

Міністерство освіти і науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія

**М. А. Афанасьєва,  
А. В. Люта**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до практичних робіт  
з дисципліни  
“Гідропневмоприводи та пристрої автоматики”  
(для студентів 151 спеціальності)

Краматорськ  
ДДМА  
2020

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Гідропневмоприводи та пристрої автоматики» (для студентів 151 спеціальності) / уклад. М. А. Афанасьєва, А. В. Люта – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 54 с.

Містять короткі теоретичні положення, що повинні бути засвоєні студентом при проведенні практичних робіт; методику виконання, об'єм і зміст практичних робіт. При проведенні практичних робіт студент здобуває навички експлуатації обладнання і вимірювальних приладів, обробки результатів досліджень і зіставлення їх з аналітичними залежностями.

Укладачі

АФАНАСЬЄВА Маргарита Анатоліївна, к. т. н., доц.  
ЛЮТА Анастасія Володимирівна, к. т. н., доц.

## ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Підготовка до практичних робіт полягає в проробленні лекційного матеріалу та методичних вказівок до відповідної практичної роботи, оформленні звіту на виконану роботу.

Звіт до виконаної роботи повинний містити найменування, мету роботи, короткі теоретичні відомості, схему установки, методика досліджень та необхідні таблиці для внесення в них дослідних даних.

Перед виконанням практичної роботи викладач перевіряє ступінь підготовленості студента з контрольних питань, наведених у методичних вказівках за кожною практичною роботою. Особливо ретельно перевіряється вміння студента самостійно працювати на установці з дотриманням правил експлуатації устаткування, техніки безпеки та протипожежної техніки.

До виконання практичної роботи допускаються студенти, що виявили достатній ступінь підготовленості та пройшли інструктаж з техніки безпеки та протипожежної безпеки.

Студенти, що з'явилися на заняття не підготовленими, не допускаються до проведення роботи та протягом часу, відведеного для виконання роботи, вивчають у лабораторії не засвоєний ними матеріал за навчальною та методичною літературою.

У лабораторії, де проводяться практичні роботи, використовується напруга змінного струму 360 та 220 В, а також тиск рідини до 10 МПа.

При невмілому та необережному ставленні такі напруга та тиск рідини можуть виявитися небезпечними для життя людини, тому проводити роботи необхідно при строгому дотриманні таких правил техніки безпеки та протипожежної безпеки:

1. Забороняється робити будь-які переключення на головному розподільному щиті.

2. Електродвигуни й інша електроапаратура, насоси, гідроциліндри та гідромотори вмикаються з дозволу викладача та лише після попередження про це студентів.

3. У випадку припинення досліду чи закінчення проведення лабораторних досліджень установку варто обов'язково відключити від мережі автоматичним вимикачем.

4. Робоче місце не повинне захаращуватися сторонніми предметами.

5. Забороняється доторкатися до струмоведучих частин установок, що знаходяться під напругою, торкатися ланок машин, що рухаються й обертаються, залишати своє робоче місце при увімкненій установці, псувати та переміщати лабораторне майно.

6. В усіх випадках виявлення несправного стану устаткування, вимірвальних приладів та апаратів необхідно негайно вимкнути установку та довести до відома викладача.

7. У випадку ураження електричним струмом варто прийняти терміново належні заходи для надання першої допомоги потерпілому з дотриманням заходів безпеки.

8. Не дозволяється в лабораторії проводити будь-які роботи (у тому числі лабораторні) без присутності керівника.

9. Забороняється приносити та зберігати в приміщенні лабораторії легкозаймисті та самозаймисті речовини, курити, виконувати всілякі роботи, пов'язані з вогнем, без запобіжних заходів протипожежної безпеки.

У ході виконання практичної роботи студент оформляє звіт. Останній повинний містити найменування роботи, ПІБ студента, мету роботи, використані теоретичні залежності, схему дослідної установки з позначенням вузлів, методику досліджень, дослідні дані, обробку результатів досліджень та зіставлення їх з теоретичними розрахунками, графіки досліджених залежностей, висновки з проведеної роботи.

Звіт повинний бути оформлений акуратно, з дотриманням ДСТУ. Неакуратно оформлені звіти не приймаються.

Практична робота вважається виконаною після співбесіди та підписання звіту викладачем.

У лабораторії розміщені установки гідроприводів, що дозволяють досліджувати характеристики різних вузлів гідравлічних приводів із дросельним та об'ємним регулюванням швидкості руху виконавчих механізмів (гідроциліндра або гідродвигуна). При проведенні робіт студент повинний засвоїти конструкцію, призначення, принцип дії всіх елементів гідроприводу, а також одержати навички експлуатації гідроапаратури та гідроприводу.

У лабораторії є як універсальне лабораторне устаткування, що дозволяє проводити кілька робіт, так і спеціальні лабораторні установки, які використовуються для дослідження характеристик визначених гідровузлів.

Конструкції та принцип дії лабораторних установок будуть розглянуті у відповідних розділах методичних вказівок.

Застосування різних виконавчих механізмів та гідроапаратури в гідросистемах припускає їхнє структурне ув'язування з іншими елементами системи. Тому стійкість системи в цілому не означає стійкість її окремих елементів.

Як правило, стійкість окремих елементів системи за результатами аналізу їхніх передатних функцій оцінити без залучення елементів ТАУ досить складно. Спростити задачу аналізу роботи пристрою можливо за рахунок створення псевдозамкненої системи на базі розрахункової передатної функції гідроприслою шляхом уведення зворотного зв'язку за вихідною координатою.

У цьому випадку результати аналітичних розрахунків з визначення передатних функцій гідроприслоїв гідросистем можуть бути підтверджені результатами математичного чи структурного імітаційного моделювань з використанням програмних продуктів Matlab.

## Практична робота №1

### ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА

Мета роботи – дослідити закон Паскаля та його використання у гідравлічних машинах; провести візуальні спостереження роботи гідравлічного преса; визначити дійсне та теоретичне стискаючі зусилля преса, дійсний та теоретичний ККД преса.

#### 1.1 Короткі відомості

##### Гідростатичний тиск і його властивості

Гідростатикою називається розділ гідравліки, що вивчає закони рівноваги рідини і їхнє практичне використання.

Коли рідина знаходиться в стані спокою, на її частки діють зовнішні сили, що умовно можна розділити на дві категорії: масові (чи об'ємні) і поверхневі сили.

Масовими є сили, пропорційні масі рідини. До них відносяться сили ваги і сили інерції.

Поверхневі сили – це сили, що діють на поверхню виділеного об'єму рідини, наприклад сила тиску поршня на поверхню рідини, або сила від тиску газу, або іншої рідини.

Під дією зовнішніх сил у середині рідини виникають стискаючі напруги, що у гідравліці називають гідростатичним тиском чи напругою гідростатичного тиску.

Якщо сила тиску  $F$  рівномірно розподілена по площині  $S$ , то середній гідростатичний тиск визначають за формулою:

$$P = \frac{F}{S} \left[ \frac{H}{m^2} \right]. \quad (1.1)$$

У загальному випадку гідростатичний тиск у даній точці визначається як межа відносини:

$$P = \lim \left( \frac{\Delta F}{\Delta S} \right), \quad (1.2)$$

де  $\Delta S \rightarrow 0$ .

##### Види гідростатичного тиску

Якщо тиск  $P$  відраховують від абсолютного нуля, то його називають абсолютним. Якщо тиск відраховують від атмосферного тиску  $P_a$ , тобто умовного, відносного нуля, то тиск, більший за атмосферний, називають надлишковим ( $P_{над}$ ,  $P_{відн1}$ ) чи манометричним (рис. 1.1). А якщо тиск менше атмосферного, то його називають вакуум ( $P_{відн3}$ ).

Отже, абсолютний тиск  $P_{абс} = P_a + P_{над}$ .

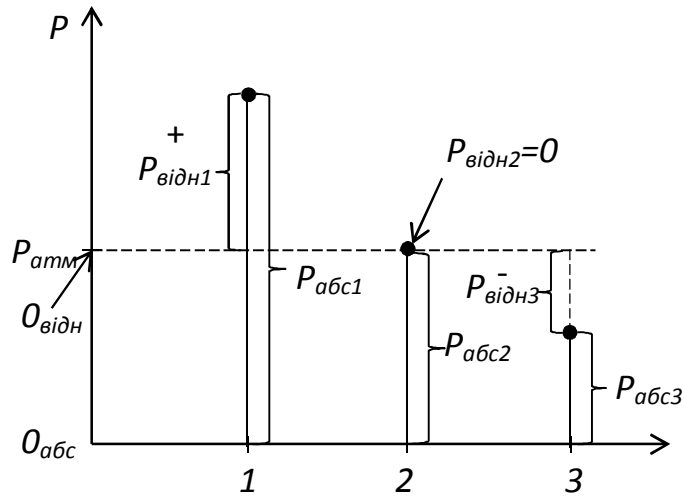


Рисунок 1.1 – Види тиску

За одиницю тиску в системі одиниць СІ прийнятий Паскаль. Поряд з цією одиницею застосовують укрупнені одиниці: кілопаскаль (кПа) і мегапаскаль (МПа):

$$1\text{Па} = \frac{1\text{Н}}{1\text{м}^2} = 10^{-3}\text{кПа} = 10^{-6}\text{МПа}. \quad (1.3)$$

Паралельно із системою СІ в колишніх країнах СНГ продовжує діяти технічна система одиниць (МКГСС), в якій тиск вимірюється в  $\text{кГс}/\text{см}^2$ :

$$1\text{ат} = 1 \frac{1\text{кГс}}{1\text{см}^2}; \quad (1.4)$$

$$1\text{ат} \approx 10^5\text{Па}; \quad (1.5)$$

$$1\text{ат} \Rightarrow 736 \text{ мм. рт. ст.}; \quad (1.6)$$

$$1\text{ат} \Rightarrow 10 \text{ м. в. ст.}; \quad (1.7)$$

$$1\text{ат} = 1 \text{ бар}.$$

Ще для виміру атмосферного тиску використовується нормальна (фізична) атмосфера:

$$1\text{атм} = 760 \text{ мм. рт. ст.}; \quad (1.8)$$

$$1\text{МПа} \approx 10 \text{ бар}. \quad (1.9)$$

### Властивості гідростатичного тиску

Перша властивість – гідростатичний тиск спрямований завжди по внутрішній нормалі до площадки, на яку він діє.

Друга властивість – гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини в усіх напрямках однаковий.

Рівняння, яке відображує гідростатичний тиск  $P$  в будь-якій точці нерухомої рідини в тому випадку, коли із числа масових сил на неї діє лише одна сила ваги, називається основним рівнянням гідростатики:

$$P = P_0 + \rho gh, \quad (1.10)$$

де  $P_0$  – тиск на поверхні розділа рідини,  $\frac{H}{m^2}$ ;

$h$  – глибина розташування точки, яка відрахована від поверхні з тиском  $P_0$ , м;

$g$  – прискорення вільного падіння, на Землі  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ ;

$\rho gh$  – тиск, що утворюється вагою стовпа рідини на глибині  $h$ .

Якщо знехтувати тиском  $\rho gh$ , який здійснюється стовпом рідини глибиною  $h$ , основне рівняння гідростатики перетворюється в рівняння:

$$P \approx P_0, \quad (1.11)$$

яке являє собою математичний вираз закону Паскаля.

Закон Паскаля формулюється таким чином: тиск на поверхні рідини, яка знаходиться у рівновазі в замкненому посуді, передається всім точкам рідини в усіх напрямках однаково.

Закон Паскаля використовується в багатьох гідравлічних машинах, зокрема в гідравлічних пресах. Розглянемо принцип дії гідравлічного преса.

Гідравлічна частина преса складається зі сполучених циліндрів, що мають різні діаметри (рис. 1.2).

Припустимо, що на поршень малого діаметра площиною  $S_1$  діє сила  $F_1$ , а на поршень більшого діаметра площиною  $S_2$  діє сила  $F_2$  (рис. 1.3):

$$P_1 = \frac{F_1}{S_1}, \quad (1.12)$$

$$P_2 = \frac{F_2}{S_2}. \quad (1.13)$$

$$\text{Згідно з законом Паскаля } P_1 = P_2 = P, \quad (1.14)$$

$$\text{тобто } \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}.$$

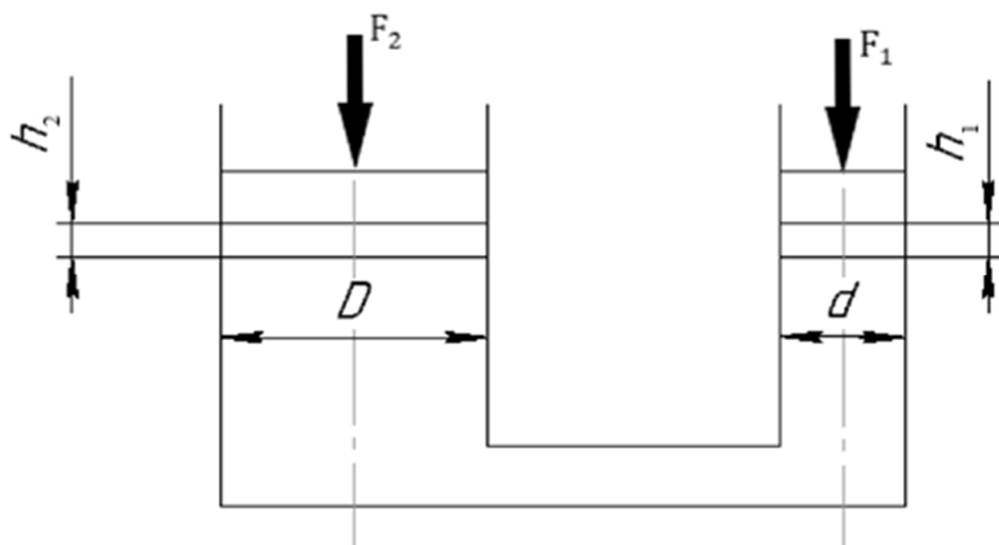


Рисунок 1.2 – Схема гідравлічного преса

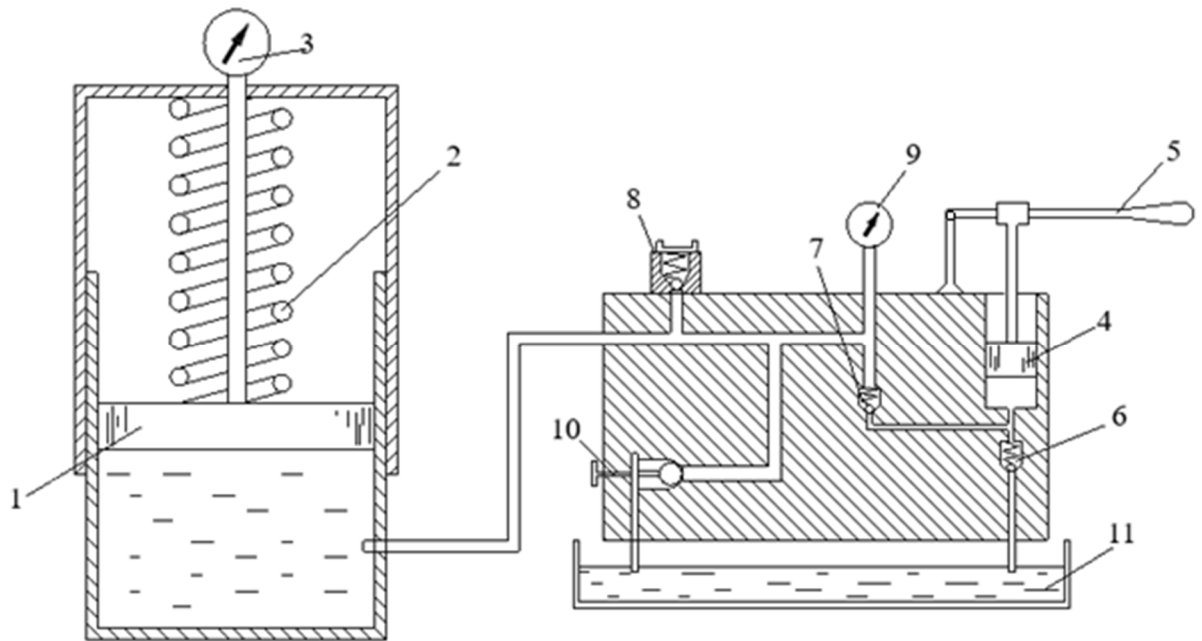


Рисунок 1.3 – Принципіальна схема лабораторного гідравлічного преса

Таким чином, для збереження рівноваги системи до поршня більшого діаметра буде прикладена сила  $F_2$ , у стільки разів більша за силу  $F_1$ , у скільки площа більшого поршня більше, ніж площа малого поршня.

У цьому випадку отримується так званий гідравлічний вигравш у силі, який використовується у гідравлічних пресах для досягнення великих зусиль деформування метала.

Вираз (1.14) справедливий у тому випадку, якщо сили тертя між поршнем та стінками циліндрів дорівнюють нулю. На практиці для запобігання об'ємним втратам у поршневій групі преса використовують різного роду ущільнення (манжети, нейлонові, капронові, гумові кільця і т.д.). при роботі преса в ущільненнях виникають сили тертя, які знижують ККД преса. Так, наприклад, якщо тиск на поверхні рідини  $P$ , то розрахункове зусилля на малому поршні насоса;

$$F_1 = PS_1 + \Delta F_1, \quad (1.15)$$

де  $\Delta F_1$  – сила тертя, приведена до малого поршня,

$$\Delta F_1 = \pi d_1 k h_1; \quad (1.16)$$

$d_1 = 0,006$  м – діаметр малого поршня ( поршня насоса);

$k = (0,2 - 0,3) \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$  – контактне напруження у сальниковій набивці;

$h_1 = 0,01$  м – висота сальникової набивки.

Розрахункове зусилля на великому поршні преса:

$$F_2 = PS_2 - \Delta F_1 - \Delta F_2, \quad (1.17)$$



де  $\Delta F_2$  – сила тертя приведена до більшого поршня преса,

$$\Delta F_2 = fP\pi d_2 h_2, \quad (1.18)$$

де  $f = 0,3$  – коефіцієнт тертя;

$d_2 = 0,06$  м – діаметр більшого поршня;

$h_2 = 0,01$  м – висота активної частини манжети.

Використовуючи формули (1.15)-(1.18), можна підрахувати теоретичний ККД преса:

$$\eta_T = \frac{F_2}{F_T}, \quad (1.19)$$

де  $F_T = PS_2$  – теоретичне зусилля на більшому поршні;

$$\eta_D = \frac{F_D}{F_T}, \quad (1.20)$$

$F_D$  – дійсне зусилля на пресі за показниками динамометра 3 (рис. 1.3).

## 1.2 Лабораторний прилад

Принципова схема лабораторного приладу преса подана на рисунку 1.3.

Прес працює таким чином. За допомогою важеля 5 поршню 4 надається зворотньо-поступальний рух. При русі поршня вгору під ним утворюється розрядження, й рідина з бака 11 під дією атмосферного тиску, відкриваючи всмоктуючий клапан 6, поступає до циліндра насоса. При цьому нагнітальний клапан 7 закритий, бо на нього зверху діє більший тиск, ніж знизу, де утворилось розрядження.

При русі поршня вниз тиск під ним зростає, тому всмоктуючий клапан 6 закривається, бо тепер зверху на нього діє більший тиск, ніж атмосферний знизу, а нагнітальний клапан 7 відкривається, й рідина поступає у циліндр преса, діючи на поршень 1 та стискаючи пружину 2.

Запобіжний клапан 8 використовується для запобігання гідросистемі від тиску, що більше, ніж той, на який він налаштований, щоб уникнути руйнування при підвищенні тиску в системі вище розрахункового (для даного лабораторного гідроприводу – 2,5 МПа). Вентиль 10 використовується для випуску рідини з системи преса. Для виміру зусилля на поршні 1 використовується динамометр 3, для виміру тиску – манометр 9.

## 1.3 Методика експериментальних досліджень

За допомогою насоса в системі преса утворюється підвищений тиск рідини. Величина тиску замірюється за допомогою манометра. Зусилля на поршні преса замірюється динамометром. Результати дослідів заносяться у таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати досліджень

| Номер досліду | Показання манометра<br>P, Па | Дійсне зусилля на поршні пресу $F_d$ , Н |
|---------------|------------------------------|--|
| 1             |                              |  |
| 2             |                              |  |
| 3             |                              |  |
| 4             |                              |  |
| 5             |                              |  |

#### 1.4 Обробка результатів досліджень

Обробка результатів досліджень здійснюється за допомогою формул (1.14)-(1.20). Результати розрахунків заносяться в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків

| Номер досліду | Сила тертя, Н |              | Площа поршнів, м <sup>2</sup> |       | Розрахункові зусилля, Н |       |       | Коефіцієнт корисної дії |          |
|---------------|---------------|--------------|-------------------------------|-------|-------------------------|-------|-------|-------------------------|----------|
|               | $\Delta F_1$  | $\Delta F_2$ | $S_1$                         | $S_2$ | $F_1$                   | $F_2$ | $F_T$ | $\eta_T$                | $\eta_d$ |
| 1             |               |              |                               |       |                         |       |       |                         |          |
| 2             |               |              |                               |       |                         |       |       |                         |          |
| 3             |               |              |                               |       |                         |       |       |                         |          |
| 4             |               |              |                               |       |                         |       |       |                         |          |
| 5             |               |              |                               |       |                         |       |       |                         |          |

#### 1.5 Склад звіту

Звіт повинен містити: назву роботи та її мету, схему лабораторного приладу (рис. 1.3) з поясненнями, основні розрахункові залежності, графіки залежності  $\eta_d = f(P)$ ,  $\eta_T = f(P)$  та висновки.

#### 1.6 Контрольні запитання

1. Сформулюйте закон Паскаля.
2. Як визначити тиск рідини у системі преса, якщо відоме зусилля, діюче на поршень, та площа поршня (без урахування тертя)?
3. Як визначити розрахункове зусилля на поршні преса без урахування тертя?
4. Як визначити розрахункове зусилля на поршні преса з урахуванням тертя?
5. Як отримується гідравлічний вигреш у силі, який використовується у гідравлічних пресах для досягнення великих зусиль?
6. Як визначити розрахункове зусилля на поршні насоса без урахування тертя?

## Практична робота № 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА З ОБ'ЄМНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ РОБОЧОГО ОРГАНА

Мета – експериментально отримати механічні характеристики гідروпривода і графічно побудувати дійсні характеристики та порівняти їх з теоретичними.

#### 2.1 Короткі теоретичні відомості

Регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу досягають або шляхом зміни кількості рідини, яку подають в гідродвигун, або за рахунок зміни його робочого об'єму. При об'ємному регулюванні використовуються роторно-поршневі і пластинчасті регульовані гідромашини.

При дросельному регулюванні, як правило, використовуються дешеві нерегульовані пластинчасті і шестеренні насоси і дросель, що може бути встановлений або на вході, або на виході, або паралельно гідродвигуну. Регулювання кількості рідини, що надходить у гідродвигун, досягається скиданням частини подачі насоса або через клапан запобіжний (послідовне підключення дроселя), або через дросель при паралельному його підключенні.

##### 2.1.1 Об'ємне (машинне) регулювання

Варіанти об'ємного регулювання приведені на рис. 2.1.

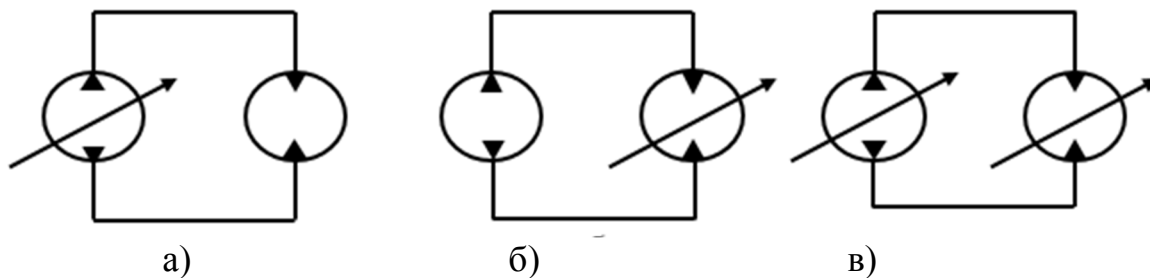
Для побудови характеристик гідроприводу скористаємося умовою рівності витрат

$$Q_H = Q_G + \Delta Q_V, \quad (2.1)$$

де  $Q_H$  – подача насоса;

$Q_G$  – витрата гідродвигуна;

$\Delta Q_V$  – витік рідини (витіки рідини в ущільнювальних зазорах насоса, гідродвигуна і гідроапаратів).



а – регулювання насосом; б – регулювання гідродвигуном; в – регулювання насосом і гідродвигуном

Рисунок 2.1 - Варіанти об'ємного регулювання.

Подачу насоса визначимо через робочий об'єм  $V_H$  і частоту обертання  $n_H$  ротора насоса:

$$Q_H = V_H n_H . \quad (2.2)$$

Аналогічно можна записати витрату гідродвигуна:

$$Q_G = V_G n_G . \quad (2.3)$$

де  $V_G$  – робочий об'єм гідродвигуна;

$n_G$  – частота обертання гідродвигуна.

Витіки рідини знайдемо на підставі рівняння

$$\Delta Q_v = K_v P_G , \quad (2.4)$$

де  $K_v$  – сумарний коефіцієнт витоків;  $P_G$  – тиск гідродвигуна.

Тиск гідродвигуна залежить від навантаження на його валу:

$$P_G = \frac{2\pi M_G}{V_G \eta_G} ,$$

де  $M_G$  – момент, що навантажує вал гідродвигуна;

$\eta_G$  - механічний ККД гідродвигуна.

З урахуванням цього рівняння (2.4) приймає вигляд:

$$\Delta Q_v = K_v \frac{2\pi M_G}{V_G \eta_G} . \quad (2.5)$$

Підстановка значень виражень (2.2), (2.3) і (2.5) у рівняння (2.1) дає:

$$V_H n_H = V_G n_G + K_v \frac{2\pi M_G}{V_G \eta_G} ,$$

відкіля знайдемо частоту обертання вала гідродвигуна:

$$n_G = \frac{V_H n_H}{V_G} - K_v \frac{2\pi M_G}{V_G^2 \eta_G} . \quad (2.6)$$

Як показує рівняння (2.6), зі збільшенням навантаження  $M_{\Gamma}$  частота обертання вала гідродвигуна лінійно падає. Але з урахуванням високих об'ємних ККД сучасних гідромашин це падіння швидкості невелике. Якщо витіки дорівнюють нулю, можна прийняти:

$$n_{\Gamma} = \frac{V_H n_H}{V_{\Gamma}}. \quad (2.7)$$

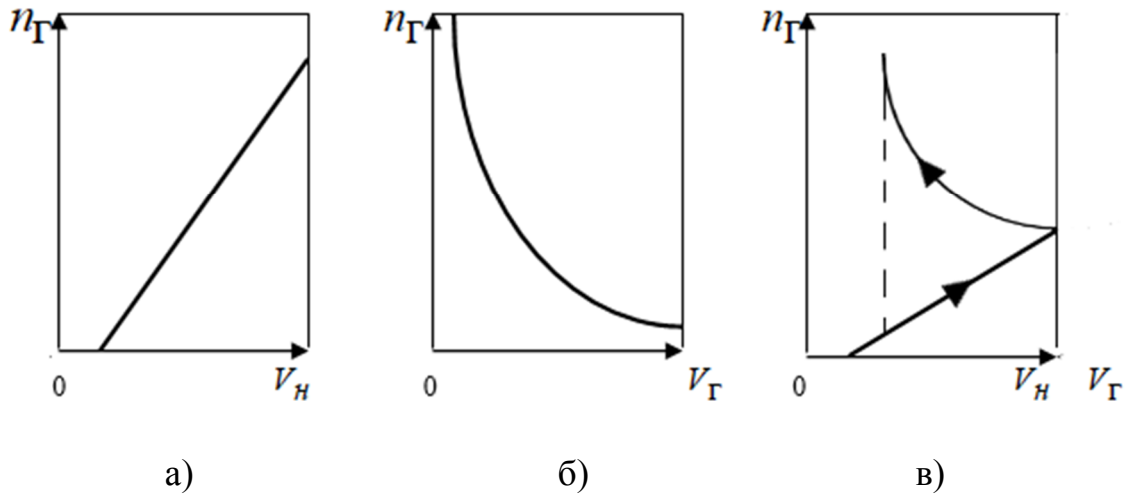
Рівняння (2.6) і (2.7) справедливі для гідроприводу обертального руху з регульованим насосом, з регульованим гідродвигуном і з регульованими насосом і гідродвигуном.

1. Регульований насос ( $V_H = \text{var}$  і  $V_{\Gamma} = \text{const}$ ). З рівняння (2.6) видно, що зі збільшенням робочого об'єму  $V_H$  частота обертання гідродвигуна лінійно зростає. При малих  $V_H$  перше зменшуване в рівнянні (2.6) стає порівняним з від'ємником і виникає небезпека хитливої роботи, а потім і самогальмування гідродвигуна. Отже, мінімально припустиму швидкість регулювання необхідно приймати з урахуванням стійкої роботи гідродвигуна.

2. Регульований гідродвигун ( $V_H = \text{const}$  і  $V_{\Gamma} = \text{var}$ ). Цей спосіб регулювання можливий лише в гідроприводах обертального руху. Як показує рівняння (2.6), залежність  $n_{\Gamma}$  від робочого об'єму  $V_{\Gamma}$  носить гіперболічний характер. При  $V_{\Gamma} \rightarrow 0$  частота обертання вала гідродвигуна прагне до нескінченності. Однак при занадто малому робочому об'ємі гідродвигуна можлива нестійка робота і самогальмування гідроприводу. Найчастіше регулювання за допомогою гідродвигуна застосовується в системах, де регульованим також є і насос.

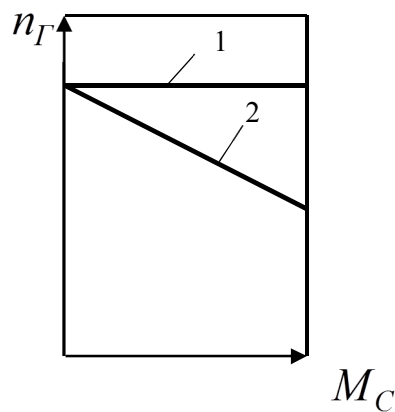
3. Регульовані насос і гідродвигун ( $V_H = \text{var}$  і  $V_{\Gamma} = \text{var}$ ). Подвійне регулювання використовується з метою розширення діапазону регулювання частоти гідродвигуна, що може досягати 1:2000 при усталеній роботі гідродвигуна.

Регулювання виконують послідовно. Спочатку при максимальному робочому об'ємі гідродвигуна збільшують робочий об'єм насоса, а потім зменшують робочий об'єм гідродвигуна. Характеристики гідроприводу при різних способах об'ємного регулювання, побудовані по рівнянню 2.6, показані на рис.2.3 та рис. 2.4.



а – регулювання насосом; б – регулювання гідродвигуном; в – регулювання насосом і гідродвигуном.

Рисунок 2.3 – Швидкісна характеристика гідроприводу



1 – ідеальна характеристика ( $\Delta Q_y = 0$ ); 2 – реальна характеристика  
Рисунок 2.4 – Силова (навантажувальна) характеристика гідроприводу

Об'ємне регулювання характеризується найбільшим ККД і знаходить широке застосування в гідроприводах великої потужності з тривалим режимом роботи. Однак для реалізації цього способу регулювання потрібно застосування складних і дорогих регульованих гідромашин.

У системах малої потужності (до 5...8 кВт) економічно вигідне застосування дросельного регулювання, при якому використовують дешеві нерегульовані (наприклад, пластинчасті і шестерні) насоси.

## 2.2 Лабораторний прилад

Дослідний прилад (рисунок 2.5) складається з регулюемого насоса 1 ( $V_n = var$ ) та нерегулюемого гідродвигуна 2 ( $V_r = const$ ).

Навантаження на валу гідродвигуна утворюється за допомогою гальмівного пристрою 3, схема якого приведена на рисунку 2.6. Для реверсування гідродвигуна 2 використаний гідророзподільник 4 з ручним керуванням, а для обмеження максимального тиску в системі використовується запобіжний клапан 5

з переливним золотником. Тиск в гідросистемі вимірюється манометрами 6, а для вимірювання частоти обертання гідродвигуна 2 використовується тахогенератор 7. Потужність, що споживається з електродвигуна насоса, контролюється кіловатметром 8. Прилад змонтовано на резервуарі 9. Навантажувальний пристрій (рисунок 2.6) має у своєму складі встановлені на валу електродвигуна шків 1, гальмівну колодку 2 та систему важелей. Для створення навантажувального моменту використовуються змінні вантажі 4.

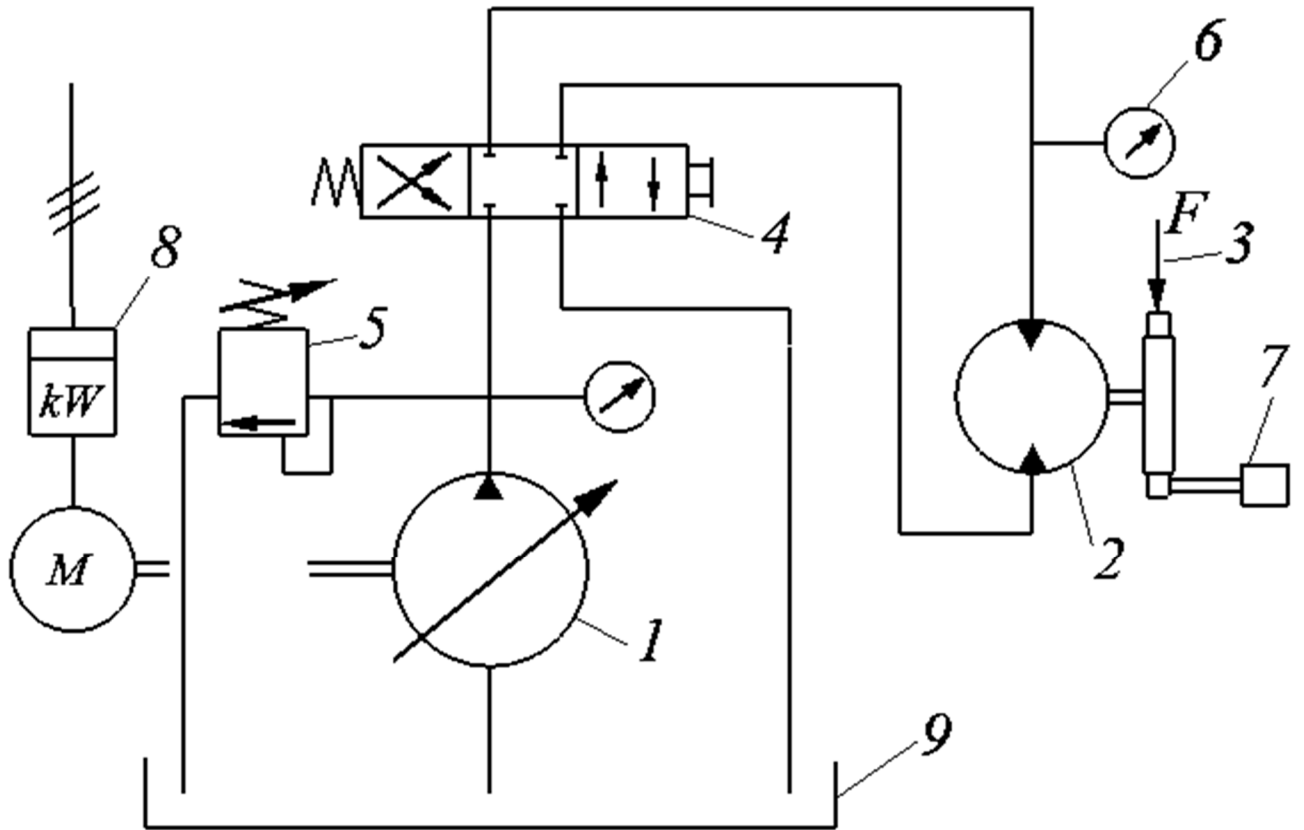


Рисунок 2.5 – Схема дослідного приладу для дослідження гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості

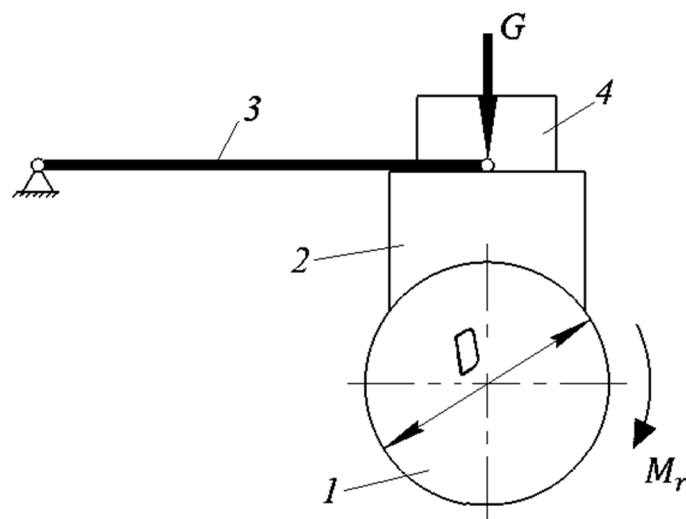


Рисунок 2.6 – Схема навантажувального приладу

### 2.3 Методика експериментальних досліджень

За індикатором продуктивності насоса встановлюється нульова продуктивність ( $\varepsilon = 0$ ) та вмикається електродвигун насоса.

Після розгону насоса до номінальної частоти обертання створюється визначене навантаження та послідовно збільшується продуктивність насоса від нуля до максимуму. Приборами вимірюється частота обертання вала гідродвигуна, споживча потужність електродвигуна та робочий тиск на вході гідродвигуна. Після цього досліди повторюються при фіксованій продуктивності насоса та різному навантаженні.

Початкові умови:

а) насос:  $V_H = 40 \text{ см}^3/\text{об}$ ;  $Q_{H(\text{НОМ})} = 50 \text{ л/ХВ}$ ;  $n_H = 960 \text{ об/ХВ}$ ;

$\eta_{o(H)} = 0,9$ ;  $P_{H(\text{НОМ})} = 20 \text{ МПа}$ ;

б) гідродвигун:  $P_{r(\text{НОМ})} = 6 \text{ МПа}$ ;  $V_r = 70 \text{ см}^3/\text{об}$ ;

$Q_{r(\text{НОМ})} = 70 \text{ л/ХВ}$ ;  $\eta_{o(r)} = 0,85$ ;  $\eta_r = 0,95$ ;

в) навантажувальний пристрій:  $D = 140 \text{ мм}$ ;  $f = 0,3$  – коефіцієнт тертя;

г) коефіцієнт об'ємних втрат розраховується за формулою:

$$K = K_H + K_r = (1 - \eta_{o(H)}) \frac{Q_{H(\text{НОМ})}}{P_{H(\text{НОМ})}} + (1 + \eta_{o(r)}) \frac{Q_{r(\text{НОМ})}}{P_{r(\text{НОМ})}}$$

Теоретичний та розрахунковий моменти на валу гідродвигуна залежать від ваги вантажів та визначаються з рівнянь:

$$M_r^{(m)} = \frac{1}{2} f D G = K_H G, \quad M_r^{(p)} = \frac{V_r \eta_r \Delta P}{2\pi},$$

де  $\Delta P = (P_1 - P_2)$  – різниця між тисками на вході та виході гідродвигуна.

Визначення швидкісної характеристики гідропривода.

При постійній масі вантажів ( $G = \text{const}$ ), послідовно змінюючи продуктивність насоса, знімають показання приладів. Результати вимірювань та обчислень заносять в таблицю 2.1.

Визначення силової характеристики гідропривода  $\eta_r = f(M_r)$

Аналіз рівняння (2.6) показує, що при великих швидкостях регулювання втратами рідини можна знехтувати (прийняти  $k \approx 0$ ). Але при малих швидкостях роботи гідропривода втрати рідини сумірні продуктивності насоса і в цьому випадку частота обертання гідродвигуна в більшій мірі залежить від навантаження. Для визначення силової характеристики встановлюють мінімальну продуктивність насоса ( $\varepsilon = 25\%$ ) та, змінюючи вантажі, записують показання приладів. Результати вимірювань та обчислень заносять в таблицю 2.2.



Таблиця 2.1 – Дані для побудови швидкісної характеристики гідроприводу

| № досліду | Робочий об'єм насоса $\epsilon$ , % | Тиск на вході гідромотора $P_1$ , Па | Тиск на виході гідромотора $P_2$ , Па | Частота обертання ротора гідромотора $n_r$ , об/хв | Тиск на виконання роботи гідромотора $\Delta P = P_1 - P_2$ , Па | Теоретичний момент опору на гідромоторі $M_{\Gamma}^{(m)}$ , Н·м | Розрахунковий момент опору на гідромоторі $M_{\Gamma}^{(p)}$ , Н·м |
|-----------|-------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|--|--|--|--|
|           |                                     |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                                     |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                                     |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                                     |                                      |                                       |  |  |  |  |

Таблиця 2.2 – Дані для побудови навантажувальної характеристики гідроприводу

| № досліду | Навантаження $G$ , Н | Тиск на вході гідромотора $P_1$ , Па | Тиск на виході гідромотора $P_2$ , Па | Частота обертання ротора гідромотора $n_r$ , об/хв | Тиск на виконання роботи гідромотора $\Delta P = P_1 - P_2$ , Па | Теоретичний момент опору на гідромоторі $M_{\Gamma}^{(m)}$ , Н·м | Розрахунковий момент опору на гідромоторі $M_{\Gamma}^{(p)}$ , Н·м |
|-----------|----------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|--|--|--|--|
|           |                      |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                      |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                      |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                      |                                      |                                       |  |  |  |  |
|           |                      |                                      |                                       |  |  |  |  |

## 2.4 Аналіз результатів дослідження

За рівнянням (2.6) з урахуванням початкових умов побудувати теоретичні та експериментальні залежності.

У висновках пояснити причини розходження теоретичних залежностей з експериментальними даними та оцінити похибку.

## 2.5 Контрольні запитання

1. Основні переваги та недоліки гідропривода з об'ємним регулюванням швидкості робочого органа.
2. Вказати основні способи об'ємного регулювання гідропривода.
3. Чому при великих швидкостях гідропривода впливом навантаження можна знехтувати, а при малих швидкостях зміна навантаження впливає на стійкість роботи гідропривода?

4. Який вигляд має регулювальна характеристика гідропривода з насосом, що регулюється?

5. Який вигляд має регулювальна характеристика гідропривода з гідродвигуном, що регулюється?

6. Який вигляд має регулювальна характеристика при подвійному регулюванні?

## Практична робота № 3

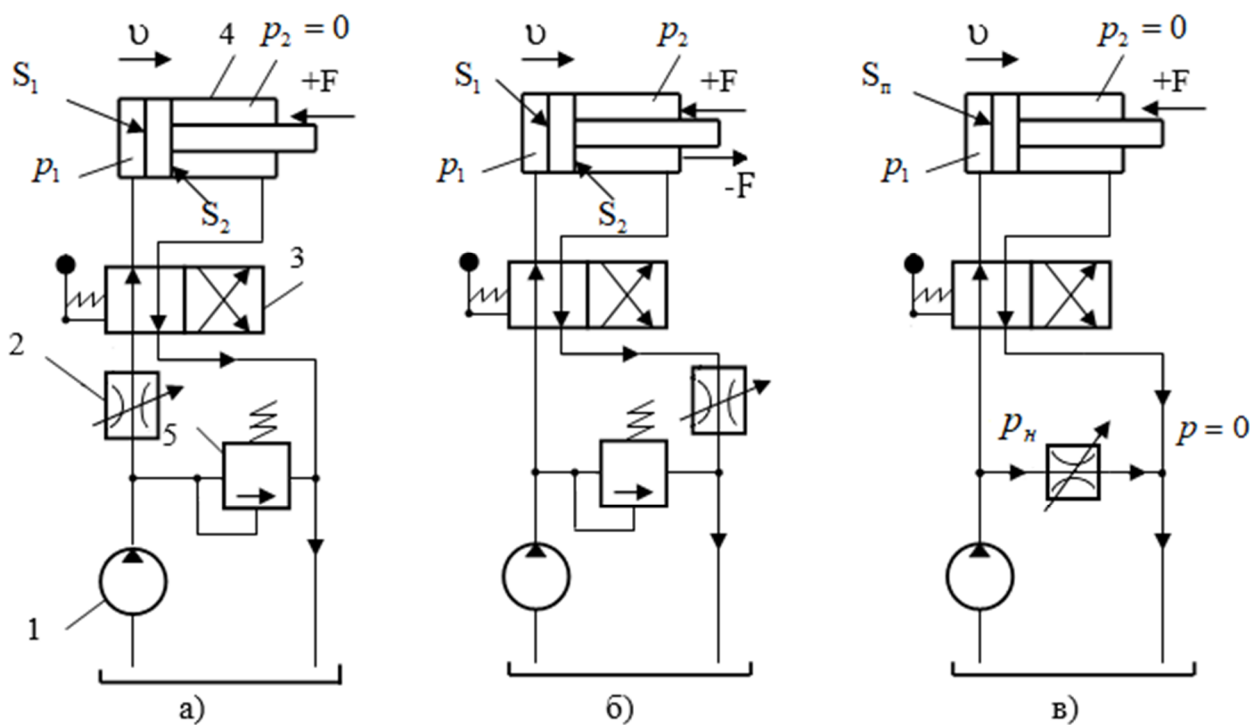
### ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДА З ДРОСЕЛЕМ, ЩО ВСТАНОВЛЕНО НА ВХОДІ ГІДРОЦИЛІНДРА

Мета роботи – вивчити принцип роботи гідроприводу, експериментально і теоретично визначити та побудувати залежності швидкості силового гідроциліндра від навантаження і від величини відкриття дроселя.

#### 3.1 Короткі теоретичні відомості

Принцип дросельного регулювання полягає в тому, що тільки частина подачі нерегульованого насоса подається в гідродвигун, а інша її частина даремно скидається через клапан запобіжний чи дросель, минаючи гідродвигун. При цьому можливі два принципово різних способи підключення дроселя: послідовне (дросель на вході чи виході гідродвигуна) і паралельне підключення дроселя (рис. 3.1).

При послідовному підключенні дроселя на вході гідродвигуна (рис. 3.1, а) частина рідини від насоса 1 через дросель 2 і розподільник 3 нагнітається в поршневу порожнину гідроциліндра 4, викликаючи переміщення його поршня, а інша частина подачі насоса безупинно скидається під тиском через запобіжний клапан 5.



а – дросель на вході; б – дросель на виході; в – паралельне включення дроселя  
Рисунок 3.1 – Схеми гідроприводів із дросельним регулюванням

У відношенні втрат тиску і ККД байдуже, де відбувається дроселювання потоку – на вході в гідроциліндр (рис. 3.1, а) чи на виході зі штокової порожнини гідроциліндра (рис. 3.1, б). У будь-якому випадку втрати енергії відбуваються одночасно й у дроселі, і в клапані запобіжному. Тому ККД послідовного підключення дроселя дуже низький і не може бути більше 0,385. Однак при дроселюванні на виході гідродвигун працює більш стійко, особливо при знакозмінних навантаженнях. Крім того, нагріта на дроселі рідина виводиться в бак без нагрівання гідродвигуна, як це має місце в схемі з дроселем на вході.

Схема регулювання з дроселем, що встановлено паралельно гідродвигуну, більш економічна, тому що тиск, що розвивається насосом, змінюється разом з навантаженням. Однак і в цьому випадку швидкість руху гідродвигуна залежить від навантаження, причому в більшому ступені, тому що з ростом тиску збільшується витрата дроселя й одночасно трохи знижується подача насоса через збільшення об'ємних утрат. Крім того, паралельне підключення дроселя не забезпечує усталеної роботи гідроприводу при знакозмінному навантаженні.

Розрахунок дросельного регулювання зводиться до встановлення залежності швидкості руху поршня від площі відкриття дроселя і залежностей швидкості руху поршня і ККД гідроприводу від навантаження. При побудові розрахункових залежностей втратами тиску по довжині трубопроводу і на місцевих гідравлічних опорах (крім дроселя) звичайно зневажають; не враховуються також витіки в гідросистемі. Незалежно від способу підключення дроселя при розрахунку гідроприводу рекомендується скористатися рівнянням витрати рідини через дросель, у якому невідомий перепад тиску на дроселі може бути знайдений з умови рівноваги сил, що діють на поршень.

### 3.1.1 Розрахунок гідроприводу з дроселем, що встановлено на вході гідродвигуна

При послідовному підключенні дроселя (див. рис. 3.1, а) витрата рідини, що проходить через дросель, дорівнює витраті гідроциліндра:

$$Q_d = Q_r \quad (3.1)$$

Витрата гідроциліндра виражається через швидкість поршня  $v$  і його площу  $S_1$ :

$$Q_r = vS_1 \quad (3.2)$$

Витрата дроселя визначається за формулою

$$Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати дроселя (звичайно  $\mu=0,6$ );  
 $S$  – площа відкриття дроселя;

$P_1$  - тиск перед дроселем;

$P_2$  - тиск після дроселя;

$\rho$  - густина рідини.

Без урахування втрат тиск  $P_1$  дорівнює тиску  $P_k$  настроювання клапана запобіжного, а тиск після дроселя дорівнює тиску в поршневій порожнині гідроциліндра, величина якого залежить від навантаження  $F$  і дорівнює:

$$P_2 = \frac{F}{S_1}.$$

Тоді витрата дроселя складе:

$$Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( P_k - \frac{F}{S_1} \right)}. \quad (3.3)$$

Спільне рішення рівнянь (5.1), (5.2), (5.3) дозволяє визначити швидкість руху поршня:

$$v = \frac{\mu S}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( P_k - \frac{F}{S_1} \right)}. \quad (3.4)$$

Рівняння (3.4) установлює залежність швидкості руху поршня від площі відкриття дроселя  $S$ , а також від навантаження  $F$ , що може змінюватися в процесі роботи гідроприводу.

3.1.2 Розрахунок гідроприводу з дроселем, що встановлено на виході гідродвигуна

Методика розрахунку цього способу регулювання аналогічна попередньої. Однак є і розходження.

У розглянутому випадку рідина витискується зі штокової порожнини циліндра через дросель. Тому

$$Q_d = Q_r = v S_2,$$

де  $S_2$  - ефективна площа поршня з боку штокової порожнини циліндра.

Оскільки на виході дроселя надлишковий тиск дорівнює нулю, то витрата дроселя складе:

$$Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2},$$

де  $p_2$  - тиск у штоковій порожнині циліндра, який можна визначити з умови рівноваги сил, що діють на поршень:

$$p_{\kappa} S_1 = p_2 S_2 + F ;$$

Звідси знаходимо:

$$p_2 = p_{\kappa} \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2} .$$

Тоді витрата дроселя складе:

$$Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{\kappa} \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2} \right)} = v S_2 .$$

Останнє рівняння дозволяє визначити швидкість поршня :

$$v = \frac{\mu S}{S_2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{\kappa} \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2} \right)} . \quad (3.5)$$

Для привода з двостороннім штоком  $S_1 = S_2$  і рівняння (3.5) стає аналогічним рівнянню (3.4):

$$v = \frac{\mu S}{S_2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_{\kappa} - \frac{F}{S_2} \right)} . \quad (3.6)$$

Таким чином, незважаючи на те, де встановлений дросель - на вході чи на виході гідродвигуна, характеристика гідроприводу буде мати однаковий вигляд.

ККД гідроприводу при послідовному включенні дроселя

У теорії гідроприводу доводиться, що навіть при відсутності втрат у насосі, гідродвигуні і трубопроводах ( $\eta_n = \eta_e = 1$ ), а також у режимі оптимальної роботи гідроприводу, коли вся рідина від насоса надходить у гідродвигун ( $Q_n = Q_d = Q_e$ ), ККД дросельного регулювання не може бути більше 0,385.

Вирішимо цю задачу більш простим і більш наочним методом.

Якщо позначити ККД дросельного регулювання як відношення потужності гідродвигуна до потужності насоса, то можна записати:

$$\eta = \frac{N_z}{N_n} = \frac{\nu F}{Q_n p_n} .$$

Підставляючи швидкість поршня, наприклад з рівняння (5.4), одержимо:

$$\eta = \frac{\frac{\mu S}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_k - \frac{F}{S_1} \right)} \cdot F}{Q_n p_n} . \quad (3.7)$$

З рівняння (3.7) видно що, зі збільшенням навантаження  $F$  ККД гідроприводу росте, досягає максимуму, а потім зменшується. Умова, при якій досягається максимум ККД, може бути встановлена, якщо прийняти похідну  $\frac{d\eta}{dF} = 0$ , тобто досить вирішити рівняння

$$\left( p_k F^2 - \frac{F^3}{S_1} \right)' = 0,$$

відкіля  $F = 0,666 p_k S_1$ .

Підстановка значення  $F$  у рівняння (3.7) дає:

$$\eta_{\max} = \frac{\frac{\mu S}{S_1} \cdot 0,666 p_k S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_k - 0,666 \frac{p_k S_1}{S_1} \right)}}{Q_n p_n} = 0,666 \sqrt{0,333} \frac{p_k \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} p_k}}{Q_n p_n} . \quad (3.8)$$

При оптимальному режимі коли  $Q_n = Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} p_k}$  і, враховуючи те, що  $p_n = p_k$ , з рівняння (3.8) витікає:

$$\eta_{\max} = 0,666 \cdot 0,577 = 0,385.$$

3.1.3 Розрахунок гідроприводу з дроселем, що встановлено паралельно гідродвигуну

При паралельному підключенні дроселя (див. рис. 3.1, в) рівняння рівності витрат

$$Q_n = Q_r + Q_d ,$$

де  $Q_n$  - подача насоса;  $Q_c$  - витрата гідроциліндра;  $Q_d$  - витрата рідини, що скидається через дросель.

Витрата гідроциліндра залежить від площі поршня і від швидкості його руху:  $Q_r = vS_1$ .

Зневажаючи втратами тиску в системі, витрату рідини через дросель можна визначити за формулою

$$Q_d = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n} ,$$

у якій тиск насоса виражається через навантаження:

$$p_n = \frac{F}{S_1} .$$

Спільне рішення цих рівнянь дозволяє визначити швидкість руху поршня:

$$v = \frac{Q_n}{S_1} - \frac{\mu S}{S_1} \sqrt{\frac{2 F}{\rho S_1}} . \quad (3.9)$$

ККД гідроприводу при паралельному включенні дроселя визначається так само, як і при послідовному включенні, по формулі

$$\eta = \frac{N_r}{N_n} = \frac{vF}{Q_n p_n} .$$

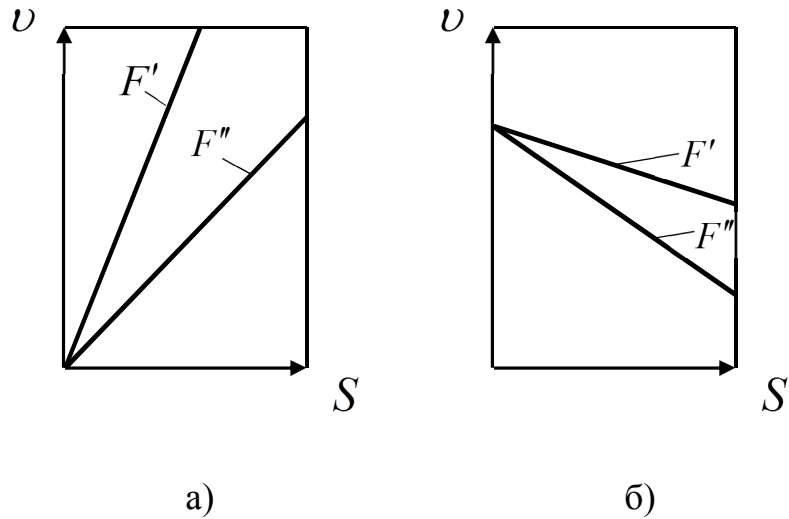
Підстановка швидкості за формулою (3.9) дає:

$$\eta = 1 - \frac{\mu S \cdot \sqrt{\frac{2 F}{\rho S_1}}}{Q_n} = 1 - \frac{Q_d}{Q_n} . \quad (3.10)$$

З рівняння (3.10) витікає, що при паралельному підключенні дроселя ККД гідроприводу визначається відносною витратою рідини через дросель або ступенем відкриття дроселя. Зі зменшенням площі відкриття дроселя ККД гідроприводу прагне до одиниці.

Швидкісні характеристики дросельного регулювання гідроприводу приведені на рис. 3.2.

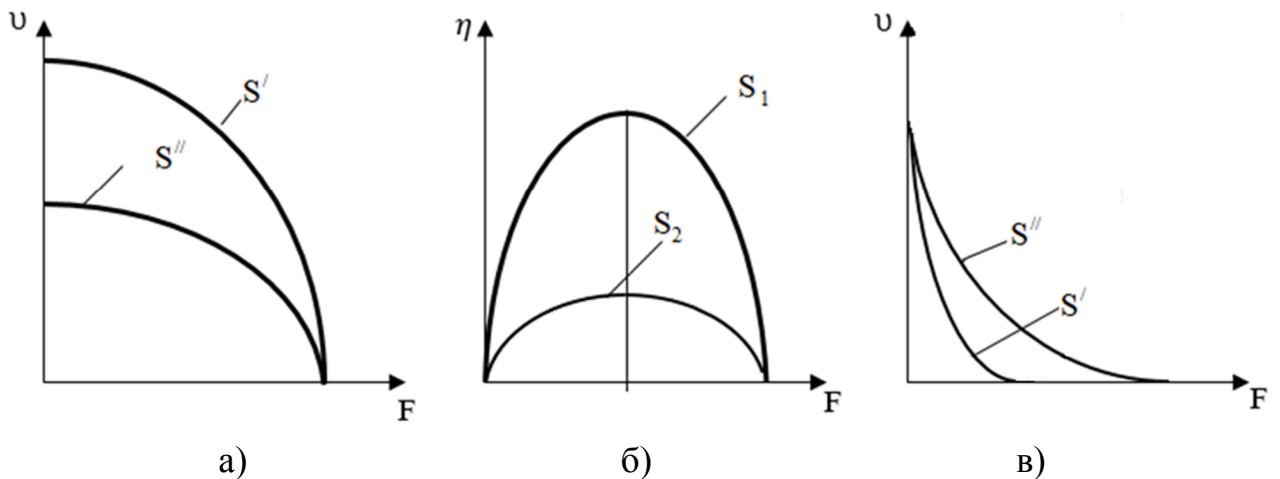




а – при послідовному підключенні дроселя; б – при паралельному підключенні дроселя

Рисунок 3.2 – Залежності швидкості поршня гідроприводу від відкриття дроселю при двох значеннях навантаження  $F'' > F'$

Навантажувальні характеристики і ККД дросельного регулювання гідроприводу приведені на рис. 3.3.



а, б – при послідовному підключенні дроселя; в – при паралельному підключенні дроселя

Рисунок 3.3 – Залежності швидкості поршня і ККД гідроприводу від навантаження при двох значеннях відкриття дроселя  $S'$  і  $S''$  ( $S' > S''$ )

Як видно з рис. 3.3, швидкість руху поршня не є постійною і змінюється разом з навантаженням. Тому дросельне регулювання рекомендується в гідроприводах з незначною зміною навантаження в процесі руху.

### Стабілізація швидкості руху гідродвигуна

Для забезпечення рівномірної подачі при дросельному регулюванні швидкості незалежно від зміни навантаження застосовуються стабілізатори

швидкості, що складаються з регулятора (редукційного або запобіжного клапанів) 1 і дроселя 2.

### 3.2 Лабораторний прилад

На рисунку 3.4 приведено схему лабораторного приладу, що призначений для дослідження гідропривода з дросельним регулюванням швидкості при різних позиціях дроселя.

Дослідження проводяться для дроселя 6, що встановлений на вході в гідроциліндр.

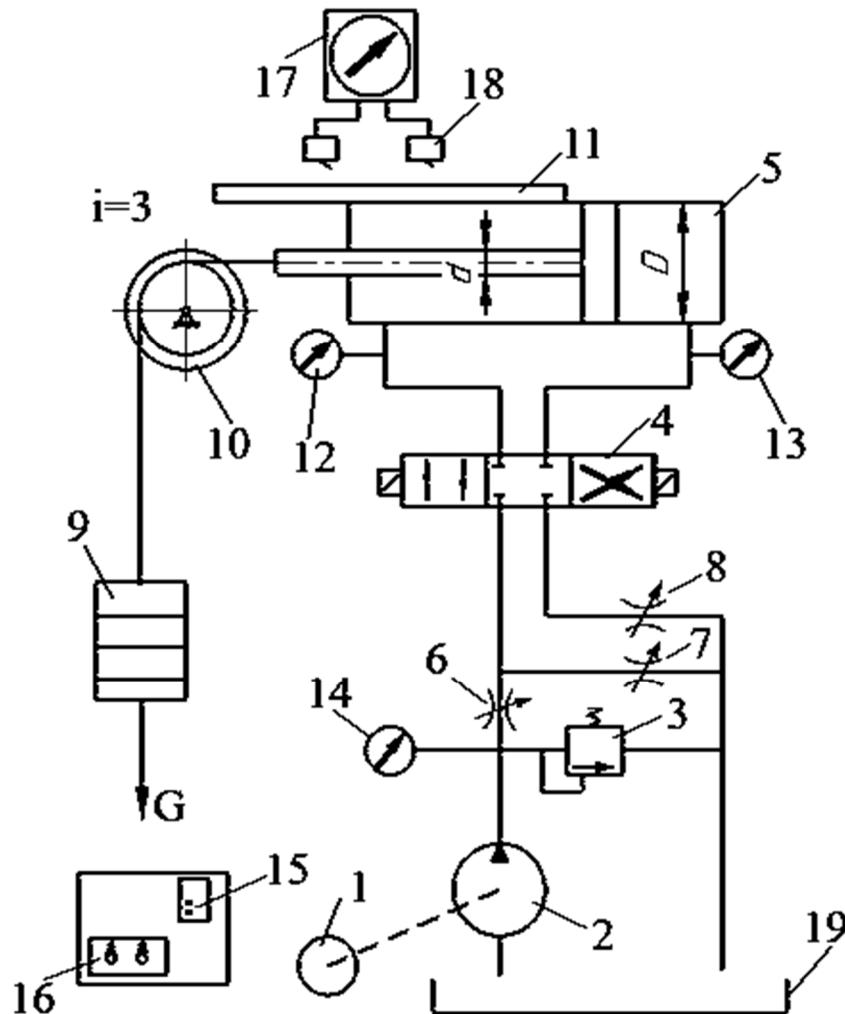


Рисунок 3.4 – Схема дослідного приладу для дослідження гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості

Дослідний прилад складається з шестеренного насоса 2, що через дросель 6 та реверсний золотник з електромагнітним керуванням 4 подає рідину в гідроциліндр 5. З іншої порожнини гідроциліндра 5 рідина через золотник 4 та дросель 8 поступає на злив. Для підтримання тиску на заданому рівні використовується запобіжний клапан 3 з переливним золотником. Для вимірювання тиску після насоса використовується манометр 14. Як навантаження використовуються змінні вантажі 9, які за допомогою троса через систему блоків 10 з'єднані зі штоком гідроциліндра 5. Час роботи гідропривода вимірюється

електричним секундоміром 17, що керується кінцевими вимикачами 18. Тиск в поршньовій та штоковій порожнинах гідроциліндра 5 контролюється манометрами 12, 13. Для зберігання робочої рідини використовується резервуар 19. Хід штока вимірюється лінійкою 11. Автомат 15 керування пуском та зупинкою електродвигуна 1 та перемикач 16, що керує реверсивним золотником 4, розташовано на панелі.

Прилад працює таким чином. При вмиканні електромагніту EM1 реверсивного золотника 4 масло від насоса поступає в штокову порожнину гідроциліндру 5 та одночасно через запобіжний клапан 3 зливається в резервуар 19.

В результаті цього поршень гідроциліндра 5 переміщується, викликаючи підйом вантажів 9. При русі поршня праворуч за рисунком масло з поршньової порожнини гідроциліндра 5 через золотник 4 та дросель 8 витискується в резервуар 19. При вмиканні електромагніту EM2 поршень гідроциліндра повертається в первісний стан.

### 3.3 Методика експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження гідропривода проводяться послідовно, в два етапи:

1 етап: всі дроселі повністю відкриті, в процесі дослідження не регулюються, а дослідження проводяться при зміні навантаження на шток гідроциліндра;

2 етап: дроселі 7 та 8 повністю відкриті, в процесі дослідження не регулюються, навантаження постійне, а дослідження проводяться при регулюванні прохідного перерізу дроселя 6, встановленого на вході.

Необхідно зняти навантажувальні та швидкісні характеристики. Результати вимірювань заносять в таблиці 3.1, 3.2.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювання параметрів роботи гідросистеми при зміні навантаження

| № досліду | Вага вантажу | Час руху | Тиск на виході з насоса |       | Тиск на вході в гідроциліндр |    | Тиск на виході з гідроциліндра |    |
|-----------|--------------|----------|-------------------------|-------|------------------------------|----|--------------------------------|----|
|           | G            |          | $P_H$                   | $P_B$ | $P_3$                        |    |                                |    |
|           | H            | с        | кг/см <sup>2</sup>      | Па    | кг/см <sup>2</sup>           | Па | кг/см <sup>2</sup>             | Па |
|           |              |          |                         |       |                              |    |                                |    |

Таблиця 3.2 – Результати вимірювання параметрів роботи гідросистеми при регулюванні відкриття дроселя

| № досліду | Відносне відкриття дроселя | Час руху поршня | Тиск на виході з насоса |       | Тиск на вході в гідроциліндр |    | Тиск на виході з гідроциліндра |    |
|-----------|----------------------------|-----------------|-------------------------|-------|------------------------------|----|--------------------------------|----|
|           | $S_{др}$                   |                 | $P_H$                   | $P_B$ | $P_3$                        |    |                                |    |
|           | оберти                     | с               | кг/см <sup>2</sup>      | Па    | кг/см <sup>2</sup>           | Па | кг/см <sup>2</sup>             | Па |
|           |                            |                 |                         |       |                              |    |                                |    |

### 3.4 Обробка результатів досліджень

При обробці результатів досліджень використати початкові дані:

- хід гідроциліндра  $S = 280\text{мм}$ ;
- коефіцієнт витрати  $\mu = 0,6 - 0,62$ ;
- продуктивність насоса  $Q_n$ ;
- максимальна площа відкриття дроселя  $S_{дрmax}$ ;
- густина робочої рідини  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ;
- діаметр поршня  $D = 50\text{мм}$ ;
- діаметр штока  $d = 35\text{мм}$ ;
- ефективні площини поршня  $S_{еф} = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4}$ ;  $S_{п} = \frac{\pi D^2}{4}$ ;
- відносне відкриття дроселя в момент виконання експерименту  $\overline{S_{др}} = \frac{S_{др}}{S_{дрmax}}$ , де  $S_{др}$  – площа відкриття дроселя в момент виконання експерименту.

Результати обробки експериментальних даних та обчислень заносять в таблиці 3.3, 3.4.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку параметрів роботи гідросистеми з дроселем на вході при зміні навантаження

| № досліду | Зусилля вантажів<br>$F = iG$ | Швидкість руху поршня<br>$V_n = \frac{S}{t}$ |
|-----------|------------------------------|--|
|           | Н                            | М/с  |
|           |                              |  |

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку параметрів роботи гідросистеми з дроселем на вході при регулюванні відкриття дроселя

| № досліду | Площа відкриття дроселя<br>$S_{др}$ | Швидкість руху поршня<br>$V_n = \frac{S}{t}$ |
|-----------|-------------------------------------|--|
|           | оберти                              | М/с  |
|           |                                     |  |

За результатами вимірювань та обчислень побудувати експериментальні та теоретичні залежності  $V_n = f(F)$  при  $S_{др} = const$  та  $V_n = f(S_{др})$  при  $F = const$ .

У висновках обґрунтувати причини, що викликали різницю між теоретичними залежностями та результатами експерименту, оцінити похибку.

### 3.5 Контрольні запитання

1. Вказати переваги і недоліки гідропривода с дроселем, встановленим на вході або виході гідроциліндра.
2. Як зміниться швидкість поршня при збільшенні навантаження?
3. Як зміниться швидкість поршня при збільшенні площини прохідного перерізу дроселя?

4. Як визначити експериментально та теоретично швидкість руху штока для гідропривода з дроселем, що встановлено на вході гідроциліндра?
5. При яких умовах швидкість поршня досягає максимального значення і чому дорівнює ця швидкість?
6. Який з дроселів може працювати при знакозмінних навантаженнях?

## Практична робота № 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА

Мета роботи – дослідити характеристики та побудувати графіки продуктивності пластинчастого насоса, його об'ємного та повного коефіцієнтів корисної дії.

#### 4.1 Короткі теоретичні відомості

##### 4.1.1 Роторні гідромашини

##### 4.1.1.1 Радіально-поршневі насоси і гідродвигуни

Найпростіший радіально-поршневий насос (рис. 4.1) містить ротор 1, у радіальних свердліннях якого встановлені поршні 2, статор 3 і диск 4, що відокремлює всмоктувальну камеру насоса від нагнітальної.

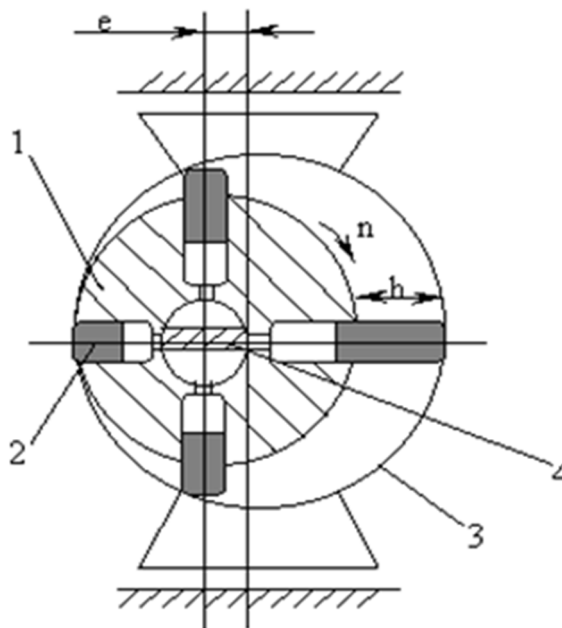


Рисунок 4.1 – Радіально-поршнева гідромашини

При обертанні ротора 1 на поршні 2 діють відцентрові сили, що забезпечують їхнє підтискування до внутрішньої поверхні статора 3. Але завдяки тому, що статор 3 встановлений ексцентрично стосовно ротора 1, поршні 2, обертаючись разом з ротором 1 і сковзаючи своїми сферичними голівками по його внутрішній поверхні, будуть робити зворотньо-поступальні рухи. У результаті цього і відбувається процес всмоктування і нагнітання рідини.

При подачі рідини під тиском у нагнітальний патрубок насоса і відводі її через усмоктувальний патрубок насос буде працювати як гідродвигун.

Середню подачу радіально-поршневого насоса можна визначити по формулі:

$$Q_0 = \frac{\pi d^2}{4} h z \eta_0 n,$$

де  $d$  – діаметр поршня;

$h$  – хід поршня;

$z$  – число поршнів;

$\eta_0$  – об'ємний ККД;

$n$  – частота обертання ротора насоса.

Як видно з рисунка 2.1,  $h=2e$ , де  $e$  – ексцентриситет насоса. З рахунком цього,

$$Q_0 = \frac{\pi d^2}{4} z \eta_0 n e. \quad (4.1)$$

З рівняння видно, що подача радіально-поршневого насоса залежить від ексцентриситету  $e$ . У регульованих насосах величину ексцентриситету можна змінювати по величині і напрямку зсувом статора вручну чи автоматично. При установці статора концентрично ротору ( $e=0$  і  $Q_0=0$ ) насос переводиться на холостий хід. Якщо величину ексцентриситету змінити на зворотню ( $-e$ ), то відбудеться так званий реверс насоса (змінюється напрямок руху потоку рідини – всмоктувальний патрубок стає нагнітальним, а нагнітальний - всмоктувальним).

Основною перевагою конструкції насоса є можливість установки поршнів у кілька рядів по довжині ротора. Зі збільшенням числа поршнів забезпечується більш рівномірна і більш висока подача радіально-поршневого насоса.

До недоліків радіально-поршневих насосів і гідродвигунів варто віднести великий момент інерції ротора і тихохідність через великі відстані до голівок поршнів.

#### 4.1.1.2 Аксіально-поршневі гідромашини

В аксіально-поршневих машинах поршні розташовані паралельно осі обертання ротора (рис. 4.2), що дозволяє зменшити діаметр ротора і його момент інерції, наблизити голівки поршнів до осі обертання ротора і зменшити радіальні сили, що діють на поршні. Завдяки такій конструкції аксіально-поршневі машини виходять більш компактними, малоінерційними, швидкодіючими і високообертливими. До їхніх недоліків можна віднести більш низьку подачу, обмежену можливістю збільшення числа поршнів.

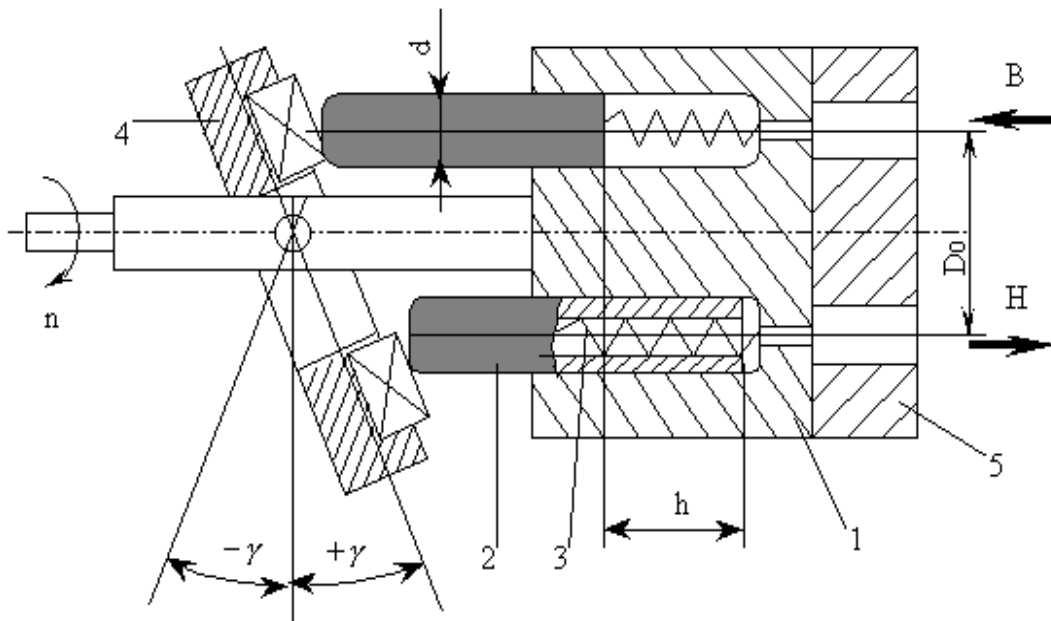


Рисунок 4.2 – Аксіально-поршнева гідромашина

Робота аксіально-поршневого насоса відбувається в такий спосіб.

При обертанні ротора 1 поршні 2 безупинно притискуються пружинами 3 до нерухомого похиленого диска 4 і, обертаючись разом з ротором, роблять зворотньо-поступальні рухи, здійснюючи процес усмоктування і нагнітання насоса. Для поділу всмоктувальної і нагнітальної камер використовується нерухома кришка 5.

Якщо в насос подавати рідину під тиском в усмоктувальну камеру і відводити через нагнітальну, то він буде працювати як гідродвигун оберտального руху.

Середню подачу аксіально-поршневого насоса знаходять по формулі:

$$Q_0 = \frac{\pi d^2}{4} h z \eta_0 n,$$

де  $d$  – діаметр поршня;  $h$  – хід поршня;  $z$  – число поршнів;  $\eta_0$  - об'ємний ККД;  $n$  – частота обертання ротора насоса.

З рисунка 2.2 виходить:

$$h = D_0 \operatorname{tg} \gamma,$$

де  $D_0$  – діаметр окружності, по якій установлені поршні насоса;  $\gamma$  - кут нахилу диска.

З урахуванням цього подача насоса складе:



$$Q_0 = \frac{\pi d^2}{4} D_0 z \eta_0 n t g \gamma . \quad (4.2)$$

З рівняння (4.2) видно, що подача насоса залежить від кута  $\gamma$ . При установці диска у вертикальне положення поршні, що обертаються разом з ротором, не будуть робити зворотньо-поступальних рухів і подача насоса в цьому випадку дорівнюється нулю. При установці диска в зворотне положення ( $-\gamma$ ) відбудеться реверс насоса.

Таким чином, аксіально-поршневі машини є регульованими і реверсивними.

#### 4.1.1.3 Шестеренні насоси

Шестеренні насоси (рис. 4.3) відрізняються простотою конструкції, надійністю роботи, довговічністю і практично перекачують масла будь-якої в'язкості. Діапазон робочих тисків може бути до 10 МПа і вище. Частота обертання насоса може бути досить великою (у літакових приводах до - 5400 об/хв), що дозволяє при малих розмірах і масі одержати велику подачу насоса.

Шестеренні насоси є нерегульованими, нереверсивними і мають більш низький об'ємний ККД, ніж інші роторні машини. Крім того, через нерівномірність обертання ротора і пульсації тиску ці машини як гідромотори застосовуються порівняно рідко.

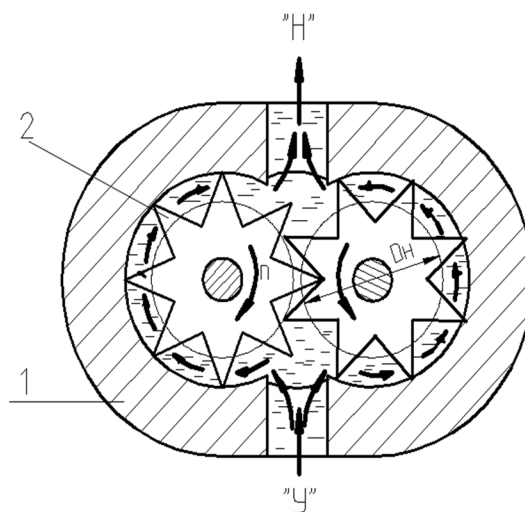


Рисунок 4.3 – Шестеренний насос із зовнішнім зачепленням

Конструкція шестеренного насоса проста. Насос містить корпус 1, у якому поміщені шестірні 2. При обертанні шестірів у напрямку, зазначеному на рисунку, нижче лінії зачеплення зуб однієї шестірни виходить із западини іншої шестірни. В об'ємі, що звільняється, тиск падає, рідина всмоктується і переноситься западинами шестірів з усмоктувальної камери «У» у нагнітальну камеру «Н» у напрямку, зазначеному стрілками. Одночасно з цим вище лінії зачеплення зуб однієї шестірни заходить у западину іншої шестірни і рідина витискується в систему.

Подачу насоса можна визначити в припущенні, що об'єм западин однієї шестірні дорівнює об'єму зубів іншої шестірні. З урахуванням цього середня подача насоса складе:

$$Q_0 = 2 \pi D_H m b \eta_0 n ,$$

де  $D_H$  – діаметр початкової окружності шестірні;  $m$  – модуль зачеплення;  $b$  – ширина шестірні;  $\eta_0$  - об'ємний ККД;  $n$  – частота обертання шестірень.

Оскільки об'єм западин трохи більше об'єму зубів, то при визначенні середньої подачі шестеренного насоса замість  $2\pi$  можна підставити 7, і так як

$m = \frac{D_H}{z}$ , де  $z$  – число зубів, то можна остаточно записати:

$$Q_0 = 7 \frac{D_H^2}{z} b \eta_0 n . \quad (4.3)$$

З формули (4.3) видно, що зі зменшенням числа зубів подача насоса збільшиться. Однак зі зменшенням числа зубів відбувається підрізування ніжок зубів і зменшення міцності. Тому число зубів у шестірень приймають рівним 6...12.

#### 4.1.1.4 Пластинчасті гідромашини

До пластинчастих гідромашин відносяться пластинчасті насоси і пластинчасті гідродвигуни. За принципом дії пластинчасті насоси добре пристосовані для того, щоб переміщати значні об'єми рідини при порівняно невеликих розмірах самого насоса. Завдяки малим габаритним розмірам, високому ККД і великій надійності, ці насоси широко застосовують у гідроприводах верстатів і іншого устаткування.

Схема найпростішого пластинчастого насоса однократної дії приведена на рисунку 4.4.

У радіальних (або злегка нахилених) пазах ротора 1 насоса встановлені пластини 2, що під дією відцентрових сил безупинно притискаються до статора 3. Статор встановлений ексцентрично стосовно ротора, тому пластини, обертаючись разом з ротором, роблять одночасно зворотньо-поступальні рухи.

При видаленні пластин від точки мінімальної відстані між поверхнями ротора, що обертається і нерухомого статора об'єм порожнини між пластинами збільшується. У результаті цього тиск тут падає і порожнина заповнюється рідиною, що надходить через вікно 4 з усмоктувального патрубку 5. Рідина, що надійшла в порожнину усмоктування, переноситься пластинами в напрямку обертання ротора. Потім, коли пластини проходять точку з максимальною відстанню між ротором і статором, об'єм простору між пластинами починає скорочуватися, і рідина витискується в порожнину нагнітання через протилежне вікно в нагнітальний патрубок 6 насоса.

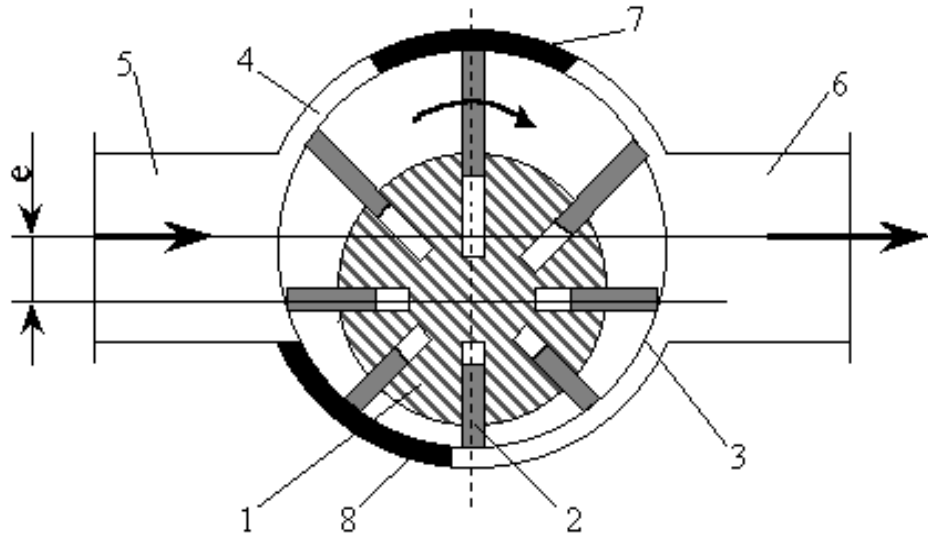


Рисунок 4.4 – Пластинчаста гідромашина

Для відділення нагнітальної порожнини насоса від усмоктувальної передбачені ущільнювальні виступи 7 і 8. Довжина виступу 7 робиться з таким розрахунком, щоб у момент заходу однієї пластини в межі виступу попередня пластина виходила за його межі.

Подача пластинчастих насосів – пульсуюча. Мінімальна подача має місце в момент вступу пластини в роботу, а максимальна подача має місце тоді, коли пластина заходить у положення, що відповідає найбільшій відстані між статором і ротором. У розглянутого насоса кожна пластина протягом одного обороту ротора один раз бере участь в усмоктуванні рідини й один раз – у нагнітанні. Тому ці машини називаються однократної дії.

Середню подачу пластинчастого насоса однократної дії можна визначити по формулі

$$Q_0 = 2b(\pi D - \delta z)\eta_0 n e \quad (4.4)$$

де  $b$  - ширина ротора (довжина пластини);  $D$  - діаметр статора;  $\delta$  і  $z$  - товщина пластини і число пластин;  $\eta_0$  - об'ємний ККД;  $e$  - ексцентриситет насоса.

З рівняння (4.4) видно, що шляхом зміни ексцентриситету  $e$  можна регулювати подачу і здійснювати реверс насоса.

Істотним недоліком конструкції насоса є неврівноваженість ротора. Тиск нагнітання, що діє на поверхню ротора, викликає значне навантаження на підшипники, обмежуючи термін їхньої служби. Повної урівноваженості ротора вдається досягти в пластинчастих насосах дворазової дії, що, однак, є нерегульованими машинами. Спроби створити гідравлічно розвантажені конструкції пластинчастих насосів з регульованою подачею не дали позитивних результатів.

Пластинчасті гідромашини принципово оборотні. Однак більшість насосів цього типу не можуть бути використані як гідродвигуни (гідромотори) без видозміни конструкції.

Характеристика пластинчастого насоса являє собою залежність продуктивності та ККД насоса від створюваного ним тиску, а також залежність повного ККД насосної установки, включаючи приводний двигун, від навантаження.

Дійсна продуктивність пластинчастого насоса

$$Q_H = Q_T - \Delta Q_H, \quad (4.5)$$

де  $Q_T$  – теоретична (розрахункова) продуктивність насоса;

$\Delta Q_H$  – об'ємні втрати рідини по торцевим зазорам між боковими кришками насоса та пластинами з нагнітальної камери у всмоктуючу.

Теоретична продуктивність визначається з формули

$$Q_T = V_H n_H, \quad (4.6)$$

де  $V_H$  – робочий об'єм насоса (об'єм, який витискається насосом за одне обертання ротора)

$n_H$  – число обертів валу насоса в одиницю часу.

Як видно з виразу (4.6), теоретична продуктивність насоса не залежить від робочого часу і при постійній частоті обертання ротора є постійною величиною.

Розглядаючи течію рідини в торцевих зазорах насоса як в вузьких (капілярних) щілинах, знайдемо об'ємні втрати:

$$\Delta Q_H = \frac{\delta^3 b}{12\mu l} (P_1 - P_2), \quad (4.7)$$

де  $P_1$  та  $P_2$  – відповідно тиск у нагнітальній та всмоктуючій камерах насоса;

$\delta$  – зазор між торцевими кришками та пластинами насоса;

$b$  – висота щілини;

$l$  – товщина пластини;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Нехтуючи тиском у всмоктуючій камері насоса ( $P_2 = 0$ ), прийнявши, що тиск у нагнітальній камері відповідає тиску у напорній магістралі ( $P_1 = P$ ) та позначивши постійну величину, що характеризує конструктивні зазори та в'язкість рідини, через

$$K = \frac{\delta^3 b}{12\mu l'}$$

отримаємо:  $\Delta Q_H = KP$ .

Тоді

$$Q_H = Q_T - KP. \quad (4.8)$$

Аналіз виразу (4.8) показує:

- продуктивність насоса залежить від тиску у першому ступені, у відповідності з чим функція  $Q_H = f(P)$  має лінійних характер;
- при нульовому тиску, коли відсутнє навантаження  $Q_H = Q_T$ ;
- коефіцієнт  $K$ , що враховує конструктивні зазори та динамічну в'язкість робочої рідини, є невизначеною величиною.

Об'ємні втрати в пластинчастому насосі характеризуються об'ємним ККД, який являє собою відношення фактичної продуктивності до теоретичної:

$$\eta = \frac{Q_H}{Q_T}, \quad (4.9)$$

Або з урахуванням виразів (4.5) та (4.8)

$$\eta = 1 - \frac{Q_H}{Q_T} = 1 - \frac{KP}{Q_T}$$

Таким чином, залежність ККД насоса від тиску носить лінійний характер.

Повний ККД установки можна визначити, як відношення потужності потоку рідини на виході з насоса до активної потужності електродвигуна:

$$\eta = \frac{Q_H P}{N_e},$$

де  $N_e$  – потужність, витрачена електродвигуном.

#### 4.1.2 Лопасні гідромашини на прикладі відцентрового насосу

Відцентрові (лопасні) насоси на відміну від раніше розглянутих об'ємних насосів мають подачу, що залежить від напору (тиску), а також дуже широкий діапазон зміни ККД. Тому вибір насоса повинний проводитися з урахуванням його характеристики, що практично не піддається розрахунку й знаходиться тільки експериментально.

У залежності від призначення відцентрові насоси можуть бути одноступінчастими, двоступінчастими і багатоступінчастими. Рідина в них проходить через послідовно з'єднані робочі колеса, що поступово збільшують напір до заданої величини. Насоси можуть бути з горизонтальним і вертикальним валом. Найбільш розповсюджений тип сучасного відцентрового насоса – насос з горизонтальним валом, що безпосередньо з'єднується з двигуном і має спіральну камеру (закуток).

Основною частиною насоса (рис. 4.5) є робоче колесо 1, що складається з вигнутих лопастей. Кожна пара сусідніх лопастей утворює скривлений канал перемінного перерізу. При обертанні робочого колеса під дією відцентрових сил частки рідини з великою швидкістю рухаються по цих каналах від центра колеса до його периферії.

Для перетворення кінетичної енергії потоку рідини, що вийшла з каналів робочого колеса, у потенційну енергію тиску робоче колесо охоплене спіральним відводом – закутком 2, переріз якого плавно збільшується. Обійшовши закуток,

рідина надходить у дифузор 3, у якому потік остаточно сповільнюється до тиску, що відповідає робочому тиску насоса.

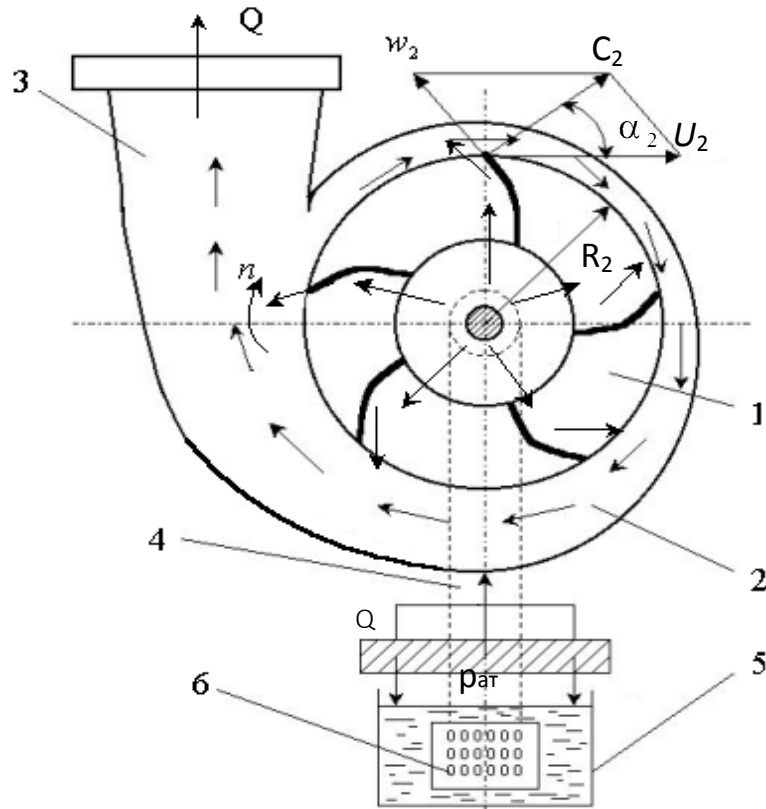


Рисунок 4.5 – Відцентровий насос

У результаті зазначеного руху рідини убік нагнітальної лінії в усмоктувальному патрубку 4 створюється вакуум. Тоді зовнішній (атмосферний) тиск  $p_{ат}$ , що діє на вільну поверхню рідини в резервуарі 5, відкриває всмоктувальний клапан, убудований у фільтрі 6, і рідина з резервуара почне надходити на вхід робочого колеса насоса. У такий засіб забезпечується безупинний потік рідини через відцентровий насос.

Перед пуском насос заливається рідиною, злив якої в резервуар 5 запобігається зворотним клапаном, убудованим у фільтрі 6. Іноді насос обладнується засувкою, яку встановлюють на нагнітальній трубі, що дозволяє регулювати подачу насоса і відключати його від системи. Крім того, на нагнітальній трубі звичайно встановлюється зворотний клапан, що автоматично закривається в момент припинення подачі насоса.

Характеристики відцентрових насосів. Знаменита теорія лопасних машин, що випередила техніку майже на сто років, була створена членом Російської академії наук Леонардом Ейлером (1707-1783 р.ж).

На базі теореми про зміну моменту кількості руху і закону збереження енергії для відцентрового насоса з радіальним входом робочої рідини можна одержати теоретичний напір, створюваний насосом:

$$H_T = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (4.10)$$

де  $u_2$  – окружна швидкість на виході робочого колеса, спрямована по дотичній до окружності радіусом  $R_2$ ;

$w_2$  - відносна швидкість, спрямована по дотичній поверхні лопат і на виході робочого колеса;

$c_2$  – абсолютна швидкість, що представляє собою діагональ паралелограма, що побудований на векторах швидкостей  $u_2$  і  $w_2$ ;

$\alpha_2$  - кут між абсолютною й окружною швидкостями.

Рівняння (2.10) дозволяє визначити основну характеристику відцентрового насоса, що представляє собою залежність теоретичного напору  $H_T$  від теоретичної подачі  $Q_T$ . З паралелограма (рис. 2.6) випливає, що

$$c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Підстановка  $c_2 \cos \alpha_2$  в рівняння (4.10) дає:

$$H_T = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (4.11)$$

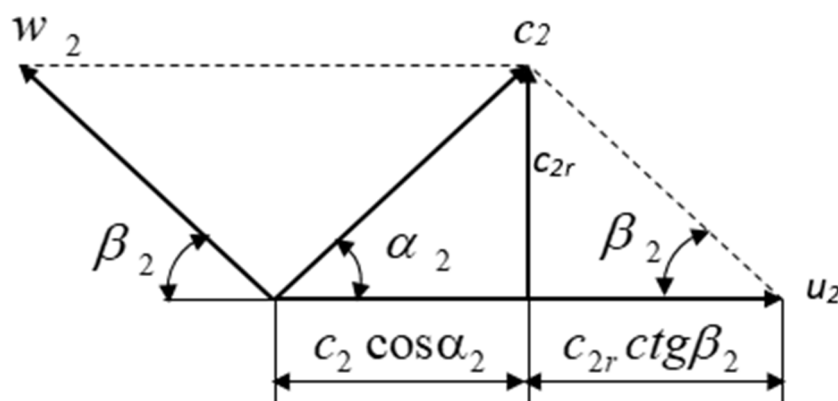


Рисунок 2.6 – Співвідношення між коловою  $u_2$  та відносною  $w_2$  швидкостями

Зневажаючи товщиною лопастей, теоретичну подачу насоса знайдемо як добуток радіальної швидкості  $c_{2r}$  на вихідну площу робочого колеса:

$$Q_T = c_{2r} 2\pi R_2 b_2, \quad (4.12)$$

де  $R_2$  – зовнішній радіус робочого колеса;  $b_2$  – ширина колеса. Радіальну швидкість знайдемо з рівняння (4.12):

$$c_{2r} = \frac{Q_T}{2\pi R_2 b_2}.$$

Підставляючи  $c_{2r}$  у рівняння (4.11), одержимо:

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{Q_T}{2\pi R_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g 2\pi R_2 b_2} Q_T.$$

При постійній частоті обертання робочого колеса  $u_2$  і  $\beta_2$  постійні. Тому можна позначити:

$$\begin{aligned} H_0 &= \frac{u_2^2}{g} \quad u; \\ K &= \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g 2\pi R_2 b_2}. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Тоді одержимо теоретичну характеристику відцентрового насоса в такому виді (рис. 4.7):

$$H_T = H_0 - K Q_T. \quad (4.14)$$

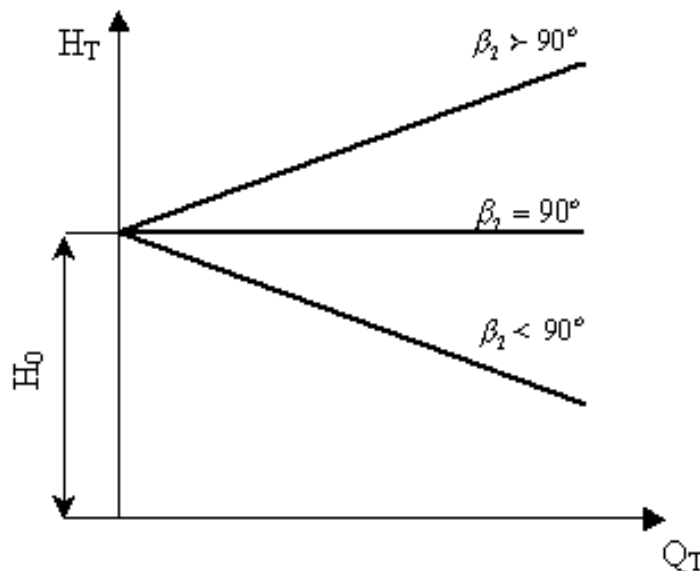


Рисунок 4.7 – Теоретичні характеристики насоса

Як видно з рівняння (4.14), залежність теоретичного напору від теоретичної подачі носить лінійний характер. Коефіцієнт  $K$  (4.13) нахилу прямої залежить від кута  $\beta_2$  загнутої лопастей на виході з робочого колеса (див. рис. 4.6). На рис. 4.7 показані теоретичні характеристики насоса: з радіальним виходом з робочого



колеса -  $\beta_2 = 90^\circ$ ; з лопастями, вигнутими вперед -  $\beta_2 > 90^\circ$ , вигнутими назад -  $\beta_2 < 90^\circ$ .

У робочих коліс з радіальними ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) і вигнутими вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) лопастями канал між сусідніми лопастями виходить з великим кутом розширення, що викликає відрив потоку і великі втрати енергії в робочому колесі і проточній частині насоса. Тому більшість сучасних насосів мають лопасті вигнуті назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), і їхня теоретична характеристика виражається на графіку спадною прямою.

Теоретичні залежності відцентрових насосів отримані без рахунку гідравлічних втрат, які при великій швидкості руху рідини в проточній частині насоса можуть бути досить великі. Оскільки теоретично неможливо визначити втрати в насосі, то його характеристику досліджують експериментально на заводі – виробнику насосів.

Звичайно під характеристикою відцентрового насоса розуміють залежність напору  $H$ , ККД  $\eta$  і потужності  $N$  від подачі насоса  $Q$  при  $n = \text{const}$  (рис. 4.8).

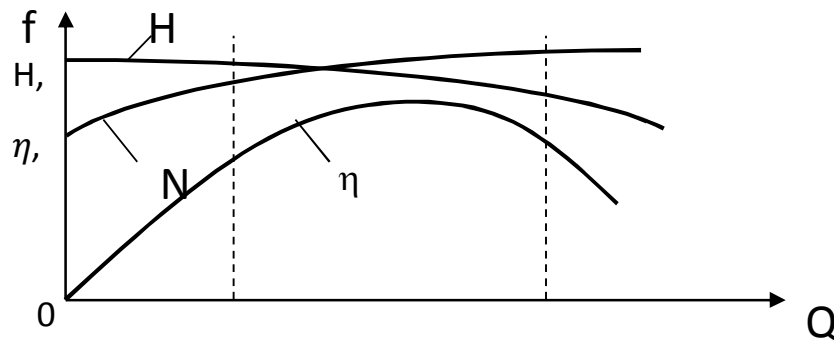


Рисунок 4.8 – Характеристики відцентрового насоса

Таким чином, робота відцентрового насоса характеризується системою трьох кривих:  $H=f(Q)$ ,  $\eta=f(Q)$  і  $N=f(Q)$ , в результаті аналізу яких можна скласти повне уявлення про його роботу і зробити насос для конкретних умов.

Режим роботи насоса при максимальному ККД. називається оптимальним. При експлуатації насоса потрібно прагнути до того, щоб відхилення від оптимального режиму були незначні. Зона роботи насоса в діапазоні оптимального режиму відзначається на характеристиці пунктирними лініями, як це показано на рис. 4.8. Дуже характерним є те, що при нульовій подачі споживана потужність насоса мінімальна, але не дорівнює нулю. Тому пуск насоса варто робити при закритій засувці, яку поступово відкривають після того, як насос досягне заданих обертів. Занадто довга робота з закритою засувкою неприпустима через сильне нагрівання рідини і можливості виникнення кавітації. Перед зупинкою насоса засувка повинна бути закрыта.

## 4.2 Лабораторний прилад

Схема лабораторного приладу приведена на рисунку 4.9.

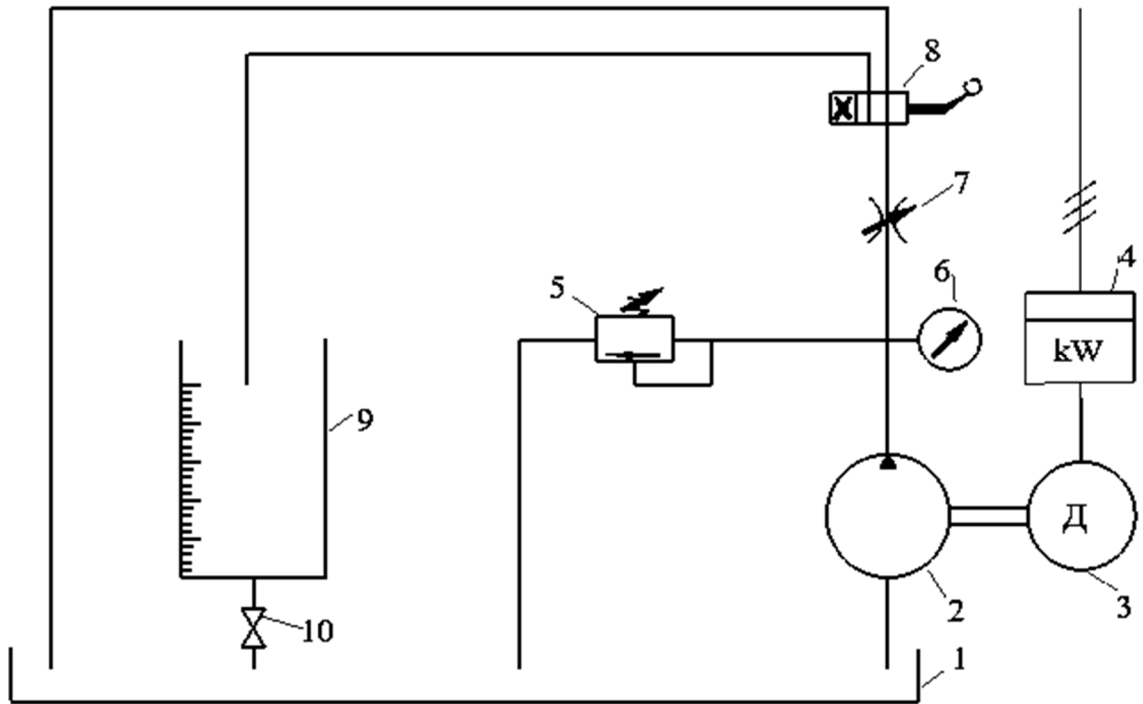


Рисунок 4.9 – Схема лабораторного приладу

Прилад складається з резервуара 1, на якому змонтований пластинчастий насос 2, якому електродвигун 3 надає обертання. Витрачену ним потужність можна контролювати кіловатметром 4. Паралельно напірній магістралі встановлено запобіжний клапан 5. Манометр 6 замірює робочий тиск у напірній магістралі, а дросель 7 дозволяє регулювати кількість робочої рідини, що підводиться до двопозиційного реверсивного золотника 8 з ручним керуванням. У залежності від робочого положення останнього забезпечується подача робочої рідини у мірний бак 9 або резервуар 1. Вентиль 10 забезпечує злив рідини з мірного бака 9 у резервуар 1.

#### 4.3 Методика експериментальних досліджень

При закритому дроселі 7 включається електродвигун 3 насоса 2. Рукоятка золотника 8 переводиться у положення, коли робоча рідина поступає у вимірний бак 9. Одночасно з цим вмикається секундомір, знімається показання манометра 6 та кіловатметра 4. Потім рукоятка золотника 8 перемикається на подачу робочої рідини у резервуар 1 та одночасно вимикається секундомір. Записується показання секундоміра та кількість робочої рідини, що поступала за цей час у вимірний бак.

Досліди повторюються при різних ступенях відкриття дроселя: дросель відкритий на 1, 2, 3 оберти та повністю.

#### 4.4 Обробка результатів досліджень

Результати вимірювань заносяться у таблицю 4.1, а результати розрахунків – у таблицю 4.2. За результатами досліджень побудувати графічні характеристики насоса.

Таблиця 4.1 – Результати вимірювань параметрів роботи гідросистеми

| № досліджу | Установка дроселя, об. | Показання манометра, Р, Па | Показання кіловатметра $N_e$ , Вт | Об'єм рідини у вимірному баку W, м <sup>3</sup> | Час наповнення вимірного бака t, с |
|------------|------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---|------------------------------------|
| 1          | 4                      |                            |                                   |   |                                    |
| 2          | 3                      |                            |                                   |   |                                    |
| 3          | 2                      |                            |                                   |   |                                    |
| 4          | 1,5                    |                            |                                   |   |                                    |

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків

| № досліджу | Продуктивність насоса, м <sup>3</sup> /с |                                 | ККД, %   |  |
|------------|--|---------------------------------|--|--|
|            | теоретична<br>$Q_T = V_H n_H$            | фактична<br>$Q_H = \frac{W}{t}$ | об'ємний<br>$\eta = \frac{Q_H}{Q_T} \cdot 100\%$ | повний<br>$\eta = \frac{Q_H P}{N_e} \cdot 100\%$ |
| 1          |  |                                 |  |  |
| 2          |  |                                 |  |  |
| 3          |  |                                 |  |  |
| 4          |  |                                 |  |  |

#### 4.5 Склад звіту

Звіт повинен містити: назву роботи та її мету, схему лабораторного приладу (рис. 2.9), основні розрахункові залежності. За результатами досліджень повинні бути побудовані графічні характеристики насоса:  $Q_H = f(P)$  та  $\eta = f(P)$ , та зроблені висновки.

#### 4.6 Контрольні запитання

1. Що таке робочий об'єм об'ємної гідромашини?
2. Як визначається потужність пластинчастого насоса?
3. Як визначається теоретична продуктивність пластинчастого насоса?
4. Як визначається дійсна (фактична) продуктивність насоса?
5. Як визначається об'ємний ККД пластинчастого насоса?
6. Як визначити повний ККД насоса?

## Практична робота № 5

### ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНОЇ АПАРАТУРИ

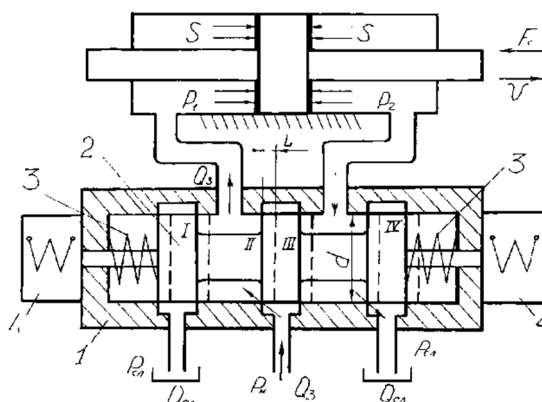
Ціль роботи – вивчити конструкцію та принцип дії гідророзподільника золотникового типу, запобіжного клапана з переливним золотником та регульованого квадратичного турбулентного дроселя

#### 5.1 Короткі відомості

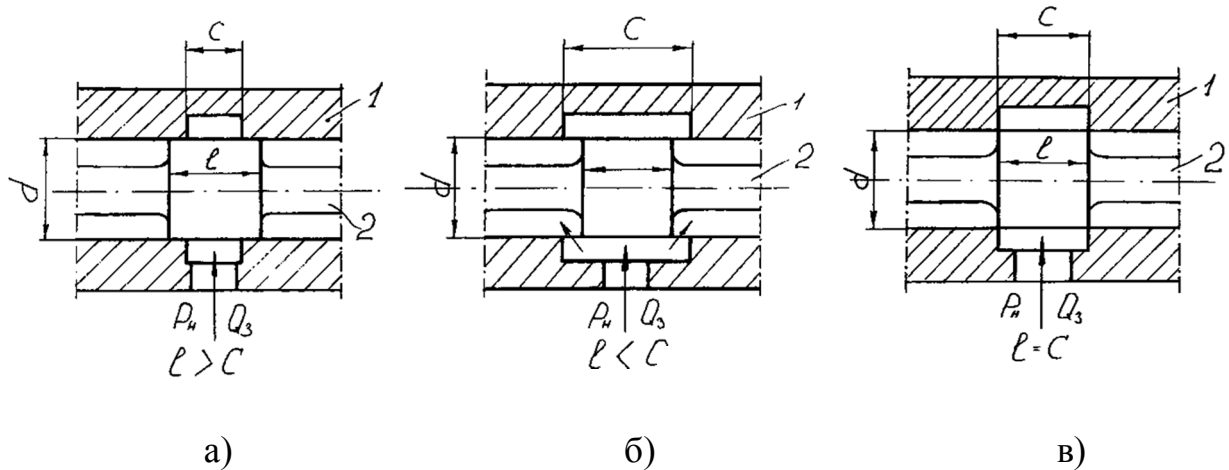
##### 5.1.1 Гідророзподільник

Гідророзподільник призначений для зміни напрямку руху рідини одночасно в декількох гідролініях. Він складається (рис. 5.1) з циліндричного золотника 2, розташованого в корпусі 1. Останній має кільцеві виточення (вікна). Для переміщення золотника 2 застосовуються електромагніти 4. Золотник може переміщатися із середнього положення (установлюється пружинами 3) та за допомогою сили тиску рідини, подаваної до торців золотника. При середньому положенні золотника всі лінії перекриті. Якщо перемістити золотник вправо від середнього положення, то відкриються щілини II та IV, а при зсуві золотника вліво – щілини I та III.

Ширина поясків золотника 1 у порівнянні із шириною вікон С може бути різною (рис. 5.2). Золотники з позитивним перекриттям вікон (рис. 5.2, а) застосовуються як розподільники потоків рідини. Золотники з негативним перекриттям (рис. 5.2, б) використовуються тільки як регулятори параметрів потоків рідини та застосовуються в слідкувальних гідросистемах. Найбільше застосування в автоматизованих гідроприводах верстатів та роботів одержали циліндричні золотники з нульовим перекриттям (рис. 5.2, в), що виконують функції як розподільників, так і регуляторів потоків рідини. Кожен золотник має специфічну конструкцію розташування поясків та вікон, відповідно до якої визначені напрямки руху потоків рідини.



1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина; 4 – електромагніт  
Рисунок 5.1 – Чотирищілинний реверсивний золотник з нульовим перекриттям



а) з позитивним перекриттям; б) з негативним перекриттям;  
 в) з нульовим перекриттям; 1 – корпус; 2 – золотник  
 Рисунок 5.2 – Перекриття щілин при середньому положенні золотника

### 5.1.2 Запобіжний клапан

Призначення запобіжного клапану в тому, щоб запобігати в гідросистемі тиску, більшого, ніж тиск його налагодження. Клапан встановлюється в гідросистемі паралельно нагнітальній гідролінії. До його вхідного отвору підводиться трубопровід, у якому необхідно підтримувати заданий максимальний тиск. Вихідний отвір клапана з'єднується трубопроводом зі зливною магістраллю. При виникненні в нагнітальному трубопроводі тиску, що перевищує тиск настроювання запобіжного клапана, рідина з лінії нагнітання через клапан іде в зливальну магістраль. Отже, запобіжний клапан не тільки підтримує в силовій частині магістралі заданий максимальний тиск, але й охороняє нагнітальний трубопровід та гідроапарати, установлені на ньому, від перевантаження більш високим тиском.

Запобіжні клапани бувають прямої (рис. 5.3, а) та непрямої дії – з переливним золотником (рис. 5.3, б).

#### 5.1.2.1 Запобіжні клапани прямої дії

Клапан прямої дії складається з клапана 1, пружини 2 та регулювального гвинта 3, розміщених у відповідному корпусі. Змінюючи зусилля стискання пружини 2, можна регулювати тиск у трубопроводі.

Рівняння сил, що діють на клапан,

$$(P_D - P_3)S_K = (x_0 + x)C_{ПР},$$

де  $P_D$  – тиск у нагнітальному трубопроводі;

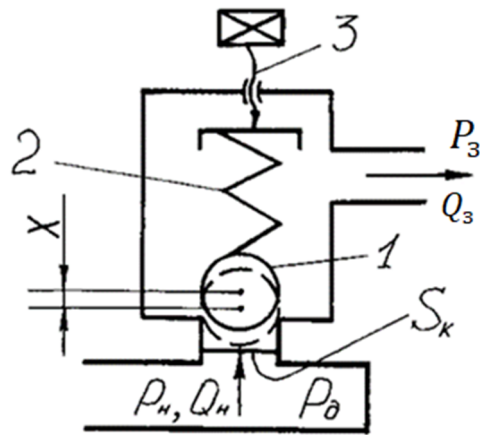
$P_3$  – тиск у зливному трубопроводі;

$S_K$  – площа прохідного перетину під клапаном;

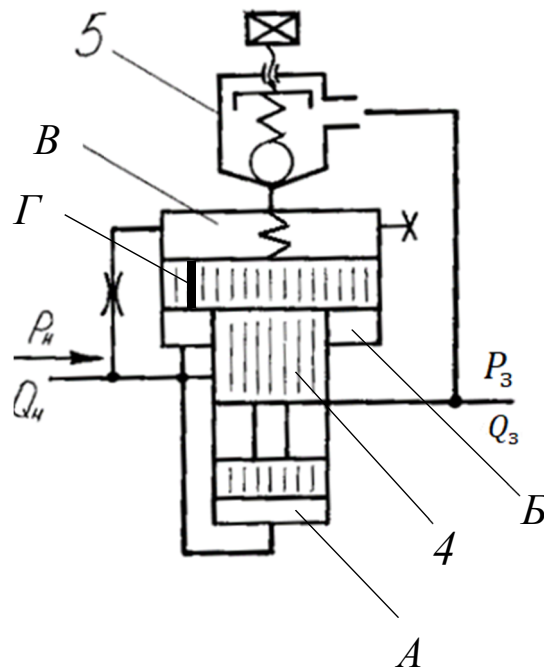
$x_0$  – осад пружини, що відповідає заданому тиску;

$x$  – додаткове осідання пружини при спрацьовуванні клапана;

$C_{ПР}$  – жорсткість пружини.



а)



б)

а – прямої дії; б – непрямої дії (з переливним золотником);  
 1 – клапан; 2 – пружина; 3 – регулювальний гвинт; 4 – золотник переливний; 5 – допоміжний клапан прямої дії; А, Б, В – порожнини; Г – демпферний отвір

Рисунок 5.3 – Запобіжні клапани

Якщо прийняти  $P_3 = 0$ , то тиск у нагнітальному трубопроводі визначають так:

$$P_D = \frac{x_O C_{ПР}}{S_K} + \frac{x C_{ПР}}{S_K} = P_H + \Delta P_K,$$

де  $P_H$  – номінальний тиск, на який налаштована пружина клапана;  
 $\Delta P_K$  – додатковий тиск, який виникає у період спрацьовування клапана:

$$\Delta P_K = \frac{x C_{IP}}{S_K}.$$

Звичайно вибирають  $S_K$  приблизно таким, що дорівнює площі поперечного перерізу трубопроводу. Тому при великих значеннях  $S_K$  та  $P_H$  потрібна значна жорсткість пружини, що призводить до появи небажаних великих габаритів пружини та додаткового тиску  $\Delta P_K$ . Унаслідок цього запобіжні клапани прямої дії застосовуються вкрай рідко при невеликих тисках та витратах.

#### 5.1.2.2 Запобіжні клапани непрямої дії (з переливним золотником)

Найбільше поширення отримали запобіжні клапани з переливним золотником – непрямої дії (рис. 5.3, б), що складаються із золотника 4 та запобіжного клапана прямої дії 5. Останній має невеликі габарити у зв'язку з тим, що через нього проходить при спрацьовуванні клапана невелика витрата.

Рідина переміщується від насоса та під тиском  $P_H$  заповнює порожнини А, Б та, проходячи через демпферний отвір Г, – порожнину В переливного золотника 4. Переливний золотник виконаний таким чином, що сума площин зі сторін порожнин А та В дорівнює площі зі сторони порожнини С. Запобіжний клапан прямої дії 5 налаштовується на необхідний максимальний тиск. При перевищенні заданого тиску кулька клапана 5 підіймається та пропускає рідину на злив. При цьому тиск  $P_B$  в порожнині В зменшується, а в порожнинах А і Б він ще великий та дорівнює тиску  $P_H$  від насоса. На золотник діють три сили: зі сторони порожнини А –  $F_A$ , зі сторони порожнини Б –  $F_B$ , зі сторони порожнини В –  $F_B$ :

$$F_A = P_A \cdot S_A;$$

$$F_B = P_B \cdot S_B;$$

$$F_B = P_B \cdot S_B,$$

де  $S_A$  – площа золотника зі сторони порожнини А;

$S_B$  – ефективна площа золотника зі сторони порожнини Б (площа кільця);

$S_B$  – площа золотника зі сторони порожнини В.

Враховуючи те, що

$$S_A + S_B = S_B;$$

$$P_A = P_B = P_H > P_B,$$

внаслідок того, що знизу на золотник діє сила

$$F_A + F_B = P_H \cdot S_A + P_H \cdot S_B = P_H \cdot (S_A + S_B),$$

а зверху

$$F_B = P_B \cdot S_B$$

та

$$P_n > P_B,$$

золотник 4 піднімається та сполучає лінії нагнітання та зливу. При цьому рідина з нагнітальної лінії йде на злив, завдяки чому тиск  $P_n$  зменшується.

Коли тиск  $P_n$  стає меншим за тиск, на який налаштовано клапан 5, золотник під дією сил опускається та перекриває лінії нагнітання та зливу.

### 5.1.3 Дроселі

Для регулювання витрати рідини, що подається до виконавчих органів гідроприводу, та створення в гідросистемі активних опорів, застосовуються різні за конструкцією дроселі (рис. 5.4). Дроселі встановлюються в гідросистемі послідовно та паралельно гідродвигуну. Найбільше застосування отримали постійні та регульовані квадратичні турбулентні дроселі. Постійні дроселі використовуються у вигляді активних гідравлічних опорів. Змінні (регульовані) дроселі застосовують для регулювання витрати рідини.

Витрата рідини через дросель

$$Q_D = \mu S_D \sqrt{2 \frac{\Delta P_D}{\rho}},$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;

$S_D$  – площа прохідного перетину дроселя;

$\rho$  – густина рідини;

$\Delta P_D$  – перепад тисків на дроселі,  $\Delta P_D = P_1 - P_2$ ;

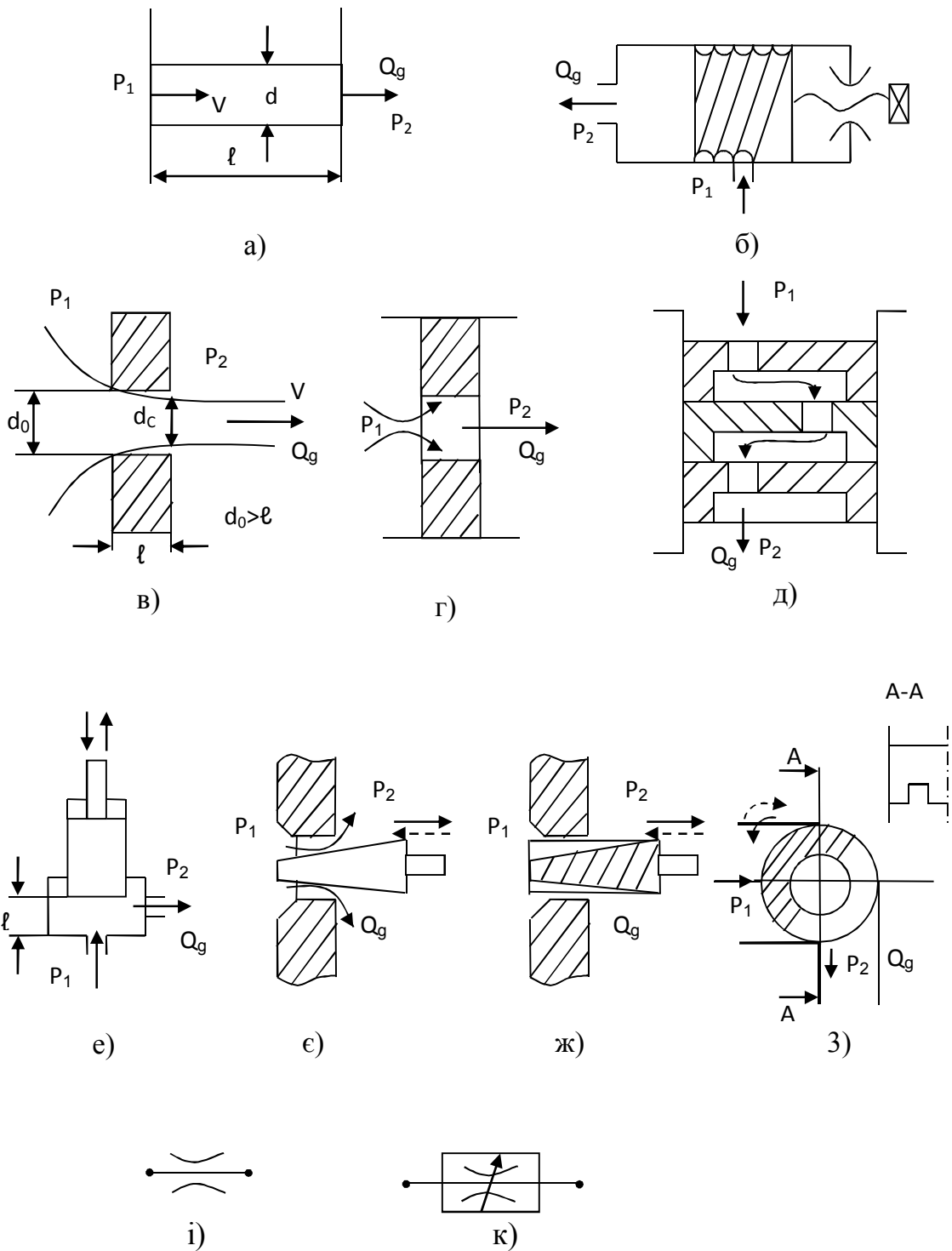
$P_1$  – тиск до дроселя;

$P_2$  – тиск після дроселя.

Передатна функція дроселя

$$W_{DP}(Ps) = \frac{Q_D(Ps)}{S_D(Ps)} = K_P.$$





а – ламінарний постійний дросель; б – ламінарний регульований дросель; в – постійний дросель (отвір у «тонкій стінці», коли  $d_0 > \ell$ ); г – постійний дросель («втулка»); д – постійний дросель (набір шайб з отворами); е – турбулентний регульований дросель золотникового типу; е – турбулентний регульований голчатий дросель; ж – турбулентний регульований щільний дросель прямолінійного руху; з – турбулентний регульований дросель кутового типу; і – постійний дросель; к – регульований дросель

Рисунок 5.4 - Постійні та регульовані дроселі

## 5.2 Лабораторна установка

Лабораторна установка (рис. 5.5) складається з таких основних вузлів: приводного електродвигуна 1, що обертає вал ротора пластинчастого насоса 2 з нерегульованим робочим об'ємом; запобіжного клапана 3, дроселя 5 та гідророзподільника 6 з ручним управлінням. Для вимірювання об'ємної витрати рідини, що нагнітається до гідросистеми, застосовується мірний бак 7. Тиск рідини на вихідному штуцері насоса вимірюється манометром 4, а активна потужність, споживана з мережі приводним електродвигуном 1, – кіловатметром 11.

У зв'язку з тим, що нагнітальний трубопровід із установленою на ньому апаратурою являє активний опір руху рідини, то навіть при повністю відкритій щілині дроселя 5 потік рідини від насоса буде розділятися на два потоки. Один із потоків буде направлятися через дросель 5 та далі до системи  $Q_{\text{д}} = Q_{\text{сис}}$ , а інший – через запобіжний клапан 3 до зливальної магістралі  $Q_{\text{кл}}$ :

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{д}} + Q_{\text{кл}},$$

де  $Q_{\text{н}}$  – продуктивність (подача) на вихідному штуцері насоса;  
 $Q_{\text{кл}}$  – витрата рідини через клапан:

$$Q_{\text{н}} = V_{\text{н}} n_{\text{н}} \eta_{\text{о}},$$

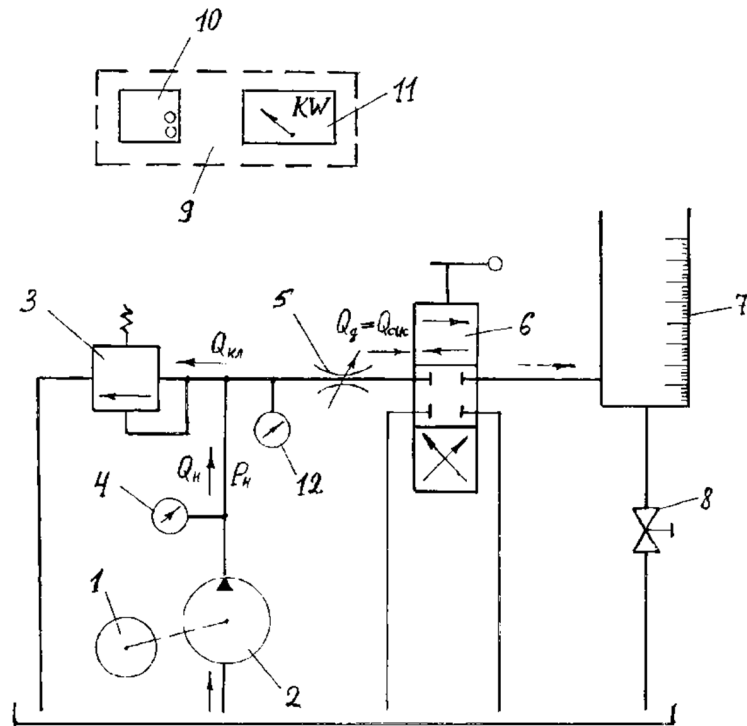
де  $V_{\text{н}}$  – робочий об'єм пластинчастого насоса,  $V_{\text{н}} = 23,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об}$ ;  
 $n_{\text{н}}$  – частота обертання ротора,  $n_{\text{н}} = 16 \text{ об/с}$ ;  
 $\eta_{\text{о}}$  – об'ємний ККД насоса.

## 5.3 Методика експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження на установці (див. рис. 5.5) необхідно проводити в такому порядку:

- 1 Перекрийте щілину дроселя 5 до мінімального значення.
- 2 Увімкніть приводний електродвигун 1 за допомогою автомата 10.
- 3 Обертаючи регулювальний гвинт запобіжного клапана 3, встановіть за манометром 4 тиск 1 МПа ( $10 \text{ кг с/см}^2$  – 50 поділок за зразковим манометром).
- 4 Обертаючи лімба, встановіть для заданого тиску послідовно розміри щілини дроселя 5, що дорівнюють:  $d_{\text{д}} = 3,1 \text{ мм}$  (повністю відкритий);  $d_{\text{д}} = 2,95 \text{ мм}$ ;  $d_{\text{д}} = 2,1 \text{ мм}$  та  $d_{\text{д}} = 0,8 \text{ мм}$ , та направляйте в кожному випадку гідророзподільником 6 рідину до мірного баку 7, вимірюючи при цьому тиск за манометром 4, потужність приводного електродвигуна – за кіловатметром 11, об'єм рідини в мірному баку 7 та час втікання рідини до мірного баку. Прохідний перетин дроселя зменшується при обертанні лімба проти годинникової стрілки.

Результати експериментальних досліджень заносяться до таблиці 5.1.



- 1 – асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором;  
 2 – пластинчастий насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – манометр;  
 5 – дросель; 6 – гідророзподільник; 7 – мірний бак; 8 – кран; 9 – щиток приладів;  
 10 – автомат включення електродвигуна; 11 – вимірник активної потужності електродвигуна; 12 – манометр, установлений на вході в дросель

Рисунок 5.5 – Схема лабораторної установки

Таблиця 5.1 – Результати вимірювання параметрів роботи гідросистеми

| Діаметр прохідного отвору дроселя $d_d$ , м | Тиск на виході з насоса $P_n$ (тиск на вході в дросель $P_1$ ) |                     |    | Об'єм рідини в мірному баку $W$ |                | Час заповнення мірного бака $t$ , с | Потужність, що забирається з мережі електродвигуном $N_{\Sigma}$ , кВт |
|---|--|---------------------|----|---------------------------------|----------------|-------------------------------------|--|
|   | Кількість розподілів за зразковим манометром                   | кгс/см <sup>2</sup> | Па | л                               | м <sup>3</sup> |                                     |  |
| $3.1 \cdot 10^{-3}$<br>(відкритий)          |  |                     |    |                                 |                |                                     |  |
| $2.95 \cdot 10^{-3}$                        |  |                     |    |                                 |                |                                     |  |
| $2.1 \cdot 10^{-3}$                         |  |                     |    |                                 |                |                                     |  |
| $0.8 \cdot 10^{-3}$                         |  |                     |    |                                 |                |                                     |  |

**Примітка.** Один оберт лімба змінює діаметр прохідного отвору дроселя.

#### 5.4 Обробка результатів досліджень

Результати обробки експериментальних досліджень заносяться до таблиці 3.2. При виконанні розрахунків необхідно приймати такі значення параметрів:  $P_2 = 0,05 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ ;  $\mu = 0,7$ ;  $\eta_e = 0,8$ ;  $\rho = 900 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$ .

Таблиця 5.2 – Результати зіставлення експериментальних та теоретичних параметрів роботи гідросистеми

| Площа прохідного перетину дроселя<br>$S_d = \frac{\pi d_d^2}{4}, \text{ м}^2$ | Експериментальна витрата через дросель<br>$Q = \frac{W}{t}, \text{ м}^3/\text{с}$ | Продуктивність насоса<br>$Q_H = V_H n_H \eta_0, \text{ м}^3/\text{с}$ | Витрата рідини через запобіжний клапан<br>$Q_K = Q_H - Q, \text{ м}^3/\text{с}$ | Потужність потоку рідини через дросель<br>$N = P_1 Q, \text{ Вт}$ | Затрачена потужність<br>$\Delta N = N_e \eta_e - N_d, \text{ Вт}$ | Теоретична витрата рідини через дросель<br>$Q_d = \mu S_d \sqrt{2 \frac{\Delta P_d}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}$ | Відсоток погрішності<br>$\left(1 - \frac{Q_d}{Q}\right) 100, \%$ |
|---|---|---|---|---|---|---|--|
|   |   |   |   |   |   |   |  |
|   |   |   |   |   |   |   |  |
|   |   |   |   |   |   |   |  |

#### 5.5 Зміст звіту

Звіт повинний містити найменування та мету роботи, схему дослідної установки, результати досліджень та їхню обробку, а також необхідні таблиці та графіки. У звіті повинні бути побудовані такі графіки:  $Q = f(S_{др})$ ,  $Q_{кл} = f(S_{др})$ ,  $N_d = f(S_{др})$  та  $\Delta N = f(P_H)$ .

Наприкінці звіту потрібно сформулювати висновки за проведеною роботою.

#### 5.6 Контрольні питання

- 1 Поясніть конструкцію, принцип дії та призначення реверсивного золотника.
- 2 Поясніть конструкцію, принцип дії та призначення запобіжного клапана прямої дії та з переливним золотником.
- 3 Поясніть конструкцію та призначення постійних дроселів.
- 4 Поясніть конструкцію та призначення регульованих дроселів.
- 5 Поясніть конструкцію, принцип дії експериментальної установки, призначення кожного елемента установки.
- 6 Поясніть методику проведення експериментальних досліджень.
- 7 Як відрегулювати тиск на виході з насоса?

8 Яким чином регулюється об'ємна витрата рідини, подаваної насосною установкою до гідросистеми?

9 Як визначити експериментально та теоретично витрату рідини через дросель?

10 Дайте обґрунтування отриманим графічним залежностям за підсумками лабораторної роботи.

11 Визначте параметри передатної функції золотника та дроселя.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Люта А. В. Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник / А. В. Люта, Є. Ф. Чекулаєв – 2-е видання (перероблене). – Краматорськ: ДДМА, 2020. – 172 с.
2. Люта А. В. Виконавчі механізми і регулюючі органи. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: посібник для самостійного вивчення дисципліни для студентів всіх інженерно-технічних спеціальностей денної та заочної форм навчання / А. В. Люта, М. А. Афанасьєва – Краматорськ : ДДМА, 2020. – 72 с. – ISBN 978-966-379-680-2.
3. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідромашини і гідропривід: Підручник. – К.: Фірма “ІНКОС”, Центр навчальної літератури, 2006. – 616 с.
4. Федорець В.А. та ін. Гідроприводи і гідропневмоавтоматика. К.: Вища школа, 1995. – 464 с.
5. Свешников В.К. та ін. Станочні гідроприводи. К.: Машинобудування. 2008. – 512 с.
6. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / М.А. Афанасьєва, М.Б. Жуков. – Краматорськ.: ДДМА, 2010. – 108с.
7. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисциплін «Гідравліка та гідропневмопривод» і «Гідрогазодинаміка». Краматорськ: ДДМА, 1999. – 44 с.
8. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Виконавчі механізми і регулюючі органи». Краматорськ: ДДМА, 2002. – 68 с.