66
8	45,00	47,00	45,66	44,30
9	50,00	52,00	50,00	50,00
9	50,00	52,00	50,00	50,00
8	45,00	47,00	45,66	44,66
7	40,00	42,00	40,30	39,66
6	35,00	37,00	35,30	34,30
5	30,00	32,00	30,00	29,00
4	25,00	27,00	25,00	24,30
3	20,00	22,00	20,30	20,00
2	15,00	17,00	15,00	15,00
1	10,00	12,00	10,00	10,00

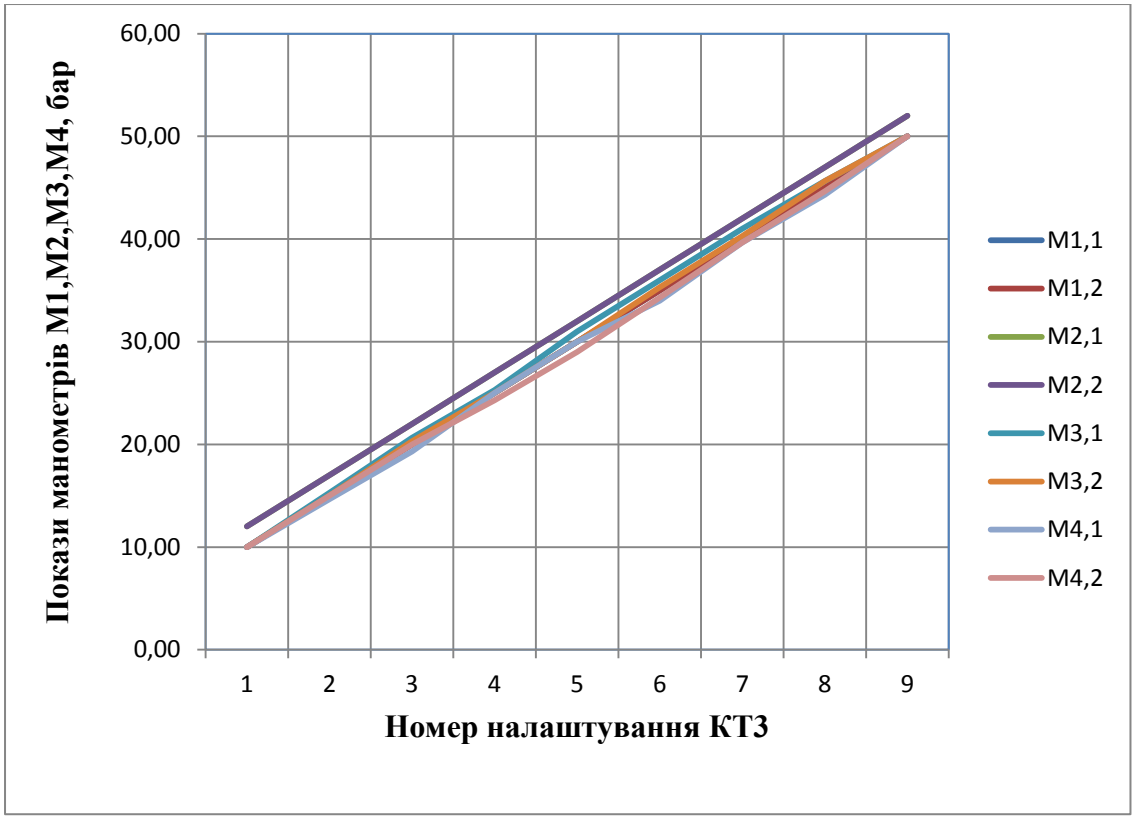


Рис. 3.4 Графік перевірки манометрів М1, М2, М3, М4.

Висновок: після перевірки манометрів М1, М2, М3, М4 в діапозоні тиску від 10 до 50 бар було отримано наступні дані по яких був побудований графік як видно з графіку та з таблиці даних, що в усьому діапазоні перевірки дайбільше відхилення отримав манометр М2, дане відхилення складає 2 бара в усьому діапазоні перевірки, і більше ніж ціна поділки манометра 1 бар. В ході отримання подальших даних в основному експеременті буде врахований даний факт.

3.3. ПІДБІР КЛАПАНІВ ТИСКУ ДЛЯ ЕКСПЕРЕМЕНТУ.

Наступним важливим елементом схеми експеременту є клапани тиску КТ1, КТ3. Для того, щоб перевірити їхню роботоздатність необхідно також перевірити дані клапани на гістерезис, зону нечутєвості, та максимальне налаштування тиску.

Для виконнання даної перевірки була розроблена схема експеременту на рис.3.5.

Дана схема складається з насосної станції НС в якій на одному валу підключено два насоси Н1, та Н2, один насос працює на систему, а інший в бак, без проливного клапану, оскільки тут немає необхідності використання підігріву рідини. Для керування використовується гідророзподільник 2/3 Р з механічним керуванням та фіксацією

позиції, далі в системі встановлено два манометри М1 та М2 для контролю перепаду тиску на клапанах, які перевіряються.

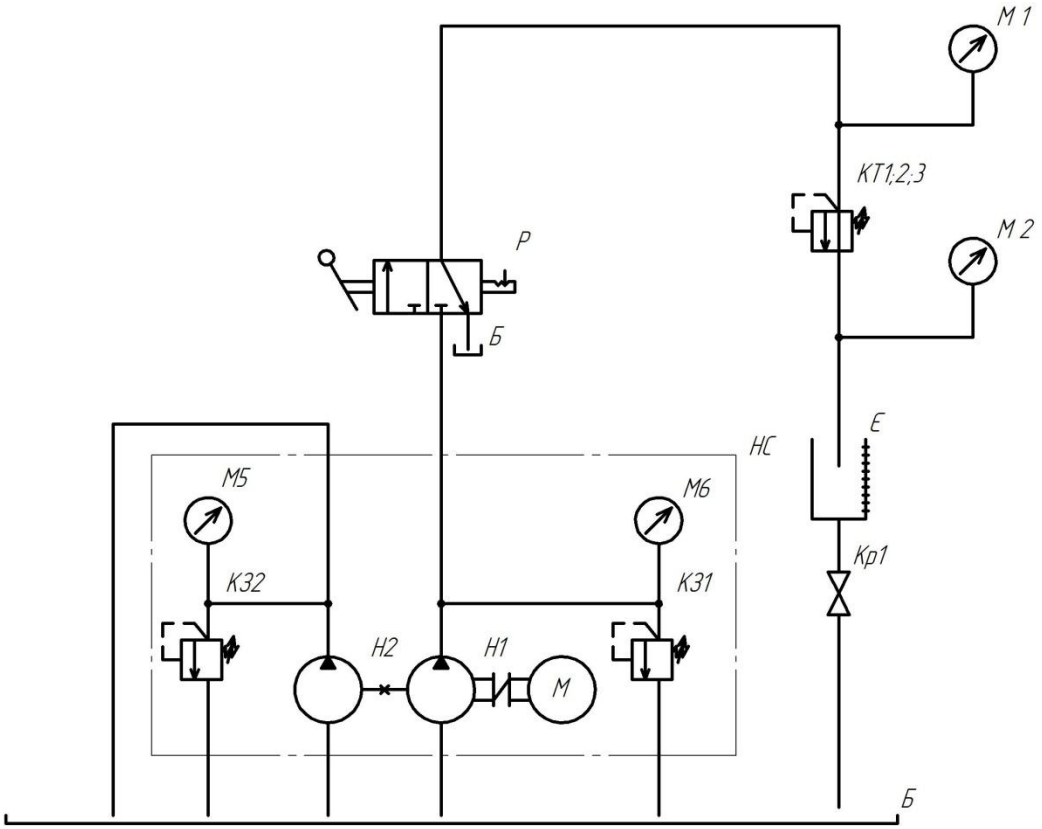


Рис. 3.5 Схема гідравлічна принцова для перевірки клапанів.

Ємність Є призначена для заміру витрати через клапани тиску за певного перепаду тиску, кран Кр1 призначений для зливу рідини, яка фіксується під час замірів витрати через клапан.

За великим рахунком необхідно виконати проливання клапанів при цьому нагріти систему приводу до встановленої температури 35-40 °С, щоб нівелювати температурний вплив. Зібрана схема експеременту представлена на рис. 3.6. При цьому хід експеременту можна описати наступним чином:

- Запускаємо насосну станцію, задаємо тиск на клапані, яикаємо деякий час поки температура в системі стане встановленою, та отримає значення в діапазоні 35-40 °С.
- Налаштовуємо відповідне значення тиску на клапані відповідно до обертів регулятора.

- Прекриваємо кран Кр1 на ємності Е, при цьому чикаємо поки значення обєму рідини в ємності не досягне 1л, для того щоб режим витрати став установленим без врахування динаміки пермикання розподільника Р.
- Заміряємо час при якому об’єм рідини зросте від 1л, до 2л відповідно.
- Фіксуємо значення тисків на показниках манометрів М1, М2.
- Дані записуємо в таблицю експеременту 3.3.
- При цьому кожен клапан проливається як на підвищення так і на пониження тиску.

Оскільки насосна станція працює лише на одну лінію, тому і витрата яка протікатиме через клапан тиску повинна відповідати подачі насосної станції, проте це лише за умови коли клапан запобіжний КЗ1, а точніше його налаштування буде меншим ніж максимльний тиск який зможе задати клапан тиску КТ1,2,3.

Після проведених замірів потрібно розрахувати наступні величини перепад тиску на клапані, та величину витрати через клапан, які визначаються за наступними формулами:

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (3.1)$$

$$Q = \frac{V}{t} * 60, \text{л/хв} . \quad (3.2)$$

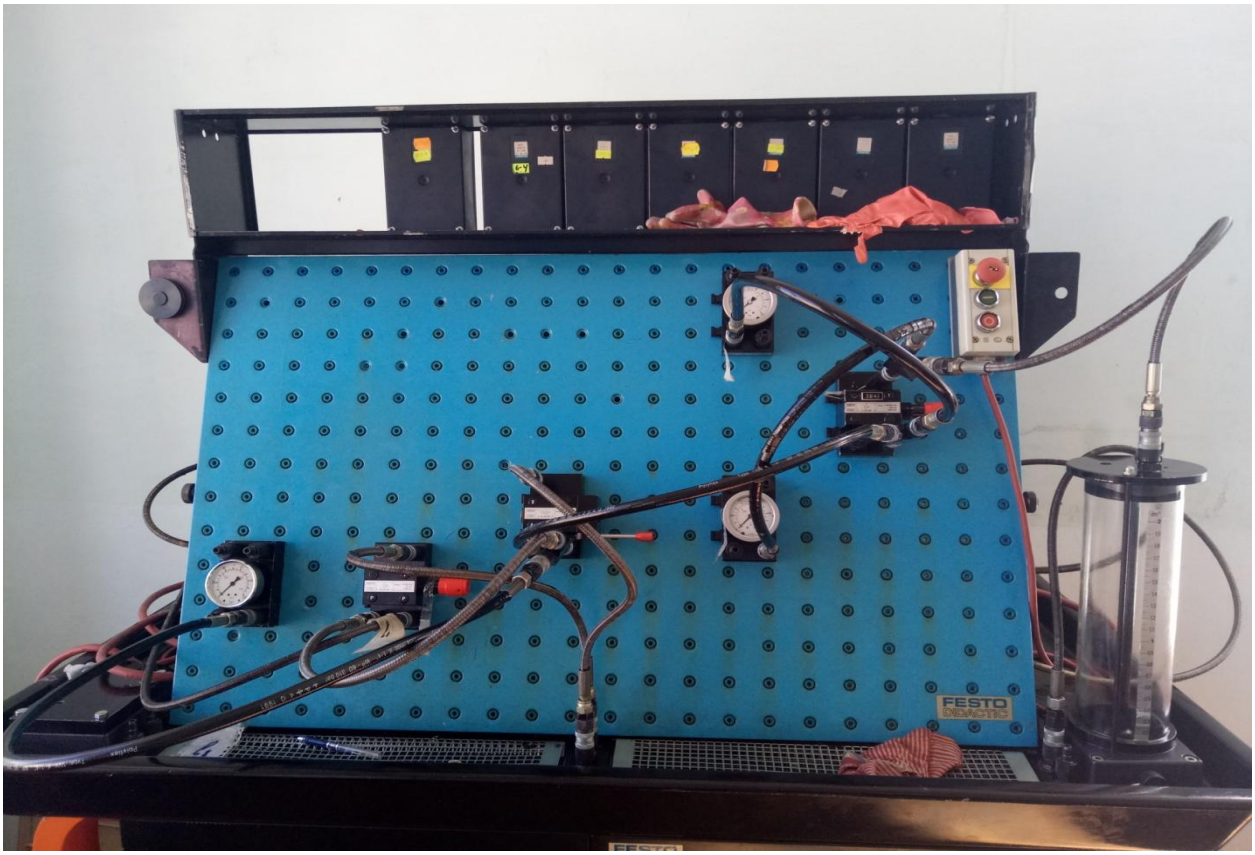


Рис. 3.6. Стенд для перевірки клапанів тиску КТ1,2,3.

Значення експеременту зафіксовані в таблицях 4,5,6, Додаток А.

Після проведених розрахунків отримуємо наступні результати таб.3.2, 3.3, 3.4..

Таблиця 3.2. Результати проливання клапана КТ1.

Клапан 1							
Підвищення	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	0.5	8	6	14,24	1	4,213483	2,00
	1	8	6	13,87	1	4,33	2,00
	1.5	8	6	13,77	1	4,36	2,00
	2	8	8	14,09	1	4,26	0,00
	2.5	8	6	14,11	1	4,25	2,00
	3	8	6	14	1	4,29	2,00
	3.5	8	6	13,87	1	4,33	2,00
	4	10	6	13,89	1	4,32	4,00
	4.5	18	6	14,07	1	4,26	12,00
	5	26	6	14,28	1	4,20	20,00

Клапан 1							
Зниження	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	5	26	6	14,4	1	4,17	20,00
	4.5	18	6	14,25	1	4,21	12,00
	4	9	6	13,8	1	4,35	3,00
	3.5	8	8	13,79	1	4,35	0,00
	3	7	6	13,74	1	4,37	1,00
	2.5	7	6	13,82	1	4,34	1,00
	2	7	6	13,99	1	4,29	1,00
	1.5	7	6	14	1	4,29	1,00
	1	7	6	13,85	1	4,33	1,00
	0.5	7	6	13,78	1	4,35	1,00

Таблиця 3.3. Результати проливання клапана КТ2.

Клапан 2							
Підвищення	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	0.5	7	6	14,11	1	4,25	1,00
	1	7	6	13,95	1	4,30	1,00
	1.5	7	6	13,97	1	4,29	1,00
	2	7	6	13,81	1	4,34	1,00
	2.5	8	6	13,88	1	4,32	2,00
	3	8	6	13,87	1	4,33	2,00
	3.5	8	6	14,17	1	4,23	2,00
	4	11	6	13,77	1	4,36	5,00
	4.5	21	6	14,2	1	4,23	15,00
	5	36	6	14,44	1	4,16	30,00
Клапан 2							
Зниження	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	5	36	6	14,34	1	4,18	30,00
	4.5	20	6	14,35	1	4,18	14,00
	4	10	6	13,91	1	4,31	4,00
	3.5	8	6	13,95	1	4,30	2,00
	3	7	6	13,85	1	4,33	1,00
	2.5	7	6	13,57	1	4,42	1,00
	2	7	6	14,04	1	4,27	1,00

	1.5	7	6	13,95	1	4,30	1,00
	1	7	6	13,81	1	4,34	1,00
	0.5	7	6	14,09	1	4,26	1,00

Таблиця 3.4. Результати проливання клапана КТ3.

Клапан 3							
Підвищення	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	0.5	8	6	14,37	1	4,18	2,00
	1	9	6	14,27	1	4,20	3,00
	1.5	14	6	14,3	1	4,20	8,00
	2	24	6	14,57	1	4,12	18,00
	2.5	34	6	14,58	1	4,12	28,00
	3	45	6	22,35	1	2,68	39,00

Клапан 3							
Зниження	Оберт.	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л	Q, л/хв	ΔP, bar
	3	44	5	22,4	1	2,68	39,00
	2.5	33	6	14,06	1	4,27	27,00
	2	23	6	14,46	1	4,15	17,00
	1.5	15	6	14,39	1	4,17	9,00
	1	15	6	14,04	1	4,27	9,00
	0.5	8	6	14,14	1	4,24	2,00

За результатами даних функцій були побудовані графіки функцій $\Delta p = f(n)$, де n – кількість обертів ручки регулятора клапану, тобто керуючий сигнал, Δр- перепад тиску на клапані тиску. Графіки представлені на рисунках 3.7, 3.8, 3.9. Відповідно до кожного клапану тиску.

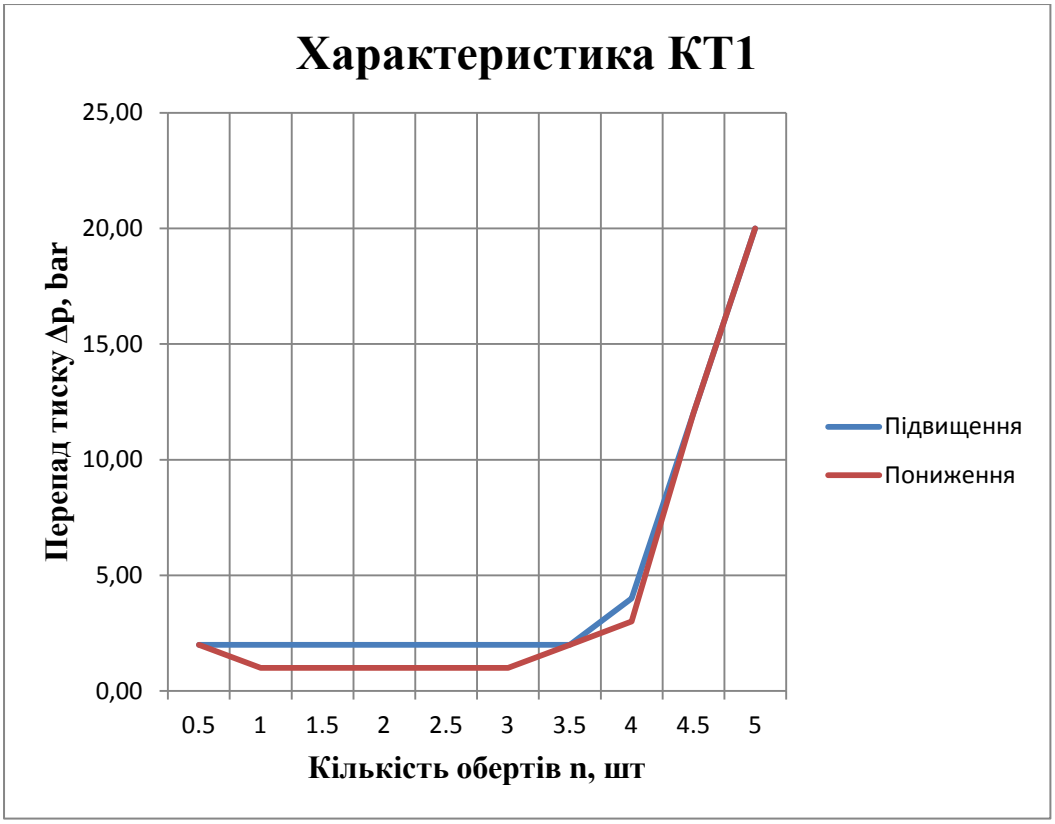


Рис. 3.7.Характеристика клапану КТ1.

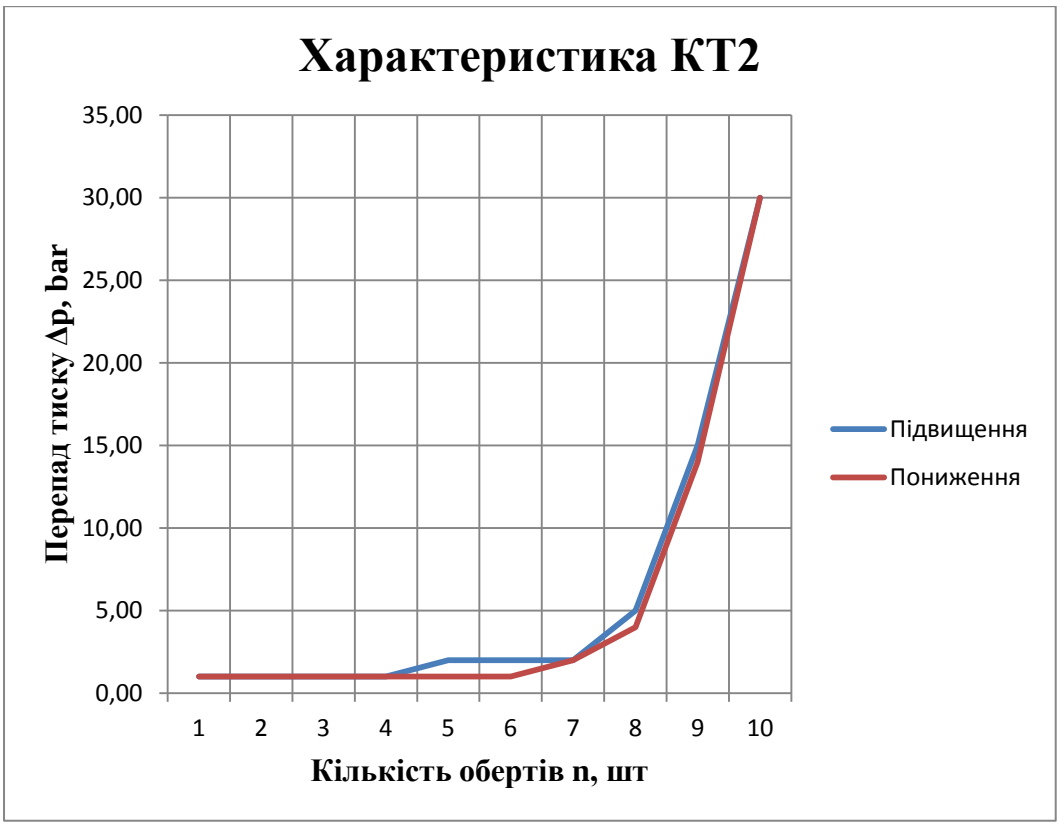


Рис. 3.8.Характеристика клапану КТ2.

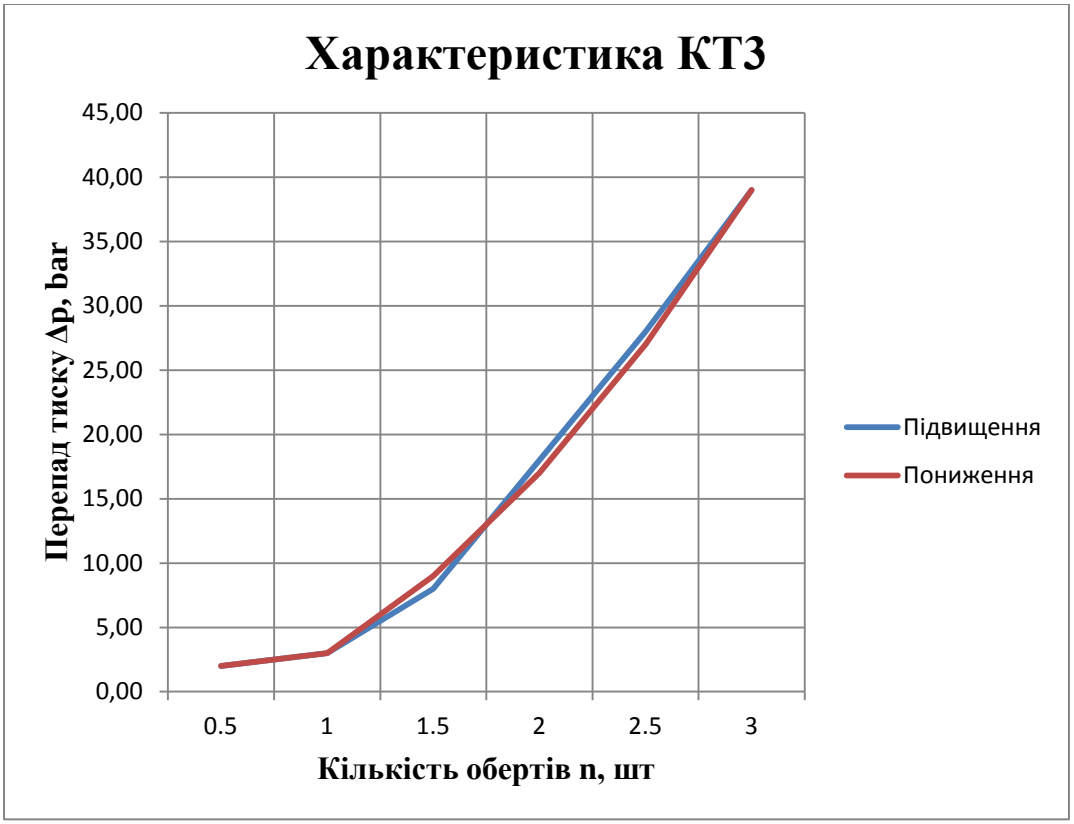


Рис. 3.9.Характеристика клапану КТ3.

Висновок: У результатаі побудованих графіків, можна провести аналіз по характеристикам клапанів тиску. Як видно з рис. 3.7, рис. 3.8., клапани тиску КТ1, КТ2 мають, досить велику зону нечуттєвості вхідного сигналу, для клапана КТ1 вона скcладає 3.5 оберта, а для клапана КТ2 4 оберта. Також максимальний перепад тиску який можна задавати клапанами визначається для клапана КТ1 20 bar, а для клапана КТ2 30 bar. Не досконаліть даної характеристики пояснюється знососм пружи клапану, та втрати пружної характеристики. Для клапану КТ3 практично відсутня зона нечутєвості, максимальний перепад тиску складає 39 bar. При цьому спостерігається лінійна пропорційність самої характеристики. Як висновок можна сказати, що для подальшого проведення досліду будемо використовувати, клапан КТ3.

3.4 ВИЗНАЧЕННЯ ПОДАЧІ НС.

Для подальших розрахунків потрібно визначити фактичну подачу НС на стенді, для цього була розроблена схема див. рис. 3.10..

Схема є максимально спрощена і має лише ті необхідні елементи для визначення фактичної витрати яку видає насосна станція, а саме насасна станція НС, мірна ємність Є2, кран для зливу рідини з ємності Кр1.

Хід експеременту:

- Вімкнути розподільник Р в робочу позицію, щоб подача йшла в ємність Є2
- При цьому без врахування динаміки, потрібно зафіксувати час поки в ємності набереться 1л рідини.
- Для точності експеременту значення були отримані чотири рази, після чого було визначено середнє значення, див. таб. 3.5..

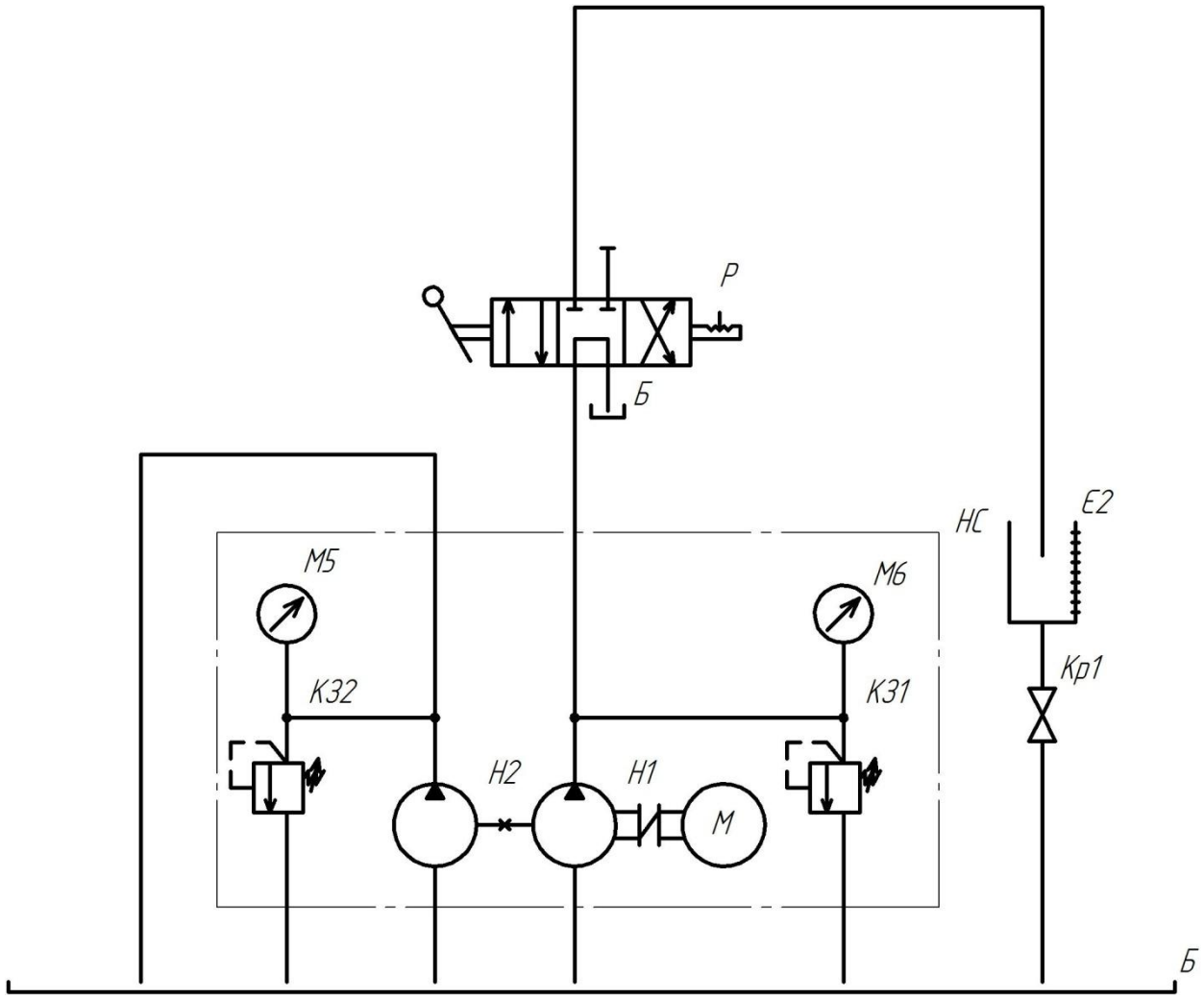


Рис. 3.10.Схема для визначення подачі НС.

Таблиця 3.5. Визначення подачі НС.

Визначення подачі НС				
№	Об'єм, л	час, с	час, хв	подача л/хв
1	1,00	13,79	0,230	4,35
2	1,00	13,62	0,227	4,41
3	1,00	13,54	0,226	4,43
4	1,00	13,58	0,226	4,42
			Середнє	4,40

Висновок: Після проведених дослідів було визначено фактичну подачу насосної станції, яка становить 4.4 л/хв.

3.5 ОСНОВНИЙ ЕКСПЕРЕМЕНТ.

Метою експеременту є експерементальне знаходження росту витрати через клапан тиску КТ3 при однакових налаштуваннях клпану, перепаду тиску з ростом температури. Для проведення експеременту була розроблена схема гідравлічна принципова експеременту див. рис. 3.11.

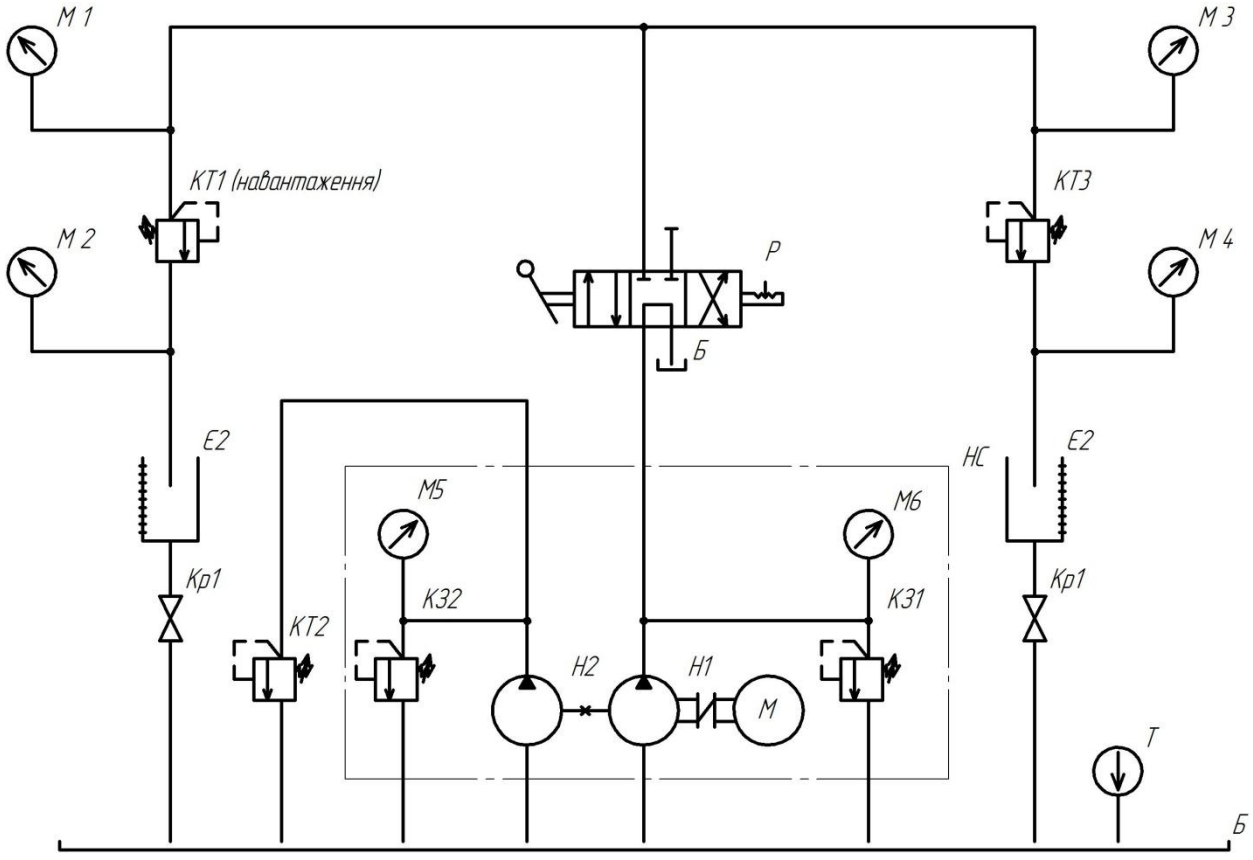


Рис. 3.11.Схема гідравлічна принципова експеременту.

В схемі встановлені дві лінії, одна з клапаном КТ1, а інша з клапаном КТ3. Лінія в якій встановлений клапан КТ1 – лінія навантаження, при цьому навантаження в системі є зінним, і налаштування клапану КТ1 буде змінюватись, в процесі роботи над експерементом, клапан КТ3 – досліджуваний клапан. Для заміру витрати в лініях встановлені ємності Є1, Є2 відповідно. Для контролю температури встановлео в бак системи ртутний термометр Т. В лінію нагнітання насосу Н2 встановлено клапан тиску КТ2, для нагріву рідини в верхніх діапазонах температури. Діапазон температури від 25°С - 45°, обумовлений температурою в лабораторії, та від максисмальних втрат в гідросистемі. Фото зібраного стенду на рис. 3.12.

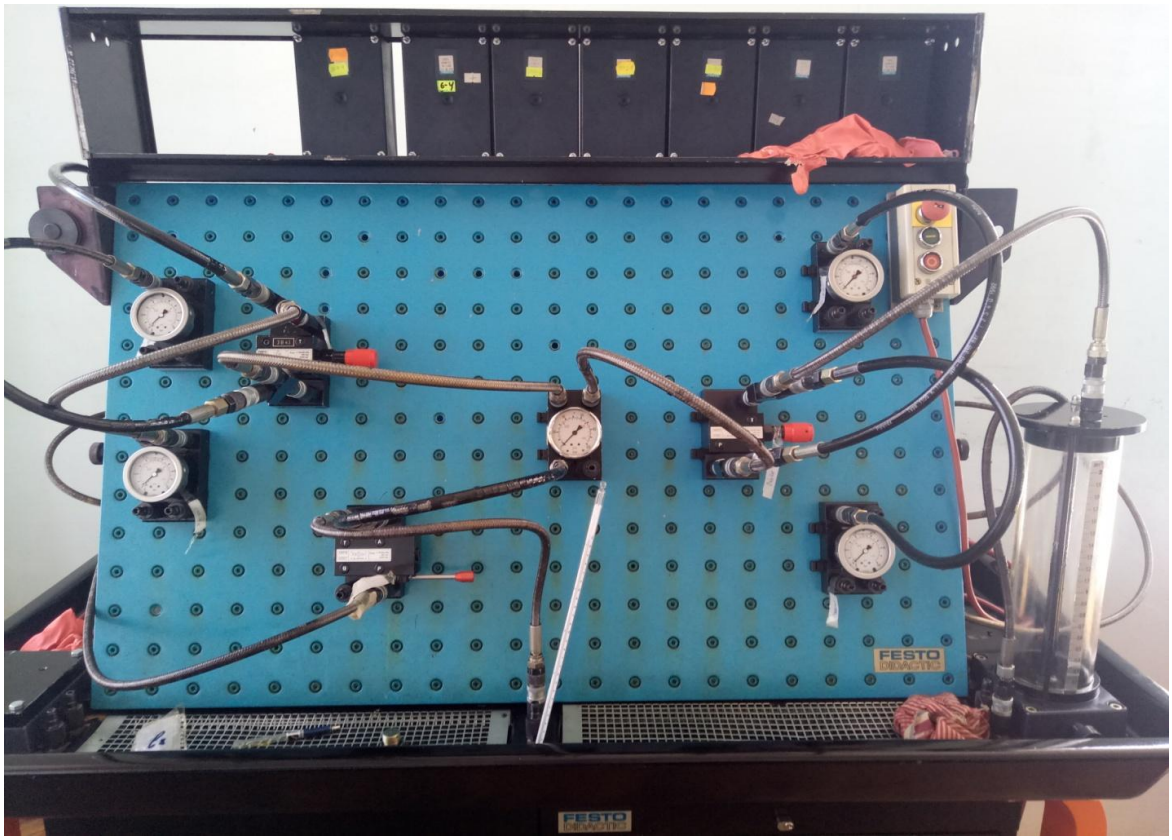


Рис. 3.12.Фото стенду експеременту.

Хід експеременту:

- Налаштовуємо клапан КТ3 на відповідне налаштування. Налаштування клапану відповідає точкам які перевірялись на перевірці клапанів.
- Налаштовуємо клапан КТ1 на відповідне налаштування. Клапан КТ1 відповідає за зміну навантаження при одному й томуж налаштуванню клапану тиску КТ3.
- Пеперводимо розподільник в робочий стан.

- Заміряємо витрати на ємностях Є1, та Є2.
- Фіксуємо температуру.

Важливо, щоб проливання однієї точки налаштування клапана КТ3, при різному навантаженні в системі відбувалось, при одній, температурі.

Дані експеременту записані в Додатку А таблиці 7,8,9,10,11.

За результатами отриманих даних були побудовані графіки залежності витрати від перепаду тиску при однакових точках налаштування клапана тиску КТ3, та при зростанні температури. В результаті були отримані 5 графіків, див. рис. 3.13-3.17.

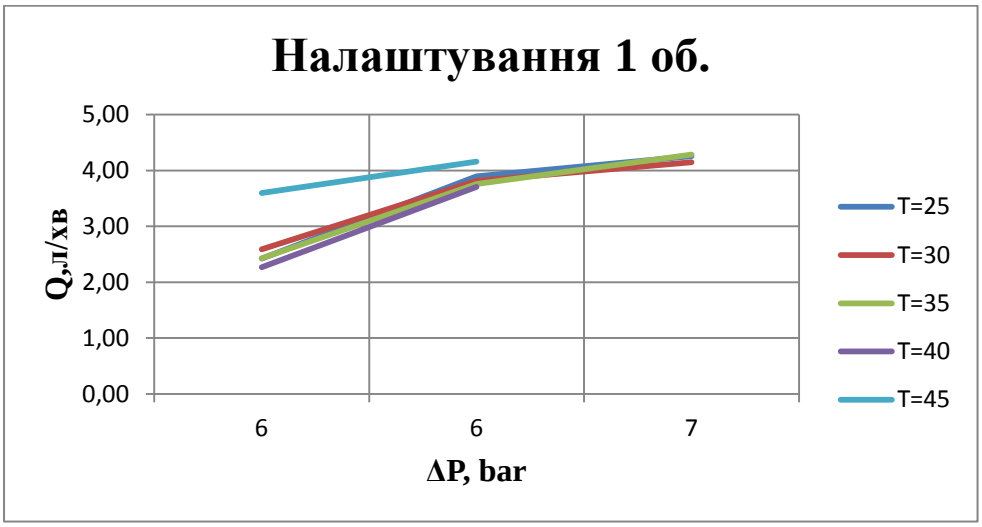


Рис. 3.13.Графік залежності Q=f(Δp) для КТ3, при налаштуванні 1 оберти.

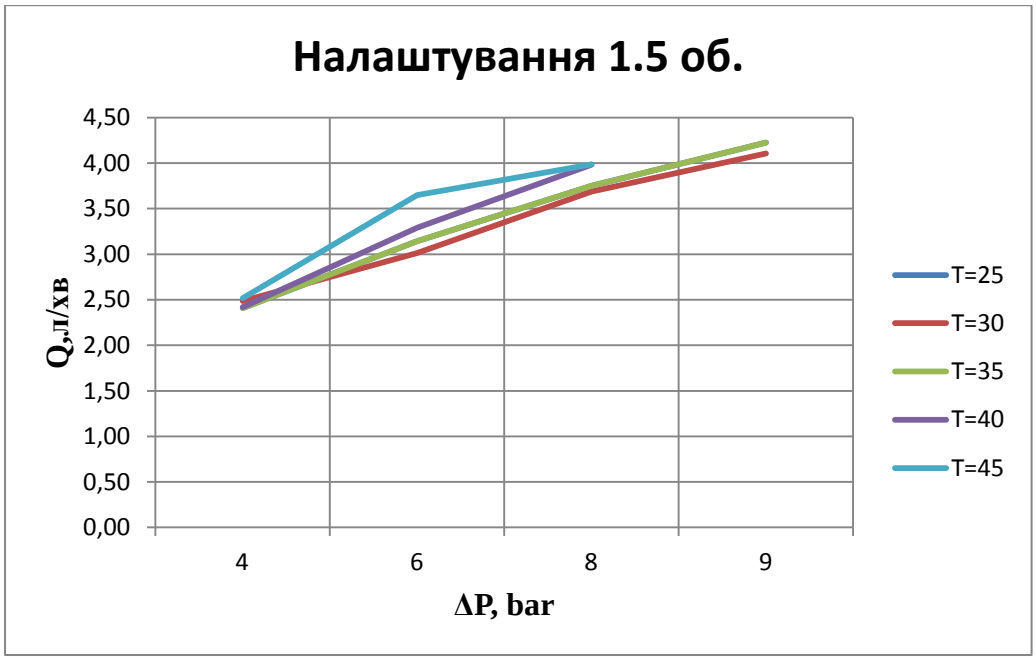


Рис. 3.14.Графік залежності Q=f(Δp) для КТ3, при налаштуванні 1.5 оберти.

Рис. 3.15.Графік залежності Q=f(Δp) для КТ3, при налаштуванні 2 оберти.

Рис. 3.16.Графік залежності Q=f(Δp) для КТ3, при налаштуванні 2.5 оберти.

Рис. 3.17.Графік залежності Q=f(Δp) для КТ3, при налаштуванні 3 оберти.

В результаті побудованих графіків можна побачити, що з ростом температури робочої рідини в гідроприводі зростає витрата через перелевний клапан КТ3, при однакових налаштуваннях клапана. Отже, оскільки налаштування клапану в ході експеременту, були однакові це означає, що геометрія прохідного перезріу була однакова, і при цьому спостерігаєтья зростання витрати, отже значення коефіцієнту місцевого опору залежить від зміни числа рейнольдса (2.12). Оскільки число рейнольдса залежить від кінематичної в'язкості, та від швидкості рідини, це означає що потрібно побудувати залежність ζ=f(Q,t). Для цього нам необхідно попередньо визначити, ще такі додаткові дані, як сам коефіцієнт місцевого опору ζ, який визначається за формулою

2.28 $\zeta_{\text{пр}} = \frac{(p_1 - p_2)\, 2w_{\text{пр}}^2}{\rho Q^2}$, де значення p_1, p_2, Q – ми млжемо взяти з експеременту, $w_{\text{пр}}$- площа прохідного перерізу клапану, зрозуміло, що вона залежить від налаштування самого клапану, і визначається за формулою

$$\omega_{\text{пр}} = \frac{Q}{\mu\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}. \qquad (3.3)$$

Для рідини HLP46 , значення густини при температурі 25°C складає 874 кг/м^3, значення коефіцієнта витрати враховуючи рис. 2.7, μ=0.8.

Тоді виконавши розрахунки отримаємо наступні значення площ прохідного перерізу в залежності від налаштування клапану, таб. 3.6

Таблиця 3.6. Значення площ прохідних перерізів в залежності від налаштування клапана.

n, об.	1	1.5	2	2.5	3
$\omega_{пр}$, мм^2	2,19	1,57	0,93	0,53	0,11

Як видно з отриманих результатів з кількістю обертів регулятора, площа прохідного перерізу зменшується, що є логічним. Отже знаючи полощі прохідного перерізу, та інші дані з експеременту, ми можемо розрахувати значення коефіцієнту місцевого опору в залежності від витрати, та росту температури, для відповідного налаштування клапана тиску. Результати розрахунку наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7. Результати розрахунку значення ζ.

n=1 оберти	T, 25 °C				
	ζ	1124,11	433,81	424,27	
	Q, л,хв	2,42	3,90	4,26	
	T, 30 °C				
	ζ	818,33	452,02	446,83	
	Q, л,хв	3,01	3,69	4,11	
	T, 35 °C				
	ζ	929,97	467,10	418,27	
	Q, л,хв	2,43	3,75	4,29	
	T, 40 °C				
	ζ	1066,41	400,04		
	Q, л,хв	2,27	3,70		
	T, 45 °C				
	ζ	424,10	316,96		
	Q, л,хв	3,60	4,16		
n=1,5 оберти	T, 25 °C				
	ζ	462,59	406,72	344,57	321,52
	Q, л,хв	2,47	2,88	3,62	3,97
	T, 30 °C				
	ζ	456,90	373,03	332,21	300,99
	Q, л,хв	2,48	3,01	3,69	4,11
	T, 35 °C				
	ζ	388,57	342,95	320,88	284,34
	Q, л,хв	2,41	3,14	3,75	4,23
	T, 40 °C				
	ζ	481,82	312,42	249,08	

	Q, л,хв	2,42	3,29	3,98	
	T, 45 °C				
	ζ	445,62	296,43	248,75	
	Q, л,хв	2,52	3,65	3,98	
n=2 оберти	T, 25 °C				
	ζ	82764,75	1959,55	427,95	187,50
	Q, л,хв	0,15	1,10	2,45	4,11
	T, 30 °C				
	ζ	56402,17	404,11	390,34	183,92
	Q, л,хв	0,19	2,32	2,57	4,15
	T, 35 °C				
	ζ	32173,98	1309,25	354,46	171,00
	Q, л,хв	0,24	1,23	2,69	4,17
	T, 40 °C				
	ζ	9612,47	1279,65	323,34	168,63
	Q, л,хв	0,32	1,30	2,82	4,20
	T, 45 °C				
	ζ	714,98	982,17	256,38	167,69
	Q, л,хв	1,18	1,49	3,17	4,21
n=2,5 оберти	T, 25 °C				
	ζ	428,98	178,55	97,78	
	Q, л,хв	1,86	3,00	4,05	
	T, 30 °C				
	ζ	6527,56	401,82	172,01	95,54
	Q, л,хв	0,44	1,92	3,06	4,10
	T, 35 °C				
	ζ	21910,37	375,54	164,55	94,50
	Q, л,хв	0,24	1,98	3,13	4,12
	T, 40 °C				
	ζ	18078,52	350,16	157,77	96,26
	Q, л,хв	0,27	2,05	3,19	4,17
	T, 45 °C				
	ζ	11506,06	302,05	147,37	100,04
	Q, л,хв	0,33	2,21	3,30	4,09
n=3 оберти	T, 25 °C				
	ζ	759,64	15,77	6,84	
	Q, л,хв	0,35	2,48	3,87	
	T, 30 °C				
	ζ	712,11	13,88	6,45	
	Q, л,хв	0,36	2,64	3,99	
	T, 35 °C				
	ζ	649,76	12,10	6,07	
	Q, л,хв	0,38	2,83	4,11	
	T, 40 °C				
	ζ	594,15	10,31	5,82	

	Q, л,хв	0,39	3,11	4,20
	T, 45 °C			
	ζ	529,24	9,57	5,66
	Q, л,хв	0,42	3,23	4,26

В результаті отриманих даних були побудовані графіки залежності ζ=f(Q,t), для кожного типу налаштування клапана тиску, див. рис. 3.18-3.22.

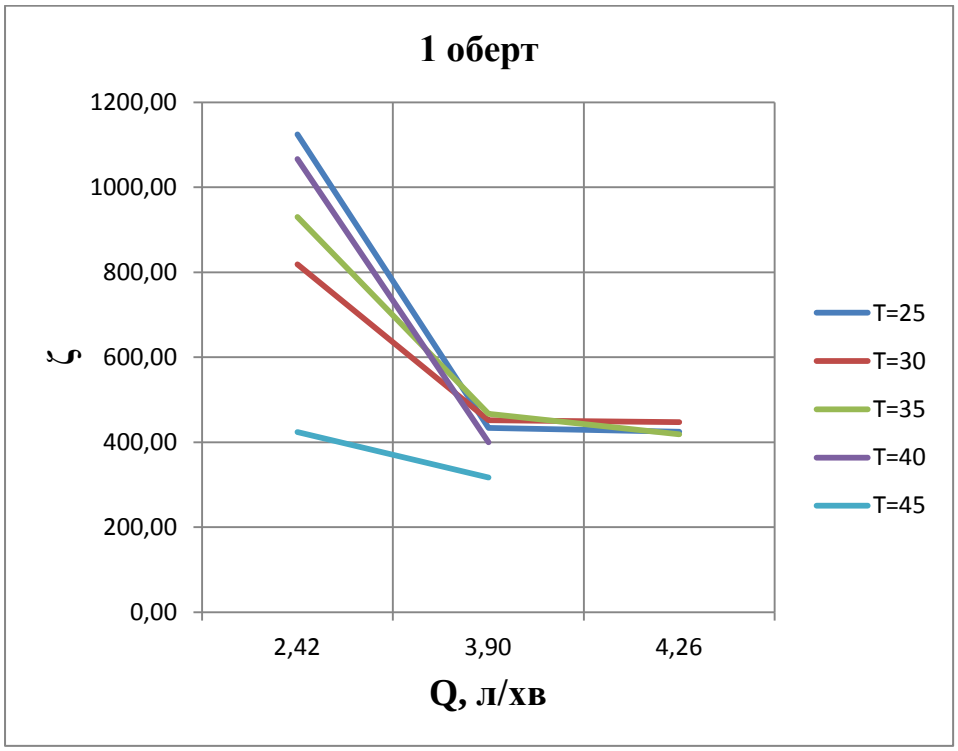


Рис. 3.18.Графік залежності ζ=f(Q,t) для КТ3, при налаштуванні 1 оберт.

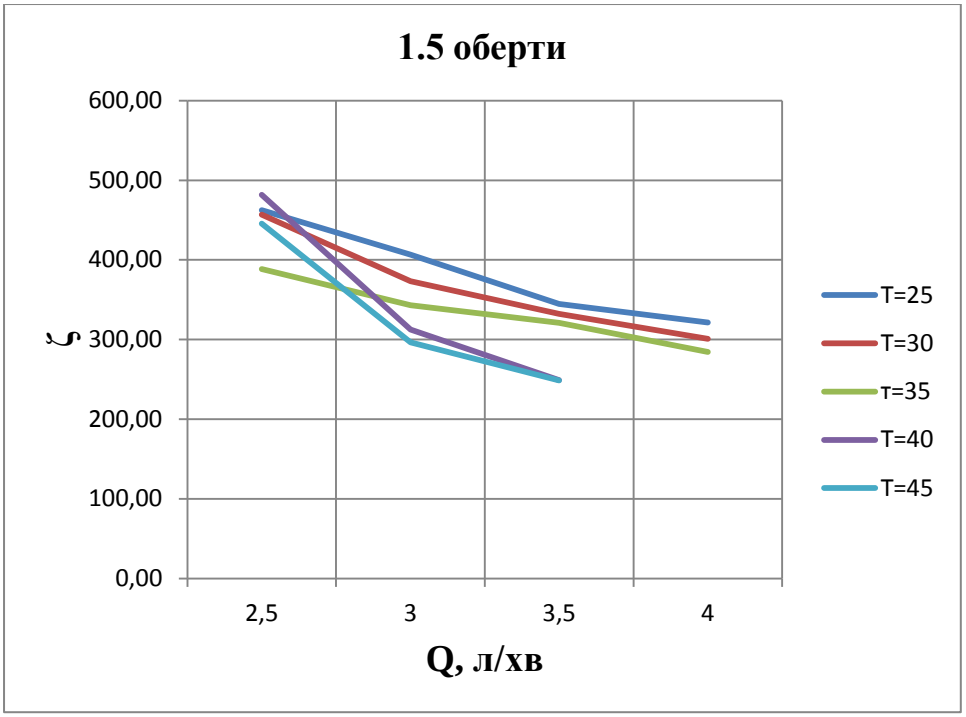


Рис. 3.19.Графік залежності ζ=f(Q,t) для КТ3, при налаштуванні 1,5 оберти.

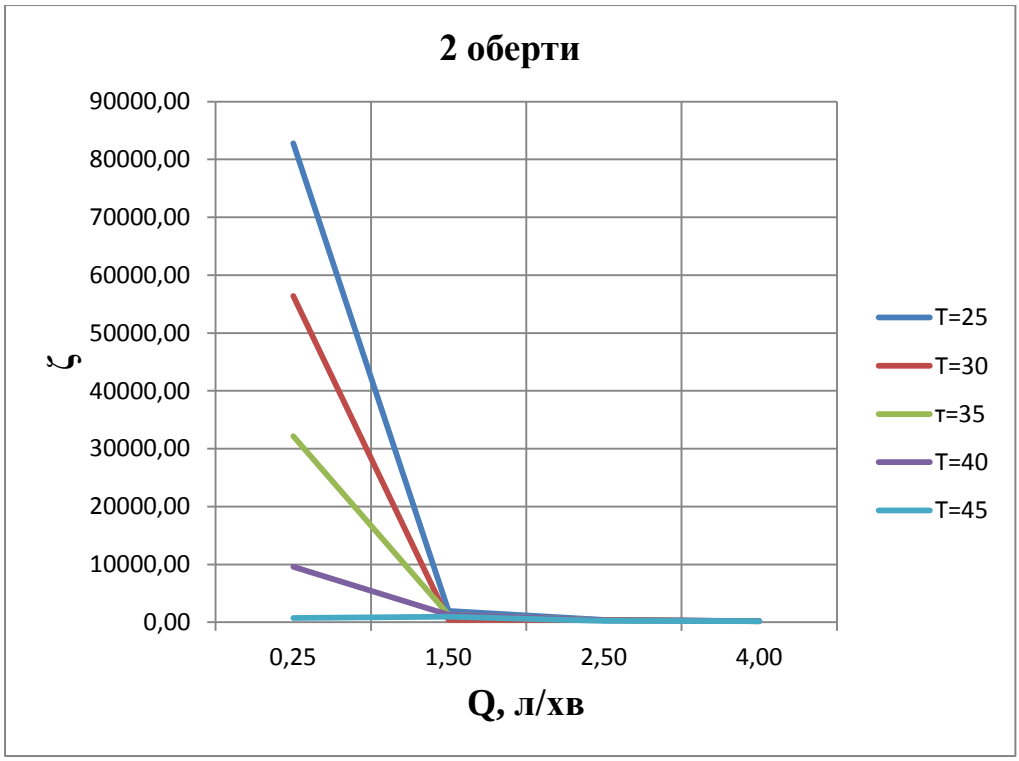


Рис. 3.20.Графік залежності ζ=f(Q,t) для КТ3, при налаштуванні 2 оберти.

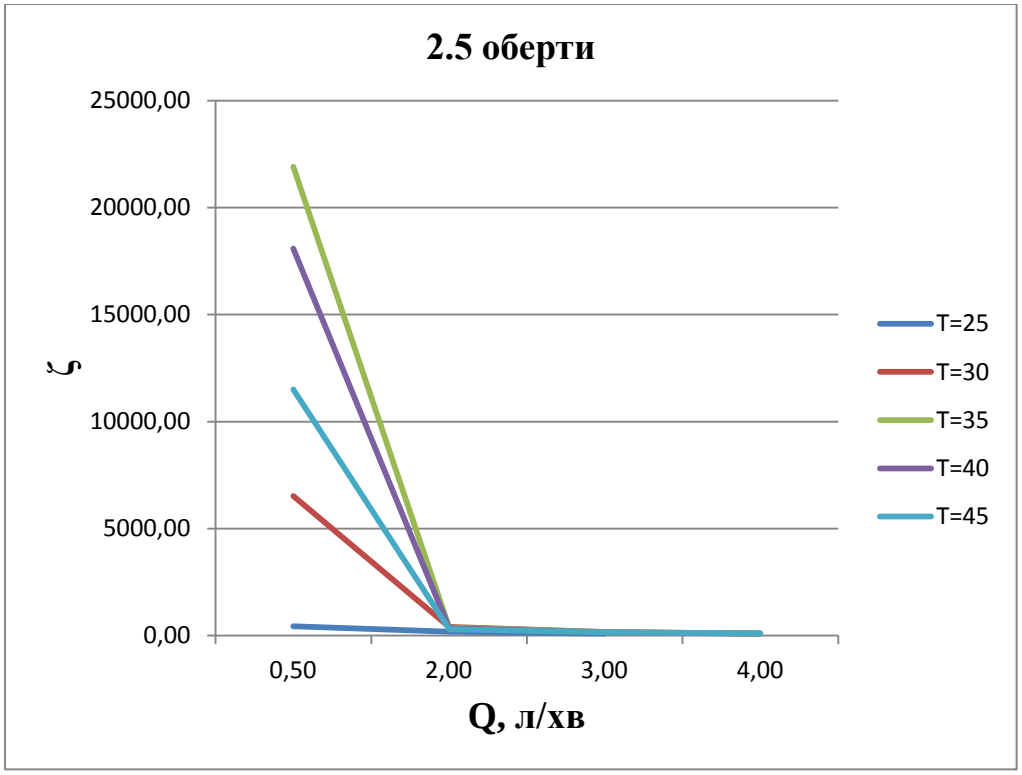


Рис. 3.21.Графік залежності ζ=f(Q,t) для КТ3, при налаштуванні 2,5 оберти.

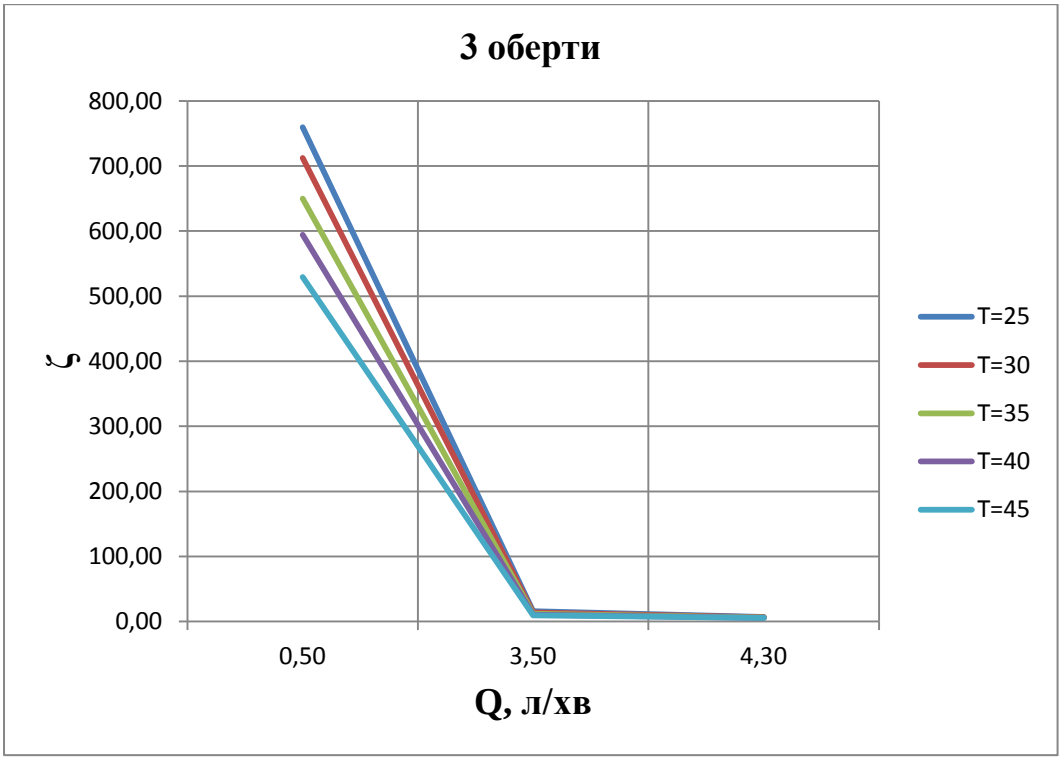


Рис. 3.22.Графік залежності ζ=f(Q,t) для КТ3, при налаштуванні 3 оберти.

З отриманх графіків методом лінійної апроксимації знаходимо залежності ζ=f(Q,t), отримані рівняння записані в таб. 3.8.

Таблиця 3.8. Результати лінійної апроксимації графіків.

	T, °C	Рівняння ζ=f(Q)
1 оберт	25	y = -349,92x + 1360,6
	30	y = -185,75x + 943,89
	35	y = -255,85x + 1116,8
	40	y = -666,37x + 1732,8
	45	y = -107,14x + 531,24
1.5 оберти	25	y = -48,536x + 505,19
	30	y = -50,853x + 492,92
	35	y = -33,478x + 417,88
	40	y = -116,37x + 580,52
	45	y = -98,434x + 527,13
2 оберти	25	y = -24926x + 83651
	30	y = -16867x + 56512
	35	y = -9696,4x + 32743
	40	y = -2928,8x + 10168
	45	y = -236,76x + 1122,2
2.5 оберти	25	y = -6565,9x + 22051
	30	y = -5413,9x + 18205
	35	y = -3437,3x + 11607
	40	y = -1952,6x + 6680,7
	45	y = -165,6x + 566,31
3 оберти	25	y = -376,4x + 1013,5
	30	y = -352,83x + 949,81
	35	y = -321,85x + 866,34
	40	y = -294,17x + 791,76
	45	y = -261,79x + 705,07

ВИСНОВОК

Після проведених експерементів та обробки отриманих було практисно підтверджено, що з росстом температури коефіціент місцевого опору ζ зменшується, також з зростанням витрати рідини через клапан тиску зменшується ζ. Була досліджена залежність витрати рідини від перепаду тиску, для певного налаштування клапану, з ростом температури, в результаті спостерігається зростання витрати при підвищенні температури при однакових умовах налаштування, та перепаду тиску. З експерементальних графіків було отримано шляхом лінійної апроксимації залежності функцій ζ=f(Q,t), в залежності від налаштування клапану.

РОЗДІЛ 4

ПРОГРАМА КЕРУВАННЯ ПРОПОРЦІЙНИМ КЛАПАНОИ ТИСКУ З ВРАХУВАННЯМ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ.

4.1. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ПРОГРАМИ КЕРУВАННЯ.

Наведений вище експеримент був проведений для клапану тиску з ручним керуванням, для того щоб визначити корекцію сигналу для клапану з електричним керуванням заздалегідь були вибрані однакові клапани, які відрізняються лише типом керування, для досліду використовувався клапан з ручним керуванням, а для розрахунку такий же самий, тільки з електромагнітом, тобто гідравлічні характеристики для обох є однаковими. Модель клапану з електромагнітом Festo VT-VSPA1-1-1X, зведена характеристика обох клапанів наведена на рис.4.1.

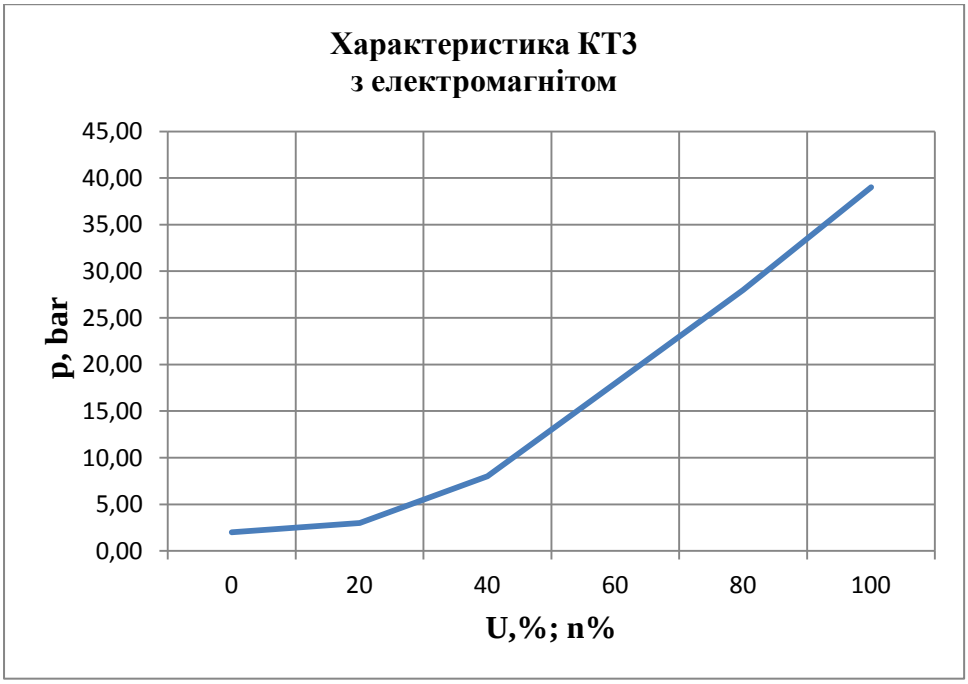


Рис. 4.1. Характеристика клапану тиску Festo VT-VSPA1-1-1X.

З даних залежностей методом лінійної апроксимації ми отримуємо рівняння залежностей налаштованого тиску від вхідного сигналу, для кожного клапану.

$$P = 7{,}7143U\% - 10{,}667. \quad (4.1)$$

$$P = 7{,}7143n\% - 10{,}667. \quad (4.2)$$

Де значення числа обертів n змінюється від 0.5 до 3 шт..

Також для визначення керуючого сигналу необхідно визначити значення витрати рідини через клапан при даному завданні тиску, для цього скористаємось тех. паспортною характеристикою клапану тиску рис. 4.2..

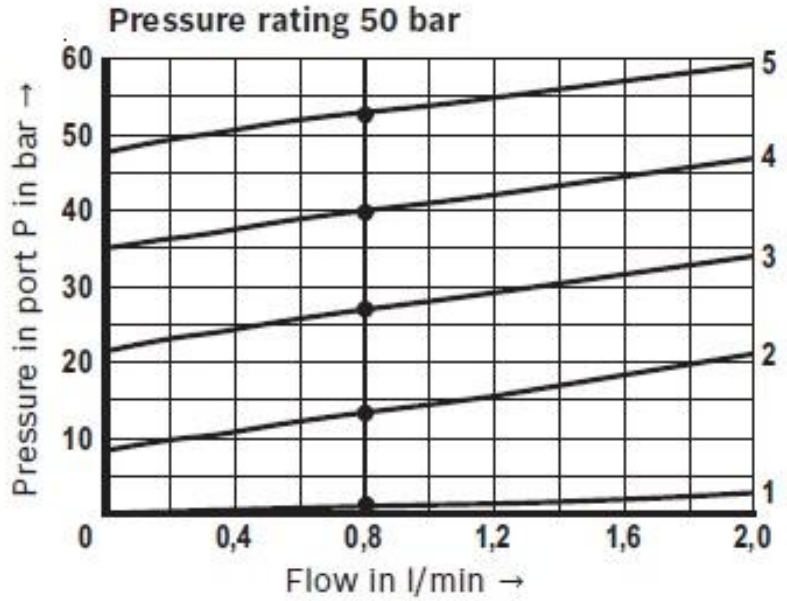


Рис. 4.2. Характеристика проливна клапану тиску Festo VT-VSPA1-1-1X в діапазоні тиску 50 bar.

Ще одною необхідною залежністю для алгоритму керування є залежність коефіцієнту місцевого опору від напруги керуючого сигналу рис. 4.3.

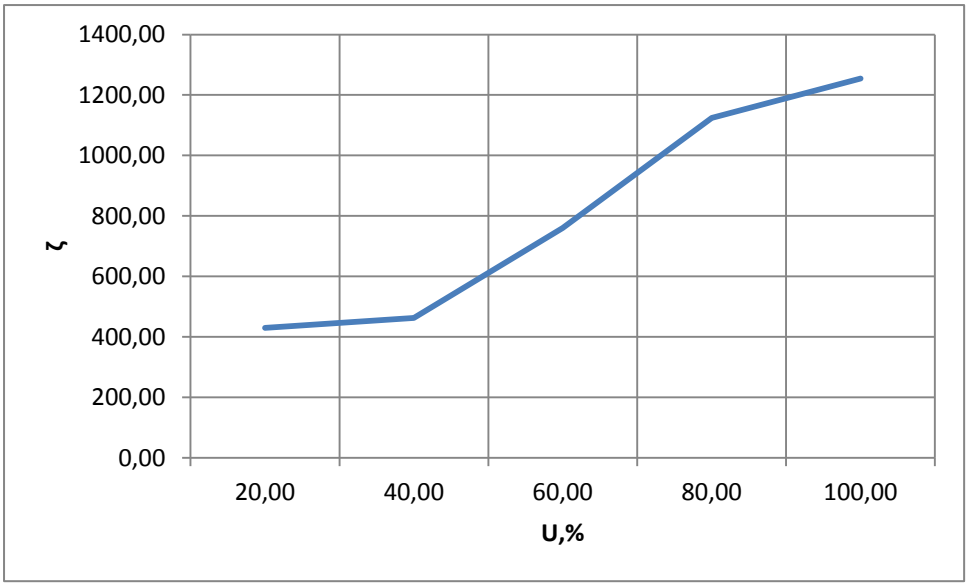


Рис. 4.3. Залежність ζ= f(U%).

Рівняння графіку 4.3 приймає наступний вигляд:

$$\zeta = 231{,}31U\% + 112{,}1. \quad (4.3)$$

Маючи вище наведені залежності можна розробити алгоритм програми керування аналоговим виходом клапану тиску:

1. Знаючи тиск, який необхідно налаштувати знаходимо значення керуючого сигналу U_1, n з залежності 4.1, 4.2..
2. Знаходимо значення витрати рідини з проливної характеристики клапану рис. 4.2.
3. Використовуючи вже відомі параметри Q, T, n, визначаємо значення коефіцієнту місцевих втрат за допомогою раніше отриманих залежностей таб. 3.8.
4. Знаходимо значення сигналу напруги U_2% враховуючи залежність 4.3.
5. Порівнюємо отримані значення.

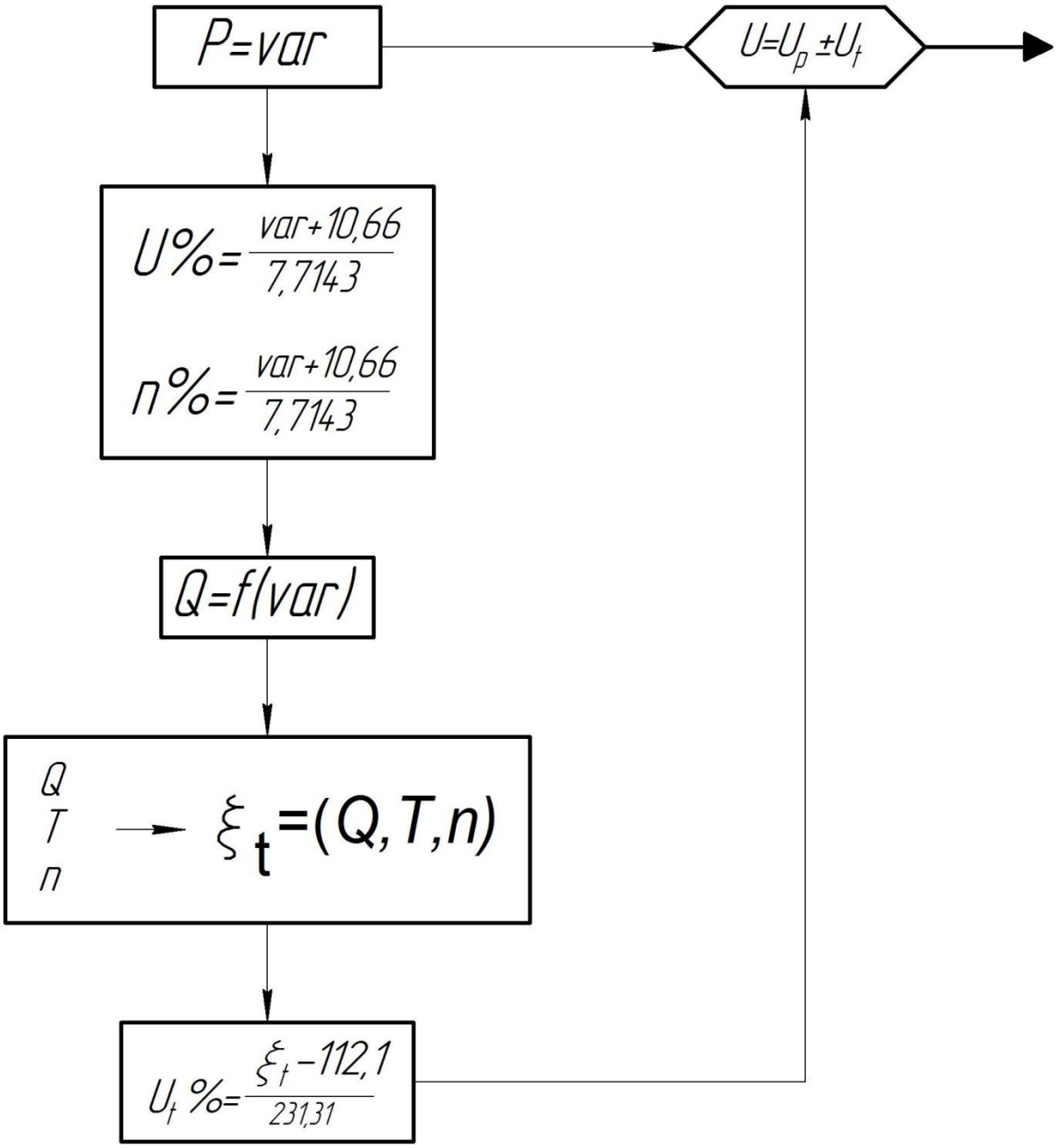


Рис. 4.4. Алгоритм керування клапаном з врахуванням температури.

4.2. ПРОГРАМА КЕРУВАННЯ КЛАПАНОМ ТИСКУ.

Використовуючи алгоритм керування рис. 4.4 була розроблена програма керування клапаном тиску на мові програмування PLC ST (structured text).

```
program;
uses crt;
var St1, St2: string;
    U%, n%, T, Q, k1,k2,ζ : longint;
    flag : boolean;
begin
  write('Введіть значення тиску: '); readln(a);
```

```
 presure := 25;
  for i := a to b do
  begin
    Str(i, st1);
    k1 := i*i;
    Str(k1, st2);
    k := length(st1);
    k1 := pressure+10,66/7,71;           {Визначаємо U% }
   k2 := pressure+10,66/7,71 {Визначаємо n% }
 flag := true;      {Визначаємо n% }
write('Визначаємо значення витрати : '); readln(a);
 flow = var(( ;
  for i := a to b do
  begin
    Str(i, st1);
    k1 := i*i;
    Str(k1, st2);
    k := length(st1);
    k1 := pressure+10,66/7,71;           {Визначаємо Q }
   k2 := pressure+10,66/7,71 {Визначаємо n% }

    while Q > 0 do  {}
    begin
      if St1[k] <> St2[length(St2) - (k1-k)] then
      begin    { якщо цифри не однакові }
        flag := false;   { то  }
        k := 0;   { і тому виходимо з циклу }
      end;
      dec(k);      { інакше порівнюємо наступні цифри }
    end;
    if flag = true then
                            inc(ζ);
                            writeln(st1, ' -> ',st2);
                          end;
flag := true;      {Визначаємо n% }
write('Визначаємо значення витрати : '); readln(a);
 flow = var(( ;
  for i := a to b do
  begin
    Str(i, st1);
    k1 := i*i;
    Str(k1, st2);
    k := length(st1);
    k1 := pressure+10,66/7,71;           {Визначаємо Q }
   k2 := pressure+10,66/7,71 {Визначаємо n% }

end;
  writeln(Значення Ut = ',kol);
  readln
      end.
```

ВИСНОВОК

Був розроблений алгоритм фрагмент програми для керування клапаном тиску з врахуванням корекції впливу температури. На основі алгоритму була розроблена програма на мові ST, яка перераховує керуючий сигнал клапану тиску.

РОЗДІЛ 5. СТАРТАП-ПРОЕКТ КЛАПАН З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ КРОКОВОГО ДВИГУНА

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 табл.5.1 надано інформацію про зміст ідеї, можливі напрямки застосування, основні вигоди, що може отримати користувач товару. На рис. 5.1 представлена концептуальна схема модернізації звичайного клапану тиску з керуванням через кроковий двигун. Таким чином ми отримуємо пропорційний клапан тиску.

Таблиця 5.1 – Опис ідеї стартап - проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Клапан тиску з пропорційним керуванням на основі звичайного клапана за допомогою крокового двигуна	1. Системи транспортування	Підвищення точності керування без зворотного зв’язку за рахунок малої дискретності приводу.
	2. Системи керування механізмів та машин	Підвищення економічного ефекту гідроприводу

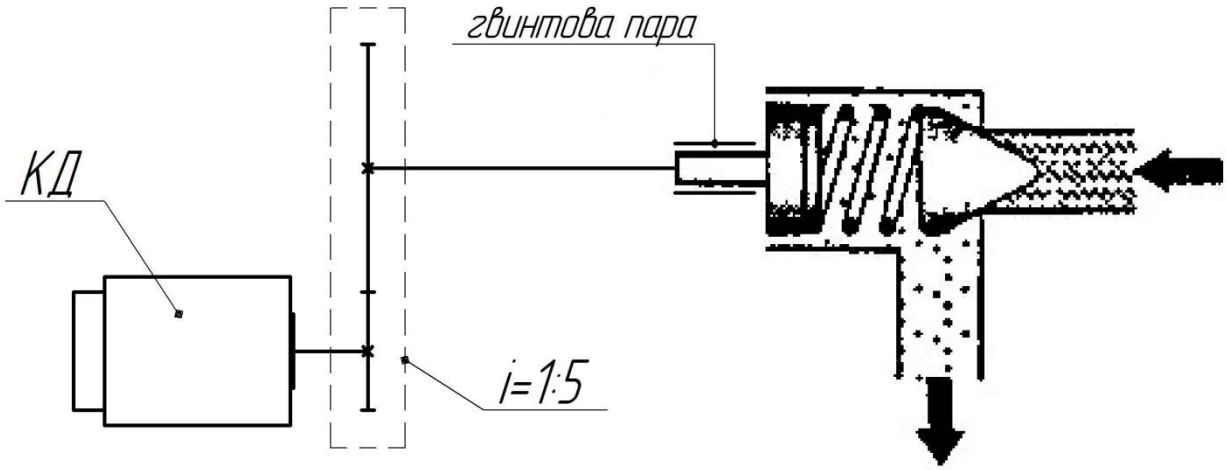


Рис. 5.1 Концептуальна схема стартап - проекту.

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

Таблиця 5.2- Визначення характеристик ідеї проекту

	Техніко-економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Пропорційна гідр	Сервогідравл.	Дискретні сист.			
1	Точність Позиціонування, %	97%	99%	99%	96%		+	
2	Вартість, тис.грн	10	20	28	8			+
3	Тиск (МПа)	6	6	6	6		+	

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

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].

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

Таблиця 5.3. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	8
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	8 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[41]
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	10%

За таблиці 5.3 видно, що за попереднім оцінюванням є ринок привабливим для входження, хоча обсяг ринку в 8 млн. дол. Для України є низьким в порівнянні з Європою.

5.3.2. Надалі визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 5.4).

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
Недорогі клапани тиску з пропорційним електрокеруванням	1) Автомобільна промисловість; 2) Аеро промисловість; 3) Станко - будування;	1) EN ISO 4413: 2010 [41]; 2) Різний тип обладнання; 3) Різні потужності виробництва 4) Різна купівельна спроможність	3) Легке встановлення системи; 2) Ремонто-придатність; 3) Окупність в найкоротші строки; 4) Надійність

5.3.3. Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринкового середовища: складаються таблиці факторів, що сприяють ринковому впровадженню

проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. 5.5 - 5.6). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення значущості.

Таблиця 5.5.-Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Надійність	Надійність є меншою в порівняні з електромагнітами через більшу кількість ланок	Відмова від становлення
2	Імплементація в інші системи.	Наявність різних інтерфейсів	Заміна на нову систему іншого постачальника. Відмова від подальшої співпраці.

Таблиця 5.6. - Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Низька ціна	Скорочуються витрати на гідропривід в цілому	Перехід на систему даного типу для всіх етапів виробництва, де можливе оптимальне співвідношення ціна якість
2	Простота обслуговування	Зменшення затрат на експлуатацію	Зниження вартості вихідного продукту

5.3.4. Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (табл. 4.8).

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 відчувають 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	внутрішньогалузева	Сприяла зниженню витрат

- міжгалузева/ внутрішньогалузева		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

5.3.5. Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл. 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.

5.3.6. На основі аналізу конкуренції, проведеного в п. 4.3.5 (табл. 5.8), а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (табл. 5.2), вимог споживачів до товару (табл. 5.4) та факторів маркетингового середовища (табл. 5.5-5.6) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється за табл. 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.
2	Ціна	Оскільки такий спосіб керування тиском в системі є дешевим, то ціна на товар є одним з засобів ведення конкурентної боротьби. Тому чим вигіднішою є ціна для споживача, тим вірогідніше його вибір.
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.

5.3.7. Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 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.

Таблиця 5.10. - SWOT-аналіз стартап - проекту

Сильні сторони: 1. Унікальна концепція; 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:	Загрози:

1. Можливість збільшення обсягів реалізації системи 2. Можливість збільшення обсягів продаж за рахунок впровадження ще більш точних систем позиціонування	1. Загроза втрати споживачів внаслідок підвищення тиску зі сторони товарів-субститутів 2. Низька надійність системи керування

5.4. РОЗРОБЛЕННЯ РИНКОВОЇ СТРАТЕГІЇ ПРОЕКТУ

5.4.1. Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 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	Автомобільна промисловість	+	високий	середня	середня
2	Аеро промисловість	+	високий	середня	середня
3	Станко – будування	+	високий	середня	середня
Які цільові групи обрано: Автомобільна промисловість, станкобудування					

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.

5.4.2. Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (табл. 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	Низькі витрати	Стратегія

		маркетинг	створюють бар'єр входу для нових конкурентів і одночасно хороший захист проти товарів-замінників	лідерства по витратах
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.

5.4.3. Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 5.13).

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

5.5.1. Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 5.14 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

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	Зменшення ціни приводу	Легкість в обслуговуванні та діагностиці
2	Зменшення витрат на систему	Зниження собівартості готової продукції	Невелика вартість системи

5.5.3. Наступним кроком 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 (табл. 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
1-2 тис. дол.	2-3 тис. дол.	2 млрд. дол.	12-15 тис. дол. на ступінь

5.5.4. Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (табл. 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 специфічного фінального продукту (машинобудування з виробництвом за індивідуальними замовленнями або	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, посилкову торгівлю тощо)

дрібними серіями).			

5.5.5. Останньою складової маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 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 пропорційних клапанів тиску.

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, і ніші 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 підчас 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 вплив зміни температури робочої рідини на контроль тиску в системі гідроприводу. 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 в лабораторії №300а першого корпусу НТУУ "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 приміщення.

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 енерго-витрат, Вт		Допустимі		Фактичні	Оптимальні
			діапазон нижче оптимальних величин	діапазон вище оптимальних величин		
Холодний	Іа (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	Іа (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^{o}С, 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).

6.2 ОСВІТЛЕННЯ

Для роботи експериментальним стендом необхідно забезпечити добре освітлення поміщення. 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.[Оболенцев Ю.Б., Гиндин Э.Л. Электрическое освещение общепромышленных помещений .-М.:Энергоатомиздат,1990 .-112 с.]

Проведемо розрахунок штучного освітлення:

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

$$F = \frac{E \cdot K \cdot S \cdot Z}{n}$$

де F – світловий потік, що розраховується, Лм; Е – нормована мінімальна освітленість, Лк (визначимо по таблиці).

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

S – площа освітлювального приміщення (у нашому випадку S=4.2м^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 До =1.5); n – коефіцієнт використання (виражається відношенням світлого потоку, падаючого на розрахункову поверхню, до сумарного потоку всіх ламп і обчислюється в долях одиниці;

Для цього необхідно обчислити індекс переміщення за формулою:

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

де S – площа приміщення, S=40м^2;

h – розрахункова висота підвісу, h=3.4 м;

А – ширина приміщення, А=5 м;

В – довжина приміщення, В=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:

$$n = \frac{F}{F_n}$$

де – N – визначимо число ламп; F – світловий потік;

Fл – 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.

6.3 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.

[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.].

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 (рис.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.

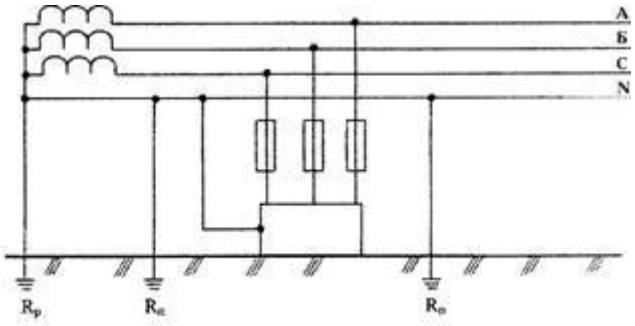


Рисунок 6.1- Схема занулення

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.

6.4 ПОЖЕЖНА БЕЗПЕКА

Для запобігання пожежі від короткого замикання електрообладнання в приміщенні встановленні захисні автомати здатні запобігти загоранню внаслідок перевантаження та короткого замикання. Горючі та легкозаймисті матеріали в приміщенні відсутні, що зменшує вірогідність виникнення пожежі[Ткачук К.Н., Зацарный В.В. и др. Охрана труда и промышленная безопасность: Учебное пособие. - Киев: Либра, 2010.- 558 с.].

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-IIа (зони приміщень, в котрих є тверді або волокнисті горючі речовини. Горючий пил і волокна не виділяються)

У випадку виникнення пожежі необхідно залишити приміщення дотримуючись плану евакуації (рис. 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 закачаних) 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 закачаних) з зарядом вогнегасної речовини 5 кг при класі пожежі А, (Е) при відсутності горючих газів та рідин.

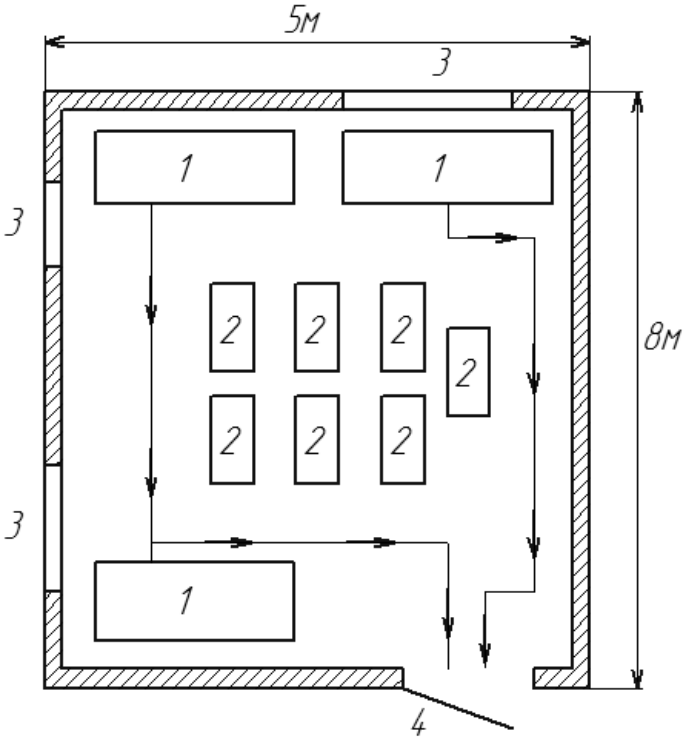


Рис 6.2 - План евакуації приміщення (1 – експериментальні стенди, 2 – робочі місця, 3 – вікна, 4 – вихід)

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.

6.5 ШУМ

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

Табл.6.3 Джерела шуму та їх наслідки

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

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

Табл.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.

Табл.6.5 Заходи та засоби захисту від шуму

Вид захисту		Засоби подолання небезпеки
Технічні заході	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

6.6 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:

Зона I:

$$R_I = 17{,}5\sqrt[3]{Q}\ ;\ R_1 = 17{,}5\sqrt[3]{12000} = 400\ м$$

Зона II:

$$R_{II} = 1{,}7R_1\ ;$$

$$R_{II} = 1{,}7 \cdot 400 = 680\ м$$

Розрахуємо ступінь руйнувань:

$$\Delta P_{ф2} = 1300\left(\frac{R_I}{R_{II}}\right)^3 + 50, кПа$$

$$\Delta P_{ф2} = 1300\left(\frac{400}{680}\right)^3 + 50, кПа = 0.31\ кПа$$

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 огороджувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону. Для перекриттів допускається використання дерев'яних конструкцій, захищених штукатуркою або важко горючими 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 важко горючі рідини, тверді горючі і важко горючі 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

Після проведених досліджень та дослідів було виявлено характер зміни коефіцієнту місцевого опору та запропоновано варіант вирішення проблеми зміни характеристики клапану тиску з ростом температури робочої рідини.

Основні результати та висновки роботи:

1. Визначено лінійну залежність зміни реологічних характеристик масла HLP 46, від температури.
2. Визначено теоретичну залежність коефіцієнту місцевого опору від зміни температури. Коефіцієнт місцевого опору залежить як від геометрії клапану, тобто налаштування або від величини керуючого сигналу, та від числа рейнольдса, що в свою чергу залежить від кінематичної в'язкості рідини, та від витрати через клапан.
3. Проведено експеримент в результаті якого виявлено залежності коефіцієнту місцевих втрат від налаштування клапану, витрати через його, та від зміни температури. Визначено проливну характеристику клапану тиску. Коефіцієнт місцевого опору знижується при рівних умовах з ростом температури.
4. Розроблено алгоритм перерахунку керуючого сигналу клапаном тиску з врахуванням температурних корекцій, розроблена програма керування електромагнітом, написана на мові ST.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Изд. 2-е. «Техника» 1977.
2. А. Д. Альтшуль Гидравлические сопротивления, «Надра» 1982.
3. Шольц Д. Припорциональная гидравлика. Основной курс ТР 701, Учебник часть 2.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика/ Т. М. Башта. – М.: Машиностро-ение, 1971. – 367 с.
5. Свешников В.К. и др. Станочные гидроприводы: Справочник - 2-е изд. , перераб. и доп., - М.: Машиностроение, 1988
6. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. - 384 с
7. Куркин В.И. Основы расчета и конструирования оборудования электровакуумного производства. Учебное пособие для техникумов. М.: «Высш. Школа», 1971, 544с
8. Анурьев 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. 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.
11. 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
12. Варнавский С.М. и др. Гидравлические цифровые устройства на золотниках //В кн.: Проблемы гидравлики. - М.: Наука, 1969.- С. 40-48.
13. 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 .
14. Моделирование и идентификация параметров сложных гидравлических сетей Мызников, Алексей Михайлович, 2005.

15. 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)
16. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности, Технические науки. Часть II, Вестник ДГТУ, 2009. Спец. Выпуск.
17. 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.
18. Моделювання процесів промислового обладнання, Вурье Б.А., Гордюхин А.А., Салыга Т.С. Інтегровані технології та енергозбереження 4’2013, с.15-23
19. 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.
20. Основи охорони праці: Підручник, 2-е видання / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В.В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006 – 448с.
21. ДСН 3.3.6.042-99 .
22. Оболенцев Ю.Б., Гиндин Э.Л. Электрическое освещение общепромышленных помещений .-М.:Энергоатомиздат,1990 .-112 с .
23. 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.
24. https://studopedia.info/3-7459.html.
25. ДСН.3.3.6.037-99
26. EN ISO 4413: 2010 Безпека машин Приводи гідравлічні. Загальні правила і вимоги безпеки для систем і їх компонентів
27. 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.
28. https://geniusmarketing.me/lab/swot-analiz-5-glavnyx-pravil-kotoryx-stoit-priderzhivatsya/

29. Стратегічне управління Шершньова З. Є. — Підручник. — 2-ге вид., перероб. і доп. — К.: КНЕУ, 2004. — 699 с.

30. ГОСТ 6794-75 Масло АМГ-10. Технические условия.

31. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. - М.: Старс, 2006.

32. 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

33. http://firing-hydra.ru/index.php?request=full&id=755 .

34. http://www.obninskorgsintez.ru/catalog/index.php?SECTION_ID=4&ELEMENT_ID=23.

35. http://www.expert-oil.com/articles/Fizicheskie-svoistva-gidravlicheskih-masel.html.

ДОДАТОК А

Таблиця 1.

№	Показники манометрів, bar			
	M1	M2	M3	M4
1	10	12	10	10
2	15	17	16	15
3	20	22	21	20
4	25	27	25	25
5	30	32	31	30
6	35	37	36	34
7	40	42	41	39
8	45	47	46	44
9	50	52	50	50
9	50	52	50	50
1	45	47	46	44
2	40	42	40	40
3	35	37	36	34
4	30	32	30	29
5	25	27	25	24
6	20	22	21	20
7	15	17	15	15
8	10	12	10	10

Таблиця 2.

№	Показники манометрів, bar			
	M1	M2	M3	M4
1	10	12	10	10
2	15	17	15	15
3	20	22	20	19
4	25	27	26	25
5	30	32	31	30
6	35	37	36	34
7	40	42	41	40
8	45	47	45	45
9	50	52	50	50
9	50	52	50	50
1	45	47	45	45
2	40	42	41	40
3	35	37	35	34
4	30	32	30	29
5	25	27	25	24
6	20	22	20	20
7	15	17	15	15
8	10	12	10	10

Таблиця 3.

№	Показники манометрів, bar			
	M1	M2	M3	M4
1	10	12	10	10
2	15	17	15	14
3	20	22	21	19
4	25	27	26	25
5	30	32	31	30
6	35	37	36	34
7	40	42	41	40
8	45	47	46	44
9	50	52	50	50
9	50	52	50	50
1	45	47	46	44
2	40	42	40	39
3	35	37	35	35
4	30	32	30	29
5	25	27	25	25
6	20	22	20	20
7	15	17	15	15
8	10	12	10	10

Таблиця 4.

Клапан 1					
Підвищення	Крок	P мн1, bar	P мн2, bar	t, c	V, л
	0.5	8	6	14.24	1
	1	8	6	13.87	1
	1.5	8	6	13.77	1
	2	8	8	14.09	1
	2.5	8	6	14.11	1
	3	8	6	14	1
	3.5	8	6	13.87	1
	4	10	6	13.89	1
	4.5	18	6	14.07	1
	5	26	6	14.28	1
Клапан 1					
Зниження	Крок	P мн1, bar	P мн2, bar	t, c	V, л
	5	6	26	14.4	1

	4.5	6	18	14.25	1
	4	6	9	13.8	1
	3.5	6	8	13.79	1
	3	6	7	13.74	1
	2.5	6	7	13.82	1
	2	6	7	13.99	1
	1.5	6	7	14	1
	1	6	7	13.85	1
	0.5	6	7	13.78	1

Таблиця 5.

Клапан 2					
Підвищення	Крок	P мн1, bar	P мн2, bar	t, c	V, л
	0.5	7	6	14.11	1
	1	7	6	13.95	1
	1.5	7	6	13.97	1
	2	7	6	13.81	1
	2.5	8	6	13.88	1
	3	8	6	13.87	1
	3.5	8	6	14.17	1
	4	11	6	13.77	1
	4.5	21	6	14.2	1
	5	36	6	14.44	1
Клапан 2					
Зниження	Крок	P мн1, bar	P мн2, bar	t, c	V, л
	5	36	6	14.34	1
	4.5	20	6	14.35	1
	4	10	6	13.91	1
	3.5	8	6	13.95	1
	3	7	6	13.85	1
	2.5	7	6	13.57	1
	2	7	6	14.04	1
	1.5	7	6	13.95	1
	1	7	6	13.81	1
	0.5	7	6	14.09	1

Таблиця 6.

Клапан 3					
Підвищення	Крок	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л
	0.5	8	6	14.37	1
	1	9	6	14.27	1
	1.5	14	6	14.3	1
	2	24	6	14.57	1
	2.5	34	6	14.58	1
	3	45	6	22.35	1
Клапан 3					
Зниження	Крок	Р мн1, bar	Р мн2, bar	t, с	V, л
	3	44	5	22.4	1
	2.5	33	6	14.06	1
	2	23	6	14.46	1
	1.5	15	6	14.39	1
	1	15	6	14.04	1
	0.5	8	6	14.14	1

Таблиця 7.

КТЗ, 1	Т, 25 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	4	6	0	25	24.79	1	2
2	7	4	6	0	25	15.4	1	2
3	9	4	7	0	25	14.1	1	2
КТЗ, 2	Т, 25 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	4	5	0	25	24.3	1	2
2	7	4	6	0	25	20.8	1	2

3	9	4	8	0	25	16.58	1	2
4	11	4	9	0	25	15.1	1	2
КТЗ, 3	Т, 25 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	6	10	0	25	38.8	1	2
2	9	5	12	0	25	5.45	1	2
3	13	3	13	0	25	24.47	1	2
4	18	0	16	0	25	14.6	1	2
КТЗ, 4	Т, 25 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	8	7	10	0	25	0	0	0
2	10	7	13	0	25	0	0	0
3	15	7	18	0	25	0	0	0
4	18	7	20	0	25	29.3	0.2	0.3
5	22	5	23	0	25	32.32	1	2
6	25	2	25	0	25	20	1	2
7	28	0	25	0	25	14.8	1	2
КТЗ, 5	Т, 25 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	6	5	0	25	0	0	0
2	10	7	12	0	25	0	0	0
3	15	7	18	0	25	0	0	0
4	20	7	24	0	25	0	0	0
5	25	7	28	0	25	0	0	0
6	28	7	30	0	25	0	0	0
7	30	8	33	0	25	17.3	0.1	0.2
8	35	5	35	0	25	24.2	1	2
9	38	5	37	0	25	15.5	1	2

Таблиця 8.

КТЗ, 1	Т, 30 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	3	5	0	30	23.17	1	2
2	7	3	6	0	30	15.72	1	2
3	9	3	7	0	30	14.47	1	2
КТЗ, 2	Т, 30 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	4	5	0	30	24.15	1	2
2	7	3	6	0	30	19.92	1	2
3	9	3	8	0	30	16.28	1	2
4	11	3	9	0	30	14.61	1	2
КТЗ, 3	Т, 30 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22

1	7	6	10	0	30	32.03	0.2	0.3
2	9	4	11	0	30	5.17	0.2	0.3
3	13	3	13	0	30	23.37	1	2
4	18	1	16	0	30	14.46	1	2
КТЗ, 4	T, 30 °C							
№	M1	M2	M3	M4	T, °C	t, сек	V21	V22
1	8	6	10	0	30	0	0	0
2	10	6	13	0	30	0	0	0
3	15	6	18	0	30	0	0	0
4	18	6	20	0	30	27.04	0.2	0.3
5	22	4	23	0	30	31.28	1	2
6	25	2	25	0	30	19.63	1	2
7	28	0	25	0	30	14.63	1	2
КТЗ, 5	T, 30 °C							
№	M1	M2	M3	M4	T, °C	t, сек	V21	V22
1	7	6	5	0	30	0	0	0
2	10	7	12	0	30	0	0	0
3	15	7	18	0	30	0	0	0
4	20	7	24	0	30	0	0	0
5	25	7	28	0	30	0	0	0
6	28	7	30	0	30	0	0	0
7	30	7	33	0	30	16.75	1.2	1.3
8	35	4	35	0	30	22.71	1	2
9	38	4	37	0	30	15.05	1	2

Таблиця 9.

КТЗ, 1	T, 35 °C							
№	M1	M2	M3	M4	T, °C	t, сек	V21	V22
1	5	3	5	0	35	24.7	1	2
2	7	3	6	0	35	15.98	1	2
3	9	3	7	0	35	14.77	1	2
КТЗ, 2	T, 35 °C							
№	M1	M2	M3	M4	T, °C	t, сек	V21	V22
1	5	3	4	0	35	24.9	1	2
2	7	3	6	0	35	19.1	1	2
3	9	3	8	0	35	16	1	2
4	11	3	9	0	35	14.2	1	2
КТЗ, 3	T, 35 °C							
№	M1	M2	M3	M4	T, °C	t, сек	V21	V22
1	7	5	9	0	35	25.5	0.2	0.3
2	9	4	10	0	35	4.88	0.2	0.3
3	13	3	13	0	35	22.27	1	2
4	18	0	15	0	35	14.4	1	2

КТЗ, 4	Т, 35 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	8	6	10	0	35	0	0	0
2	10	6	13	0	35	0	0	0
3	15	6	18	0	35	0	0	0
4	18	6	20	0	35	24.77	0.2	0.3
5	22	4	23	0	35	30.24	1	2
6	25	2	25	0	35	19.2	1	2
7	28	0	25	0	35	14.55	1	2
КТЗ, 5	Т, 35 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	6	7	0	35	0	0	0
2	10	6	12	0	35	0	0	0
3	15	7	18	0	35	0	0	0
4	20	7	24	0	35	0	0	0
5	25	6	27	0	35	0	0	0
6	28	6	30	0	35	0	0	0
7	30	6	33	0	35	16	0.1	0.2
8	35	4	35	0	35	21.2	1	2
9	38	4	37	0	35	14.6	1	2

Таблиця 10.

КТЗ, 1	Т, 40 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	3	5	0	40	26.45	1	2
2	7	2	5	0	40	16.2	1	2
КТЗ, 2	Т, 40 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	3	5	0	40	24.8	1	2
2	7	4	6	0	40	18.23	1	2
3	9	3	7	0	40	15.07	1	2
КТЗ, 3	Т, 40 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	4	5	0	40	18.7	0.4	0.5
2	9	4	11	0	40	4.6	0.2	0.3
3	13	4	13	0	40	21.27	1	2
4	16	4	15	0	40	14.3	1	2
КТЗ, 4	Т, 40 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	8	6	10	0	40	0	0	0
2	10	6	13	0	40	0	0	0
3	15	5	18	0	40	0	0	0
4	18	5	20	0	40	22.5	0.2	0.3

5	22	4	23	0	40	29.2	1	2
6	25	2	25	0	40	18.8	1	2
7	28	0	26	0	40	14.4	1	2
КТЗ, 5	Т, 40 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	5	9	0	40	0	0	0
2	10	5	13	0	40	0	0	0
3	15	6	18	0	40	0	0	0
4	20	5	23	0	40	0	0	0
5	25	6	28	0	40	0	0	0
6	28	6	30	0	40	0	0	0
7	30	6	33	0	40	15.3	0.3	0.4
8	35	4	36	0	40	19.3	1	2
9	38	4	37	0	40	14.3	1	2

Таблиця 11.

КТЗ, 1	Т, 45 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	2	5	0	45	16.68	1	2
2	7	2	5	0	45	14.42	1	2
КТЗ, 2	Т, 45 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	5	3	5	0	45	23.85	1	2
2	7	3	7	0	45	16.44	1	2
3	9	3	7	0	45	15.06	1	2
КТЗ, 3	Т, 45 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	4	5	0	45	5.1	0.4	0.5
2	9	3	11	0	45	4.03	0.2	0.3
3	13	4	13	0	45	18.94	1	2
4	16	4	15	0	45	14.26	1	2
КТЗ, 4	Т, 45 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	8	5	10	0	45	0	0	0
2	10	5	13	0	45	0	0	0
3	15	5	18	0	45	0	0	0
4	18	5	20	0	45	17.95	0.2	0.3
5	22	5	23	0	45	27.12	1	2
6	25	4	25	0	45	18.17	1	2
7	27	0	26	0	45	14.68	1	2
КТЗ, 5	Т, 45 °С							
№	М1	М2	М3	М4	Т, °С	t, сек	V21	V22
1	7	5	9	0	45	0	0	0

2	10	5	13	0	45	0	0	0
3	15	6	18	0	45	0	0	0
4	20	6	23	0	45	0	0	0
5	25	6	28	0	45	0	0	0
6	28	6	30	0	45	0	0	0
7	30	6	33	0	45	14.44	0.3	0.4
8	35	4	36	0	45	18.59	1	2
9	38	4	37	0	45	14.1	1	2