

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Методичні вказівки
до розрахунково-графічної роботи дисципліни
«Виконавчі механізми і регулюючі органи»
і дипломних проектів
для студентів спеціальності

151

Затверджено
на засіданні
методичної ради
Протокол №

Краматорськ 2018

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Методичні вказівки
до розрахунково-графічної роботи з дисципліни
«Виконавчі механізми і регулюючі органи»
і дипломних проектів
для студентів спеціальності
151

Затверджено на
засіданні кафедри
«Автоматизація
виробничих процесів»
Протокол №

Краматорськ 2018

УДК 62-8

Методичні вказівки до до розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Виконавчі механізми і регулюючі органи » і дипломних проектів для студентів спеціальності 7.092501 / Укл. Є.Ф. Чекулаєв, М.А. Афанасьєва, А.В.Люта. - Краматорськ: ДДМА, 2018. - 93 с.

Викладено методику проектування слідкуючих електрогідравлічних (об'ємних) приводів з дросельним і об'ємним регулюванням швидкості, а також приведені технічні характеристики основних елементів приводів.

Укладачі

Є.Ф. Чекулаєв, доц.
М.А. Афанасьєва, доц.
А.В. Люта, ст.. викл.

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	4
1 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ СЛІДКУЮЧОГО ГІДРОПРИВОДУ	5
2 ВИБІР ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ, РОЗРАХУНОК ВХІДНИХ І ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	16
3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ.....	33
4 РОЗРАХУНОК УТРАТ ТИСКУ В МІСЦЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ОПОРАХ ...	38
5 ВИБІР ГІДРОАПАРАТУРИ І ВИЗНАЧЕННЯ УТРАТ ТИСКУ.....	39
6 РОЗРАХУНОК СУМАРНИХ УТРАТ ТИСКУ В НАГНІТАЛЬНОМУ І ЗЛИВАЛЬНОМУ ТРУБОПРОВОДАХ.....	51
7 ВИБІР ДЖЕРЕЛА ПОСТАЧАННЯ.....	51
8 РОЗРАХУНОК ВИСОТИ УСМОКТУВАННЯ.....	58
9 РОЗРАХУНОК НАГНІТАЛЬНОГО ТРУБОПРОВІДУ НА МІЦНІСТЬ	59
10 ВИБІР ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	59
11 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ І ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	61
11.1 Гідропривід з гідроциліндром, що має двобічне розташування штоків, і дроселями, установленими на вході і виході з гідроциліндра	62
11.2 Гідропривід з гідроциліндром, що має однобічне розташування штока, і дроселем, установленим на вході в гідроциліндр	67
11.3 Гідропривід з гідродвигуном і дроселями, установленими на вході і ви- ході з гідродвигуна.....	68
11.4 Гідропривід з об'ємним регулюванням швидкості	71
12 АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ДИНАМІЧНОЇ ЛІНЕАРИЗОВАНОЇ МОДЕЛІ СЛІДКУЮЧОГО ГІДРОПРИВОДУ.....	78
12.1 Передатна функція дроселя з пропорційним електричним керуванням.....	79
12.2 Передатна функція дроселюючого розподільника з пропорційним електричним керуванням.....	82
12.3 Передатна функція гідроциліндра.....	84
12.4 Передатна функція гідродвигуна.....	85
12.5 Передатна функція зворотного зв'язку за швидкістю.....	87
12.6 Передатні функції коригувальних пристроїв.....	87
12.7 Передатна функція аксіально-поршневого насосу.....	88
12.8 Передатна функція гідромеханічного пристрою керування кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насосу.....	88
12.9 Методика проведення досліджень перехідного процесу.....	89
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	90
ДОДАТОК А. Співвідношення одиниць виміру параметрів рідини.....	91
ДОДАТОК Б. Приклад оформлення сторінки «Зміст».....	92

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Мета розрахунково-графічної роботи - придбання студентами навичок проектування слідкуючих гідростатичних (об'ємних) гідроприводів із дросельним і об'ємним регулювання швидкості.

У розрахунково-графічній роботі повинна бути представлена розрахунково-графічна документація з проектування принципової гідравлічної схеми слідкуючого гідроприводу, вибору стандартних елементів, розрахунку характеристик приводу при сталому режимі, аналізу і синтезу динамічної лінеаризованої моделі приводу з метою забезпечення стійкості приводу за характером перехідного процесу з використанням продукту MatLab.

Обсяг розрахунково-графічної роботи: розрахунково-пояснювальна записка (30-40 сторінок формату А4) і графічна частина (1 лист формату А1).

У розрахунково-пояснювальній записці повинна бути представлена документація в наступній послідовності :

Титульний лист.

Бланк технічного завдання.

Реферат.

Зміст.

Вступ.

1 Розробка принципової схеми слідкуючого гідроприводу.

2 Вибір виконавчого механізму, розрахунок вхідних і вихідних параметрів.

3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів.

4 Розрахунок утрат тиску в місцевих гідравлічних опорах.

5 Вибір гідроапаратури і визначення утрат тиску.

6 Розрахунок сумарних утрат тиску в нагнітальному і зливальному трубопроводах.

7 Вибір джерела постачання.

8 Розрахунок висоти усмоктування.

9 Розрахунок нагнітального трубопроводу на міцність.

10 Вибір приводного електродвигуна.

11 Розрахунок механічних і швидкісних характеристик.

12 Аналіз і синтез динамічної лінеаризованої моделі слідкуючого гідроприводу.

Висновки.

Перелік посилань.

Додаток.

У тексті «Реферат» повинні бути коротко викладені основні відомості про спроектований гідропривід, його актуальності й області застосування, а також записані ключові слова і представлені підсумкові відомості про кількість сторінок, таблиць, рисунків. Обсяг «Реферату» - не більш 1 сторінки.

У «Вступі» коротко відображаються техніко-економічна і соціальна доцільність застосування автоматизованого електрогідравлічного приводу і мета

проектування конкретного слідкуючого гідроприводу з обґрунтуванням необхідності його розробки. Обсяг «Вступу» - не більш 2 сторінок.

У підсумку виконання розрахунково-графічної роботи студент повинен сформулювати висновки за результатами спроектованого гідроприводу.

У «Додатках» розміщаються ілюстрації гідроустаткування, допоміжний матеріал, роздруківки розрахунків на ПЕОМ і т.п. Додаток необхідно розташовувати в порядку появи посилань у тексті розділів розрахунково-пояснювальної записки.

На першій сторінці «Змісту» розташовується основний штамп (додаток Б).

На аркуші формату А1 у графічній частині курсової роботи розташовуються: принципова гідросхема приводу - на 1/2 аркуша; структурна схема лінеарізованої динамічної моделі приводу - на 1/4 аркуша; графік перехідного процесу - на 1/4 аркуша.

При виконанні розрахунково-графічної роботи студент повинен використовувати літературні і технічні джерела, довідники і документацію ДСТУ.

1 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ СЛІДКУЮЧОГО ГІДРОПРИВОДУ

У залежності від способу регулювання швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму слідкуючі гідростатичні (об'ємні) гідроприводи бувають із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості.

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкості основним регулятором служить дросель, що змінює минаючі через нього витрати. Функції дроселів виконує і чотирьохщілинний золотник (розподільник) з нульовим чи негативним перекриттям, що устанавлює від керуючого впливу одночасно однакові дросельні щілини як на вході, так і на виході з виконавчого механізму приводу. Дросель на вході у виконавчий механізм (рисунок 1.1) встановлюється у гідроприводах, у яких на виконавчий механізм діє статична сила (крутячий момент) опору, спрямована в один бік. Дросель на виході з виконавчого механізму (рисунок 1.2) встановлюється в гідроприводах, на виконавчий механізм яких діє знакоперемінна статична сила (крутячий момент) опору. Дросель на вході і виході з виконавчого механізму (рисунок 1.3) встановлюється в гідроприводах, на виконавчі механізми яких діють різні за величиною знакоперемінні і інерційні навантаження опору.

У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості зміна швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму приводу здійснюється за рахунок зміни робочого обсягу насоса (рисунок 1.4), робочого обсягу гідродвигуна та робочого обсягів насоса і гідродвигуна (при двозонному регулюванні).

Особливостями конструкцій слідкуючих гідроприводів, є, по-перше, застосування регуляторів і іншої апаратури із пропорційним електричним керуванням, а, по-друге, наявність зворотних зв'язків. Крім цього, для забезпечення динамічної стійкості слідкуючого електрогідравлічного приводу використовуються електричні і гідромеханічні коригувальні пристрої. Зворотні зв'язки можуть бути

електричні, гідромеханічні чи комбіновані, що складаються з електричних і гідромеханічних елементів.

Слідкуючі гідроприводи із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості можуть мати головний зворотний зв'язок - за положенням і додаткові зворотні зв'язки, що застосовуються в наступних випадках:

- за швидкістю, якщо в складі статичного зусилля (крутячого моменту) опору мається істотна за величиною складова, залежна від швидкості руху виконавчого механізму;

- за прискоренням, якщо на виконавчий механізм приводу діють значні за величиною знакоперемінні навантаження опору;

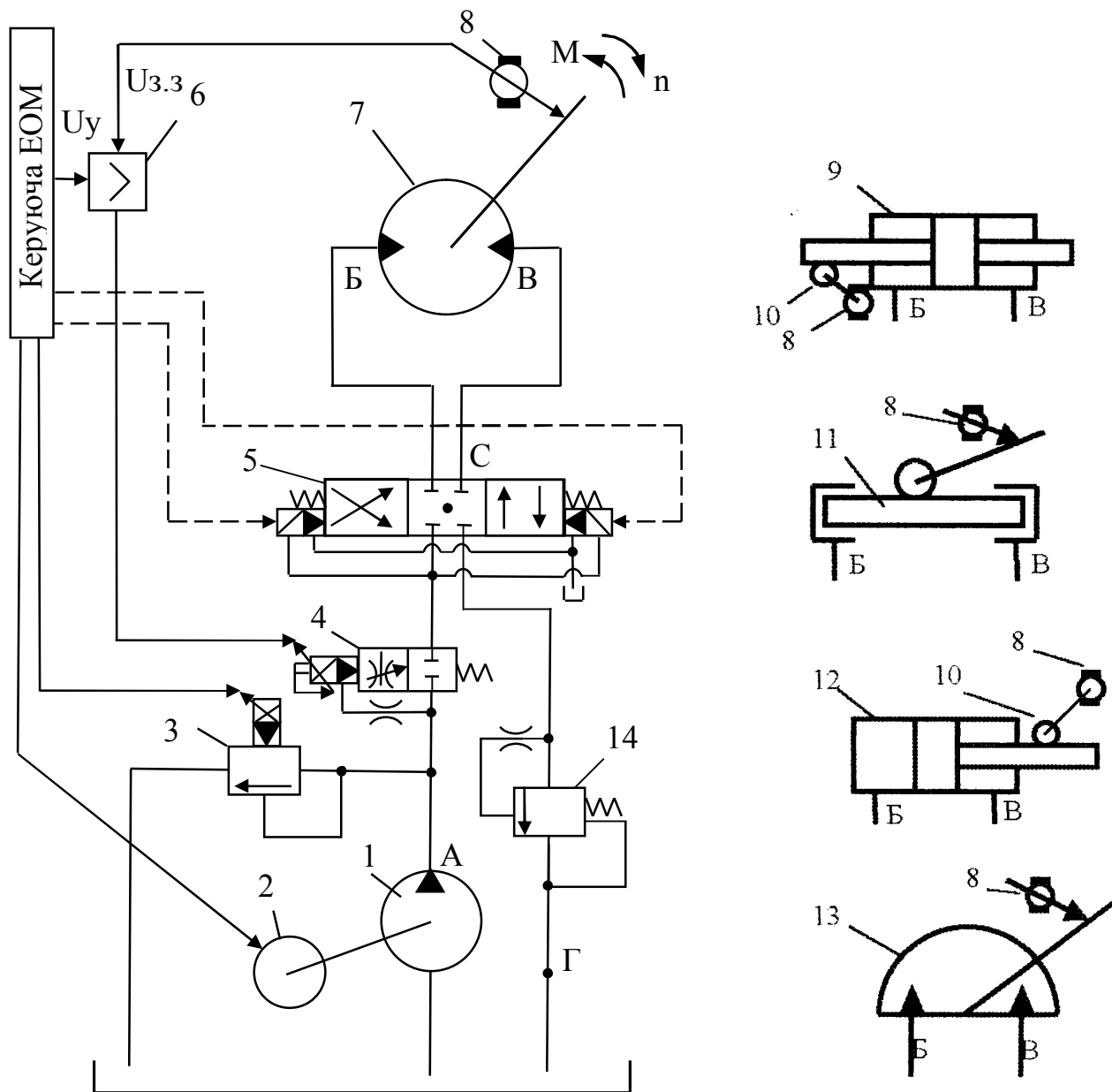
- за «динамічним тиском», що представляє першу похідну за тиском, якщо на виконавчий механізм діють значні за величиною інерційні навантаження опору.

У залежності від конкретних вимог, пропонованих до якості роботи слідкуючого гідроприводу застосовуються головна і відповідні додаткові зворотні зв'язки.

Слідкуючі гідроприводи чи мають відкриту систему циркуляції робочої рідини, чи замкнуту систему циркуляції. Гідроприводи з відкритою системою циркуляції застосовуються, в основному, у стаціонарних машинах. Замкнута циркуляція робочої рідини використовується в гідроприводах транспортних машин. У гідроприводах, що забезпечують двозонне регулювання, застосовують замкнуту систему циркуляції робочої рідини. Гідроприводи з відкритою системою циркуляції робочої рідини забезпечують гарну фільтрацію і низький температурний режим робочої рідини, що обумовлює використання недорогих мастил нафтового походження. Однак такі гідроприводи мають більшу вагу внаслідок значної ємності бака, рівної трихвилинної продуктивності встановленого насоса.

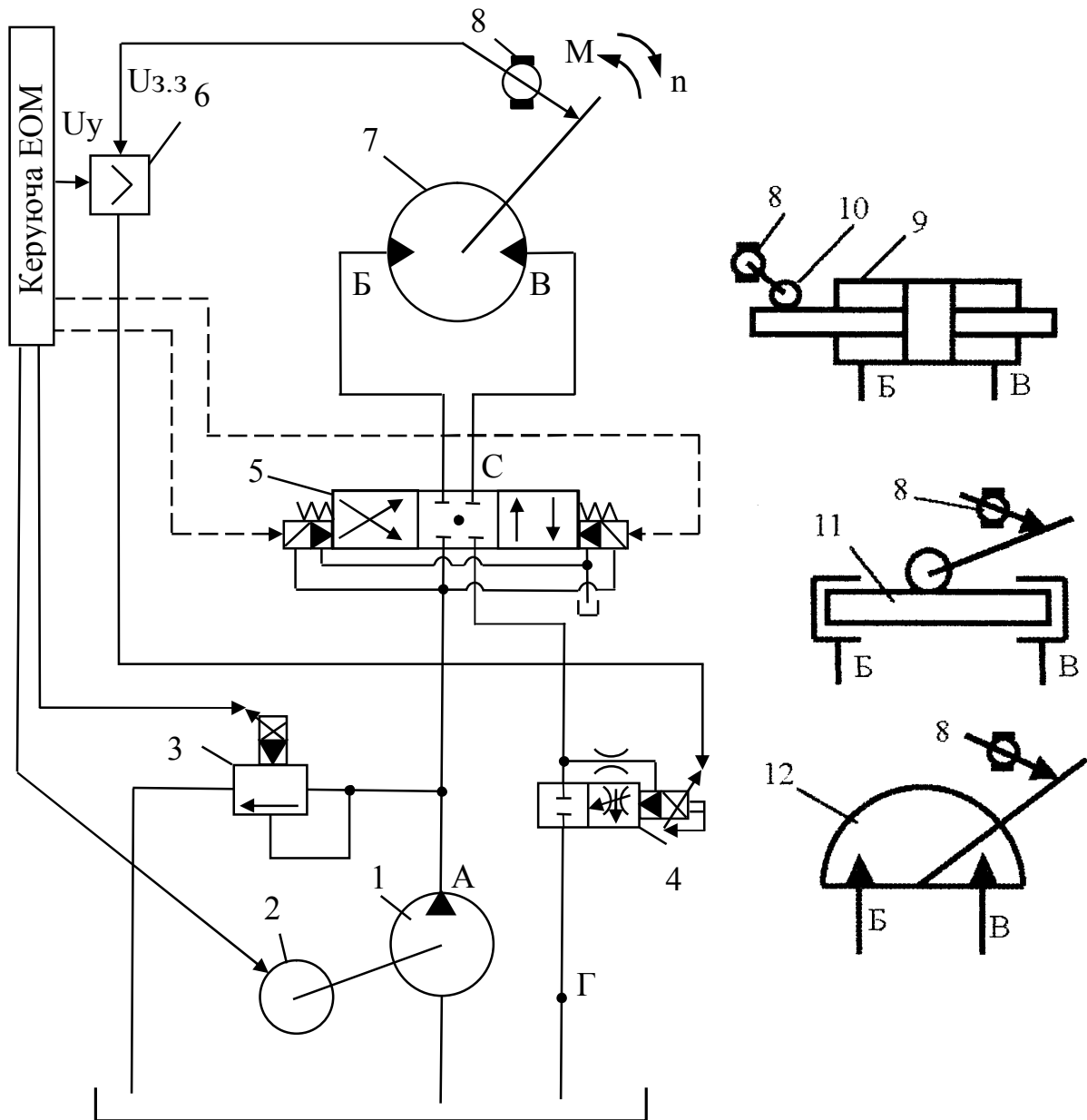
У гідросхемах, зображених на рисунках 1.1... 1.4, розглядається гідроапаратура, що виконує функції дроселюючого пристрою, і гідроапаратура тиску (запобіжний клапан і гідроклапан тиску). Кожний з гідроапаратів призначений для виконання тільки визначеної функції. Відповідне підключення гідроапарата в сполученні з іншими гідроапаратами дозволяє створити ділянки гідросхеми з необхідною технологією роботи привода. У зв'язку з цим у початковій стадії проектування здійснюється розробка принципової гідравлічної схеми привода на основі циклограми технологічного процесу роботи машини і вимог до експлуатації привода.

Надійність і довговічність роботи гідроприводів у значній мірі залежить від чистоти мастила. З цією метою в гідросистемах установлюють фільтри на усмоктувальній, напірній і зливальній лініях (рисунок 1.5). Фільтри оснащуються засобами візуальної й електричної індикації ступеня забруднення, а також пропускним клапаном. Останній спрацьовує при повному забрудненні фільтруючого елемента.



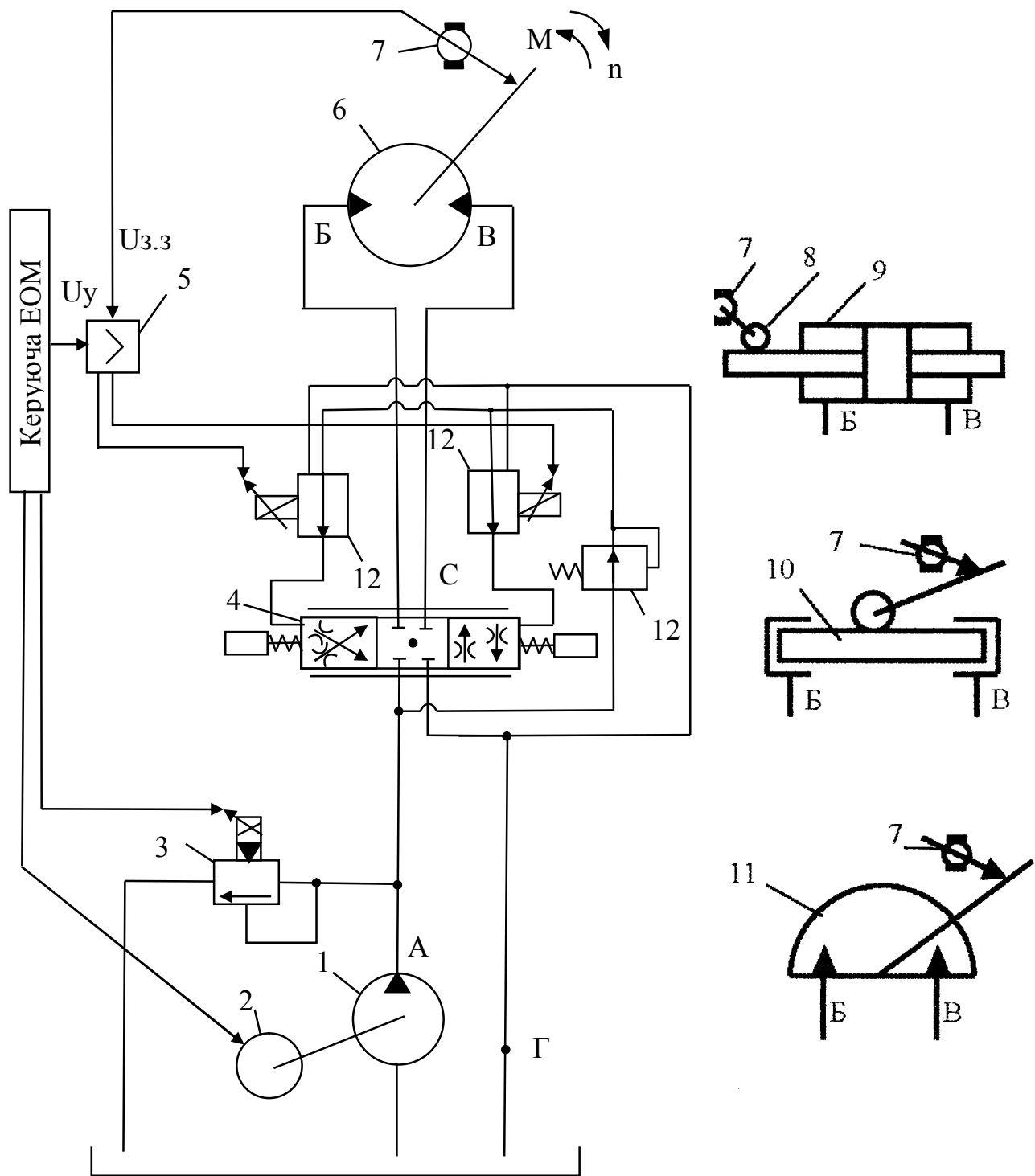
1 - насос з нерегульованим робочим обсягом; 2 - асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально промислового застосування; 3 - запобіжний клапан із пропорційним електричним керуванням; 4- регульований дросель із пропорційним електричним керуванням; 5 - гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням; б - підсилювач (суматор); 7 – гідродвигун з нерегульованим робочим обсягом; 8 - тахогенератор; 9 - гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 10- передавальний механізм; 11 - перетворювач прямолінійного руху в поворотне; 12 - гідроциліндр з одnobічним розташуванням штока (одноштоковий); 13 - поворотний гідродвигун; 14 - гідроклапан тиску

Рисунок 1.1 - Функціональна схема слідкуючого гідроприводу із дроселем, установленим на вході у виконавчий механізм приводу



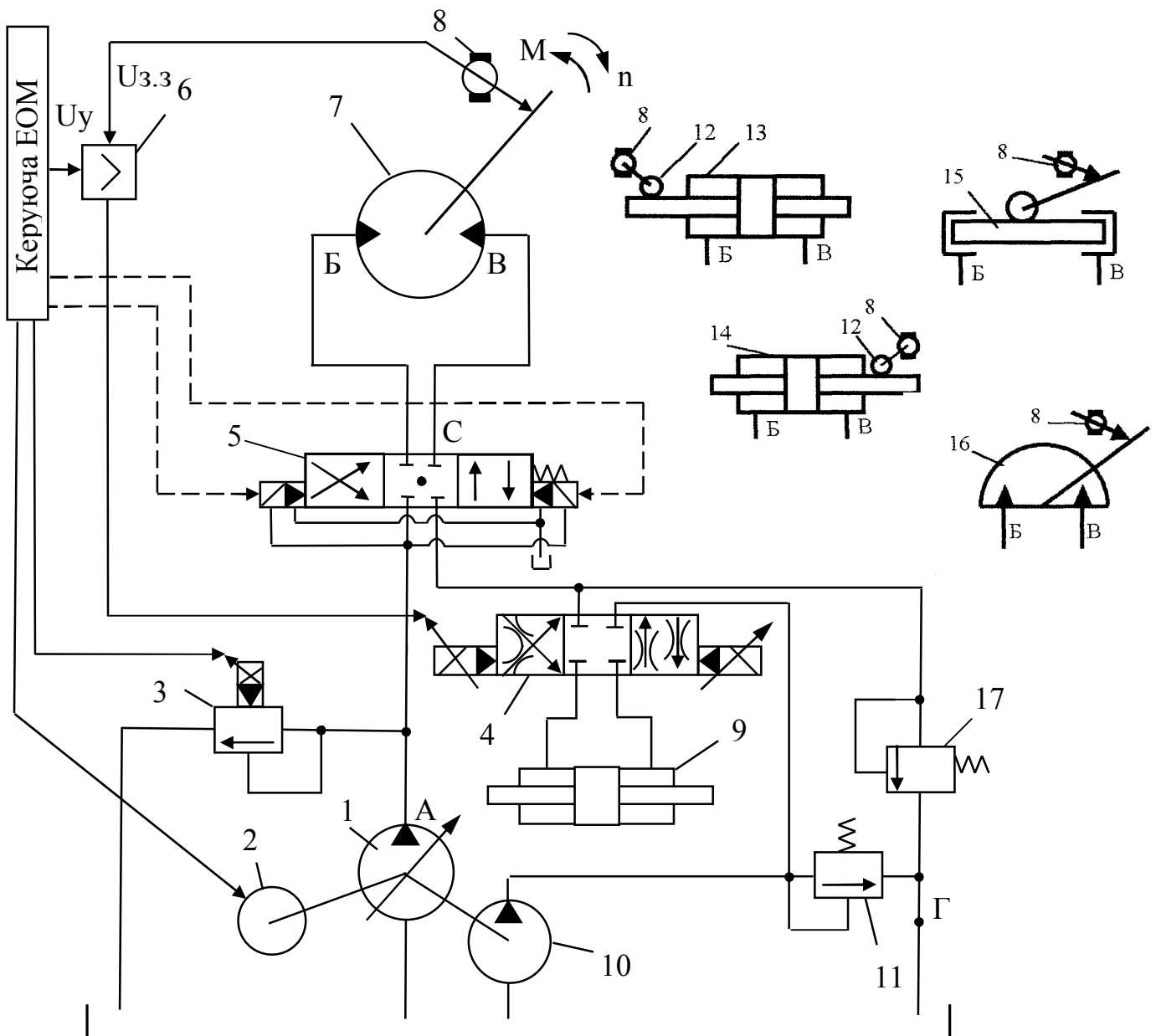
1 - насос з нерегульованим робочим обсягом; 2 - приводний електродвигун;
 3 - запобіжний клапан із пропорційним електричним керуванням; 4- регульований дросель із пропорційним електричним керуванням; 5 - гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням; 6 - підсилювач (суматор); 7 -гідродвигун з нерегульованим робочим обсягом; 8 - тахогенератор; 9 - гідроциліндр із двостороннім розташуванням штоків; 10 - передавальний механізм; 11 - перетворювач прямолінійного руху в поворотне; 12 - поворотний гідродвигун

Рисунок 1.2 - Функціональна схема слідкуючого гідроприводу із дроселем, установленим на виході з виконавчого механізму



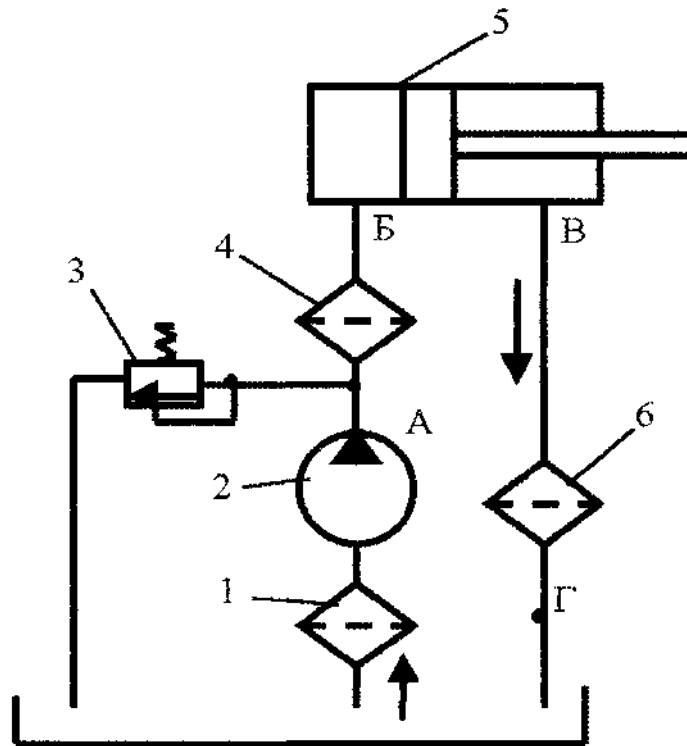
1 - насос з нерегульованим робочим обсягом; 2 - приводний електродвигун;
 3 - запобіжний клапан із пропорційним електричним керуванням; 4 - дроселюючий розподільник із пропорційним електричним керуванням чи електрогідропідсилювач потужності; 5 - підсилювач (суматор); 6 - гідродвигун з нерегульованим робочим обсягом; 7 - тахогенератор; 8 - передавальний механізм; 9- гідроциліндр із двостороннім розташуванням штоків; 10 -перетворювач прямолінійного руху в поворотне; 11 - поворотний гідродвигун

Рисунок 1.3 - Функціональна схема слідкуючого гідроприводу із дроселями, установленими на вході і виході з виконавчого механізму



1 - насос з регульованим робочим обсягом; 2 - приводний електродвигун; 3 - запобіжний клапан із пропорційним електричним керуванням; 4 – дроселюючий розподільник із пропорційним електричним керуванням чи електрогідропідсилювач потужності; 5 - гідророзподільник з електрогідрравлічним керуванням; 6 - підсилювач (суматор); 7 - гідродвигун з нерегульованим робочим обсягом; 8 - тахогенератор; 9 - гідромеханічний пристрій; 10 - допоміжний насос низького тиску; 11 - запобіжний клапан; 12 - передавальний механізм; 13 - гідроциліндр із двостороннім розташуванням штоків; 14 - гідроциліндр з однобічним розташуванням штока; 16 - поворотний гідродвигун; 17 - гідроклапан тиску

Рисунок 1.4- Функціональна схема слідкуючого гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості (регульований насос - нерегульований гідродвигун)



1 - прийомний фільтр; 2 - насос; 3 - запобіжний клапан; 4 –напірний фільтр; 5 - виконавчий механізм (гідроциліндр, гідродвигун); 6 - зливальний фільтр

Рисунок 1.5- Схема установки фільтрів у гідросистемі

Прийомні фільтри погіршують умови усмоктування насоса. Для забезпечення безкавітаційної роботи насосів необхідне дотримання наступної умови (якщо насос установлений над баком) :

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \rho g h_{BC} \leq 0,02 \cdot 10^6,$$

де

ΔP_1 - сумарні втрати тиску в усмоктувальному трубопроводі, $\frac{H}{m^2}$;

ΔP_2 - утрати тиску у фільтрі ;

ρ - щільність мастила $\frac{H \cdot c^2}{m^4}$;

h_{BC} - висота усмоктування, м.

Реле тиску і манометр відносяться до приладів, що вимірюють тиск рідини. Реле тиску при досягненні тиску настроювання виробляє електричний сигнал, а манометри візуально реєструють тиск рідини. Реле тиску може бути використане для включення елементів привода при досягненні тиску настроювання. З метою

запобігання манометрів від коливань тиску і гідроударів перед манометром установлюють демпфери, що представляють собою дроселі. При експлуатації манометрів робочий (розрахунковий) тиск у гідросистемі не повинен перевищувати $\frac{3}{4}$ верхньої межі вимірів.

Акумулятор являє собою ємність, у якій розміщується робоча рідина (мастило) під тиском. У пневмогідравлічних акумуляторах акумулювання і повернення енергії рідини здійснюються за рахунок стиску і розширення газу (азоту). При повільній зміні тиску в гідросистемі процес стиску (розширення) азоту близький до ізотермічного (цілком відбувається теплообмін між азотом і навколишнім середовищем). У цьому випадку термодинамічний процес описується залежністю

$$PW = \text{const.}$$

У випадку різкої зміни тиску процес близький до адіабатичного:

$$PW^k = \text{const}$$

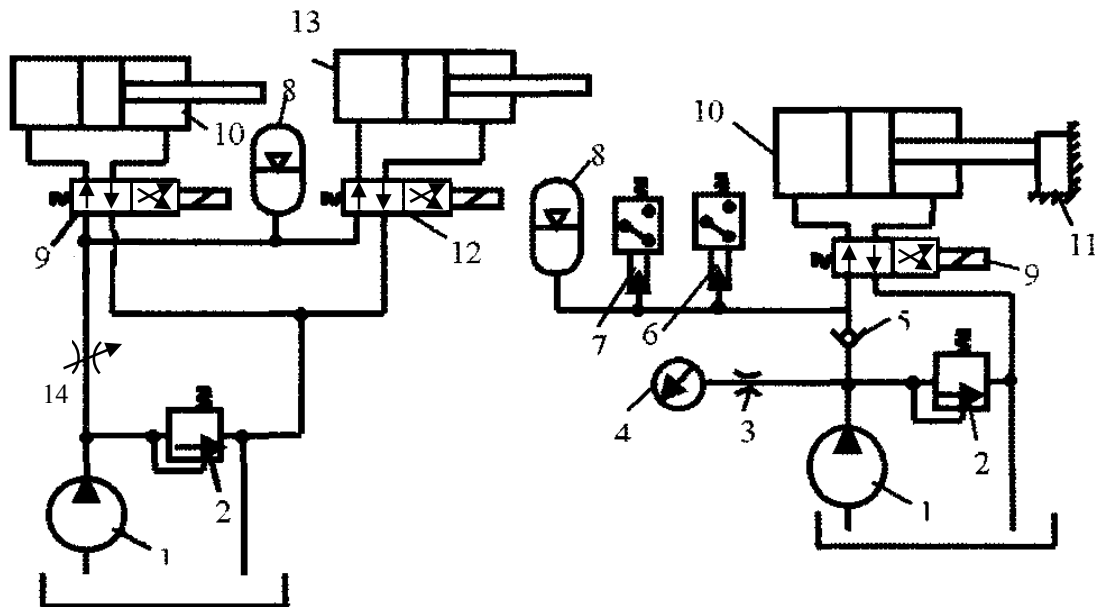
У реальних виробничих умовах найчастіше спостерігається політропічний процес, для якого

$$PW^n = \text{const} ,$$

де $1 < n < k = 1,4$.

Основне призначення акумулятора - зменшення потужності джерела харчування (насоса). Це можливо тільки в тому випадку, якщо відповідно до циклограми технологічного процесу виконавчі механізми привода вимагають у часі різних за величиною об'ємних витрат рідини.

Наприклад, у технологічному процесі використовуються малі і великі швидкості переміщення виконавчих механізмів, що вимагають малих і великих потужностей насосної установки. У цьому випадку при необхідних малих витратах рідини відбувається зарядка акумулятора від насоса, а при необхідності одержання великих витрат до продуктивності насоса додається об'ємна витрата, що минає з акумулятора. У затискних гідроприводах акумулятори можуть підтримувати тиск затиску при виключеному насосі. Акумулятори застосовуються також для зменшення пульсації чи тиску при демпфіруванні при перехідних процесах. Методика вибору корисного обсягу акумулятора розглядається в книзі [5], а типові схеми застосування акумулятора - на рисунку 1.6.



1 - насос; 2 - запобіжний клапан; 3 - демпфер манометра; 4 - манометр; 5 - зворотний клапан; 6 і 7 - реле тиску; 8 - акумулятор; 9 і 12 - реверсивний золотник; 10 і 13 - гідроциліндр; 11 - деталь; 14 – дросель

Рисунок 1.6 - Схема підключення акумуляторів

Реле тиску 6 побудовано на максимально можливий тиск у поршневій порожнині гідроциліндра 10, що затискає деталь 11, а реле тиску 7 - на мінімально можливий тиск рідини в цій порожнині.

При затиску деталі 11 тиск, створюваний насосом 1, підвищується, поршень гідроциліндра 10 переміщається, і в цей час здійснюється зарядка акумулятора 8. Як тільки тиск мастила досягне максимальної величини, спрацьовує реле тиску 6, і відключається насос 1. Мастило в поршневій порожнині гідроциліндра 10 заціпається зворотним клапаном 5, і тиск у цій порожнині підтримується акумулятором 8. У зв'язку з об'ємними витоками мастила через капілярні щілини кінематичних пар гідровузлів тиск мастила поступово падає до мінімального значення, контрольованого реле тиску 7. Останнє спрацьовує і включає насос 1. Таке застосування акумулятора дозволяє заощаджувати електроенергію, тому що насос 1 працює в короткочасному режимі. У залежності від тривалості циклів, забезпечуваних гідроциліндрами 10 і 13 можна знизити продуктивність, а отже, і потужність насоса 1 при застосуванні акумулятора 8. Так, наприклад, шток гідроциліндра 10 повинний переміщатися з малою швидкістю (потрібна мала витрата мастила), а шток гідроциліндра 13 - з великою швидкістю (потрібна велика витрата мастила). При відсутності акумулятора продуктивність насоса 1 потрібно було б вибирати, виходячи з найбільшого потрібного витрати мастила. Якщо застосувати акумулятор 8 то при роботі гідроциліндра 10 акумулятор заряджається, а при роботі гідроциліндра 13 постачання до нього підводиться одночасно від насоса 1 і від акумулятора 8. Отже, у залежності від конкретних значень циклів і параметрів гідроциліндрів 10 і 13 можна насос 1 вибрати з набагато меншою продуктивністю, що знизить собівартість гідроприводу і заощадить енергоресурси.

Гідророзподільники (реверсивні золотники) призначені для зміни напрямку руху робочої рідини одночасно в декількох гідролініях при наявності зовнішнього впливу, що заправляє на золотник. Найбільше поширення одержали чотирьохходові трипозиційні реверсивні золотники, керовані наступними системами керування: електромагнітної (при малій потужності), електрогідравлічної (при середній потужності) і гідравлічної (при великій потужності). Існує значна розмаїтість конструкцій запірно-регулюючого елемента реверсивного золотника, причому кожній конструктивній формі відповідає своя схема розподілу потоків рідини. На рисунку 1.7 розглядаються найбільше часто використовувані при конструюванні гідроприводів схеми.

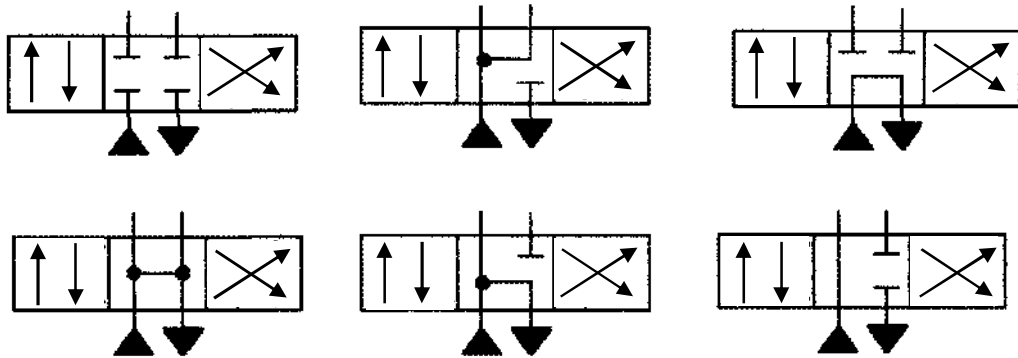
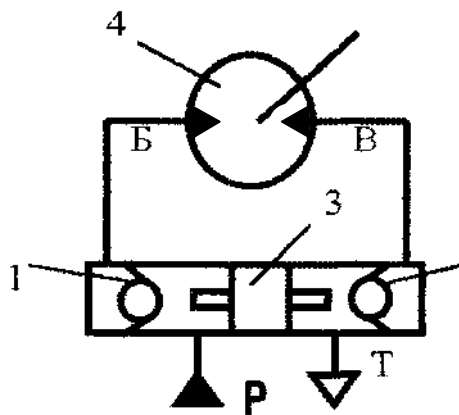


Рисунок 1.7-Типові схеми (виконання) функціонування запірно-регулюючого елемента чотирьохходового трипозиційного золотника

Для запирання робочої рідини в нагнітальній і зливальній порожнинах робочого механізму при відсутності тиску нагнітання застосовуються двобічні гідравлічні замки (рисунок 1.8).

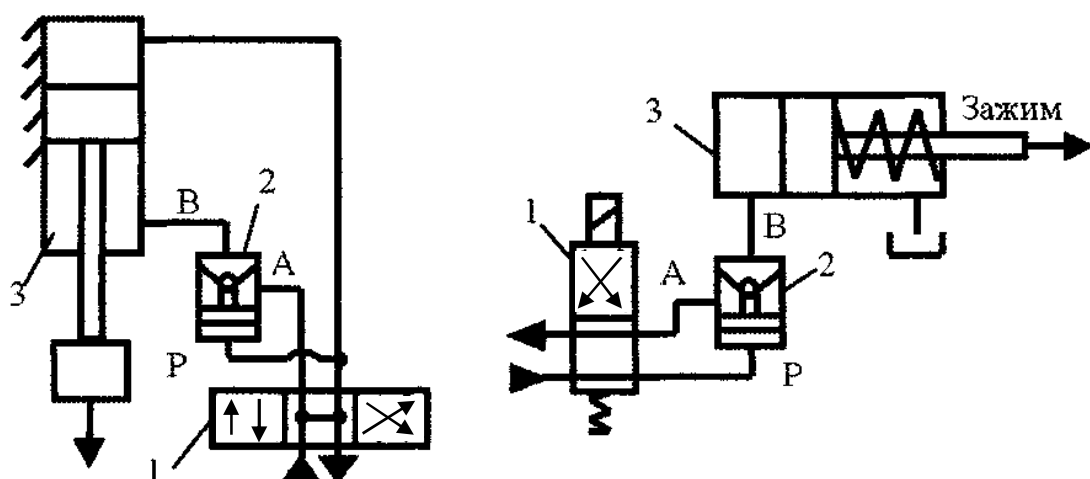


1 і 2 - зворотні клапани; 3 - поршень; 4 - виконавчий механізм

Рисунок 1.8- Схема підключення двобічного гідравлічного замка

При наявності тиску у лінії P рідина вільно проходить до входу Б виконавчого механізму 4, а поршень 3, переміщаючись вправо, відкриває клапан 2, забезпечуючи прохід рідини з виконавчого механізму в лінію T. Якщо в лінії P тиск відсутній, то у робочих камерах виконавчого механізму 4 рідина буде замкнена. Вал (шток) виконавчого механізму буде зафіксований.

Однобічні гідрозамки (керовані зворотні клапани) пропускають потік мастила в одному напрямку з мінімальним опором, а зворотний потік можливий тільки після примусового відкриття запірного елемента за допомогою гідравлічного керованого плунжера. Як двобічні, так і однобічні гідрозамки при запиранні мастила у порожнинах виконавчого механізму не допускають витоків мастила з цих порожнин. Об'ємні витoki мастила мають місце тільки при відкритому запірному елементі, через капілярну кільцеву щілину плунжерної кінематичної пари. Деякі схеми підключення однобічних гідрозамків розглядаються на рисунку 1.9.

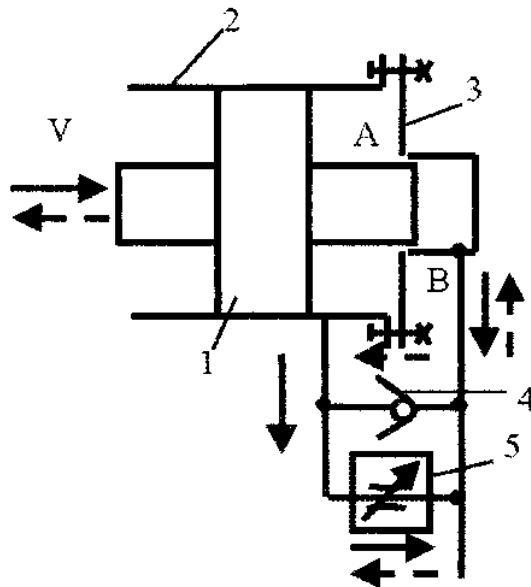


1 - розподільник; 2 - однобічний гідрозамок; 3 - гідроциліндр

Рисунок 1.9- Схема підключення однобічних гідрозамків

У схемі (рисунок 1.9) гідрозамок 2 виключає можливість мимовільного опускання вантажу при нейтральному положенні реверсивного золотника 1 чи відсутності тиску в нагнітальному трубопроводі. Рух нагору поршня гідроциліндра 3 можливо тільки в тому випадку, якщо буде поданий тиск нагнітання, рух униз - при подачі тиску P в поршневу порожнину гідрозамка 2. Аналогічно здійснюється запирання рідини в поршневій порожнині затискного гідроциліндра однобічної дії 3 (див. рисунок 1.9) гідрозамком 2.

Для ненаголошеної зупинки поршня гідроциліндра наприкінці ходу, а також для плавного пуску застосовуються демпферні пристрої, робота яких заснована на дроселюванні через дросель обсягу рідини з камери A в зливальну магістраль (рисунок 1.10).



1- поршень; 2 - корпус циліндра; 3 - кришка; 4 - зворотний клапан; 5 - дросель

Рисунок 1.10 - Демпферний пристрій

Регулюючи площу прохідного перетину дроселя 5, можна змінювати час пуску чи зупинки гідроциліндра 2 у кінцевих положеннях поршня 1. Аналогічні демпферні пристрої використовуються в перетворювачах прямолінійного руху в поворотне й у поворотних гідродвигунах.

2 ВИБІР ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ, РОЗРАХУНОК ВХІДНИХ І ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ

Гідравлічні циліндри вибираються з каталогу [3] при дотриманні наступних умов:

$$F_n \geq F_3; L_n \geq L_3; V_n \geq V_3,$$

де F_n і F_3 - відповідно паспортне і задане значення номінальні штовхаючого зусилля на штоку;

L_n і L_3 - відповідно паспортне і задане значення максимальних ходів штока гідроциліндра;

V_n і V_3 - відповідно паспортне і задане значення максимальної швидкості руху штока.

Для обраного типорозміру гідро- чи пневмоциліндра визначаються розрахункові значення необхідного перепаду тиску й об'ємної витрати рідини на вході в гідроциліндр і на виході. Для гідроциліндра з однобічним розташуванням штока при подачі рідини в безштокову порожнину

$$P = P_B - P_B = \frac{4F_3}{\pi D^2 \eta_M},$$

$$Q_B = V_3 \frac{\pi D^2}{4} = V_3 S_B,$$

$$Q_B = V_3 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = V_3 S_B,$$

де P - необхідний перепад тиску, $\frac{H}{m^2}$;

P_B - тиск у нагнітальній (безштокової) порожнини гідроциліндра, $\frac{H}{m^2}$;

P_B - тиск у зливальній (штокової) порожнини гідроциліндра, $\frac{H}{m^2}$ (при виборі гідроциліндра передбачається, що $P_B = 0$);

D - діаметр поршня гідроциліндра, м;

d - діаметр штока гідроциліндра, м;

η_M - механічний КПД гідроциліндра;

Q_B и Q_B - відповідно об'ємні витрати рідини на вході (у нагнітальному трубопроводі) і на виході (у зливальному трубопроводі) гідроциліндра, $\frac{m^3}{c}$;

S_B - ефективна площа поршня в безштокової порожнини гідроциліндра, m^2 ,

$$S_B = \frac{\pi D^2}{4};$$

S_B - ефективна площа поршня в штоковій порожнині гідроциліндра, m^2 ,

$$S_B = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

Коефіцієнт відносини ефективних площ поршня гідроциліндра

$$K_S = \frac{S_B}{S_B} = \frac{D^2 - d^2}{D^2}$$

Для гідроциліндра з двостороннім розташуванням штока:

$$P = P_B - P_B = \frac{4F_3}{\pi(D^2 - d^2)\eta_M} = \frac{F_3}{S_B\eta_M},$$

$$Q_B = Q_B = V_3 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = V_3 S_B = V_3 S_B$$

Для гідроциліндра з двостороннім розташуванням штоків, якщо штоки мають однаковий діаметр і в кінематичній парі «поршень-циліндр» встановлені ущільнення, об'ємні витрати рідини на вході і на виході з гідроциліндра однакові.

У таблицях 2.1...2.3 представлені типорозміри і технічні характеристики гідроциліндрів, застосовуваних у гідроприводах металообробних верстатів і промислових маніпуляторів (роботів).

Приклад. Нехай $F_3 = 15000 \text{ Н}$; $L_3 = 450 \text{ мм}$; $V_3 = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Вибираємо гідроциліндр з однобічним розташуванням штока ЦРГ-36•18 (див. табл. 2.1), що має технічну характеристику:

$D = 36 \text{ мм}$; $d = 18 \text{ мм}$; $L_n = 800 \text{ мм}$; $F_n = 15400 \text{ Н}$
при номінальному тиску $16 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;

$V_n = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$; $\eta_M = 0,95$

тому що

$$F_n = 15400 \text{ Н} > F_3 = 15000 \text{ Н};$$

$$V_n = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} > V_3 = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

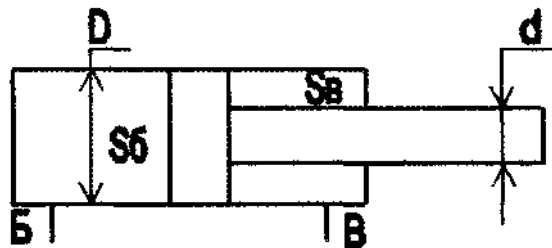
$$L_n = 800 \text{ мм} > L_3 = 450 \text{ мм}.$$

Таблиця 2.1- Технічні характеристики гідроциліндрів з однобічним розташуванням штока

Типорозмір	Тиск, $\frac{H}{M^2}$		Діаметр поршня, мм	Діаметр штока, мм	Хід поршня (штока), мм	Номінальне штовхаюче зусилля, Н	Механічний КПД	Маса рухомих частин, кг
	Номінальний	найвищий						
ЦРГ25•12	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	25	12	Від 100 до 800	7400	0,95	0,8
ЦРГ32•16	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	32	16	Від 200 до 630	12200	0,95	1,1
ЦРГ36•18	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	36	18	Від 250 до 800	15400	0,95	1,9
ЦРГ40ПО	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	40	20	Від 100 до 1200	19000	0,95	2
ЦРГ45•22	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	45	22	Від 400 до 1200	24100	0,95	2,3
ЦРГ50•25	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	50	25	Від 800 до 1000	29800	0,95	2,8
ЦРГ63•32	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	63	32	Від 800 до 1000	47300	0,95	3,8
ЦРГ70•50	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	70	50	До 1000	58500	0,95	5,9
ГЦ50•32	$16 \cdot 10^6$	$12,5 \cdot 10^6$	50	31	До 500	19625	0,95	2,2
ГЦ80•40	$16 \cdot 10^6$	$12,5 \cdot 10^6$	80	40	До 800	50240	0,95	3,1

Примітки:

- 1 Припустима швидкість руху поршня для всіх гідроциліндрів 1,5 м/с.
- 2 Усі гідроциліндри мають пристрої, що забезпечують регулювання режимів пуску і гальмування в кінцевих положеннях поршня.
- 3 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

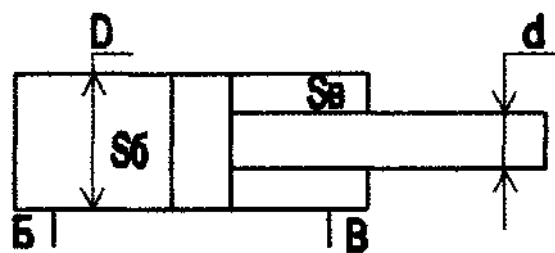


Таблиця 2.2- Технічні характеристики пневматичних (гідравлічних) циліндрів з однібічним розташуванням штока

Типорозмір	Тиск, Н		Діаметр поршня, мм	Діаметр штока, мм	Хід поршня (штока), мм	Номінальне штовхаюче зусилля, Н	Механічний КПД	Маса рухливих частин, кг
	Номінальний	Максимальний						
ЦРГП50•36	$1 \cdot 10^6$	$1.6 \cdot 10^6$	50	36	Від 500 до 1000	1960	0,95	2,5
ЦРГП63•40	$1 \cdot 10^6$	$1.6 \cdot 10^6$	63	40	Від 500 до 1000	3100	0,95	3,7
ЦРГП63•45	$1 \cdot 10^6$	$1.6 \cdot 10^6$	63	45	Від 500 до 1000	3100	0,95	4,1
ГП80•56	$1 \cdot 10^6$	$1.6 \cdot 10^6$	80	56	Від 250 до 1000	5020	0,95	4,5
ЦРГП1 00•80	$1 \cdot 10^6$	$1.6 \cdot 10^6$	100	80	Від 250 до 500	7850	0,95	4,8

Примітки:

- 1 Припустима швидкість руху поршня для всіх пневмоциліндрів- 1,5 м/с.
- 2 Усі пневмоциліндри мають пристрої, що забезпечують регулювання режимів пуску і гальмування в кінцевих положеннях поршня.
- 3 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

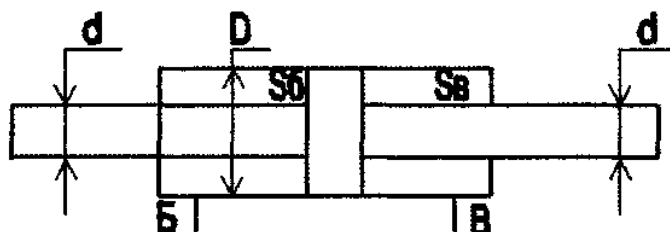


Таблиця 2.3- Технічні характеристики гідроциліндрів із двобічним розташуванням штоків

Типорозмір	Тиск, H/m^2		Діаметр поршня, мм	Діаметр штока, мм	Максимальний хід поршня (штока), мм	Номінальне штовхаюче зусилля, Н	Механічний КПД	Маса рухливих частин, кг
	Номінальний	Максимальний						
Г22-23А	$6,3 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	40	14	700	7000	0,95	2,1
Г22-23	$6,3 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	50	16	500	10500	0,95	2,8
Г22-24А	$6,3 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	60	20	500	15000	0,95	3,2
Г22-24	$6,3 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$	80	36	1000	23800	0,95	6,5
АГ24-24	$10 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$	60	32	1000	19300	0,95	8,7
АГ24-25	$10 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$	80	36	1000	37400	0,95	12
АГ24-26	$10 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$	100	45	1000	59500	0,95	15

Примітки:

- 1 Припустима швидкість руху поршня (штока) для всіх гідроциліндрів-1,5 м/с.
- 2 Усі гідроциліндри мають пристрої, що забезпечують регулювання режимів пуску і гальмування в кінцевих положеннях поршня.
- 3 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Ефективні площі поршня:
з боку безштокової порожнини гідроциліндра

$$S_B = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,036^2}{4} = 10,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

з боку штокової порожнини гідроциліндра

$$S_B = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(0,036^2 - 0,018^2)}{4} = 7,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Необхідний перепад тиску (за умови, що $P_B = 0$)

$$P = P_B - P_B = \frac{F_3}{S_B \eta_m} = \frac{15000}{10,01 \cdot 10^{-4} \cdot 0,95} = 15,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Необхідна об'ємна витрата рідини на вході в гідроциліндр (у нагнітальному трубопроводі)

$$Q_B = V_3 S_B = 0,5 \cdot 10,15 \cdot 10^{-4} = 5,05 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Об'ємна витрата рідини на виході з гідроциліндра (у зливальному трубопроводі)

$$Q_B = V_3 S_B = 0,5 \cdot 7,6 \cdot 10^{-4} = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коефіцієнт відносини ефективних площ поршня гідроциліндра

$$K_s = \frac{S_B}{S_{\sigma}} = \frac{7,6 \cdot 10^{-4}}{10,15 \cdot 10^{-4}} = 0,75.$$

Гідравлічні двигуни об'ємного типу обертальної дії, перетворювачі і поворотні гідродвигуни вибираються з каталогу [3] при дотриманні наступних умов:

$$M_n \geq M_3;$$

$$n_{n.\text{макс}} \geq n_{3.\text{макс}};$$

$$n_{n.\text{мин}} \geq n_{3.\text{мин}},$$

де M_3 і M_n - відповідно заданий і паспортний номінальні крутячі моменти на валу ротора гідродвигуна $n_{3.макс}$; $n_{n.макс}$ і відповідно задана і паспортна максимальні частоти обертання вала ротора гідродвигуна $n_{3.мін}$; $n_{n.мін}$ і відповідно задана і паспортна мінімальні частоти обертання вала ротора гідродвигуна.

У таблицях 2.4...2.8 представлені деякі типорозміри і технічні характеристики гідродвигунів, застосовуваних у гідроприводах металообробних верстатів і промислових маніпуляторів (роботів).

Для обраного типорозміру гідродвигуна визначаються розрахункові значення необхідного перепаду тиску P и об'ємної витрати рідини Q_g на вході в гідродвигун і Q_g - на виході:

$$P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_r \eta_M};$$

$$Q_B = \frac{n_{3.макс} V_r}{\eta_0}, Q_B = n_{3.макс} V_r$$

де P - необхідний перепад тиску, $\frac{H}{m^2}$; P_B - тиск на вхідному (нагнітальному) патрубку гідродвигуна, $\frac{H}{m^2}$; P_B - тиск на вихідному (зливальному) патрубку гідродвигуна, $\frac{H}{m^2}$ (при виборі гідродвигуна передбачається, що $P_B = 0$); V_r - робітник обсяг обраного гідродвигуна, $\frac{m^3}{об}$; Q_B - об'ємна витрата рідини в нагнітальному трубопроводі, $\frac{m^3}{c}$; Q_B - об'ємна витрата рідини в зливальному трубопроводі, $\frac{m^3}{c}$; η_M і η_0 - відповідно механічний і об'ємний КПД обраного гідродвигуна.

Таблиця 2.4- Технічні характеристики аксіально-поршневих реверсивних двигун-насосів з нерегульованим робочим обсягом

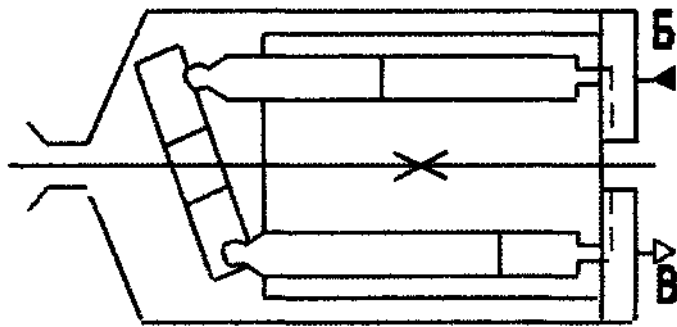
Типорозмір	МНА-4	МНА-6,3	МНА-10	МНА-16	МНА-25	МНА-40
Параметри	2	3	4	5	6	7
1	2	3	4	5	6	7
Номінальний крутячий момент, Н·м	11,5	18	29	46,5	73	117
Робочий обсяг, $\frac{м^3}{об}$	$0,04 \cdot 10^4$	$0,063 \cdot 10^4$	$0,1 \cdot 10^4$	$0,16 \cdot 10^4$	$0,25 \cdot 10^4$	$0,4 \cdot 10^4$
Тиск на вході, $\frac{Н}{м^2}$; номінальний максимальний	Для усіх типорозмірів $20 \cdot 10^6$					
	Для усіх типорозмірів $25 \cdot 10^6$					
Тиск на виході Мінімальний, $\frac{Н}{м^2}$	Для усіх типорозмірів $0.085 \cdot 10^6$					
Частоти обертання, $\frac{об}{с}$; максимальна номінальна мінімальна	50	50	50	50	32	32
	25	25	25	25	25	25
	3,3	3,3	3,3	1,6	1,25	1,25
Номінальна продуктивність (подача), $\frac{м^3}{с}$	$0,93 \cdot 10^{-4}$	$1,47 \cdot 10^{-4}$	$2,35 \cdot 10^{-4}$	$3,64 \cdot 10^{-4}$	$5,95 \cdot 10^{-4}$	$9.5 \cdot 10^{-4}$
Ефективна номінальна потужність, кВт	1,75	2,75	4,45	7,25	11,3	18
КПД: Об'ємний Механічний загальний (повний)	0,935	0,935	0,95	0,95	0,95	0,95
	0,91	0,93	0,95	0,95	0,95	0,95
	0,85	0,87	0,9	0,9	0,9	0,9
Момент інерції обертових мас, $Н \cdot м \cdot с^2$	$0,1468 \cdot 10^{-3}$	$0,3468 \cdot 10^{-3}$	$0,706 \cdot 10^{-3}$	$2,36 \cdot 10^{-3}$	$2,42 \cdot 10^{-3}$	$14,4 \cdot 10^{-3}$
Маса, кг	4,5	4,8	6,6	16,5	17,5	59

Продовження таблиці 2.4

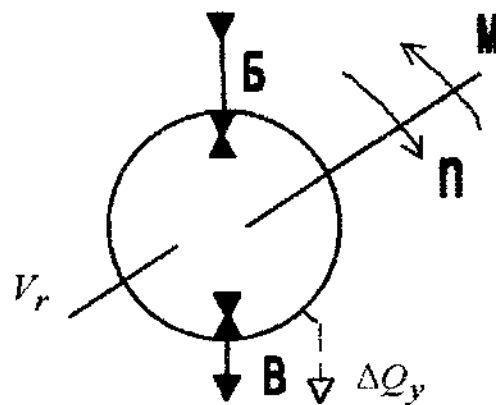
Типорозмір Параметри	МНА-63	МНА-100	МНА-125	МНА-160	МНА-200	МНА-400
1	2	3	4	5	6	7
Номінальний крутячий момент, $H \cdot m$	185	295	370	475	600	1200
Робочий обсяг, $\frac{m^3}{об}$	$0,63 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1,25 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$
Тиск на вході, $\frac{H}{m^2}$:	Для усіх типорозмірів $20 \cdot 10^6$ Для усіх типорозмірів $25 \cdot 10^6$					
номінальний максимальний						
Тиск на виході мінімальний, $\frac{H}{m^2}$	Для усіх типорозмірів $0.085 \cdot 10^6$					
Частоти обертання, $\frac{об}{с}$:						
максимальна	32	32	32	32	32	25
номінальна	25	25	25	25	25	16
мінімальна	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1
Номінальна продуктивність (подача), $\frac{m^3}{с}$	$14,9 \cdot 10^{-4}$	$23,8 \cdot 10^{-4}$	$29,7 \cdot 10^{-4}$	$38 \cdot 10^{-4}$	$47,5 \cdot 10^{-4}$	$60,9 \cdot 10^{-4}$
Ефективна номінальна потужність, kW	28,5	45	57	72,5	91,5	118
КПД: об'ємний механічний загальний (повний)	0,95 0,95 0,9	0,95 0,95 0,9	0,95 0,95 0,9	0,95 0,95 0,9	0,95 0,95 0,9	0,95 0,95 0,9
Момент інерції оберткових мас, $H \cdot m \cdot c^2$	$14,9 \cdot 10^{-3}$	$8409 \cdot 10^{-3}$	$8409 \cdot 10^{-3}$	$1045 \cdot 10^{-3}$	$1045 \cdot 10^{-3}$	$1692 \cdot 10^{-3}$
Маса, kg	59,5	93	93	135	135	190

Примітки:

1 Схема гідромашини:



2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

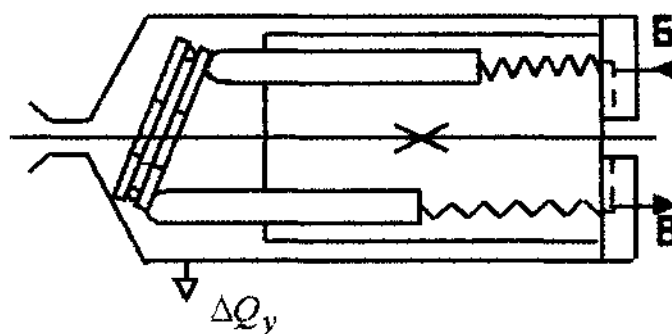


Таблиця 2.5- Технічні характеристики аксіально-поршневих реверсивних гідродвигунів з нерегульованим робочим обсягом

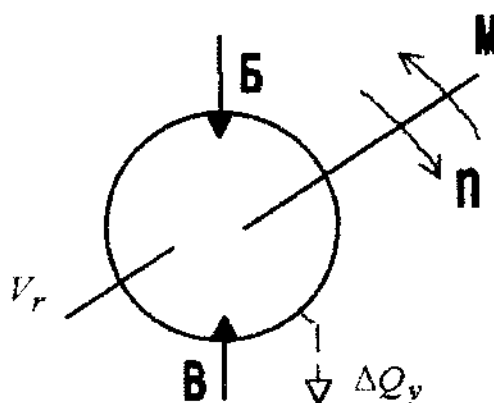
Типорозмір	Г15-21Р Г15-21Н	Г15-22Р Г15-22Н	Г15-23Р Г15-23Н	Г15-24Р Г15-24Н	Г15-25Р Г15-25Н
Параметри					
Номінальний крутячий момент, $H \cdot m$	9,4	16,7	33,3	66,7	133
Робочий обсяг, $\frac{m^3}{об}$	0,112•10	0,2•10 ⁻⁴	0,4•10 ⁻⁴	0,8•10 ⁻⁴	1,6•10 ⁻⁴
Тиск на вході, $\frac{H}{m^2}$; номінальний	Для усіх типорозмірів 6,3•10 ⁶				
максимальний	Для усіх типорозмірів 12•10 ⁶				
Тиск на виході мінімальний, $\frac{H}{m^2}$	0,08•10 ⁻⁶			0,1•10 ⁶	0,15•10 ⁶
Частоти обертання, $\frac{об}{с^2}$; максимальна	40	35	30	25	21,7
мінімальна	0,67	0,5	0,33	0,33	0,33
Ефективна номінальна потужність, kWt	0,96	1,7	3,4	6,8	13,6
КПД: об'ємний механічний загальний (повний)	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
Об'ємна витрата витоків, m^3	1,66•10 ⁻⁶	2•10 ⁻⁶	3•10 ⁻⁶	4,1•10 ⁻⁶	7,1•10 ⁻⁶
Момент інерції оберткових мас, $H \cdot m \cdot c^2$	0,1•10 ⁻³	0,27•10 ⁻³	0,86•10 ⁻³	7,84•10 ⁻³	6,1•10 ⁻³
Маса, kg	4.5	7	12	20	40

Примітки:

1 Схема гідромашини:



2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 2.6- Технічні характеристики радіально-поршневих реверсивних високомоментних гідродвигунів із двоступінчастим регулюванням робочого обсягу

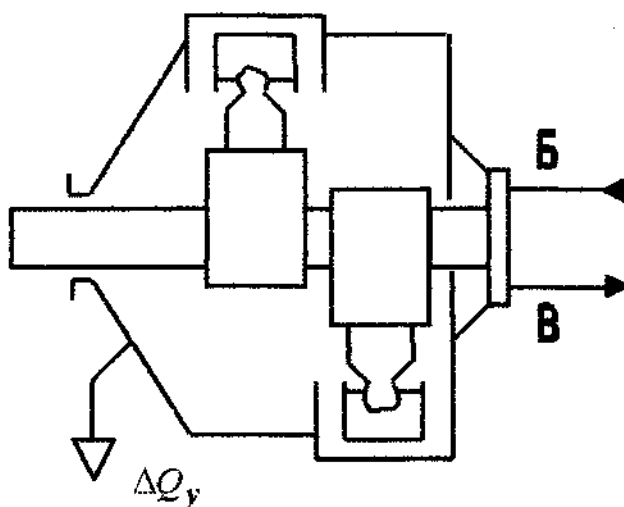
Типорозмір	MPV-100	MPV-160	MPV-250	MPV-400	MPV-630	MPV-1000	MPV-1600	MPV-2500
Параметри	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номінальний момент першої крутячої ступіні, Н·м	360	600	950	1500	2400	3800	6000	9500
Робочий обсяг першої ступіні, $\frac{м^3}{об}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$6,3 \cdot 10^{-4}$	$10 \cdot 10^{-4}$	$16 \cdot 10^{-4}$	$25 \cdot 10^{-4}$
Тиск на вході, $\frac{Н}{м^2}$ номінальний	Для усіх типорозмірів $25 \cdot 10^6$							
максимальний	Для усіх типорозмірів $32 \cdot 10^6$							

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Параметри	MPV-100	MPV-160	MPV-250	VPV-400	MPV-630	MPV-1000	MPV-1600	MPV-2500
Тиск на виході мінімальний, $\frac{H}{m^2}$	Для всіх типорозмірів $0,3 \cdot 10^6$							
Частоти обертання, $\frac{об}{с}$: максимальна мінімальна	18	10	10	6,4	6,3	5	5	3,2
	0,116	0,083	0,05	0,05	0,05	0,025	0,025	0,016
Ефективна номінальна потужність, $кВт$	28,8	37	46	58	72	92	118	145
КПД: об'ємний механічний загальний (повний)	Для усіх типорозмірів 0,95							
	Для усіх типорозмірів 0,95							
	Для усіх типорозмірів 0,9							
Момент інерції обертальних мас, $H \cdot m \cdot c^2$	2,96	3,22	4,95	6,82	18,4	41,2	63,1	81,4
Маса, кг	42	45	86	92	150	180	280	350

Примітки:

1 Схема гідромашини:



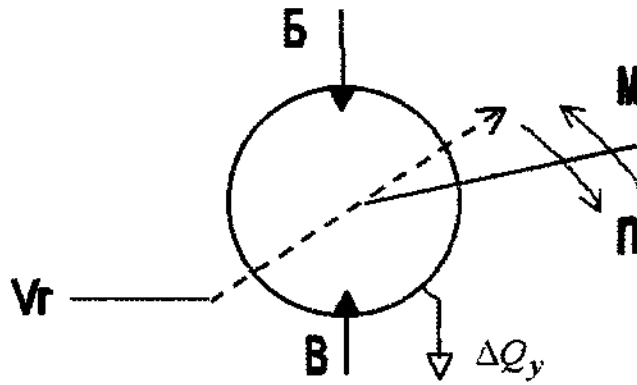
$$V_2 = \frac{V_1}{2}$$

$$M_2 = \frac{M_1}{2}$$

$$n_2^{НОМ} = 2n_1^{НОМ}$$

$$N_2 = N_1$$

2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 2.7- Технічна характеристика радіально-поршневих високомоментних реверсивних гідродвигунів з нерегульованим робочим обсягом

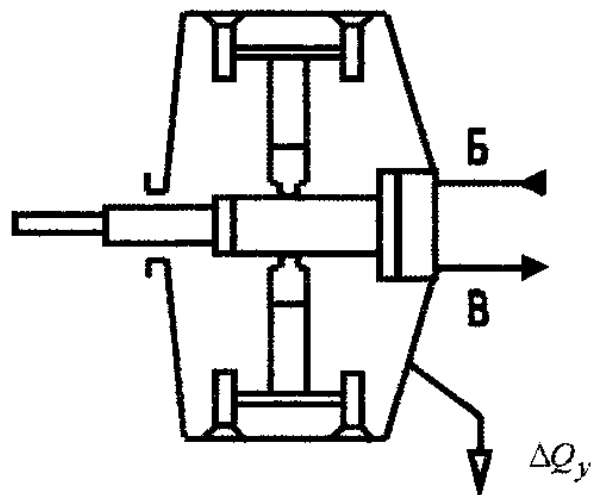
Типорозмір	Тиск, $\frac{H}{m^2}$		Робочий обсяг, $M^3/об$	Частота обертання			Номінальний крутячий момент, Н·м	КПД			Маса, кг	Момент інерції, $H·m·c^2$
	Номінальний	Максимальний		Максимальна	Номінальна	Мінімальна		Об'ємний	Механічний	Загальний		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
MP-0,16	$10 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	4	3	0,1	235	0,91	0,94	0,86	60	2,5
MP-0,25			$2,5 \cdot 10^{-4}$	4	3		373		0,94	0,95		
MP-0,4			$4 \cdot 10^{-4}$	3,2	2,2		559	0,95	0,9	0,85	110	3,1
MP-0,63			$6,3 \cdot 10^{-4}$	2,5	2		883					

Продовження таблиці 2.7

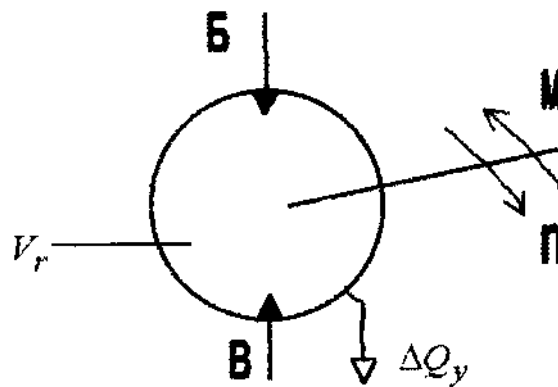
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
MP-1	$10 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$	$10 \cdot 10^{-4}$	2	1,5	0,1	1452	0,95	0,95	0,9	180	5,7
MP-1,6			$16 \cdot 10^{-4}$		1,2		2345		0,95	0,9	180	17,5
MP-2,5			$25 \cdot 10^{-4}$	1,6	1,2		3475		0,9	0,85	280	39,5
MP-4			$40 \cdot 10^{-4}$		1,2		5592		0,9	0,85	280	60,1

Примітки:

1 Схема гідромашини



2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



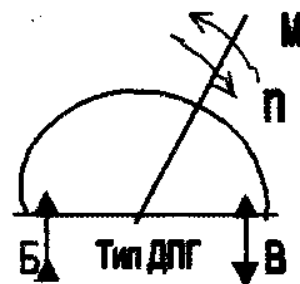
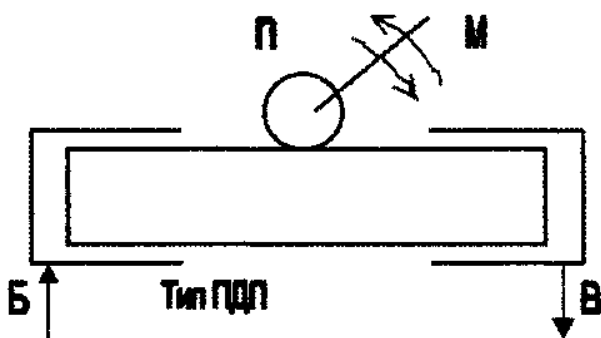
Таблиця 2.8- Технічні характеристики поворотних гідродвигунів типу ДПГ (гідравлічних) і ДДП (пневматичних)

Типорозмір Параметр	Тиск H/m^2		Робочий обсяг на кут повороту, 270° , $m^3/об$	Номінальний крутячий момент, Н·м	Повний КПД при номінальних параметрах	Маса, кг	Момент інерції, $H·m·c^2$
	Номінальний	Максимальний					
ДПГ 16	$16 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	$0.5 \cdot 10^{-4}$	160	0,94	4	1,5
ДПГ 63			$2 \cdot 10^{-4}$	630	0,92	14	3,1
ДПГ 125			$4 \cdot 10^{-4}$	1250	0,89	40	5,4
ДПГ 200			$6,3 \cdot 10^{-4}$	2000	0,9	45	16,2
ПДП. 11.040. 180	$10 \cdot 10^6$	$12,5 \cdot 10^6$	d= 40	10	0,9	4.5	0,1
ПДП. 1С- 2.040.180			d = 40	20		11	0,2
ПДП. 2- 3,2.050.180			d = 50	32		18	0,3
ПДП.2С- ПДП. 2-8. 063. 2 70			d = 50	63		18	0,35
ПДП.2С- ПДП. 2-25. 100.			d = 63	80		18	0,4
ПДП. 2-25. 100.			d = 63	16		32	0,5
ПДП. 2-25. 100.			d = 100	25		25	0,6
ПДП. 2-25. 100.			d = 100	40		42	0,7

Примітки:

1 Максимальна швидкість повороту вала $180 об/с$.

2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Приклад. Нехай $M_3=35H\cdot m$; $n_{3.макс}=48$; $n_{3.мін}=1,7$.

Вибираємо аксіально-поршневий гідродвигун з нерегульованим робочим обсягом МНА-16 (див. табл. 2.4), що має технічну характеристику:

$$V_r = 0,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{об}; \quad n_{п.макс} = 50 \text{ об} / \text{с};$$

$$n_H = 25 \text{ об} / \text{с}; \quad n_{п.мін} = 1,6 \text{ об} / \text{с}; \quad M_n = 46,5 H \cdot m$$

при номінальному тиску $20 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2$; $\eta_0 = 0,95$; $\eta_M = 0,93$; $\eta_{общ} = 0,9$

$$M_n = 46,5 H \cdot m > M_3 = 35 H \cdot m;$$

$$n_{п.макс} = 50 \text{ об} / \text{с} > n_{п.мін} = 1,7 \text{ об} / \text{с};$$

$$n_{п.мін} = 1,6 \text{ об} / \text{с} < n_{п.мін} = 1,7 \text{ об} / \text{с}.$$

Необхідний перепад тиску (при $P_B=0$)

$$P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_r \eta_M} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 35}{0,16 \cdot 10^{-4} \cdot 0,93} = 14,8 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2.$$

Об'ємна витрата рідини на вході в гідродвигун (у нагнітальному трубопроводі)

$$Q_B = \frac{n_{3.макс} V_r}{\eta_0} = \frac{48 \cdot 0,16 \cdot 10^{-4}}{0,95} = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Об'ємна витрата рідини на виході з гідродвигуна (у зливному трубопроводі)

$$Q_B = n_{3.макс} V_r = Q_B \eta_0 = 8,1 \cdot 10^{-4} \cdot 0,95 = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Якщо в таблицях по вашим даним немає необхідної апаратури, то можна скористатися літературою [3], яку можна завантажити з інтернета.

3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ

Гідравлічний розрахунок трубопроводів полягає у виборі оптимального внутрішнього діаметра труби й у визначенні втрат тиску за довжиною трубопроводу.

Розрахункове значення внутрішнього діаметра труби

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[V]}}$$

де Q - розрахункова об'ємна витрата рідини в трубопроводі, $\frac{м^3}{с}$;
 $[V]$ - швидкість руху, що допускається, рідини, $\frac{м^3}{с}$;
 d_p - діаметр труби, м.

Швидкість руху, що допускається, рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу вибирається по нормативним даним, викладеним у таблиці 3.1. у залежності від розрахункового перепаду тиску P на виконавчому механізмі привода. Для зливального трубопроводу швидкість руху, що допускається, рідини приймається $[V]=2м/с$, а для усмоктувального- $[V] \leq 1,2 м/с$.

Таблиця 3.1- Швидкість допустимого руху рідини в нагнітальному трубопроводі

$P, \text{ Мпа}$	1	1...2,5	2,6...5	5...10	10...15	15...20	Понад 20
$[V], \text{ м/с}$	1,3	1,5	2,5	3	3,5	4	5

З літератури [1] вибирається внутрішній діаметр труби так, щоб дійсний внутрішній діаметр труби d_n був дорівнює розрахунковому значенню d_p чи більше його, тобто

$$d_n \geq d_p.$$

Для вибору внутрішнього діаметра труби можна скористатися таблицею 3.2. Після вибору труби визначається дійсна швидкість руху рідини в нагнітальному і зливному трубопроводах:

$$V = \frac{4Q}{\pi d_n^2},$$

де Q - об'ємна витрата рідини в трубопроводі, $\frac{м^3}{с}$.

Вхідні і вихідні канали у гідроапаратурі виконуються з однаковими площами поперечного переріза. У зв'язку з цим внутрішні діаметри нагнітального і зливного трубопроводів від реверсивного золотника до виконавчого механізму вибираються однаковими. Зливальна ділянка після реверсивного золотника може вибиратися з відповідним діаметром трубопроводу.

Таблиця 3.2 - Деякі геометричні розміри труб із сталі 20

Діаметр, мм		Товщина стінки, мм	Діаметр, мм		Товщина стінки, мм
Зовнішній	Внутрішній		Зовнішній	Внутрішній	
18	14	2	32	26	3
	12	3		24	4
	10	4		22	5
20	16	2	36	30	3
	14	3		28	4
	12	4		26	5
22	18	2	40	34	3
	16	3		32	4
	14	4		30	5
25	21	2	45	39	3
	19	3		37	4
	17	4		35	5
28	22	3	50	44	3
	20	4		42	4
	18	5		40	5

Приклад. Нехай $P = 9,5 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; $Q_B = Q_V = 6 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Приймається швидкість руху, що допускається, рідини: у нагнітальному трубопроводі - $[V] = 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ (див. табл. 3.1) і в зливальному трубопроводі - $[v] = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Внутрішній розрахунковий діаметр труб: нагнітального трубопроводу і ділянки зливального трубопроводу від виконавчого механізму до реверсивного золотника –

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi[V]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 3}} = 1,59 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 15,9 \text{ мм},$$

зливального трубопроводу на ділянці від реверсивного золотника до бака –

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi[v]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 2}} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 19,6 \text{ мм}.$$

Приймаються труби:

на нагнітальному трубопроводі - труба $\frac{20 \cdot 2 \text{ ДСТУ 8734 - 75}}{\text{Б20ДСТУ 8733 - 74}}$, що має зовнішній діаметр 20мм., товщину стінки 2мм і внутрішній діаметр $d_{\text{п}} = 16 \text{ мм} > 15,9 \text{ мм}$;

на зливальному трубопроводі - труба $\frac{28 \cdot 8 \text{ ДСТУ } 8734 - 75}{\text{Б20 ДСТУ } 8733 - 74}$, маюча зовнішній діаметр 28мм, товщину стінки 3мм і внутрішній діаметр $d_{\Pi} = 22\text{мм} > 19,6\text{мм}$.

Дійсна швидкість руху рідини: у нагнітальному трубопроводі —

$$V_H = \frac{4Q_B}{\pi d_{\Pi}^2} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,016^2} = 2,99 \frac{\text{м}}{\text{с}} ;$$

у зливальному трубопроводі –

$$V_C = \frac{4Q_B}{\pi d_{\Pi}^2} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,022^2} = 1,57 \frac{\text{м}}{\text{с}} .$$

Утрата тиску при русі рідини по нагнітальному трубопроводі (ділянка АБ) і зливальному трубопроводу (ділянка ВГ) визначається:

$$\Delta P_L = \lambda \rho \frac{L}{d_{\Pi}} \frac{V^2}{2} ,$$

де ΔP_L - утрата тиску, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; λ - коефіцієнт опору;

ρ - щільність робочої рідини, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^4}$ (таблиця 3.3); L - довжина ділянки трубопроводу, м; d_{Π} - внутрішній діаметр обраної труби, м; V - дійсна швидкість руху рідини по ділянці трубопроводу, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Коефіцієнт опору

$$\lambda = \frac{64}{R_e}, \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}}$$

де R_e - число Рейнольдса.

Число (критерій) Рейнольдса

$$R_e = \frac{V d_{\Pi}}{\nu} ,$$

де ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості робочої рідини, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ (см. таблицю 3.3).

Таблиця 3.3 - Кінематичні коефіцієнти в'язкості і щільність робочих рідин при температурі 323К (+50°C)

Тип робочої рідини (мастила)	$\nu, \frac{m^2}{c}$	$\rho, \frac{H \cdot c}{m^4} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Індустріальне И-12А	$12 \cdot 10^{-6}$	880
Індустріальне И-20А	$20 \cdot 10^{-6}$	885
Індустріальне И-30А	$30 \cdot 10^{-6}$	890
Індустріальне И-40А	$40 \cdot 10^{-6}$	895
Індустріальне И-50 А	$50 \cdot 10^{-6}$	910

Приклад. Нехай довжина нагнітальної ділянки трубопроводу $L_{AB} = 17m$,

дійсна швидкість руху рідини $V_H = 2,5 \frac{m}{c}$, внутрішній діаметр трубопроводу $d_{II} = 4,2 \cdot 10^{-2} m$, по трубопроводу рухається робоча рідина - мастило "Індустріальне И-20А", що має:

$$\nu = 20 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{c} \text{ и } \rho = 885 \frac{H \cdot c}{m^4}$$

Число (критерій) Рейнольдса

$$R_e = \frac{V_H d_{II}}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-2}}{20 \cdot 10^{-6}} = 5250$$

Тому що $R_e = 5250 > 2300$, то режим руху рідини турбулентний у гідравлічно гладкій трубі. Отже, коефіцієнт опору визначається за формулою

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{5250}} = 0,03717$$

Утрата тиску за довжиною нагнітального трубопроводу (на ділянці АБ)

$$\Delta P_{L_{AB}} = \lambda \rho \frac{V_H^2 L_{AB}}{2 d_{II}} = 0,03717 \cdot 885 \cdot \frac{2,5^2 \cdot 17}{2 \cdot 4,2 \cdot 10^{-2}} = 0,042 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$$

Аналогічно визначаються втрати тиску за довжиною зливного трубопроводу.

4 РОЗРАХУНОК УТРАТ ТИСКУ В МІСЦЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ОПОРАХ

Ділянки трубопроводу, при проходженні рідиною яких вектор швидкості змінюється чи за величиною, чи за напрямком, називаються місцевими гідравлічними опорами (наприклад, раптове чи плавне, розширення звуження, зміна напрямку руху рідини і т.д.).

Утрата тиску при проходженні місцевого гідравлічного опору

$$\Delta P_{Mi} = \varepsilon_M \rho g \frac{V_M^2}{2g} = \frac{\varepsilon_M \rho V_M^2}{2}$$

де V_M - швидкість руху потоку рідини після проходження місцевого гідравлічного опору, $\frac{m}{c}$ (якщо поперечний переріз трубопроводу не змінюється, те приймається швидкість руху рідини: у трубопроводі);

ε_M - коефіцієнт місцевого гідравлічного опору.

Для вибору деяких значень коефіцієнта ε_M можна скористатися таблицею 4.1 [3].

Таблиця 4.1- Коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів

Різновид місцевого опору		ε_M
1 Зміна напрямку руху рідини під кутом α :	$\alpha=30^\circ$	0,15
	$\alpha = 45^\circ$	0,28
	$\alpha = 60^\circ$	0,52
	$\alpha = 90^\circ$	1,2
2 Плавне заокруглення з радіусом R на кут 90° трубопроводу, що має внутрішній діаметр d при:	R/d = 1	0,5
	R/d = 2	0,3
	R/d = 4	0,2
	R/d = 6	0,18

Сумарні втрати тиску в місцевих опорах ΔP_M при послідовному їхньому з'єднанні визначаються як сума втрат тиску в окремих опорах:

$$\Delta P_M = \sum_1^n \Delta P_{Mi}$$

Приклад. Нехай на нагнітальному трубопроводі маються місцеві опори, що змінюють напрямок руху рідини під кутами $\alpha=30^\circ$ (5 шт.), $\alpha = 60^\circ$ (4 шт.) і $\alpha = 90^\circ$ (2 шт.), швидкість руху потоку рідини в

трубопроводі $V_H = 2.99 \frac{м}{с}$.

Використовуючи дані довідника [3] чи таблиці 4.1, вибираємо відповідні значення ε_M . Тоді сумарні втрати тиску в місцевих гідравлічних опорах визначаються:

$$\begin{aligned} \Delta P_M &= 5 \frac{\varepsilon_{30} \rho V_H^2}{2} + 4 \frac{\varepsilon_{60} \rho V_H^2}{2} + 2 \frac{\varepsilon_{90} \rho V_H^2}{2} = (5\varepsilon_{30} + 4\varepsilon_{60} + 2\varepsilon_{90}) \frac{\rho V_H^2}{2} = \\ &= (5 \cdot 0,15 + 4 \cdot 0,52 + 2 \cdot 1,2) \frac{885 \cdot 2,99^2}{2} = 0,021 \cdot 10^6 \frac{Н}{м^2}. \end{aligned}$$

5 ВИБІР ГІДРОАПАРАТУРИ І ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ

Гідравлічна апаратура вибирається з довідника [3] при дотриманні наступних умов:

$$\begin{aligned} P_{\Pi} &> P, \\ Q_{\Pi} &> Q_B, \end{aligned}$$

де P_{Π} і P - відповідно номінальний паспортний тиск гідроапарата і розрахунковий перепад тиску на виконавчому механізмі привода;

Q_{Π} і Q_B - відповідно номінальна паспортна об'ємна витрата гідроапарата і розрахункова максимальна витрата на вході у виконавчий механізм привода.

При виборі гідроапаратури можна скористатися таблицями 5.1... 5.10.

Для обраного типорозміру гідроапарата визначається дійсна втрата тиску при проходженні розрахункової витрати через гідроапарат:

$$\Delta P = \Delta P_{\Pi} \left(\frac{Q}{Q_{\Pi}} \right)^2,$$

де ΔP_{Π} - паспортне значення втрати тиску при проході через гідроапарат номінальної паспортної витрати;

Q - дійсне значення витрати, що проходить через гідроапарат.

У таблицях 5.1.. 5.3 викладені технічні характеристики гідроапаратури з пропорційним електричним керуванням, а в таблиці 5.5 представлені гідросхеми і умовні графічні зображення на кресленнях зазначеної апаратури.

Таблиця 5.1 - Технічні характеристики запобіжних клапанів із пропорційним електричним керуванням

Типорозмір	Номинальний тиск, Н/м ²	Номинальна витрата, м ³ /с	Утрата тиску при номинальній витраті, Н/м ²	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Діаметр умовного проходу, м	Маса, кг
ПКПД 10-20	$20 \cdot 10^6$	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$0,25 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^{-6}$	0,01	4,5
ПКПД 10-32	$32 \cdot 10^6$					
ПКПД20-20	$20 \cdot 10^6$	$16,7 \cdot 10^{-4}$	$0,3 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	0,02	7,8
ПКПД20-32	$32 \cdot 10^6$					
ПКПД32-20	$20 \cdot 10^6$	$42 \cdot 10^{-4}$	$0,35 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^{-6}$	0,032	13
ПКПД32-32	$32 \cdot 10^6$					

Таблиця 5.2 - Технічні характеристики гідродроселів із пропорційним електричним керуванням

Типорозміри Параметри	ДД6	ДД10	ДВП-16	ДВП-25	ДВП-32
Номінальний Тиск P_{Π} , Н/м ²	$20 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	$32 \cdot 10^6$	$32 \cdot 10^6$	$32 \cdot 10^6$
Номінальні витрати Q_{Π} , м ³ /с	$2,1 \cdot 10^{-4}$	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$21 \cdot 10^{-4}$	$33 \cdot 10^{-4}$	$53 \cdot 10^{-4}$
Утрата тиску ΔP_{Π} , Н/м ²	$0,2 \cdot 10^6$	$0,25 \cdot 10^6$	$0,25 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	$0,4 \cdot 10^6$
Витрата внутрішніх витоків ΔQ_{ν} , м ³ /с	$2 \cdot 10^{-6}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$4,1 \cdot 10^{-6}$	$8,3 \cdot 10^{-6}$	$13 \cdot 10^{-6}$
Діаметр умовного проходу d_{ν} , м	$6 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$16 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$	$32 \cdot 10^{-3}$
Площа умовного проходу $S_{\nu} = \frac{\pi \cdot d_{\nu}^2}{4}$, м ²	$0,282 \cdot 10^{-4}$	$0,785 \cdot 10^{-4}$	$2,01 \cdot 10^{-4}$	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$8,05 \cdot 10^{-4}$
Діаметр основного золотника дроселя d_3 , м	$6 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$	$32 \cdot 10^{-3}$
Максимальний хід основного золотника L_3 , м	$1,5 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$
Діаметр золотника керування d_0 , м	$3 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$
Максимальний хід золотника керування X_0 , м	$1 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт зворотного зв'язку $K_{OC} = x_0/L_3$	0,067	0,048	0,037	0,023	0,019
Максимальна витрата через золотник керування $Q_{\nu\Pi}$ при номінальному тиску	$9,4 \cdot 10^{-5}$	$15 \cdot 10^{-5}$	$25,5 \cdot 10^{-5}$	$33 \cdot 10^{-5}$	$413 \cdot 10^{-5}$
Маса основного золотника m_3 , кг	0,2	0,5	0,8	1	1,2

Таблиця 5.3 - Технічні характеристики дроселюючих розподільників із пропорційним електричним керуванням

Типорозміри	РП6	РП10	РП16	РП20
Параметри				
Номінальна витрата $Q_{П}, \text{ м}^3/\text{с}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$	$8,4 \cdot 10^{-4}$	$21 \cdot 10^{-4}$	$50 \cdot 10^{-4}$
Утрата тиску $\Delta P_{П}, \text{ Н/м}^2$	$1,2 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$
Витрата внутрішніх витоків $\Delta Q_{V}, \text{ м}^3/\text{с}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$4,1 \cdot 10^{-6}$	$13 \cdot 10^{-6}$
Діаметр умовного проходу $d_v, \text{ м}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$16 \cdot 10^{-3}$	$25 \cdot 10^{-3}$
Площа умовного проходу $S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4}, \text{ м}^2$	$0,282 \cdot 10^{-4}$	$0,785 \cdot 10^{-4}$	$2,01 \cdot 10^{-4}$	$4,9 \cdot 10^{-4}$
Мінімальний час спрацьовування, с	0,04	0,04	0,06	0,1
Діаметр сопла $d_c, \text{ м}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$	$0,7 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$
Максимальний зсув заслінки $x_0, \text{ м}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$	$0,7 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$
Витрата через сопло при тиску керування $P_K = 1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ і середнім положенні заслінки $Q_{УП}, \text{ м}^3/\text{с}$	$0,117 \cdot 10^{-4}$	$0,264 \cdot 10^{-4}$	$0,358 \cdot 10^{-4}$	$0,47 \cdot 10^{-4}$
Діаметр золотника $d_z, \text{ м}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$12,5 \cdot 10^{-3}$	$25,5 \cdot 10^{-3}$	$45 \cdot 10^{-3}$
Максимальний зсув золотника $L_z, \text{ м}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт зворотного зв'язку гідравлічного моста $K_{OC} = x_0/L_z$	0,4	0,3	0,28	0,23
Маса золотника $m_z, \text{ кг}$	0,5	1,2	1,8	2,5

Примітки:

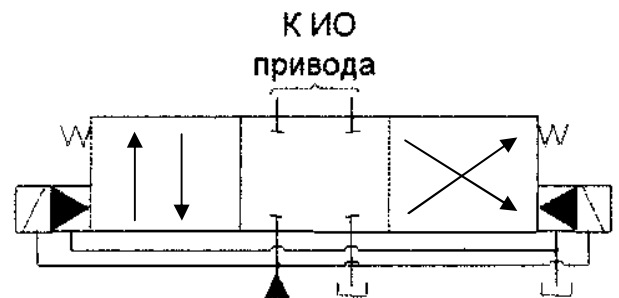
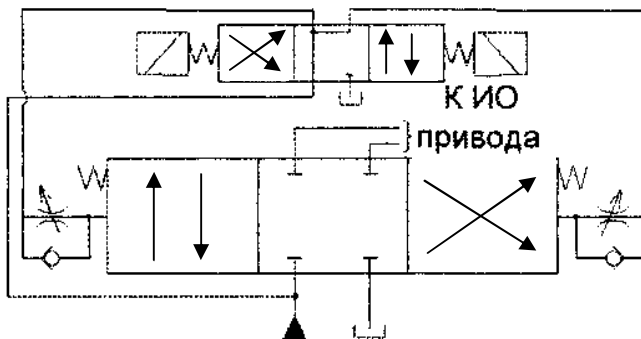
- 1 Номінальний тиск для усіх типорозмірів - $32 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.
- 2 Параметри магніту ПЭМ6-1:
номінальна напруга - 24 В;
сила струму керування - 0,85 А;
потужність - 18 Вт;
стискальне зусилля - 50 Н.

Таблиця 5.4 - Технічні характеристики гідророзподільників з електрогідравлічним керуванням

Типорозмір	Тиск Н/м ²		Номінальна витрата, м ³ /с	Утрата тиску при номінальній витраті, Н/м ²	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Діаметр умовного проходу, м	Мінімальний час спрацювання, с	Потужність електромагніта, Вт	Маса, кг
	Номінальний	Максимальний							
B10	32·10 ⁶	40·10 ⁶	5,5·10 ⁻⁴	0,4·10 ⁶	1,6·10 ⁻⁶	0,01	0,04	43	3,5
P102	32·10 ⁶	40·10 ⁶	6,7·10 ⁻⁴	0,4·10 ⁶	1,6·10 ⁻⁶	0,01	0,04	22	3,5
B16	32·10 ⁶	40·10 ⁶	17·10 ⁻⁴	0,3·10 ⁶	2,6·10 ⁻⁶	0,016	0,04	26	7,5
P203	32·10 ⁶	40·10 ⁶	27·10 ⁻⁴	0,4·10 ⁶	3,3·10 ⁻⁶	0,02	0,15	22	13,5
B22	32·10 ⁶	40·10 ⁶	33·10 ⁻⁴	0,25·10 ⁶	4·10 ⁻⁶	0,022	0,08	43	13
P323	32·10 ⁶	40·10 ⁶	66·10 ⁻⁴	0,35·10 ⁶	5·10 ⁻⁶	0,032	0,2	22	35,3

Примітки:

- 1 Гідророзподільники призначені: для зміни напрямку руху рідини одночасно в декількох гідролініях при подачі зовнішнього керуючого впливу на електромагніти постійного струму (напруга 12В, 24 В чи 48 В).
- 2 Гідросхема розподільника:
- 3 Умовна позначка:



Таблиця 5.5 - Гідравлічні схеми й умовні позначки гідроапаратури з пропорційним електричним керуванням

Тип гідроапарата	Гідравлічна схема	Умовне графічне зображення
<p>ДД ДВП</p>		
<p>РП</p>		
<p>ПКПД</p>		

Таблиця 5.6 - Технічні характеристики двобічних гідравлічних замків

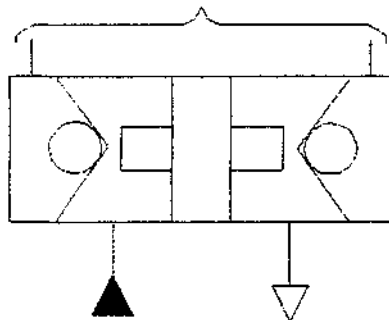
Типорозмір	Номінальний тиск, Н/м ²	Номінальна витрата, м ³ /с	Утрата тиску при номінальній витраті, Н/м ²	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Діаметр умовного походу, м	Маса, кг
М-КУ-12	$32 \cdot 10^6$	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$0,2 \cdot 10^6$	$0,5 \cdot 10^{-6}$	0,012	2,6
М-КУ-20	$32 \cdot 10^6$	$16,7 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^6$	$0,9 \cdot 10^{-6}$	0,02	6
М-КУ-32	$32 \cdot 10^6$	$42 \cdot 10^{-4}$	$0,5 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^{-6}$	0,032	8,4
ГМЗ 6/3	$32 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^{-4}$	$0,3 \cdot 10^6$	$0,6 \cdot 10^{-6}$	0,006	0,8
ГМЗ 10/2	$20 \cdot 10^6$	$11 \cdot 10^{-4}$	$0,5 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^{-6}$	0,01	1,8
ГМЗ 10/3	$32 \cdot 10^6$	$16 \cdot 10^{-4}$	$0,6 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	0,01	2,2

Примітки:

1 Гідравлічні замки призначені для проходу рідини до виконавчого механізму привода при наявності тиску нагнітання і запирання рідини в порожнинах виконавчого механізму при відсутності тиску нагнітання.

2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

До ВМ привода

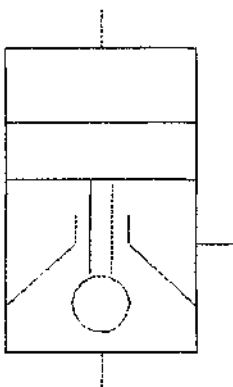


Таблиця 5.7 - Технічні характеристики зворотних клапанів і одnobічних гідравлічних замків

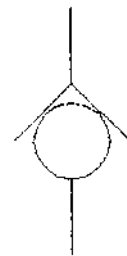
Типорозмір	Номинальний тиск, Н/м ²	Номинальна витрата, м ³ /с	Утрата тиску при номинальній витраті, Н/м ²	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Діаметр умовного проходу, м	Маса, кг
Г51-32	20•10 ⁶	5,3•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,001•10 ⁻⁶	0,01	1,2
Г51-33	20•10 ⁶	10,5•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,002•10 ⁻⁶	0,016	1,6
Г51-34	20•10 ⁶	20,8•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,002•10 ⁻⁶	0,02	1,6
Г51-35	20•10 ⁶	41,7•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,004•10 ⁻⁶	0,032	5,45
10-2	32•10 ⁶	53•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,001•10 ⁻⁶	0,01	1,45
20-2	32•10 ⁶	20,8•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,002•10 ⁻⁶	0,02	4,4
32-1	20•10 ⁶	53,3•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,002•10 ⁻⁶	0,032	8,5
32-2	32•10 ⁶	53,3•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	0,04•10 ⁻⁶	0,032	8,5
КУ-12	32•10 ⁶	6,7•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	3,33•10 ⁻⁶	0,012	2,6
КУ-20	32•10 ⁶	16,7•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	3,83•10 ⁻⁶	0,02	8,9
КУ-32	32•10 ⁶	41,7•10 ⁻⁴	0,3•10 ⁶	3,83•10 ⁻⁶	0,032	8,4

Примітка. Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

Гідравлічний замок КУ



Зворотний клапан

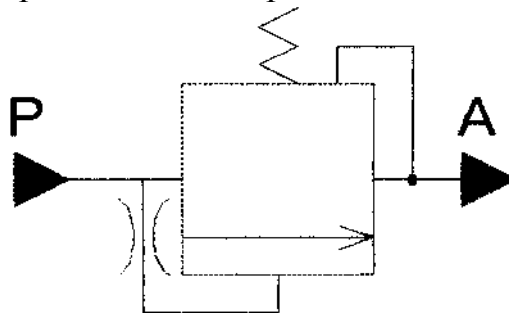


Таблиця 5.8- Технічні характеристики гідроклапанів тиску

Типорозмір	Номинальний тиск, Н/м ²	Номинальна витрата, м ³ /с	Утрага тиску при номінальній витраті, Н/м ²	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Діаметр умовного проходу, м	Маса, кг
Г54-32м	До 20• 10 ⁶	5,4• 10 ⁻⁴	0,2• 10 ⁶	1•10 ⁻⁶	0,01	2,4
Г54-34м	До 20• 10 ⁶	21•10 ⁻⁴	0,6•10 ⁶	1,5•10 ⁻⁶	0,02	3,6
Г54-35м	До 20• 10 ⁶	34•10 ⁻⁴	0,6•10 ⁶	2•10 ⁻⁶	0,032	6,2

Примітки:

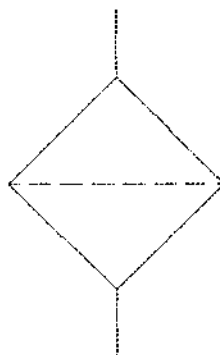
- 1 Номінальний тиск настроювання клапана, МПа: 1; 2,5; 6,3; 10; 20.
- 2 Гідроклапани тиску призначені для підтримки заданого в трубопроводі тиску. Вони можуть мати й інші виконання, що дозволяють гідроклапанам тиску виконувати спеціальні функції (блокування за тиском, регулювання послідовності включення виконавчих механізмів привода).
- 3 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 5.9 - Технічні характеристики фільтрів

Призначення	Типорозмір	Номінальний тиск, Н/м ²	Номінальна витрата, м ³ /с	Утрата тиску при номінальній витраті, Н/м ²	Діаметр умовного проходу, м	Щільність фільтрації, мкм	Маса, кг
Приймальні	ФВСМ 32	—	$6,7 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$	0,032	80	4
	ФВСМ 63	—	$16,7 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$	0,063	80	6
	ФВСМ 80	—	$53 \cdot 10^{-4}$	$0,007 \cdot 10^6$	0,08	80	10
Напірні	1ФГМ32	$32 \cdot 10^6$	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$0,08 \cdot 10^6$	0,022	10	5
	2ФГМ 32	$32 \cdot 10^6$	$11 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^6$	0,027	10	6,5
	3ФГМ 32	$32 \cdot 10^6$	$27 \cdot 10^{-4}$	$0,11 \cdot 10^6$	0,042	10	13,5
	4ФГМ 32	$32 \cdot 10^6$	$53 \cdot 10^{-4}$	$0,12 \cdot 10^6$	0,048	10	19,5
Зливальні	ФС 3,2	$0,63 \cdot 10^6$	$0,6 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^6$	0,008	25	0,6
	ФС 25	$0,63 \cdot 10^6$	$4,2 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^6$	0,02	25	1,9
	ФС 100	$0,63 \cdot 10^6$	$16,7 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^6$	0,032	25	4,5
	ФС 400	$0,63 \cdot 10^6$	$67 \cdot 10^{-4}$	$0,1 \cdot 10^6$	0,063	25	9

Примітка. Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 5.10 - Технічні характеристики апаратів і приладів для контролю тиску мастила

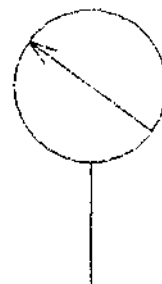
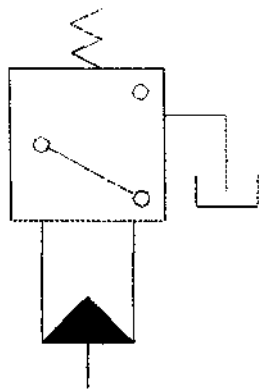
Тип апаратури	Типорозмір (діаметр корпусу), мм	Контрольований тиск, МПа	Об'ємна витрата витоків, м ³ /с	Клас точності	Маса, кг
Реле тиску	ПГ62-11	0,6... 6,3	0,16-10 ⁻⁶	—	2,3
	БПГ62-11	0,8...10	033-10 ⁻⁶	—	2,3
	ВПГ62-11	1...20	0,8-10 ⁻⁶	—	2,3
	ГПГ62-11	5...32	0,83-10 ⁻⁶	—	2,3
Манометри	МТП-60	0,1...40	—	1,5; 2,5; 5	0,2
	МТМ-100	0,06... 60	—	1; 1,5; 2,5	0,5
	МТМ-160	0,06... 60	—	0,6; 1; 1,5	0,7
	МТМ250	0,1...60	—	0,4	1

Примітки:

- 1 Реле тиску контролює рівень тиску мастила в гідросистемі, подаючи електричний сигнал. Манометри служать для візуального контролю тиску.
- 2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

Реле тиску

Манометр



Приклад. Нехай на нагнітальному трубопроводі, у якому рухається рідина (об'ємна витрата $Q_A=15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$) при тиску $P=11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, установлені запобіжний клапан, дросель і реверсивний золотник.

З каталогу вибираємо:

1 Запобіжний клапан ПКПД20-20, що має технічну характеристику (див. табл. 5.1):

- номінальний тиск - $20 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 > 11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- номінальна витрата - $16,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} > 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$;
- утрата тиску - $0,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- об'ємна витрата витоків - $2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$;
- умовна витрата - 0,02 м;
- маса - 7,8 кг.

Утрата тиску рідини при проходженні каналів запобіжного клапана

$$\Delta P_{ПК} = \Delta P_{П} \left(\frac{Q_A}{Q_{П}} \right)^2 = 0,3 \cdot 10^6 \left(\frac{15 \cdot 10^{-4}}{16,7 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,24 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2} < 0,3 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

2 Дросель ДВП-16, що має технічну характеристику (див. табл. 5.2):

- номінальний тиск - $32 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 > 11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- номінальна витрата - $21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} > 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$;
- утрата тиску - $0,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- об'ємна витрата витоків - $4,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$;
- умовна витрата - 0,016 м;
- маса - 2,3 кг.

Утрата тиску рідини при проходженні каналів дроселя

$$\Delta P_{ДР} = \Delta P_{П} \left(\frac{Q_A}{Q_{П}} \right)^2 = 0,25 \cdot 10^6 \left(\frac{15 \cdot 10^{-4}}{21 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,13 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2} < 0,26 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

3 Реверсивний золотник В-16, що має технічну характеристику (див. табл. 5.4):

- номінальний тиск - $32 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 > 11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- номінальна витрата - $17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} > 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$;
- утрата тиску - $0,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$;
- об'ємна витрата витоків - $2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$;
- умовна витрата - 0,016 м;
- маса - 7,5 кг.

Утрата тиску рідини при проходженні каналів реверсивного золотника

$$\Delta P_{ПЗ} = \Delta P_{П} \left(\frac{Q_A}{Q_{П}} \right)^2 = 0,3 \cdot 10^6 \left(\frac{15 \cdot 10^{-4}}{17 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,234 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2} < 0,3 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Аналогічно вибирається з каталогу інша гідроапаратура.

Після визначення розрахункових значень утрат тиску в кожному гідроапараті розраховуються сумарні втрати в гідроапаратурі, встановленої в нагнітальній лінії AB ($\Delta P_{АП}^{AB}$) у зливальній лінії $BГ$ ($\Delta P_{АП}^{BГ}$), наприклад:

$$\Delta P_{АП}^{AB} = \Delta P_{ПК} + \Delta P_{ДР} + \Delta P_{РЗ} = \sum_1^n \Delta P_i$$

6 РОЗРАХУНОК СУМАРНИХ УТРАТ ТИСКУ В НАГНІТАЛЬНОМУ І ЗЛИВАЛЬНОМУ ТРУБОПРОВОДАХ

Сумарні втрати тиску при проходженні рідини: як у нагнітальному, так і в зливальному трубопроводах складаються з утрат тиску за довжиною трубопроводу (ΔP_L), у місцевих гідравлічних опорах (АРМ), і в гідроапаратурі ($\Delta P_{АП}$), встановленої в розглянутих трубопроводах.

Тому що ділянки опору з'єднуються послідовно, то сумарні втрати в нагнітальній чи зливальній лініях гідросистеми визначаються алгебраїчним підсумовуванням усіх утрат тиску в елементах трубопроводу.

Сумарні втрати тиску в нагнітальному трубопроводі (на ділянці АБ)

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_L^{AB} + \Delta P_M^{AB} + \Delta P_{АП}^{AB}$$

Сумарні втрати тиску в зливальному трубопроводі (на ділянці ВГ)

$$\Delta P_{BГ} = \Delta P_L^{BГ} + \Delta P_M^{BГ} + \Delta P_{АП}^{BГ}$$

7 ВИБІР ДЖЕРЕЛА ПОСТАЧАННЯ

Вибрати з довідника джерело постачання гідросистеми з необхідними параметрами можна тільки після визначення розрахункових значень необхідних тиску і витрат на виході з насосної установки.

Розрахунковий тиск на виході з насосної установки визначається:

$$p_A = \Delta p_{AB} + p + \Delta p_{BГ} - \text{якщо виконавчий механізм використовується як гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків, перетворювач прямолінійного руху в поворотне, поворотний гідродвигун чи гідродвигун;}$$

$$p_A = \Delta p_{AB} + p + \Delta p_{BГ} k_s - \text{якщо виконавчий механізм використовується як гідроциліндр з одnobічним розташуванням штока,}$$

де p і k_s - відповідно розрахункове значення корисного перепаду тисків на виконавчому механізмі і коефіцієнт ефективних площ.

Розрахункова витрата на виході з насосної установки:

$$Q_A = Q_{\dot{A}} + \sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i + Q_{\dot{O}\ddot{I}},$$

де Q_B - розрахункове значення витрати на вході у виконавчий механізм;

$$\sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i$$

- сумарна витрата витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар гідроапаратів, встановлених у нагнітальній лінії АБ (внутрішні витки апаратів);

$Q_{\text{уп}}$ - витрата, витрачена на функціонування регуляторів потоку, обраних з таблиць 5.2 і 5.3, тобто тільки у гідроприводах з дросельним регулюванням швидкості виконавчого механізму.

Джерело постачання без акумулятора (насос об'ємного типу з нерегульованим робітником: чи обсягом насос об'ємного типу з регульованим робочим обсягом) вибираються з довідника [3] при дотриманні наступних умов:

$$p_{\text{п}} \geq p_A;$$

$$Q_{\text{п}} \geq Q_A,$$

де $p_{\text{п}}$ і $Q_{\text{п}}$ - відповідно паспортні номінальні значення тиску і продуктивності (подачі) насоса на виході.

Приклад

Нехай для дросельного регулювання розрахункові значення тиску і витрати на виході з насоса складають:

$$P_A = 16,7 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}; \quad Q_A = 5,15 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c}.$$

Скориставшись таблицею 2.4, вибираємо мотор-насос з нерегульованим робочим обсягом МНА-25, що має технічну характеристику:

- номінальний тиск - $20 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2} > 16,7 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$;

- номінальна продуктивність - $5,95 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c} > 5,15 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c}$;

- робочий обсяг - $0,25 \cdot 10^{-4} \frac{м^3}{об}$;
- частота обертання ротора - 25 об/с;
- об'ємний КПД-0,95;
- механічний КПД- 0,95;
- загальний КПД-0,9;
- маса - 17,5 кг.

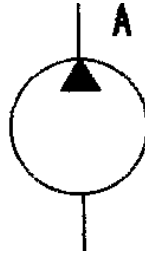
Для вибору насоса можна скористатися таблицями 2.4, 7.1...7.5.

Таблиця 7.1-Технічні характеристики пластинчастих насосів з нерегульованим робочим обсягом

Типорозмір	Тиск, Н/м ²		Робочий обсяг, м ³ /об	Частота обертання ротора, об/с	Номінальна подача, м ³ /с	КПД			Маса, кг
	Номіналь- ний	Максима- льний				Об'ємний	Механіч- ний	Загальний	
БГ 12-21 АМ	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,05 \cdot 10^{-4}$	25	$0,9 \cdot 10^{-4}$	0,72	0,76	0,55	9,5
БГ12-21М	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,08 \cdot 10^{-4}$	25	$1,5 \cdot 10^{-4}$	0,75	0,8	0,6	9,5
БГ 12-22 АМ	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,125 \cdot 10^{-4}$	25	$2,43 \cdot 10^{-4}$	0,78	0,85	0,66	9,5
БГ12-22М	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,16 \cdot 10^{-4}$	25	$3,23 \cdot 10^{-4}$	0,81	0,86	0,7	9,5
БГ12-23АМ	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,2 \cdot 10^{-4}$	25	$4,22 \cdot 10^{-4}$	0,85	0,88	0,75	9,5
БГ12-23М	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,25 \cdot 10^{-4}$	25	$5,5 \cdot 10^{-4}$	0,88	0,9	0,8	9,5
БГ 12-24 АМ	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,45 \cdot 10^{-4}$	25	$9,33 \cdot 10^{-4}$	0,83	0,91	0,76	22
БП2-24М	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,5 \cdot 10^{-4}$	25	$12,3 \cdot 10^{-4}$	0,88	0,87	0,77	22
БГ 12-25 АМ	$12,5 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^6$	$0,8 \cdot 10^{-4}$	25	$17 \cdot 10^{-4}$	0,9	0,94	0,85	22

Примітки:

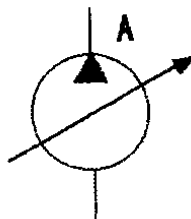
- 1 Зазначені типорозміри насосів випускаються в однопотоковому виконанні.
- 2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 7.2 - Технічні характеристики пластинчастих насосів з регульованим робочим обсягом

Типорозмір	Тиск, Н/м ²		Робочий обсяг, м ³ /об	Частота обертання ротора, об/с	Номінальна подача, м ³ /с	КПД			Маса, кг
	Номинальний	Максимальний				Об'ємний	Механічний	Загальний	
Г12-53 АМ	6,3• •10 ⁶	7•10 ⁶	0,2• •10 ⁻⁴	25	4,25• •10 ⁻⁴	0,85	0,86	0,73	17,5
Г12-54 АМ	6,3• •10 ⁶	7•10 ⁶	0,45• •10 ⁻⁴	25	9,7• •10 ⁻⁴	0,86	0,86	0,74	31,5
Г12-55 АМ	6,3• •10 ⁶	7•10 ⁶	0,8• •10 ⁻⁴	25	17,6• •10 ⁻⁴	0,88	0,91	0,8	46
НПР 20/ 16	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	0,2• •10 ⁻⁴	24,2	4• •10 ⁻⁴	0,82	0,84	0,69	23,5
НПР50/16	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	0,5• •10 ⁻⁴	24,2	10,6• •10 ⁻⁴	0,87	0,8	0,7	42,8
НПР 80/16	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	0,8• •10 ⁻⁴	24,2	16,2• •10 ⁻⁴	0,83	0,89	0,74	56
НПР 125/16	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	1,25• •10 ⁻⁴	24,2	25,3• •10 ⁻⁴	0,84	0,88	0,74	98
2Г12-55АМ	4• •10 ⁶	6,3• •10 ⁶	0,8• •10 ⁻⁴	25	18• •10 ⁻⁴	0,9	0,74	0,67	58

Примітка. Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:

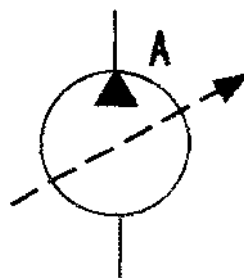


Таблиця 7.3 - Технічні характеристики радіально-поршневих насосів

Тип	Типорозмір	Тиск, Н/м ²		Робочий обсяг, м ³ /об	Частота обертання ротора, об/с	Номінальна подача, м ³ /с	КПД			Маса, кг
		Номінальний	Максималь- ний				Об'ємний	Механічний	Загальний	
З нерегульованим робочим обсягом	НР-40	50• •10 ⁶	65• •10 ⁶	0,4• •10 ⁻⁴	25	8,3• •10 ⁻⁴	0,88	0,88	0,77	212
	НР-80	50• •10 ⁶	65• •10 ⁶	0,8• •10 ⁻⁴	25	16,7• •10 ⁻⁴	0,92	0,92	0,85	340
	НР-100	50• •10 ⁶	65• •10 ⁶	1•10 ⁻⁴	25	20,8• •10 ⁻⁴	0,92	0,92	0,85	363
	НР-125	50• •10 ⁶	65• •10 ⁶	1,25• •10 ⁻⁴	25	27,6• •10 ⁻⁴	0,92	0,92	0,85	390
З регульованим робочим обсягом	НРС-125	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	1,25• •10 ⁻⁴	16	17• •10 ⁻⁴	0,85	0,9	0,77	400
	НРС-250	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	2,5• •10 ⁻⁴	16	33,4• •10 ⁻⁴	0,85	0,94	0,80	700
	НРС-500	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	5• •10 ⁻⁴	16	66,8• •10 ⁻⁴	0,86	0,9	0,77	1000

Примітка

Умовна позначка на принципових схемах:



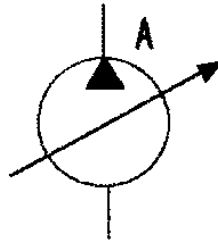
Таблиця 7.4 - Технічні характеристики аксіально-поршневих насосів з регульованим робочим обсягом

Типорозмір	Тиск, Н/м ²		Робочий обсяг, м ³ /об	Частота обертання ротора, об/с	Номінальна подача, м ³ /с	КПД			Маса, кг	Гідроциліндр керування нахилом		
	Номінальний	Максималь- ний				Об'ємний	Механічний	Загальний		Зусилля, Н	Швидкість, м/с	Хід, м
2Г 13-35 А	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	0,71• •10 ⁻⁴	25	16,7• •10 ⁻⁴	0,95	0,93	0,88	103	1500	1,2	0,028
2ПЗ-36А	16• •10 ⁶	20• •10 ⁶	1,4• •10 ⁻⁴	25	33,4• •10 ⁻⁴	0,95	0,91	0,86	260	1800	1,2	0,035
НАС- 16/200	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	0,16• •10 ⁻⁴	25	3,67• •10 ⁻⁴	0,92	0,93	0,86	32,5	200	1,2	0,015
НАС-63/200	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	0,4• •10 ⁻⁴	25	9,47• •10 ⁻⁴	0,95	0,93	0,88	80	2500	1,2	0,02
НАС-40/200	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	0,63• •10 ⁻⁴	25	14,8• •10 ⁻⁴	0,95	0,92	0,87	80	2800	1,2	0,025
НАС- 125/200	20• •10 ⁶	25• •10 ⁶	1,25• •10 ⁻⁴	25	29,7• •10 ⁻⁴	0,95	0,94	0,89	140	3000	1,2	0,03
НАС- 400/200	20,х •10 ⁶	25• •10 ⁶	4• •10 ⁻⁴	16,7	63,3• •10 ⁻⁴	0,95	0,95	0,9	263	4000	1,2	0,035
НАС-16/250	25• •10 ⁶	32• •10 ⁶	0,16• •10 ⁻⁴	25	3,6• •10 ⁻⁴	0,9	0,93	0,84	32,5	2200	1,2	0,015
НАС-40/250	25• •10 ⁶	32• •10 ⁶	0,4• •10 ⁻⁴	25	9,1• •10 ⁻⁴	0,91	0,93	0,85	80	2800	1,2	0,02
НАС-63/250	25• •10 ⁶	32• •10 ⁶	0,63• •10 ⁻⁴	25	14,5• •10 ⁻⁴	0,92	0,94	0,86	80	3000	1,2	0,025
НАС- 125/250	25• •10 ⁶	32• •10 ⁶	1,25• •10 ⁻⁴	25	29• •10 ⁻⁴	0,93	0,94	0,87	140	2900	1,2	0,03
НАС- 400/250	25• •10 ⁶	32• •10 ⁶	4• •10 ⁻⁴	16,7	62• •10 ⁻⁴	0,93	0,94	0,88	263	4000	1,2	0,035

Примітки:

1 Аксіально-поршневі насоси даного типу мають слідкуючу гідравлічну систему регулювання робочого обсягу насоса (подачі насоса).

2 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



Таблиця 7.5 - Технічні характеристики пневмогідравлічних акумуляторів

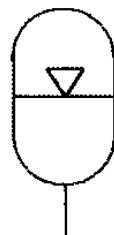
Тип роздільника	Типорозмір	Номінальний тиск, Н/м ²	Номінальний обсяг (місткість), м ³	Маса, кг
Поршень	АРХ- 1/320	$32 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^{-3}$	7,5
	АРХ-2,5/320	$32 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	26
	АРХ-6,3/320	$32 \cdot 10^6$	$6,3 \cdot 10^{-3}$	36
	АРХ-16/320	$32 \cdot 10^6$	$16 \cdot 10^{-3}$	85
	АРХ-40/160	$16 \cdot 10^6$	$40 \cdot 10^{-3}$	160
Гумова мембрана	АПГ-1/20	$20 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^{-3}$	3,6
	АПГ-2,5/20	$20 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	8,6
	АПГ-6,3/20	$20 \cdot 10^6$	$6,3 \cdot 10^{-3}$	12
	АПГ- 10/20	$20 \cdot 10^6$	$10 \cdot 10^{-3}$	16

Примітки:

1 Акумулятори використовуються для накопичення гідравлічної енергії при повільних рухах робочих механізмів, щоб короткочасно одержати великі витрати мастила при прискорених переміщеннях.

2 Газове середовище для вищенаведених пневмогідравлічних акумуляторів - азот.

3 Умовна позначка на принципових гідравлічних схемах:



8 РОЗРАХУНОК ВИСОТИ УСМОКТУВАННЯ

Рівняння рівноваги тисків в усмоктувальному трубопроводі

$$\Delta p_L + \Delta p_{f. \phi.} + \rho g h_{AN} = p_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} - p_{\hat{\alpha}\hat{\epsilon}}, \quad (8.1)$$

де Δp_L - втрати тиску за довжиною h_{BC} усмоктувального трубопроводу;

$\Delta p_{f. \phi.}$ - розрахункові втрати тиску в прийомному фільтрі;

$\rho g h_{AN}$ - тиск від стовпа рідини в усмоктувальному трубопроводі;

$p_{at} - p_{vak}$ - перепад тисків, що забезпечує усмоктувальну здатність насоса.

Розрахунок висоти усмоктування здійснюється за умови забезпечення в усмоктувальній трубі ламінарного режиму (швидкість руху, що допускається,

$$v \leq 1.2 \frac{m}{c} \text{ рідини) і перепаду } p_{at} - p_{vak} \text{ тисків } = 2 \frac{H}{m^2}.$$

Втрати тиску Δp_L за довжиною h_{BC} усмоктувального трубопроводу

$$\Delta p_L = \lambda \rho \frac{h_{an} v^2}{2 d_i^2}, \quad (8.2)$$

де λ - коефіцієнт опору; ρ - щільність робочої рідини, $\frac{H \cdot c}{m^4}$ (таблиця 3.3);

h_{AN} - довжина ділянки усмоктувального трубопроводу, м; d_{II} - внутрішній діаметр труби усмоктувального трубопроводу, м; v - дійсна швидкість руху рідини по

ділянці усмоктувального трубопроводу, $\frac{m}{c}$.

Підставляємо втрати тиску Δp_L з формули (8.2) у формулу (8.1) та виражаємо висоту усмоктування

$$h_{an} = \frac{p_{\dot{\alpha}\dot{\delta}} - p_{\hat{\alpha}\hat{\epsilon}} - \Delta p_{f. \phi.}}{\lambda \rho \frac{v^2}{2 d_i^2} + \rho g}.$$

Усі параметри підставляються в системі одиниць Сі.

Розраховуємо втрати тиску в прийомному фільтрі $\Delta p_{f. \phi.}$. Для цього знаходимо об'ємну витрату рідини в усмоктувальному трубопроводі

$$Q_{BC} = \frac{Q_{ном}^H}{\eta_0},$$

де $Q_{ном}^H$ - номінальна продуктивність насоса;

η_0 - об'ємний КЦД насоса.

За розрахунковою витратою рідини обираємо прийомний фільтр з таблиці 5.9.

Далі проводимо розрахунок втрати тиску в прийомному фільтрі $\Delta p_{п.ф.}$ по розділу 5.

Тепер знаходиться внутрішній діаметр усмоктувального трубопроводу по розділу 3. З таблиці 3.2 обирається труба та проводиться розрахунок дійсної швидкості руху рідини в усмоктувальному трубопроводі.

Розраховується коефіцієнт опору та значення висоти усмоктування.

Розрахункове значення висоти усмоктування повинно бути $h_{AN} \leq 10i$.

9 РОЗРАХУНОК НАГНІТАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ НА МІЦНІСТЬ

Розрахунок трубопроводу полягає у визначенні товщини стінки труби з умов міцності. Труба розглядається як тонкостінна оболонка, піддана рівномірно розподіленому тиску p_A . З достатньої для інженерної практики точністю мінімально припустима товщина стінки визначається:

$$\delta_p = \frac{p_A d_{II}}{2[\sigma]}$$

де δ_p - товщина стінки труби, м;

p_A - розрахунковий тиск на виході з насосної установки, Н/м²;

d_{II} - внутрішній паспортний діаметр труби, м;

$[\sigma]$ - напруга, що допускається, Н/м².

Для труб, виконаних зі сталі 20, $[\sigma]=70 \cdot 10^6$ Н/м².

З довідників [1;3] товщина стінки труби вибирається так, щоб дійсна товщина стінки труби δ_{II} трохи перевищувала розрахункове значення δ_p , тобто $\delta_{II} > \delta_p$.

Приклад

Нехай $p_A = 12,5 \cdot 10^6$ Н/м², а $d_{II} = 1,6 \cdot 10^{-2}$ м.

Товщина стінки труби:

$$\delta_p = \frac{p_A d_{II}}{2[\sigma]} = \frac{12,5 \cdot 10^6 \cdot 1,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 70 \cdot 10^6} = 0,143 \cdot 10^{-2} = 1,43 \text{ мм}$$

По таблиці 3.2 вибираємо трубу з параметрами: $d_{II} = 16$ мм,

$\delta_p = 2$ мм $>$ 1,43 мм.

10 ВИБІР ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Як приводний електродвигун звичайно використовується трифазний асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загальнопромислового застосування. З каталогу [1] електродвигун вибирається при дотриманні наступних умов:

$$N_{\Pi} \geq N_p$$

$$n_{\text{ном}}^{\text{Э}} = n_{\text{ном}}^{\text{Н}}$$

де N_{Π} і N_p - відповідно номінальні паспортне і розрахункове значення активної потужності на валу ротора насоса;

$n_{\text{ном}}^{\text{Э}}$ і $n_{\text{ном}}^{\text{Н}}$ - відповідно номінальні паспортні значення частоти обертання роторів електродвигуна і насоса.

Приводний електродвигун може бути обраний з таблиці 10.1.

Таблиця 10.1-Технічні характеристики трифазних асинхронних електродвигунів з короткозамкнений ротором

Виконання	Типорозмір	Номінальна потужність, кВт	Синхронна частота потоку обертання, об/с	Маса, кг
Закриті двигуни, що обдуваються	4A132M4УЗ	11	25	100
	4A160 4УЗ	15	25	140
	4A160M4УЗ	18,5	25	165
	4A180 4УЗ	22	25	185
	4A180M4УЗ	30	25	205
	4A200M4УЗ	37	25	285
	4A200 4УЗ	45	25	325
	4A225M4УЗ	55	25	355
	4A250 4УЗ	75	25	515
Захищені двигуни	4АН180 6УЗ	18,5	16	180
	4АН180M6УЗ	22	16	200
	4АН200M6УЗ	30	16	275
	4АН200 6УЗ	37	16	315
	4АН225M6УЗ	45	16	340
	4АН250 6УЗ	55	16	505
	4АН250M6УЗ	75	16	550
	4АН280 6УЗ	90	16	780

Розрахункова номінальна потужність на валу ротора насоса при дросельному регулюванні швидкості

$$N_p = \frac{1000 p_A Q_{ном}^H}{\eta_{общ}}$$

де N_p - розрахункова потужність на валу ротора насоса, кВт;

p_A - розрахункове значення номінального тиску на вихідному штуцері насоса (точка А), МПа;

$Q_{ном}^H$ - значення номінальної продуктивності (подачі) на вихідному штуцері насоса (крапка А), м³/с;

$\eta_{общ}$ - загальний КПД обраного типорозміру насоса.

При об'ємному регулюванні розрахункова потужність на валу ротора насоса визначається:

$$N_p = \frac{1000 p_A Q_A}{\eta_{общ}}$$

Приклад

Нехай $p=16.69 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2=16,69 \text{ МПа}$; $Q_A=5,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ і обраний типорозмір насоса з регульованим робочим обсягом, що має $\eta_{общ}=0,9$ і $n_{ном}^H=25 \text{ об/с}$.

Розрахункова номінальна потужність на валі ротора насоса

$$N_p = \frac{1000 p_A Q_A}{\eta_{общ}} = \frac{1000 \cdot 16,69 \cdot 5,15 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 9,57 \text{ кВт}$$

З каталогу вибираємо трифазний асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором 4А132М4У3 (див. табл. 10.1), що має наступну технічну характеристику:

номінальна потужність - 11 кВт > 9,57 кВт;

синхронна частота обертання - 25 об/с = $n_{ном}$ = 25 об/с;

маса — 100 кг.

11 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ І ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

При дросельному регулюванні швидкості висновок рівняння механічних і швидкісних характеристик гідроприводу здійснюється з умови рівноваги сил (крутячих моментів), що діють на виконавчий механізм привода, і рівняння нерозривності потоку робочої рідини. При об'ємному регулюванні використовуються рівняння об'ємних витрат і нерозривності потоку рідини в нагнітальному трубопроводі.

11.1 Гідропривід з гідроциліндром, що має двобічне розташування штоків, і дроселями, установленими на вході і виході з гідроциліндра

Рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра,

$$(p_B S_B - p_B S_B) \eta_M = F.$$

Для гідроциліндра з двобічним розташуванням штоків (якщо штоки мають однаковий діаметр) ефективні площі поршня: з боку нагнітальної і зливної порожнин гідроциліндра рівні, тобто $S_B = S_B$, тоді

$$p_B - p_B = \frac{F}{S_B \eta_M} = p,$$

де p_B - тиск на вході в гідроциліндр,

$$p_B = p_A - \Delta p_{AB};$$

тоді p_B - тиск на виході з гідроциліндра,

$$p_B = \Delta p_{BG};$$

рівняння тисків має вид

$$p_A - \Delta p_{AB} - \Delta p_{BG} = p,$$

чи

$$\Delta p_{AB} + \Delta p_{BG} = p_A - p,$$

де Δp_{AB} і Δp_{BG} - відповідно сумарні втрати тиску рідини в нагнітальному і зливальному трубопроводах, Н/м²;

p - розрахунковий перепад тиску на гідроциліндрі, Н/м.

Рівняння нерозривності рідини для нагнітального трубопроводу

$$v_i S_i = v S_B,$$

де v_i і v - відповідно швидкості руху рідини в елементах нагнітального трубопроводу і швидкість руху поршня;

S_i і S_B - відповідно площі поперечного переріза окремих елементів нагнітального трубопроводу й ефективна площа поршня гідроциліндра.

$$v_i = \frac{v S_B}{S_i}, \quad S_i = \frac{Q_A}{v_i}, \quad v_i = \frac{v_i S_B}{Q_A} v$$

Тоді , але , отже ,

$$1 = \frac{S_B}{Q_A} v$$

чи

Для дроселя можна записати:

$$1 = \frac{S_B S_{ДР}}{Q_A S_{ДР}} v$$

де $S_{ДР}$ - площа прохідного отвору дроселя за умовним проходом,

$$S_{ДР} = \frac{\pi d_y^2}{4}$$

Тому що швидкість потоку рідини входить у формулу втрат тиску в квадратичній залежності, то визначені раніше втрати тиску рідини у відповідних елементах трубопроводу потрібно помножити на коефіцієнти:

$$\frac{S_B^2}{Q_A^2} v^2 \quad \text{и} \quad \frac{S_B^2 S_{ДР}^2}{Q_A^2 S_{ДР}^2} v^2$$

Сумарні втрати тиску рідини в нагнітальному трубопроводі можуть бути виражені залежністю

$$\Delta p_{AB} = (\Delta p_{AB} - \Delta p_{ДР}) \frac{S_B^2}{Q_A^2} v^2 + \Delta p_{ДР} \frac{S_B^2 S_{ДР}^2}{Q_A^2 S_{ДР}^2} v^2 = \left(k_{AB} + k_{ДР}^H \frac{1}{S_{ДР}^2} \right) v^2$$

де k_{AB} – коефіцієнт опору нагнітального трубопроводу, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}$,

$k_{ДР}^H$ - коефіцієнт опору дроселя, $\text{Н} \cdot \text{с}^2$.

$$k_{ДР}^H = \Delta p_{ДР} \frac{S_B^2 S_{ДР}^2}{Q_A^2}$$

Аналогічно можуть бути виражені сумарні втрати тиску рідини в зливальному трубопроводі (ділянка ВГ):

$$\Delta p_{ВГ} = (\Delta p_{ВГ} - \Delta p_{ДР}) \frac{S_B^2}{Q_B^2} v^2 + \Delta p_{ДР} \frac{S_B^2 S_{ДР}^2}{Q_B^2 S_{ДР}^2} v^2 = \left(k_{ВГ} + k_{ДР}^C \frac{1}{S_{ДР}^2} \right) v^2$$

Тоді рівняння рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра набуде виду

$$\left(k_{AB} + k_{ВГ} + k_{ДР}^H \frac{1}{S_{ДР}^2} + k_{ДР}^C \frac{1}{S_{ДР}^2} \right) v^2 = p_A - \frac{F}{S_B \eta_M}$$

Звідси швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра, м/с,

$$v = \sqrt{\frac{p_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{k_{AB} + k_{ВГ} + k_{ДР}^H \frac{1}{S_{ДР}^2} + k_{ДР}^C \frac{1}{S_{ДР}^2}}}$$

Якщо дросель установлений тільки на вході в гідроциліндр (у нагнітальній магістралі), то швидкість руху поршня гідроциліндра

$$v = \sqrt{\frac{p_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{k_{AB} + k_{ВГ} + k_{ДР}^H \frac{1}{S_{ДР}^2}}}$$

Якщо дросель установлений тільки на виході з гідроциліндра (у зливальній магістралі), то швидкість руху поршня гідроциліндра

$$v = \sqrt{\frac{p_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{k_{AB} + k_{BG} + k_{DP}^C \frac{1}{S_{DP}^2}}}$$

Коефіцієнти опорів трубопроводів $k_{AB}, k_{BG}, k_{DP}^H, k_{DP}^C$ варто обчислити, використовуючи раніше визначені значення Δp .

Механічні і швидкісні характеристики гідроприводів варто розраховувати для заданого діапазону безступінчастого регулювання швидкості руху поршня (штока) гідроциліндра від $v_{\text{макс}}$ до $v_{\text{мін}}$.

У залежності від заданих меж регулювання швидкості руху поршня (штока) гідроциліндра визначаються максимальна і мінімальна площі прохідного перетину дроселя за умовним проходом. Для гідроприводу, у якого дросель установлений на вході в гідроциліндр, площі прохідного отвору дроселі рівні:

$$S_{DP}^{\text{макс}} = \sqrt{\frac{k_{DP}^H v_{\text{макс}}^2}{p_A - \frac{F_3}{S_B \eta_M} - (k_{AB} + k_{BG}) v_{\text{макс}}^2}},$$

$$S_{DP}^{\text{мін}} = \sqrt{\frac{k_{DP}^H v_{\text{мін}}^2}{p_A - \frac{F_3}{S_B \eta_M} - (k_{AB} + k_{BG}) v_{\text{мін}}^2}},$$

де $v_{\text{макс}}$ і $v_{\text{мін}}$ - відповідно задані межі зміни швидкості руху поршня (штока) гідроциліндра, м/с;

F_3 - задане Номінальний зусилля на штоку гідроциліндра, Н;

$S_{DP}^{\text{макс}}$ і $S_{DP}^{\text{мін}}$ - відповідно максимальна і мінімальна площі прохідного перетину дроселя за умовним проходом, м².

p_A - розрахунковий тиск на виході з насоса, Н/м².

Якщо обчислення зроблені правильно, то

$$S_{DP}^{\text{макс}} \leq S_{DP}^y = \frac{\pi d_y^2}{4},$$

де $S_{ДР}^V$ - максимальна площа прохідного отвору обраного типорозміру дроселя (визначається за умовним проходом дроселя).

Приймаючи кілька значень $S_{ДР}$ у межах $S_{ДР}^{МИН} \leq S_{ДР} \leq S_{ДР}^{МАКС}$ (проміжок $S_{ДР}^{МАКС} - S_{ДР}^{МИН}$ розбивається на кілька значень $S_{ДРi}$), а також змінюючи F у межах $0 \leq F \leq F_{\max}$, обчислюють параметри механічних і швидкісних характеристик гідроприводу.

Максимальний значення зусилля опору на штоку гідроциліндра, при дії якого поршень (шток) зупиниться ($V=0$), визначиться з умови.

$$p_A - \frac{F}{S_B \eta_M} = 0, \text{ відкіля } F_{\max} = p_A S_B \eta_M.$$

Методика визначення швидкості руху поршня гідроциліндра на підставі рівняння рівноваги сил, що діють на гідроциліндр, не враховує кінцеву продуктивність джерела постачання. Тому при підстановці у формули малих зусиль F можуть вийти значні швидкості руху поршня (штока) гідроциліндра. У дійсності в гідроприводі встановлений насос з нерегульованим робочим обсягом, що має кінцеву паспортну номінальну продуктивність Q^H

Максимально можлива (гранична) швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра визначається:

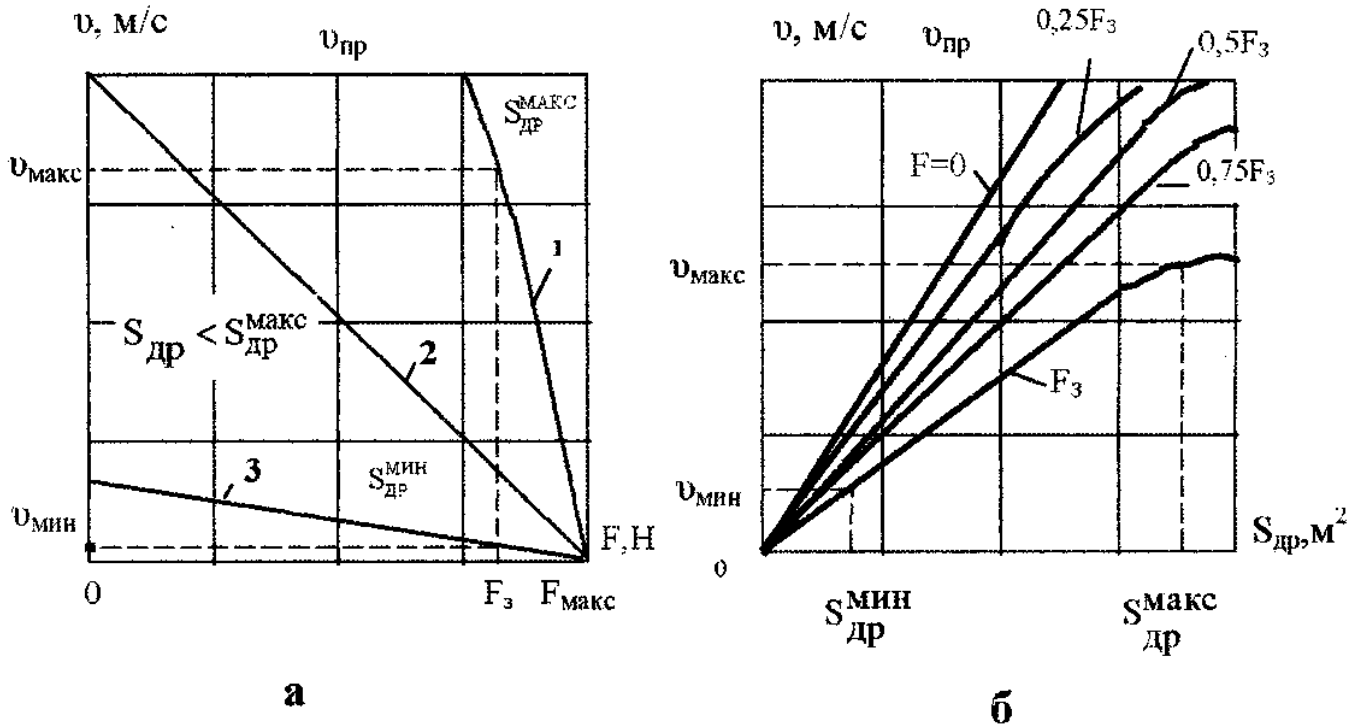
$$v_{np} = \frac{Q_{НОМ}^H}{S_B}$$

Отже, розрахунок швидкостей руху поршня має сенс робити тільки доти, поки $v \leq v_{np}$. Отримані в результаті обчислень дані заносяться в таблицю 11.1.

Використовуючи дані таблиці 11.1, будують механічні (природну і штучні) характеристики і швидкісні характеристики гідроприводу (рисунок 11.1).

Таблиця 11.1 - Параметри механічних і швидкісних характеристик гідроприводу

Зусилля F на штоку, Н	Швидкість V руху штока, м/с, при		
	$S_{ДР}^{МИН}, м^2$	$S_{ДР} = 0.5 \cdot (S_{ДР}^{МАКС} - S_{ДР}^{МИН}) + S_{ДР}^{МИН}, м^2$	$S_{ДР}^{МАКС}, м^2$
F _{макс} =	0	0	0
F _з =			
0,755F _з =			
0,5F _з =			
0,25F _з =			
F=0			



1- природна механічна характеристика;
2 і 3 - штучні механічні характеристики

Рисунок 11.1- Механічні (а) і швидкісні (б) характеристики гідроприводу

11.2 Гідропривід з гідроциліндром, що має одnobічне розташування штока, і дроселем, установленим на вході в гідроциліндр

Рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра

$$(p_B S_B - p_B S_B) \eta_M = F$$

чи

$$p_B - p \frac{S_B}{S_B} = \frac{F}{S_B \eta_M}$$

Але $\frac{S_B}{S_B} = k_S$, тоді $p_B - p k_S = \frac{F}{S_B \eta_M}$.

Підставимо в отриману залежність

$$p_B = p_A - \Delta p_{AB} \quad ; \quad p_B = \Delta p_{BG}$$

$$\Delta p_{AB} + \Delta p_{BG} k_S = p_A - \frac{F}{S_B \eta_M} = p_A - p$$

тоді

Коефіцієнти опору визначаються:

$$k_{AB} = \frac{S_B^2}{Q_A^2} (\Delta p_{AB} - \Delta p_{ДР});$$

$$k_{ДР}^H = \Delta p_{ДР} \frac{S_B^2 S_{ДР}^2}{Q_A^2};$$

$$k_{ВГ} = \frac{S_B^2}{Q_B^2} \Delta p_{ВГ}.$$

Швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра привода, у якого регульований дросель установлений на вході в гідроциліндр,

$$v = \sqrt{\frac{p_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{k_{AB} + k_{ВГ} k_S + k_{ДР}^H \frac{1}{S_{ДР}^2}}}$$

Максимальний зусилля опору на штоку гідроциліндра, при додатку якого поршень (шток) гідроциліндра зупиняється,

$$F_{\max} = p_A S_B \eta_M.$$

Максимально можлива (гранична) швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра для спроектованої конструкції гідроприводу

$$v_{ПР} = \frac{Q_{НОМ}^H}{S_B}.$$

Отримані в результаті обчислень дані заносяться в таблицю 11.1. Використовуючи дані таблиці 11.1, будують механічні (природну і штучні) характеристики і швидкісні характеристики гідроприводу (див.рис. 11.1).

11.3 Гідропривід з гідродвигуном і дроселями, установленими на вході і виході з гідродвигуна

Рівняння сил, що діють на вал ротора гідродвигуна

$$\frac{(p_B - p_B)V_\Gamma}{2\pi}\eta_M = M$$

чи

$$p_B - p_B = \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}$$

Підставимо в отриману залежність

$$p_B = p_A - \Delta p_{AB} \quad ; \quad p_B = \Delta p_{B\Gamma}$$

$$\Delta p_{AB} + \Delta p_{B\Gamma} = p_A - \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}$$

тоді

Рівняння нерозривності потоку рідини для нагнітального трубопроводу

$$v_i S_i = V_\Gamma n \frac{1}{\eta_0} = Q_A$$

$$v_i = \frac{V_\Gamma n}{\eta_0 S_i} \quad ; \quad S_i = \frac{Q_A}{v_i}$$

Тоді

$$v_i = \frac{V_\Gamma n}{\eta_0 Q_A} v_i \quad ; \quad 1 = \frac{V_\Gamma}{\eta_0 Q_A} n$$

Отже,

$$1 = \frac{V_\Gamma S_{ДР}}{\eta_0 Q_A} \frac{n}{S_{ДР}}$$

Для дроселя

Сумарні втрати тиску:

у нагнітальному трубопроводі –

$$\Delta p_{AB} = (\Delta p_{AB} - \Delta p_{ДР}) \frac{V_\Gamma}{Q_A^2 \eta_0^2} n^2 + \Delta p_{ДР} \frac{V_\Gamma^2 S_{ДР}^2}{Q_A^2 \eta_0^2} \frac{n^2}{S_{ДР}^2}$$

у зливному трубопроводі -

$$\Delta p_{BG} = (\Delta p_{BG} - \Delta p_{DP}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2} n^2 + \Delta p_{DP} \frac{V_{\Gamma}^2 S_{DP}^2}{Q_B^2} \frac{n^2}{S_{DP}^2}$$

Коефіцієнти опору:

$$k_{AB} = \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_A^2 \eta_0^2} (\Delta p_{AB} - \Delta p_{DP});$$

$$k_{DP}^H = \Delta p_{DP} \frac{V_{\Gamma}^2 S_{DP}^2}{Q_A^2 \eta_0^2};$$

$$k_{DP}^C = \Delta p_{DP} \frac{V_{\Gamma}^2 S_{DP}^2}{Q_B^2};$$

$$k_{BG} = (\Delta p_{BG} - \Delta p_{DP}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2}.$$

Максимальна площа прохідного перетину дроселя за умовним проходом

$$S_{DP}^{МАКС} = \sqrt{\frac{(k_{DP}^H + k_{DP}^C) n_{МАКС}^2}{p_A - \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M} - (k_{AB} + k_{BG}) n_{МАКС}^2}} \leq S_{DP}^y = \frac{\pi d}{4}.$$

Частота обертання вала ротора гідродвигуна привода, у якого регульовані дроселі встановлені на вході і виході з гідродвигуна (наприклад, застосований у приводі дроселюючий гідророзподільник),

$$n = \sqrt{\frac{p_A - \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M}}{k_{AB} + k_{BG} + k_{DP}^H \frac{1}{S_{DP}^2} + k_{DP}^C \frac{1}{S_{DP}^2}}}$$

де n - частота обертання вала ротора гідродвигуна, об/с;

p - розрахункове значення тиску рідини на вихідному патрубку насоса, Н/м² ;

M – крутячий момент, на валу ротора гідродвигуна, Н·м;

V_{Γ} - робітник обсяг гідродвигуна, м³/об; k_{AB} і k_{BG} - коефіцієнти опору нагнітального і зливної труборпроводів, Н·с/(м²·об²).

З представленої вище залежності аналогічно п. 11.1 можна одержати формули для конкретного випадку місця розташування регульованого дроселя і побудувати характеристики привода.

Максимальний крутячий момент опору на валу гідродвигуна, при додатку якого вал гідродвигуна зупиниться ($n = 0$), визначається за наступними формулами:

$$p_A - \frac{2\pi M}{V_G \eta_M} = 0; \quad M_{\max} = p_A \frac{V_G \eta_M}{2\pi}$$

Максимально можлива (гранична) частота обертання вала гідродвигуна для спроектованої конструкції гідроприводу

$$n_{\text{ПР}} = \frac{Q_{\text{НОМ}}^H}{V_G} \eta_0$$

де $Q_{\text{НОМ}}^H$ - номінальна паспортна продуктивність насоса, м³/с,
 V_G - робочий обсяг гідродвигуна, м³/об;

η_0 - об'ємний КПД гідродвигуна.

11.4 Гідропривід з об'ємним регулюванням швидкості

Висновок залежності механічних характеристик при об'ємному регулюванні швидкості руху виконавчого механізму привода здійснюється з рівняння об'ємних витрат робочої рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу і рівняння нерозривності потоку рідини.

Рівняння об'ємних витрат рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу -

$$Q_H = Q_{\text{В.М.}} + \sum Q_U^{АП},$$

де Q - дійсна продуктивність (подача) насоса,

$$Q_H = Q_H^T - \Delta Q_U^H,$$

де Q^T - теоретична продуктивність (подача) насоса,

$$Q_H^T = V_H n_H,$$

де V_H і n - відповідно робітник обсяг і частота обертання вала насоса;

ΔQ_U^H - об'ємна витрата витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар насоса;

$Q_{\text{В.М.}}$ - необхідна об'ємна витрата рідини на вхідному патрубку виконавчого механізму привода (гідродвигуна чи гідроциліндра);

$\sum \Delta Q_Y^{АП}$ - об'ємна витрата витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар гідроапаратів, включаючи і витрати на регулятор витрати потоку рідини (приводиться в каталозі для кожного типорозміру гідроапарата).

Необхідна об'ємна витрата рідини на входному патрубку виконавчого механізму (у нагнітальному трубопроводі).

$$Q_{B.M.} = Q_{B.M.}^T - \Delta Q_Y^{B.M.},$$

де $Q_{B.M.}^T$ - необхідна теоретична об'ємна витрата рідини на вході у виконавчий механізм привода, м³/с;

$\Delta Q_Y^{B.M.}$ - об'ємна витрата витоків через капілярні щілини кінематичних пар виконавчого механізму. Якщо виконавчий механізм застосовується як гідроциліндр, у якого в кінематичній парі поршень-корпус циліндра встановлені гумові ущільнення, то

$$\Delta Q_Y^{B.M.} = 0.$$

Для гідродвигуна $Q_{B.M.}^T = V_{Г} n_{Г}$, а для гідроциліндра $Q_{B.M.}^T = V S_{Б}$. Тоді рівняння об'ємних витрат рідини в гідроприводі набуде виду

$$Q_H^T - \Delta Q_Y^H = Q_{B.M.}^T + \Delta Q_Y^{B.M.} + \sum \Delta Q_Y^{АП}.$$

Звичайно всі об'ємні витрати в нагнітальному трубопроводі гідроприводу відносять до виконавчого механізму гідроприводу, тоді

$$Q_H^T = \Delta Q_Y^H + Q_{B.M.}^T + \Delta Q_Y^{B.M.} + \sum \Delta Q_Y^{АП}.$$

Об'ємні витрати рідини можна виразити залежністю

$$\Delta Q_Y = k_Y p,$$

де k_Y - коефіцієнт об'ємних витоків, м⁵/(Н·с);

p - тиск, до якого приводяться об'ємні витрати рідини, Н/м²;

ΔQ_Y - об'ємна витрата витоків рідини, м³/с.

Якщо в нагнітальному трубопроводі, наприклад, установлені запобіжний клапан, реверсивний золотник і гідрозамок, то з каталогу для кожного типорозміру гідроагрегата вибираються значення об'ємної витрати витоків: $\Delta Q_Y^{П.К.}$, $\Delta Q_Y^{P.3.}$, $\Delta Q_Y^{Г.3.}$.

Зазначені значення об'ємних витрат витоків приводяться до необхідного перепаду тиску на виконавчому механізмі привода ($p = p_B - p_B$):

$$\Delta Q_Y^{П.К.} = k_Y^{П.К.} p, \quad \Delta Q_Y^{P.3.} = k_Y^{P.3.} p, \quad \Delta Q_Y^{Г.3.} = k_Y^{Г.3.} p$$

Звідси коефіцієнти об'ємних витоків рідини:

$$k_Y^{П.К.} = \frac{\Delta Q_Y^{П.К.}}{p}; \quad k_Y^{P.3.} = \frac{\Delta Q_Y^{P.3.}}{p}; \quad k_Y^{Г.3.} = \frac{\Delta Q_Y^{Г.3.}}{p}$$

Об'ємна витрата витоків рідини в насосі може бути визначений з об'ємного ККД обраного типорозміру насоса:

$$\Delta Q_Y^H = Q_H^T - Q_H^T \eta_O^H = Q_H^T (1 - \eta_O^H) = Q_A (1 - \eta_O^H),$$

де Q_A - розрахункова витрата (продуктивність) на виході з насоса;

η_O^H - об'ємний КПД обраного типорозміру насоса.

Коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини насоса

$$k_Y^H = \frac{\Delta Q_Y^H}{p_B - p_B} = \frac{\Delta Q_Y^H}{p}$$

Об'ємна витрата витоків рідини в гідродвигуні може бути визначений з об'ємного ККД обраного типорозміру гідродвигуна:

$$\Delta Q_Y^Г = \frac{Q_Г^T}{\eta_O^Г} - Q_Г^T = \left(\frac{1}{\eta_O^Г} - 1 \right) V_Г n_Г,$$

де $\Delta Q_Y^Г$ - об'ємна витрата витоків рідини в гідродвигуні, м³/с;

$V_Г$ - робочий обсяг обраного типорозміру гідродвигуна, м³/об;

$n_Г$ - номінальна частота обертання вала ротора обраного типорозміру гідродвигуна, об/с;

$\eta_O^Г$ - об'ємний КПД обраного типорозміру гідродвигуна.

Коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини гідродвигуна

$$k_Y^\Gamma = \frac{\Delta Q_Y^\Gamma}{p_B - p_B} = \frac{\Delta Q_Y^\Gamma}{p}$$

де k_Y^Γ - коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини, м⁵/(Нс);
 p - необхідний перепад тиску на входному і вихідному патрубках гідродвигуна, Н/м².

Тоді рівняння об'ємних витрат рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу -

$$V_H n_H = Q_{B.M.}^T + \left(k_Y^{B.M.} + k_Y^H + \sum_1^n k_{Yi}^{АП} \right) p.$$

Для гідродвигуна визначається: теоретична об'ємна витрата рідини

$$Q_{B.M.}^T = V_\Gamma n_\Gamma,$$

перепад тиску рідини

$$p = p_B - p_B = \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M},$$

де M – крутячий момент на валі гідродвигуна, Н·м;

η_M - механічний КПД гідродвигуна.

Якщо в нагнітальній магістралі привода встановлені запобіжний клапан, реверсивний золотник, і гідравлічний замок, то рівняння об'ємних витрат рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу -

$$V_H n_H = V_\Gamma n_\Gamma + \left(k_Y^\Gamma + k_Y^H + k_Y^{П.К.} + k_Y^{P.3.} + k_Y^{\Gamma.3.} \right) \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}$$

Сумарний коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу визначиться:

$$k_Y = \sum_1^n k_{Yi} = k_Y^\Gamma + k_Y^H + k_Y^{П.К.} + k_Y^{P.3.} + k_Y^{\Gamma.3.}$$

Тоді рівняння об'ємних витрат рідини в нагнітальному трубопроводі гідроприводу набуде виду

$$V_H n_H = V_\Gamma n_\Gamma + k_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}$$

Максимальний значення робочого обсягу насоса

$$V_H^{МАКС} = \frac{1}{n_H} \left(V_\Gamma n_{МАКС} + k_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M} \right)$$

Мінімальне значення робочого обсягу насоса

$$V_H^{МИН} = \frac{1}{n_H} \left(V_\Gamma n_{МИН} + k_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M} \right)$$

Частота обертання вала ротора гідродвигуна визначиться:

$$n = \frac{1}{V_\Gamma} \left(V_H n_H - k_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M} \right)$$

де n і n_H - відповідно частоти обертання валів ротора гідродвигуна і насоса, об/с;

V_Γ і V_H - відповідно робочий обсяг гідродвигуна і насоса, м³/об;

K_y - сумарний коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини, м⁵/(Н·с);

M - момент, що крутить, на валу ротора гідродвигуна, Н·м.

Приймаючи кілька значень робочого обсягу насоса V_H у межах

$V_H^{МИН} \leq V_H \leq V_H^{МАКС}$ (проміжок від $V_H^{МИН}$ до $V_H^{МАКС}$ розбивається рівномірно), а також змінюючи M в межах $0 \leq M \leq M_3$ обчислюють параметри механічних і швидкісних характеристик гідроприводу.

Максимально можлива (гранична) частота обертання вала гідродвигуна для сконструйованої конструкції гідроприводу

$$n_{ПР} = \frac{Q_{НОМ}^H}{V_\Gamma} \eta_0$$

де $Q_{НОМ}^H$ - номінальна паспортна продуктивність насоса, м³/с,

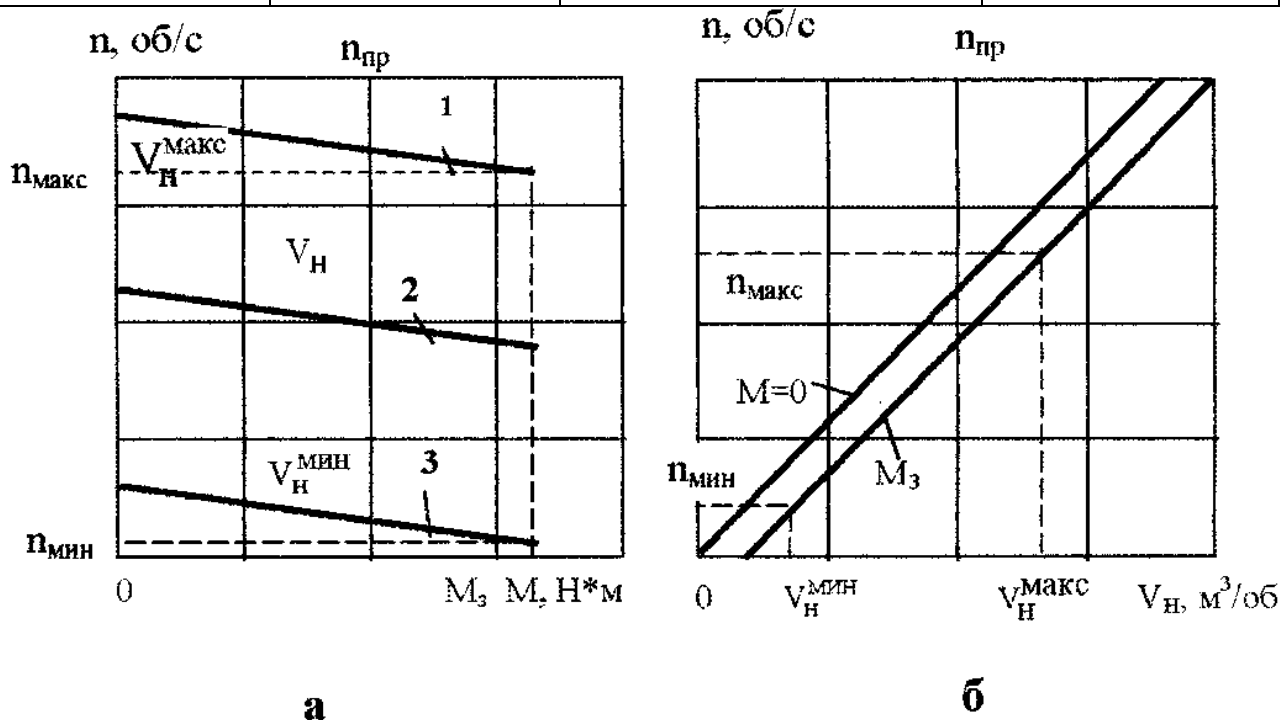
V_Γ - робочий обсяг гідродвигуна, м³/об;

η_0 - об'ємний ККД гідродвигуна.

Отримані в результаті обчислень дані заносяться в таблицю 11.2. Використовуючи дані таблиці 11.2, будують механічні (природні і штучні) характеристики і швидкісні характеристики гідроприводу (рисунок 11.2).

Таблиця 11.2 - Параметри механічних і швидкісних характеристик гідроприводу

Крутячий момент M , $H \cdot m$	Частота обертання вала гідродвигуна n , об/с		
	$V_H^{MIN}, m^3 / об$	$V_H = 0.5 \cdot (V_H^{MAX} - V_H^{MIN}) + V_H^{MIN}, m^3 / об$	$V_H^{MAX}, m^3 / об$
$M_3 =$			
$0,75M_3 =$			
$0,5M_3 =$			
$0,25M_3 =$			
$M=0$			



а - механічні; б - швидкісні;
 1- механічна природна характеристика;
 3 та 3 - механічні штучні характеристики

Рисунок 11.2 - Механічні і швидкісні характеристики гідроприводу

Для гідроциліндра визначається:
 теоретична необхідна об'ємна витрата рідини

$$Q_{B.M.}^T = vS_B,$$

перепад тиску рідини (передбачається, що $p_B=0$)

$$p = p_B - p_B = \frac{F}{S_B \eta_M},$$

де F - зусилля на штоку гідроциліндра, Н;

η_M - механічний КПД гідроциліндра.

Якщо в кінематичній парі поршень-корпус циліндра встановлені гумові ущільнення, то $\Delta Q_V^{Г.Ц.} = 0$. Тоді сумарний коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини в гідроприводі

$$k_Y = \sum_1^n k_{Yi} = k_Y^H + k_Y^{П.К.} + k_Y^{P.З.} + k_Y^{Г.З.}$$

Рівняння об'ємних витрат рідини в гідроприводі набуде виду

$$V_H n_H = vS_B + k_Y \frac{F}{S_B \eta_M}.$$

Максимальний значення робочого обсягу насоса

$$V_H^{МАКС} = \frac{1}{n_h} \left(v_{МАКС} S_B + k_Y \frac{F}{S_B \eta_M} \right).$$

Мінімальне значення робочого обсягу насоса

$$V_H^{МИН} = \frac{1}{n_h} \left(v_{МИН} S_B + k_Y \frac{F}{S_B \eta_M} \right).$$

Швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра

$$v = \frac{1}{S_B} \left(V_H n_H + k_Y \frac{F}{S_B \eta_M} \right),$$

де V - швидкість руху поршня гідроциліндра, м/с;
 S_B - ефективна площа поршня гідроциліндра, м²;
 V_H - робітник обсяг насоса, м³/об;
 n - частота обертання вала ротора насоса, об/с;
 K_y - сумарний коефіцієнт об'ємної витрати витоків рідини в гідроприводі, м⁵/(Н·с);
 F — зусилля на штоку гідроциліндра, Н.

Приймаючи кілька значень робочого обсягу насоса V_H у межах $V_H^{МИН} \leq V_H \leq V_H^{МАКС}$, а також змінюючи F у межах $0 \leq F \leq F_3$, обчислюють параметри механічних і швидкісних характеристик гідроприводу. Максимально можлива (гранична) швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра для сконструйованої конструкції гідроприводу

$$v_{ПП} = \frac{Q_{НОМ}^H}{S_B}$$

де $Q_{НОМ}^H$ - номінальна паспортна продуктивність насоса, м³/с;
 S_B - ефективна площа поршня гідроциліндра з боку порожнини нагнітання, м².
Механічні характеристики являють собою залежність $V=f(F)$ при $V_H = const$ (фіксованих значеннях V_H). Швидкісні характеристики обумовлюються залежністю $V=f(V_H)$ при $F=const$ (фіксованих значеннях F).
Механічні (природна і штучні) і швидкісні характеристики мають вид, аналогічний приведеним на рисунку 11.2.

12 АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ДИНАМІЧНОЇ ЛІНЕАРИЗОВАНОЇ МОДЕЛІ СЛІДКУЮЧОГО ГІДРОПРИВОДУ

Мета аналізу і синтезу динамічної моделі слідкуючих гідроприводів із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості перевірити стійкість роботи гідроприводу за характером перехідного процесу і при необхідності визначити параметри коригувальних пристроїв.

Розрахункова динамічна лінеаризована модель слідкуючого гідроприводу (рисунок 12.1) повинна містити всі динамічні ланки привода.

Гідроприводи, оснащені гідроапаратурою з пропорційним електричним керуванням, мають стандартні вузли: електронний підсилювач-суматор БУ2110 і пропорційний магніт ПЭМ6. Передатні функції зазначених гідроапаратів:

$$W_Y(P_S) = \frac{I_Y(P_S)}{U_p(P_S)} = \frac{K_Y}{T_Y P_S + 1} = \frac{70}{0,002 P_S + 1},$$

$$W_{\Xi}(P_S) = \frac{X(P_S)}{I_Y(P_S)} = \frac{K_E}{T_E P_S + 1} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0,01 P_S + 1}$$

12.1 Передатна функція дроселя з пропорційним електричним керуванням

Дросель складається з наступних елементів: пропорційного електромагніта ПЕМ6, гідравлічного потенціометра і циліндричного золотника, що виконує функції дроселя. Дросель має зворотний електричний зв'язок.

Передатна функція потенціометра

$$W_{III}(P_S) = \frac{L_{33}(P_S)}{X(P_S)} = \frac{K_{II}}{T_D^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_D P_S + 1},$$

де K_{II} - коефіцієнт передачі.

$$K_{II} = \frac{K_p S_3}{K_p K_{O.C.} S_3 + K_D C_{IP}}$$

Витрата через золотник керування при X_0 :

$$Q_{VII} = \mu \pi d_0 x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_V} = \mu \pi d_0 x_0 \sqrt{\frac{2 P_{BX}}{2\rho}} = \mu \pi d_0 x_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}},$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,7$;

d_0 - діаметр золотника керування (див. табл. 5.2);

x_0 - максимальний хід золотника керування (див. табл. 5.2);

P_{BX} - тиск на вході в дросель (якщо дросель установлений на вході у виконавчий механізм привода, то $P_{BX} = P_A$; а якщо на виході, то $P_{BX} = P_B$).

Коефіцієнт підсилення потенціометра з витрати

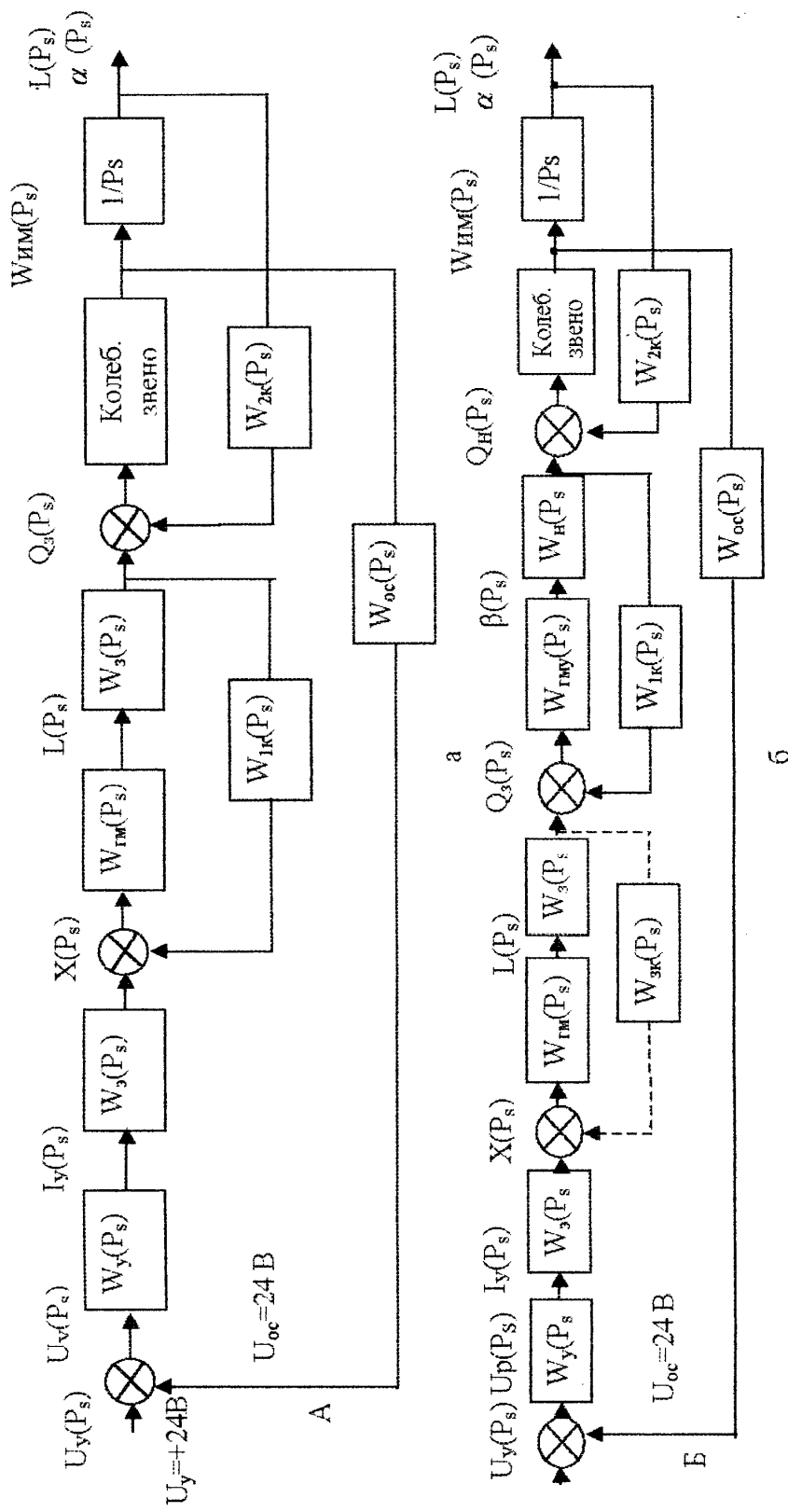
$$K_P = \frac{Q_{VII}}{X_0} = \mu \pi d_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}}$$

Коефіцієнт підсилення потенціометра за тиском

$$K_D = \frac{Q_{VII}}{P_{BX}} = \frac{\mu \pi d_0 x_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}}}{P_{BX}}$$

Коефіцієнт зворотного зв'язку (див. табл. 5.2)

$$K_{OC} = \frac{X_0^{MAXC}}{L_3^{MAXC}}$$



а – із дросельним регулюванням швидкості;
 б – з об'ємним регулюванням швидкості;

Малюнок 12.1 – Структурні схеми динамічних лінеаризованих моделей слідуючих

Ефективна площа основного золотника

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$$

Твердість пружини основного золотника

$$C_{\text{ПР}} = \frac{P_{\text{ВХ}} S_3}{4L_3}$$

де L_3 - переміщення основного золотника (див. табл. 5.2).

Постійна часу потенціометра

$$T_D = \sqrt{\frac{K_D m}{K_P K_{\text{О.С.}} S_3 + K_D C_{\text{ПР}}}}$$

де m - маса основного золотника, $\frac{H \cdot c^2}{M}$.

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{K_D f + S_3^2}{2\sqrt{K_D \cdot m (K_P K_{\text{О.С.}} S_3 + K_D C_{\text{ПР}})}}$$

де f - приведений коефіцієнт грузлого тертя, $f = 1,5 \cdot 10^4 \frac{H \cdot c}{M}$

Передатна функція основного золотника

$$W_3(P_S) = \frac{Q_3(P_S)}{L_3(P_S)} = K_3$$

Значення K_3 можна визначити :

$K_3 = Q_A / L_3$ - якщо дросель установлений на вході;

$K_3 = Q_B / L_3$ - якщо дросель розташований на виході виконавчого механізму.

Отже, передатна функція дрoселя з пропорційним електричним керуванням

$$W_D = \frac{Q_3(P_S)}{I_V(P_S)} = \frac{K_{\mathcal{E}}}{T_{\mathcal{E}}P_S + 1} \frac{K_{\Pi}}{T_D^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_D P_S + 1} K_3$$

12.2 Передатна функція дрoселяючого розподільника з пропорційним електричним керуванням

Дроселяючий розподільник із пропорційним електричним керуванням складається з наступних елементів: пропорційного електромагніта ПЕМ6, гідравлічного моста і циліндричного золотника, що виконує функції двох дрoселів, установлених на вході і виході з виконавчого механізму привода.

Передатна функція гідравлічного моста зі зворотним зв'язком

$$W_{Г.М.}(P_S) = \frac{L_{33}(P_S)}{X(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{T_{Г.М.}^2 P_S^2 + 2\pi T_{Г.М.} P_S + 1}$$

де K_{Π} - коефіцієнт передачі,

$$K_{\Pi} = \frac{K_P S_3}{K_P K_{O.C.} S_3 + K_D C_{ГД}}$$

Витрата через сопло при середнім положенні заслінки

$$Q_C = \mu \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K}$$

де μ - коефіцієнт витрати, $i=0,7$;

d_c - діаметр сопла (див. табл. 5.3);

x_0 - максимальний зсув заслінки (див. табл. 5.3);

P_K - командний тиск, підводимий до елемента "сопло-заслінка", $P_K = 1 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$.

Коефіцієнти підсилення: за витратою –

$$K_P = \frac{Q_C}{X_0} = \mu \pi d_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K}$$

за тиском -

$$K_D = \frac{Q_C}{P_K} = \frac{\mu \pi d_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K}}{P_K}$$

Коефіцієнт зворотного зв'язку (див. табл. 5.2)

$$K_{O.C.} = \frac{X_0^{МАКС}}{L_3^{МАКС}}$$

Ефективна площа основного золотника

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$$

де d_3 - діаметр золотника (див. табл. 5.2).

Динамічна твердість потоку рідини в щілині золотника

$$C_{Г.Д.} = 0,964 \pi d_3 P_A$$

де P_A - розрахунковий тиск на виході з насоса.

Постійна часу гідравлічного моста

$$T_{ГМ} = \sqrt{\frac{K_D m_3}{K_P K_{O.C.} S_3 + K_D C_{ГД}}}$$

де m_3 - маса золотника, M (м задається в таблиці 5.3 у кілограмах, тобто необхідно прийняти $m \cdot 9,81$).

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{S_3^2 + K_D f}{2\sqrt{K_D m_3 (K_P K_{O.C.} S_3 + K_D C_{ГД})}}$$

де f - приведений коефіцієнт грузлого тертя, $f = 1.5 \cdot 10^4 \frac{H \cdot c}{M}$.

Передатна функція золотника

$$W_3(P_S) = \frac{Q_3(P_S)}{L_3(P_S)} = K_3$$

Значення K_3 визначається:

$$K_3(P_S) = \frac{Q}{L_3}$$

де Q - підведена до дроселюючого розподільника витрата.

Отже, передатна функція розподільника з пропорційним електричним керуванням (електрогідропідсилювача)

$$W_{ЭГУ}(P_S) = \frac{Q_{33}(P_S)}{L_Y(P_S)} = \frac{K_E}{T_E P_S + 1} \frac{K_{\Pi}}{T_{Г.М.} P_S^2 + 2\varepsilon T_{Г.М.} P_S + 1} K_3$$

12.3 Передатна функція гідроциліндра

$$W_{ГЦ}(P_S) = \frac{L_{ГЦ}(P_S)}{Q_3(P_S)} = \frac{K_{ГЦ}}{P_S (T_{ГЦ} P_S^2 + 2\varepsilon T_{ГЦ} P_S + 1)}$$

де $K_{ГЦ}$ - коефіцієнт передачі,

$$K_{ГЦ} = \frac{1}{S_B}$$

Постійна часу гідроциліндра

$$T_{ГЦ} = \sqrt{\frac{m}{C_{ГЦ}}},$$

де m - маса рухливих частин (поршня зі штоком і робітника механізму машини,
 $\frac{H \cdot c^2}{M}$

(m задається в кілограмах, тобто необхідно прийняти $m \cdot 9,81$).

$C_{ГЦ}$ - коефіцієнт динамічної твердості гідроциліндра,

$$C_{ГЦ} = \frac{2S_B E_{ПР}}{L_{ГЦ}},$$

де $E_{ПР}$ - приведений модуль пружності стінок гідроциліндра і рідини,

$$E_{ПР} = 1,6 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2};$$

$L_{ГЦ}$ - довжина ходу поршня гідроциліндра.

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_{ГЦ}m}},$$

де f - приведений коефіцієнт грузлого тертя, $f = 1,5 \cdot 10^4 \frac{H \cdot c}{M}$.

Передатна функція гідроциліндра може бути представлена:

$$W_{ГЦ}(P_S) = \frac{\dot{L}_{ГЦ}(P_S)}{Q_{33}(P_S)} = \frac{L_{ГЦ}(P_S)}{Q_{33}(P_S)} \frac{L_{ГЦ}(P_S)}{L_{ГЦ}(P_S)} = \frac{K_{ГЦ}}{T_{ГЦ}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{ГЦ} P_S + 1} \frac{1}{P_S}$$

12.4 Передатна функція гідродвигуна

$$W_{ГД}(P_S) = \frac{\alpha_{ГД}(P_S)}{Q_{33}(P_S)} = \frac{K_{ГД}}{P_S (T_{ГД}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{ГД} P_S + 1)}$$

де $K_{ГД}$ - коефіцієнт передачі,

$$K_{ГД} = \frac{K_V}{1 + \beta f} ;$$

K_V - коефіцієнт підсилення по швидкості,

$$K_V = \frac{2\pi}{V_{Г}} ;$$

$V_{Г}$ - робітник обсяг гідродвигуна;

β - коефіцієнт твердості механічної характеристики,

$$\beta = \frac{k_y k_V}{k_H} ;$$

k_y - коефіцієнт витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар гідродвигуна,

$$k_y = \frac{V_{ГП}(1 - \eta_0)}{p} ,$$

n — задана максимальна частота обертання ротора електродвигуна;

η_0 - об'ємний ККД гідродвигуна;

p - розрахунковий корисний перепад тисків;

k_H - коефіцієнт посилення за навантаженням (тиску),

$$k_H = \frac{V_{Г}}{2\pi} ;$$

f - приведений коефіцієнт грузлого тертя, $f = 0,07 \frac{H \cdot m \cdot c}{рад}$;

Постійна часу гідродвигуна

$$T_{ГД} = \sqrt{\frac{K_V V_{Г} J}{E_{ПП} K_H (1 + \beta f)}} ,$$

де J - момент інерції обертових мас гідродвигуна і робочого механізму; $E_{пр}$ - приведений модуль пружності стінок камер гідродвигуна і рідини, $E_{пр}=1,6 \cdot 10^5$ Н/м².

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{K_H \beta E_{пр} J + K_V f V_G}{2 \sqrt{E_{пр} V_G J (1 + \beta f)}}$$

Передатна функція гідродвигуна може бути представлена:

$$W_{ГД}(P_S) = \frac{\alpha_{ГД}(P_S)}{Q_{33}(P_S)} = \frac{\alpha_{ГД}(P_S)}{Q_{ГД}(P_S)} \frac{\alpha_{ГД}(P_S)}{\alpha_{ГД}(P_S)} = \frac{K_{ГД}}{T_{ГД}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{ГД} P_S + 1} \frac{1}{P_S}$$

12.5 Передатна функція зворотного зв'язку за швидкістю

Зворотний зв'язок забезпечується тахогенератором, наприклад ТД - 101. Його ротор зв'язаний з вихідним валом (штоком) виконавчого механізму привода зубчастою передачею, забезпечуючи на виході при максимальній заданій швидкості +24 В. На вхід підсилювача - суматора подається напруга +24 В.

Тоді передатна функція зворотного зв'язку

$$W_{o.c.}(P_S) = K_{o.c.}(P_S) = 1$$

12.6 Передатні функції коригувальних пристроїв

Для підвищення запасу стійкості системи і поліпшення якості перехідного процесу в систему вводиться рівнобіжна корекція за допомогою ланок, що диференціюють, що мають наступні передатні функції:

$$W_{1k}(P_S) = \frac{T_1 P_S}{T_1 P_S + 1}; \quad W_{2k}(P_S) = \frac{T_2 P_S}{T_2 P_S + 1}$$

де T_1 і T_2 - постійні часу коригувальних пристроїв, у початковій стадії дослідження стійкості системи можна прийняти $T_1 = T_2 = 0,1$ с. При необхідності можна ввести і третє аналогічне коригувальне ланка (див. рис. 12.1).

12.7 Передатна функція аксіально-поршневого насосу

Максимальний кут нахилу шайби насоса $\beta=25^\circ$. При такому куті нахилу шайби насос забезпечує номінальну паспортну продуктивність $Q_{НОМ}^H$.
 Передатна функція насоса

$$W_H(P_S) = \frac{Q_{НОМ}^H(P_S)}{tg\beta(P_S)} = K_H$$

12.8 Передатна функція гідромеханічного пристрою керування кутом нахилу шайби аксіально-поршневого насосу

У таблиці 7.4 викладені параметри гідроциліндра гідромеханічного пристрою, що забезпечує регулювання кута нахилу шайби насоса в залежності від витрати, що надходить у гідроциліндр. Гідромеханічний пристрій складається з гідроциліндра і передавального механізму, що здійснює поворот шайби. Гідроциліндр вибирається відповідно до розділу 2, а його передатна функція описана в підрозділі 12.3. Механічний пристрій перетворює поступальний рух (хід гідроциліндра L) у кут повороту шайби ρ . Після вибору гідроциліндра визначаються параметри і виробляється вибір дроселюючого розподільника з пропорційним електричним керуванням, а також розраховуються параметри допоміжного насоса.

Передатна функція гідромеханічного пристрою

$$W_{ГМУ}(P_S) = W_{ГЦ}(P_S)W_{МУ}(P_S) = \frac{K_{ГЦ}}{P_S(T_{ГЦ}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{ГЦ} P_S + 1)} K_{МУ}$$

де $W_{ГЦ}(P_S)$ - передатна функція гідроциліндра,

$$W_{ГЦ}(P_S) = \frac{L(P_S)}{Q_3(P_S)}$$

$K_{МУ}$ - коефіцієнт пропорційності механічного пристрою.

$$K_{МУ} = \frac{tg\beta(P_S)}{L(P_S)} = W_{МУ}(P_S)$$

12.9 Методика проведення досліджень перехідного процесу

Дослідження здійснюється на ПЕОМ за допомогою стандартної програми SIAM чи MathLab. Спочатку виробляється перевірка стійкості гідроприводу за перехідним процесом без внесення в систему коригувальних ланок. Якщо

динамічна система стійка і перехідний процес носить аперіодичний характер, то дослідження припиняються.

Якщо система хитлива і перехідний процес коливальний, то вводяться коригувальні ланки і здійснюється підбор постійних часу T_1 і T_2 до досягнення бажаного результату. Якщо не вдається за допомогою коригувальних пристроїв забезпечити стійкість системи, то можна змінити коефіцієнт передачі підсилювача - суматора K_y .

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. - М.: Машиностроение, 1980. -Т. 3. -560 с.
- 2 Башта Г. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1982. -422 с.
- 3 Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник/ В.К.Свешников, А. А. Усов - М.: Машиностроение, 1988. - 512 с.
- 4 Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1988. —512 с.
- 5 Федорець В. О. Гідроприводи і гідропневмоавтоматика. - К.: Вища школа, 1995. -464с.
- 6 Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики, -М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.

ДОДАТОК А

Співвідношення одиниць виміру параметрів рідини

Найменування параметрів	Позначення	Одиниця МКГСС	Одиниця СИ
Сила (вага)	F	кгс	1 кгс= 10Н; 1 кН= 10 ³ Н
Тиск (напір)	P	кгс/см ²	$\frac{H}{1\text{ м}^2} = 1\text{Па}$,
			$1\text{ кгс/см}^2 = 1 \cdot 10^5 \frac{H}{\text{м}^2}$
			$10^6 \frac{H}{\text{м}^2} = 1\text{МПа}$; $1\text{кгс/см}^2 = 0,1\text{МПа}$
	H	мм. рт. стовпа	9,8 Па
		мм. рт. стовпа	133,3 Па
Об'єм	W	л	1 л = 10 ⁻³ м ³
Витрата	Q	л / мин	$\frac{\text{л}}{1\text{ хв}} = \frac{10^{-3}\text{ м}^3}{60\text{ с}}$
Кінематичний коефіцієнт в'язкості	ν	сСт (сантистокс) Ст (стокс)	$1\text{сСт} = 1 \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ $1\text{сСт} = 0,01\text{Ст}$

ДОДАТОК Б

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ СЛІДКУВАЛЬНОГО ГІДРОПРИВОДУ	6
2 ВИБІР ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ, РОЗРАХУНОК ВХІДНИХ І ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	8
3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТРУБОПРОВОДУ	9
4 РОЗРАХУНОК ВТРАТ ТИСКУ У МІСЦЕВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ОПОРАХ.....	11
5 ВИБІР ГІДРОАПАРАТУРИ І ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНИХ ВТРАТ ТИСКУ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ РІДИНИ ЧЕРЕЗ АПАРАТИ.....	12
6 РОЗРАХУНОК СУМАРНИХ ВТРАТ ТИСКУ В НАГНІТАЛЬНОМУ ТА ЗЛИВАЛЬНОМУ ТРУБОПРОВОДАХ.....	15
7 ВИБІР ДЖЕРЕЛА ЖИВЛЕННЯ.....	16
8 РОЗРАХУНОК ВИСОТИ ВСМОКТУВАННЯ.....	17
9 РОЗРАХУНОК НАГНІТАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ НА МІЦНІСТЬ	19
10 ВИБІР ПРИВІДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА	20
11 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ ТА ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	21
12 АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ДИНАМІЧНОЇ ЛІНЕАРИЗОВАНОЇ МОДЕЛІ СЛІДКУВАЛЬНОГО ГІДРОПРИВОДУ	23
ВИСНОВКИ.....	31
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	32
ДОДАТОК А. ВІДОМІСТЬ ДОКУМЕНТІВ.....	33

					РГР.11.0431.001ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>В.Г.Иванов</i>			Розрахунково-пояснювальна записка	<i>Літ</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевірів</i>		<i>А.Б.Петров</i>				4	33	
<i>Реценз.</i>						ДДМА, АВП-07-1		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затвердж.</i>								
					93			