

Міністерство освіти і науки України
Чернігівський національний технологічний університет
Навчально-науковий інститут технологій

ГІДРАВЛІКА ТА ГІДРОПРИВОДИ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторних робіт
для студентів спеціальностей
133 Галузеве машинобудування,
131 Прикладна механіка, 274 Автомобільний транспорт

Затверджено
на засіданні кафедри
«Автомобільного транспорту
та галузевого
машинобудування»
Протокол №2
від 03.09.2019 р.

Гідравліка та гідроприводи. Методичні вказівки до виконання до виконання лабораторних робіт для студентів спеціальностей 133 Галузеве машинобудування, 131 Прикладна механіка, 274 Автомобільний транспорт/ Укл.: Кальченко В.В., Сіра Н.М., Кологойда А.В.– Чернігів: ЧНТУ, 2019. – 72 с.

Укладачі: Кальченко Володимир Віталійович,
доктор технічних наук, професор
Сіра Наталія Миколаївна,
кандидат технічних наук,
Кологойда Антоніна Вікторівна,
старший викладач

Відповідальний за випуск: Кальченко В.І., завідувач кафедри
автомобільного транспорту
та галузевого машинобудування,
доктор технічних наук, професор

Рецензент: Следнікова О.С., кандидат технічних наук,
доцент кафедри автомобільного транспорту
та галузевого машинобудування
Чернігівського національного
технологічного університету

Зміст

ВСТУП.....	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1. РЕЖИМИ РУХУ В'ЯЗКОЇ РІДИНИ.....	5
1.1 Мета роботи.....	5
1.2 Теоретичні відомості	5
1.3 Порядок виконання роботи.....	13
1.4 Контрольні запитання.....	14
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2. ПОБУДОВА ТА АНАЛІЗ СТРУКТУРНИХ, ПРИНЦИПОВИХ, ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ І ПНЕВМАТИЧНИХ СХЕМ	15
2.1 Мета роботи.....	15
2.2 Теоретичні відомості	15
2.3 Порядок виконання лабораторної роботи	32
2.4 Контрольні запитання.....	32
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3. ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ККД ПЛАСТИНЧАСТОГО НАСОСА.....	33
3.1 Мета роботи.....	33
3.2 Теоретичні відомості	33
3.3 Порядок виконання лабораторної роботи	38
3.4 Контрольні запитання.....	39
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4. ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТИСКНИХ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ	40
4.1 Мета роботи.....	40
4.2 Теоретичні відомості	40
4.3. Порядок виконання роботи	43
4.4 Контрольні запитання.....	44
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5. ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ	45
5.1 Мета роботи.....	45

5.2 Теоретичні відомості	45
5.3. Порядок виконання роботи	49
5.4 Контрольні запитання.....	50
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6. ДРОСЕЛЬНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОДВИГУНІВ	52
6.1 Мета роботи	52
6.2 Теоретичні відомості	52
6.3 Порядок виконання роботи	62
6.4 Контрольні запитання.....	63
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7. ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З РЕГУЛЯТОРОМ ВИТРАТ	64
7.1 Мета роботи	64
7.2 Теоретичні відомості	64
7.3 Порядок виконання роботи	69
7.4 Контрольні запитання.....	70
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	71

ВСТУП

Дисципліни «Гідравліка та приводи мехатронних систем» та «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» відносяться до нормативних дисциплін циклу професійної підготовки.

Мета курсу – вивчення студентами основних законів рівноваги і руху рідини, використання їх у розв’язанні гідравлічних задач, а також в ознайомленні з будовою, конструктивними особливостями, принципом дії гідравлічних пристроїв і машин та їх практичного застосування.

Методичні вказівки до лабораторних робіт формують мету, об’єм та зміст лабораторних занять з дисциплін «Гідравліка та приводи мехатронних систем» та «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи».

Ефективність засвоєння знань, перевірка на практиці теоретичних закономірностей, а також формування умінь та навичок роботи з гідротехнічними пристроями та машинами значною мірою залежить від виконання циклу лабораторних робіт, передбачених програмою.

У методичних рекомендаціях до кожної лабораторної роботи визначена мета, прилади та обладнання, подані короткі теоретичні відомості та методичні поради щодо послідовності виконання роботи, наводяться схеми лабораторних установок.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

РЕЖИМИ РУХУ В'ЯЗКОЇ РІДИНИ

1.1 Мета роботи

Ознайомитись із основними фізичними властивостями рідин та дослідити турбулентний і ламінарний режими руху рідини

1.2 Теоретичні відомості

1.2.1 Фізичні властивості рідин

Енергоносієм в об'ємних гідроприводах служить рідина під тиском, в більшості випадків – це мінеральні мастила. Рідина представляє собою фізичне тіло, в якому сили міжмолекулярного зчеплення менші, ніж у твердих тіл. Тому частини рідини легко рухомі і можуть мати як поступальний, так і обертальний рухи. Навіть незначні сили, які діють на рідину, здатні визивати зміну її форми. Рідини, на відміну від твердих тіл, не зберігають свою форму і набувають форми посудини, в якій вони знаходяться. Рідина настільки рухома, що тече під дією сили тяжіння, тобто володіє властивістю текучості. У звичайному стані рідини чинять дуже малий опір розриву і великий опір всесторонньому стисканню. Разом з тим, рідини чинять значний опір відносному руху суміжних шарів.

Під назвою «рідини» об'єднують крапельні рідини і гази у випадку, коли їх можна розглядати як суцільне середовище, яке мало стискається та легко рухається. *Крапельні рідини* – вода, нафта, гас, ртуть та ін. утворюють краплі. *Газоподібні рідини* – повітря та інші гази в звичайному стані крапель не утворюють. В гідравліці розглядаються тільки крапельні рідини. При цьому під крапельною рідиною розуміють тіло, яке володіє властивістю текучості, але на відміну від газу, незначно змінює свою густину при зміні тиску. Однак в тих випадках, коли є можливість не враховувати властивість газів стискатися, допустимо застосування до газів основних залежностей гідравліки.

Густиною рідини називають масу одиниці об'єму рідини, тобто відношення маси рідини до її об'єму:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.1)$$

В гідравліці широко використовується поняття про відносну густину, яка представляє собою відношення густини рідини, що розглядається, до густини води при $t = +3,98^\circ\text{C}$. Густина води при $t = +3,98^\circ\text{C}$ становить 1000 кг/м^3 (1г/мл).

Іноді замість густини використовують поняття питомої ваги рідини.

Питомою вагою рідини називають вагу її одиниці об'єму:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \text{ Н/м}^3. \quad (1.2)$$

Питома вага зв'язана з густиною співвідношенням (1.3):

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.3)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Стисненням називають властивість рідини змінювати свою густину при зміні тиску і температури. Крапельні рідини мало стискаються. **Коефіцієнт об'ємного стиснення** β_p визначається відношенням зміни об'єму до зміни тиску рідини:

$$\beta_p = \frac{V_1 - V_2}{V_1(p_2 - p_1)}, \text{ Па}^{-1}, \quad (1.4)$$

Так, наприклад, для прісної води коефіцієнт об'ємного стискання при температурі від 0 до 20°C складає в середньому $4,7 \text{ Па}^{-1}$.

Розширення крапельних рідин, яке має місце при зміні температури, характеризується **коефіцієнтом температурного розширення** β_T , який визначається відношенням зміни об'єму від V_1 до V_2 у разі нагрівання цього об'єму від температури T_1 до T_2 :

$$\beta_T = \frac{V_2 - V_1}{V_1(T_2 - T_1)}, \text{ К}^{-1}. \quad (1.5)$$

Коефіцієнт температурного розширення для води збільшується із збільшенням тиску, а для більшості інших крапельних рідин – із збільшенням тиску зменшується. Значення β_T знаходиться в межах $0,8 \cdot 10^{-3} \dots 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$.

Текучість рідини – це властивість вільно змінювати форму зовнішньої поверхні деякого постійного об'єму рідини. При зміні зовнішньої поверхні втрати енергії незначні в порівнянні з такою ж зміною поверхні твердого деформованого тіла. Втрати енергії зумовлені внутрішніми процесами тертя в рідині і характеризуються її в'язкістю.

В'язкість – одна з найважливіших характеристик робочих рідин. Це властивість чинити опір переміщенню одних шарів рідини відносно інших (внутрішнє тертя). Вона визначає втрати енергії рідини під час протікання по трубопроводах та елементах гідроприводу.

В'язкість характеризується *динамічним коефіцієнтом в'язкості*:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dh}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2, \quad (1.6)$$

де τ – напруження зсуву;

du/dh - градієнт швидкості.

На практиці найбільш часто користуються не динамічним коефіцієнтом в'язкості, а відношенням його до густини рідини, який називається *кінематичним коефіцієнтом в'язкості*:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.7)$$

Одиницею вимірювання кінематичного коефіцієнту в'язкості являється Стокс, що дорівнює $1\text{см}^2/\text{с}$.

Суттєве значення для працездатності гідроприводу має вибір в'язкості робочої рідини.

За умови занадто низької в'язкості зростають втрати рідини, погіршується захист від зношування поверхні внаслідок тертя, але разом з тим знижуються втрати тиску та потужності.

За умови занадто високої в'язкості зростає внутрішнє тертя у рідині, що приводить до нагріву рідини та втрат потужності.

В'язкість робочої рідини вибирають в залежності від тиску рідини, типів гідронасоса та гідродвигунів, а також швидкодії гідроприводу. Переважно в машинобудівному гідроприводі використовують мастила в'язкістю

30...35 мм²/с.

До робочих рідин висуваються наступні експлуатаційні вимоги:

- здатність передавати тиск;
- здійснювати змащення елементів пристроїв та механізмів, які переміщуються;
- здатність відводити тепло, яке виділяється в результаті перетворення енергії (втрати тиску);
- забезпечувати демпфування коливань, викликаних гідравлічними ударами;
- забезпечувати антикорозійний захист;
- виносити із зон тертя продукти зношування;
- бути стійкими до окислення, виділення парів, газів та смол;
- не містити включень, які могли б порушити роботу гідроприводу;
- мінімальна щільність;
- незначне стиснення;
- відповідність в'язкості температурі та тиску робочої рідини у гідроприводі;
- стійкість до старіння;
- слабка займистість;
- сумісність з іншими матеріалами гідроприводу;
- відсутність піноутворення;
- морозостійкість;
- безпечність при експлуатації.

Крім того, робоча рідина не повинна змінювати своїх початкових властивостей під час зберігання та експлуатації.

Завод-виробник робочої рідини вказує, для якого типу гідроприводу рекомендоване її застосування.

Робоча рідина підлягає заміні у випадку, коли хоча б один з вказаних у технічній характеристиці показників зміниться більше ніж на 20%, аналіз мастила необхідно проводити через 700... 1000 годин експлуатації

гідроприводу. Переважно тривалість експлуатації робочих рідин у гідроприводі на основі мінеральних масел становить 0,5...20 тис. годин.

Переважає у гідроприводах металорізальних верстатів використовуються вітчизняні мастила: індустріальне ($\rho = 890 \dots 900 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 5 \dots 100 \text{ мм}^2/\text{с}$), веретенне ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$), турбінне ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$).

Згідно стандартам DIN 51524 та 51525 робочі рідини для гідроприводу діляться на три класи: HL, HLP та HV (табл.1).

Таблиця 1 – Класи робочих рідин

Позначення	Основні властивості	Використання
HL	Захист від корозії, стійкість до старіння	Обладнання, під час роботи якого виникають значні температурні навантаження, та можлива корозія внаслідок попадання води
HP	Підвищена стійкість до зношування	Те ж, що й для обладнання попереднього класу, а також у гідроприводі, в якому виникає значне змішане тертя, обумовлене конструктивним виконанням або умовами експлуатації
HV	Знижена залежність в'язкості від температури	Те ж, що й для обладнання попереднього класу, і яке крім того працює в умовах різких коливань температури оточуючого середовища

Умовне позначення мастила відповідно стандарту DIN 51517 (клас в'язкості за стандартом ISO) включає літерне та числове позначення (табл. 2).

Таблиця 2 – Умовне позначення робочої рідини

Умовне позначення мастила	Прийняті позначення за стандартом DIN 51517
HLP 68	Н – робоча рідина на основі мінеральної олії; L – з антикорозійними присадками та стійкістю до старіння; P – з присадками, які дають змогу підвищити (понижити) гранично допустимі навантаження; 68 – показник в'язкості

1.2.2 Турбулентний і ламінарний режими руху рідини

В природі існує два режими руху рідини: ламінарний і турбулентний.

При ламінарному режимі потік рідини рухається окремими струменями і траєкторії окремих частин між собою не перетинаються.

При турбулентному режимі руху всі струмені перемішуються і траєкторії руху частин набувають дуже складної форми, перетинаючись між собою.

В 1883 р. англійський фізик Осборн Рейнольдс опублікував результати своїх експериментальних досліджень, які ілюстрували наявність в природі двох вказаних режимів руху рідини.

О. Рейнольдс виконував свої досліді на спеціальному приладі, принципова схема якого до теперішнього часу використовується для демонстрацій режимів руху (рис. 1.1).

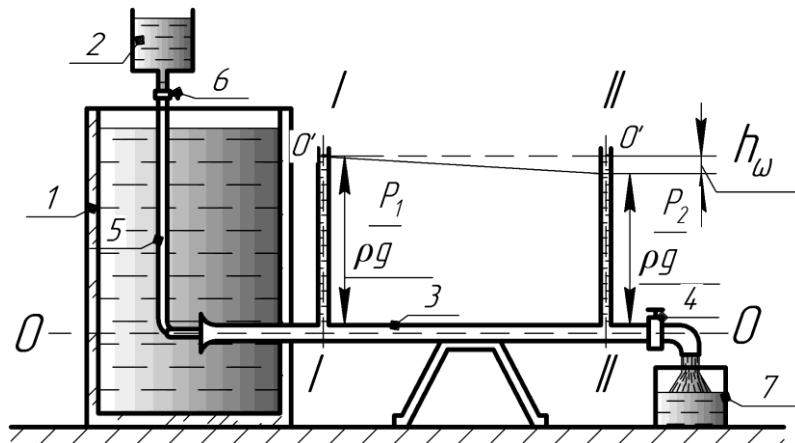


Рисунок 1.1 – Прилад для демонстрації режимів руху рідини

Такий прилад складається із великого бака 1, заповненого рідиною, і невеликого бака 2, в який наливається фарбник. Із бака 1 виходить кругла скляна трубка 3 постійного діаметру d . Трубка 3 має на кінці кран 4, який дозволяє регулювати витрати рідини через трубку 3. Вимірювання витрат рідини проводиться за допомогою мірного посуду 7. Трубка 3 для забезпечення плавного входу в неї рідини має лійку, до якої із бака 2 підведена тонка трубка 5, що має зверху кран 6. Через трубку 5 поступає фарбник із бака 2 у вхідну лійку трубки 3 і проходить підфарбовування рідини під час досліді.

Дослід, як правило, починається з малих швидкостей. Для цього кран **4** відкривають до малого отвору і одночасно пускають зафарбовану рідину через трубку **5**. При цьому в трубці **3** видно зафарбований струмінь $S-S$ (рис. 1.2, а), який чітко виділяється серед рідини, що рухається. Решта рідини фарбуватись не буде. Якщо пустити фарбу в кількох точках вхідної лійки, то ми отримаємо кілька зафарбованих струменів, що не перетинаються між собою (рис. 1.2, б). Частини рідини, що рухаються в струмені $S-S$, не перетинаються з частинами сусідніх струменів, і в даному випадку спостерігається струменевий рух, що називається *ламінарним*.

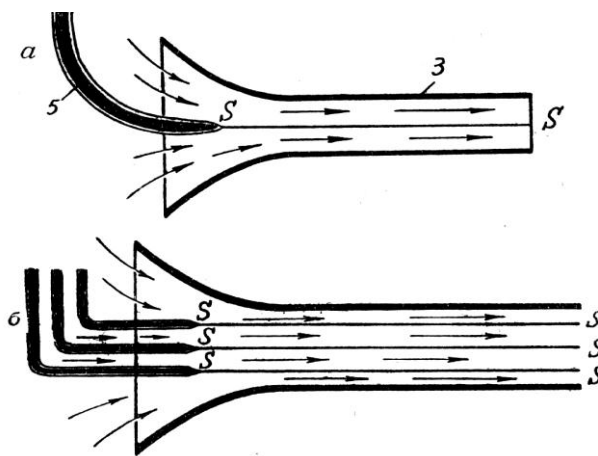


Рисунок 1.2 – Ламінарний режим руху рідини

Продовжуючи дослід, відкривають кран **4** на більшу величину і отримують тим самим більші середні швидкості в скляній трубці. При цьому до певної межі характер зафарбованого струменя змінюватись не буде. Однак, по мірі збільшення середньої швидкості струмінь почне скривлюватись, мати хвилястий характер з місцевими розривами.

При певній швидкості струмінь зовсім пропаде, і вся маса рідини в скляній трубці **3** буде зафарбованою, правда, більш блідо, ніж до цього був зафарбований окремий струмінь. В даному випадку відбувається порушення струменевого руху, і *ламінарний режим переходить в турбулентний*.

Турбулентний режим (рис. 1.3) характеризується інтенсивним перемішуванням потоку рідини в результаті руху частин по дуже складним

траєкторіям. Частини переміщуються поперек потоку, здійснюючи дуже складні шляхи при своєму загальному русі вперед.

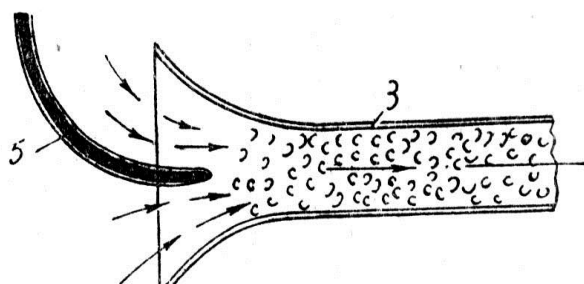


Рисунок 1.3 – Турбулентний режим руху рідини

Описаний дослід демонструє перехід ламінарного режиму руху в турбулентний при досягненні визначеної середньої швидкості.

Даний дослід можна провести і в зворотному напрямку, починаючи з великих швидкостей і поступово їх зменшувати. При цьому спочатку вся маса рідини буде зафарбованою і спостерігатиметься турбулентний режим. По мірі зменшення швидкості почне з'являтися зафарбований струмінь, який потім прийме стійку форму, що відповідає ламінарному режиму.

Процес переходу одного режиму руху в інший не являється зовсім зворотнім: *ламінарний режим переходить в турбулентний при значно більших швидкостях, ніж ті, при яких турбулентний режим переходить в ламінарний.*

Ламінарний режим спостерігається при русі в'язких рідин (нафти, бітума, масел і т.д.), а також при русі води через тонкі капілярні трубки.

Дуже часто зустрічається турбулентний режим. Так, наприклад, рух води у водопровідних трубах, у різного роду напірних водоводах, в каналах, в ріках і т. д. при звичайних швидкостях майже завжди носить турбулентний характер.

Критерієм для визначення режиму руху рідини є безрозмірне число Рейнольдса. Для труб круглого перерізу число Рейнольдса визначається за формулою (1.8):

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (1.8)$$

де ν – середня швидкість руху рідини, м/с;

d – діаметр труби, м;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с.

В результаті проведення дослідів встановлено, що при заданому діаметрі трубки d і коефіцієнті кінематичної в'язкості ν , перехід одного режиму в інший проходить при визначеній середній швидкості потоку. Розрізняють дві критичні швидкості: верхню $\nu_{кр. в.}$ і нижню $\nu_{кр. н.}$. При верхній критичній швидкості ламінарний режим руху переходить в турбулентний; при нижній – турбулентний режим переходить в ламінарний. При цьому завжди верхня критична швидкість більша нижньої.

Для визначення значень критичної швидкості Рейнольдс запропонував наступну формулу:

$$\nu_{кр} = \frac{\nu \cdot R_{екр.}}{d}, \quad (1.9)$$

де $R_{екр.}$ – критичне число Рейнольдса, постійне для всіх рідин, яке відповідає критичній швидкості.

Дуже важливим є встановлення верхнього і нижнього критичних чисел Рейнольдса $R_{екр.в}$ і $R_{екр.н}$, що відповідають верхнім і нижнім критичним швидкостям. В результаті проведених експериментів були встановлені наступні значення вказаних величин для труб круглого перерізу при напірному режимі руху рідини:

$$R_{екр. в} = 13800; R_{екр. н} = 2320.$$

Відповідно верхню і нижню критичні швидкості можна представити:

$$\nu_{кр.в} = \frac{13800 \cdot \nu}{d}; \nu_{кр.н} = \frac{2320 \cdot \nu}{d}. \quad (1.10)$$

Із залежностей (1.10) видно, що верхня критична швидкість майже в 6 разів більше нижньої. Для безнапірного руху рідини $R_{екр. в} = 560$.

1.3 Порядок виконання роботи

2. Відкрити кран **4**, що знаходиться на кінці трубки **3** на незначну величину, та кран **6**, щоб підфарбована рідина попадала в трубку **3** (рис. 1.1).

3. Збільшуючи витрати рідини за допомогою крана **4** спостерігати перехід ламінарного режиму руху рідини в турбулентний.

4. Заміряти витрати рідини, при яких проходить перехід ламінарного режиму руху в турбулентний.

5. Розрахувати середню швидкість руху за формулою:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с}, \quad (1.11)$$

де Q – витрати рідини, м³/с;

ω – переріз трубопроводу, м².

6. Зменшуючи витрати рідини за допомогою крана **4** отримати перехід турбулентного режиму руху рідини в ламінарний та заміряти витрати рідини при переході з турбулентного режиму в ламінарний

7. Розрахувати середню швидкість руху рідини.

8. Визначити число Рейнольдса при переході від ламінарного до турбулентного режиму руху та навпаки за формулою (1.8).

Кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини при температурі 20°C – 1,01*10⁻⁶ м²/с (0,0101Ст).

1.4 Контрольні запитання

1. Дайте визначення рідинам. Які рідини відносять до крапельних та газоподібних?

2. Дайте характеристику основним фізичним властивостям рідин: густина, питома вага, коефіцієнти об'ємного стиснення та температурного розширення, текучість, в'язкість.

3. Як впливає величина в'язкості робочої рідини на працездатність гідроприводу?

4. Назвіть основні експлуатаційні вимоги, що висуваються до робочих рідин гідроприводу.

5. Опишіть принцип роботи приладу для демонстрації режимів руху рідини.

6. Що таке ламінарний та турбулентний режими руху рідини?

7. Що є критерієм для визначення режиму руху рідини?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2

ПОБУДОВА ТА АНАЛІЗ СТРУКТУРНИХ, ПРИНЦИПОВИХ, ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ І ПНЕВМАТИЧНИХ СХЕМ

2.1 Мета роботи

Вивчити основні типи гідравлічних і пневматичних схем, умовні графічні позначення, які застосовуються в схемах, та навчитись проводити аналіз роботи гідравлічних приводів за принциповими схемами.

2.2 Теоретичні відомості

2.2.1. Типи гідравлічних схем. Загальні вимоги для виконання схем

Відповідно до основного призначення існує чотири типи гідравлічних та пневматичних схем: структурні, функціональні, принципові і схеми з'єднань.

Структурна схема – схема, яка визначає основні функціональні частини виробу, їх призначення і взаємозв'язок між ними (рис. 2.1). Ці схеми розробляють при проектуванні виробів (установок) на стадіях, попередніх для розробок схем інших типів. Ними користуються для загального ознайомлення з виробом.

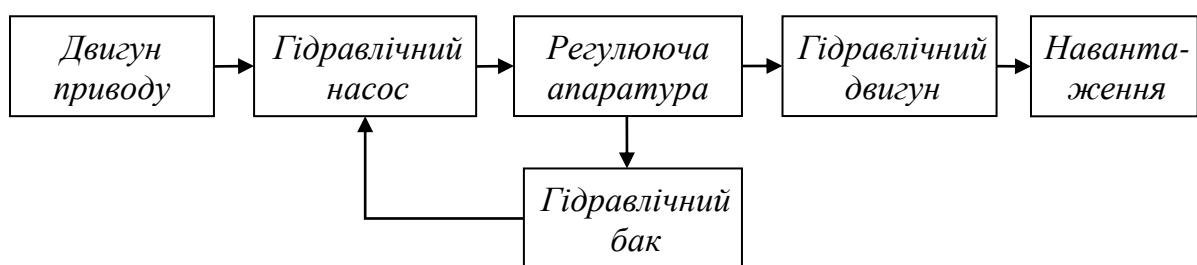


Рисунок 2.1 – Структурна схема

Функціональна схема – схема, на якій гідравлічні пристрої мають напівконструктивне зображення, необхідне для роз'яснення деяких процесів, які протікають в функціональних ланцюгах гідросистеми або в окремих гідропрістроях (рис. 2.2). Функціональні схеми використовують для вивчення принципів роботи виробів, а також при їх налагодженні, контролі та ремонті.

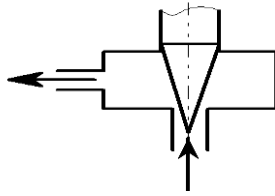


Рисунок 2.2 – Функціональна схема конічного дроселя

Принципова схема – схема, яка визначає повний склад елементів і зв'язків між ними, і, як правило, вона дає детальне уявлення про принципи роботи виробів (рис. 2.3). Принципові схеми служать основою для розробки конструкторських документів, таких як схеми з'єднань, вузлові та детальні креслення. Їх використовують для аналізу роботи приводів, а також при їх налагодженні, контролі і ремонті (рис. 2.3).

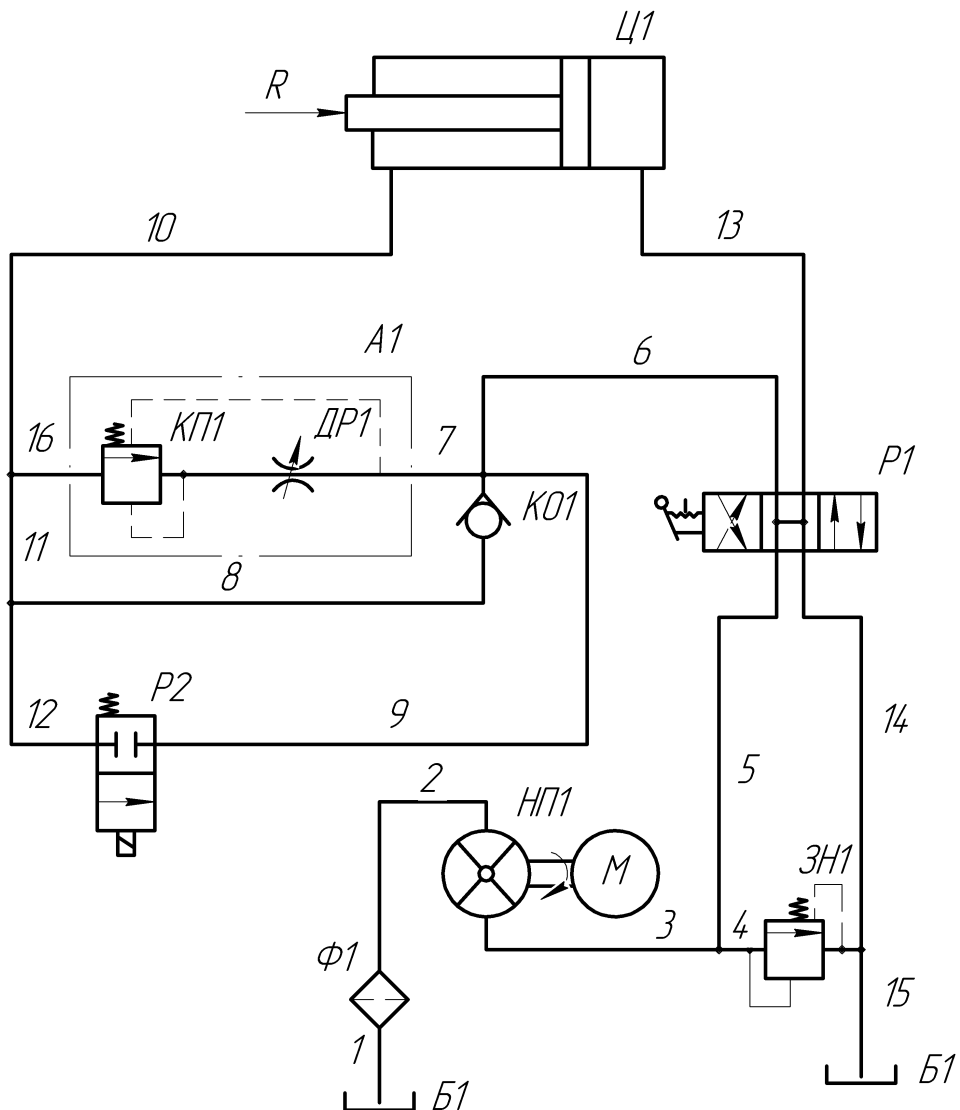


Рисунок 2.3 – Принципова схема гідравлічного приводу

Схема з'єднань – схема, яка показує з'єднання складових частин виробу і визначає трубопроводи, якими здійснюються ці з'єднання, а також місця їх входів і виходів.

Види схем на кресленнях позначають наступними літерами: **Г** – гідравлічна, **П** – пневматична, **Х** – газова, **В** – вакуумна.

Типи схем позначають цифрами: **1** – структурна, **2** – функціональна, **3** – принципова, **4** – з'єднань, які записують в кінці шифру креслення. Наприклад: АБВГ ХХХХ.189 ГЗ.2, де АБВГ ХХХХ. 189 – шифр позначення креслення; ГЗ – схема гідравлічна принципова; 2 – порядковий номер схеми в комплекті.

При виконанні схем необхідно дотримуватися:

- комплектності, яку визначає розробник, в обсязі, достатньому для проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту;

- форматів креслень, встановлених ЄСКД;

- правил побудови схем згідно ГОСТ 2.701-84;

- умовних графічних позначень, які виконують згідно ГОСТ:

ДСТУ ISO 1219-1:2014. Системи гідравлічні та пневматичні та їх складові частини. Графічні умовні позначення і принципові схеми;

ДСТУ Б А.2.4-1:2009. Умовні графічні зображення та умовні позначення трубопроводів та їх елементів;

ГОСТ 2.721-74. Позначення загального використання.

2.2.2. Гідравлічний привод

Гідравлічний привод – сукупність пристроїв, призначених для приведення у рух із заданими параметрами виконавчих органів машин, енергоносієм яких служить робоча рідина.

За принципом дії гідравлічні приводи діляться на гідродинамічні та об'ємні.

Гідродинамічні приводи використовують енергію потоку рідини і складаються із лопасних машин.

Об'ємні гідравлічні приводи використовують енергію стисненої рідини, яка витісняється із робочих камер заданими об'ємами. У машинобудуванні

об'ємні гідравлічні приводи одержали широке застосування завдяки наступним *перевагам*:

- висока швидкодія;
- можливість одержання значних зусиль та моментів обертання при порівняно незначних розмірах гідродвигунів;
- безступінчасте регулювання швидкості виконавчих пристроїв у широкому діапазоні;
- мала інерційність;
- можливість керування параметрами руху під час переміщень робочих органів автоматизованого обладнання;
- простота здійснення зворотно-поступального руху;
- легкість запобігання перевантажень;
- можливість передачі значних зусиль при незначній металоемності приводу;
- висока точність позиціювання;
- можливість переміщення виконавчих органів із нерухомого стану при максимальному навантаженні;
- можливість переміщення виконавчих органів із рівномірною швидкістю незалежно від величини навантаження;
- плавність роботи та перемикання;
- легкість керування та регулювання;
- висока продуктивність та надійність;
- достатнє тепловідведення .

Недоліки, через які гідропривод поступається електроприводу:

- втрати робочої рідини (мінерального мастила) забруднюють оточуюче середовище, що створює небезпеку пожежі, аварії та нещасних випадків;
- гідравлічні пристрої чутливі до забруднень робочої рідини;
- високий тиск рідини гідроприводу небезпечний для обслуговуючого персоналу;
- чутливість роботи гідравлічних механізмів до коливань температури

внаслідок зміни в'язкості робочої рідини;

- невисокий коефіцієнт корисної дії.

Напруженість гідравлічного приводу становить 6...100 МПа, для прикладу, у електричному та пневматичному приводі – 0,5 ... 1 МПа.

Гідропривід використовується для наступного типу обладнання:

- металообробні верстати та складальні комплекси всіх типів;
- автоматичні верстатні лінії;
- підйомно-транспортне обладнання;
- преси;
- ливарні машини;
- вальцювальні стани;
- промислові ліфти, тощо.

Гідропривід у металорізальних верстатах та допоміжному обладнанні може використовуватись:

- у *токарних верстатах* для приводу затискних пристроїв, фіксуємих механізмів, у пристроях переміщення супортів та задньої бабки, інструментальних магазинів, механізмів подач, затискання заготовок у пристосуваннях та у шпинделях токарних верстатів; транспортерів видалення стружки; приводу револьверних головок, поворотних механізмів, ділильних столів інструментальних магазинів;

- у *багатоцільових верстатах*: в приводах подач, у механізмах автоматичної зміни деталей та інструментів, у живленні гідростатичних підшипників та напрямних, у фіксуємих та затискних механізмах;

- у *шліфувальних верстатах*: для здійснення зворотньо-поступального руху, для приводу механізмів подач, у забезпеченні роботи підшипників шпинделя;

- у *фрезерних верстатах*: для приводу механізмів подач та допоміжних пристроїв, у електрогідравлічних слідкуючих приводах;

- у *довбальних та поперечно-строгальних верстатах*: для реалізації головного руху повзуна та у приводі подач;

– у *протяжних верстатах*: для реалізації головного руху та приводу допоміжних пристроїв.

Об'ємні гідравлічні приводи складаються з силової частини, регулюючої та контролюючої апаратури і гідравлічних двигунів.

До силової частини відносяться насоси з двигунами, що їх приводять в рух.

Гідравлічний насос – гідравлічна машина, призначена для перетворення механічної енергії в енергію стисненої рідини. Гідронасос – перетворювач, який призначений для перетворення обертального руху вала гідронасоса у потік робочої рідини під тиском всмоктування робочої рідини у робочу камеру, стисканням її та подачею у гідропривід, тобто механічна енергія затрачена на зміну об'єму робочої камери перетворюється у потенціальну енергію стисненої рідини. У гідроприводі металорізальних верстатів використовується лише об'ємні гідронасоси, характерною особливістю яких є створення потоку строго визначеного об'єму робочої рідини в часі.

На гідравлічних схемах насоси постійної продуктивності без вказування типу разом з двигуном мають графічне позначення, приведені на рис. 2.4.

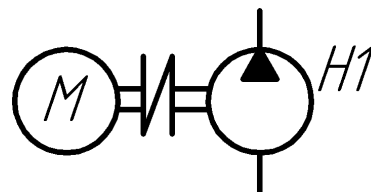


Рисунок 2.4 – Умовне позначення насоса постійної продуктивності з двигуном

Контролююча та регулююча апаратура служать для керування характеристиками потоку рідини. До неї відносять клапани тиску, дроселі, розподільники.

Клапани тиску – гідроапарати, призначені для керування тиском та регулювання його величини. У гідроприводі використовуються напірні, редуційні та клапани різниці тисків.

Напірні клапани (рис. 2.5) призначені для встановлення заданої величини та обмеження тиску у гідросистемі, керуючий сигнал знімається з його входу. У разі зростання величини вхідного тиску p зростає зусилля на клапан I до

величини, достатньої для подолання зусилля регульованої пружини **2** і відкривання клапана, робоча рідина з входу **P** через утворений проміжок **3** перетече до виходу **T**.

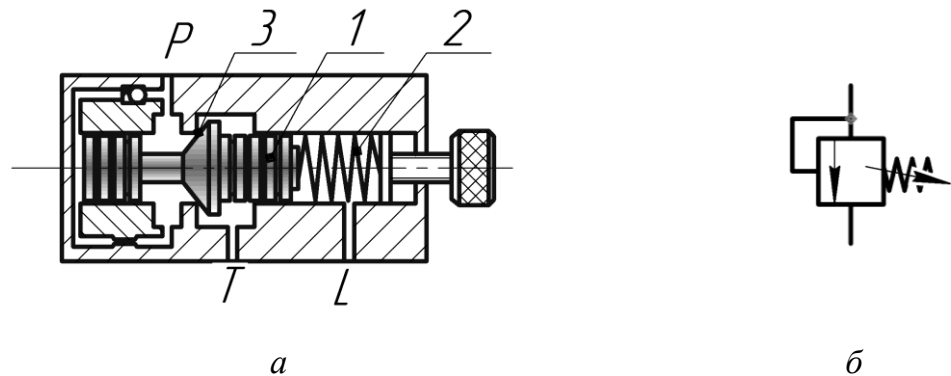


Рисунок 2.5 – Напірний клапан (а) та його умовне позначення (б)

У гідроприводі використовуються наступні типи напірних клапанів:

- запобіжні;
- переливні;
- підпірні;
- гальмівні.

Приклади використання напірних клапанів приведені на рисунку 2.6

Запобіжні клапани 1 (рис. 2.6) використовуються для запобігання перевищення тиску у гідросистемі. Переважно встановлюються паралельно гідронасосу, налагоджуються на тиск відкривання, який на 8-10% перевищує розрахунковий тиск на виході гідронасоса, і призначений для спрацьовування в аварійних ситуаціях.

Переливний клапан 2 (рис. 2.6) призначений для підтримання стабільного значення тиску незалежно від напрямку руху поршня, чи вистою його у крайніх положеннях та зміни навантаження на шток циліндра, і є постійно відкритим, стравлюючи надлишок рідини у гідробак. Очевидно, що постійне стравлювання робочої рідини необхідно враховувати під час розрахунку продуктивності гідронасоса.

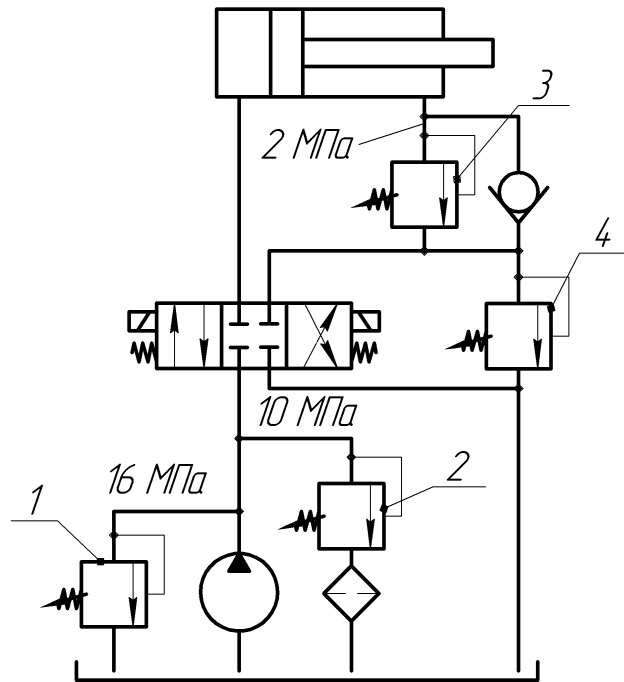


Рисунок 2.6 – Приклади використання напірних клапанів

Підірний клапан 3 (рис. 2.6) призначений для забезпечення постійного тиску у правій порожнині циліндра незалежно від сил інерції, які виникають під час розгону мас, які переміщуються.

Гальмівний клапан 4 (рис. 2.6) призначений для запобігання різкого зростання тиску під час перемикання розподільника в кінці ходу поршня.

Редукційний клапан – гідроапарат, призначений для зниження тиску робочої рідини, яка подається на його вхід, до заданого його значення на виході.

Редукційний клапан (рис. 2.7, а) складається з корпусу *1*, у якому встановлено золотник *2* з можливістю переміщення. З правого боку на золотник діє пружина *3*, зусилля стискання якої регулюється гвинтом *4*. У нейтральному положенні редукційний клапан відкритий і через щілину *5* рідина з входу *P* перетікає на вихід *A*.

У випадку зростання тиску на виході зростає тиск на лівий торець золотника через канал *6*, золотник *2* відповідно до стискання пружини *3* переміститься вправо, що приведе до зменшення щілини *5* і надходження рідини з вхідним тиском до виходу *A* клапана.

У випадку зменшення тиску на виході зменшиться дія тиску на лівий

торець золотника, щілина **5** збільшиться і зросте надходження більш високого вхідного тиску до виходу **A**.

Гвинтом **4** встановлюється величина зредукованого тиску, для контролю кількісного значення якого необхідно на виході клапана встановити манометр (рис. 2.7, в).

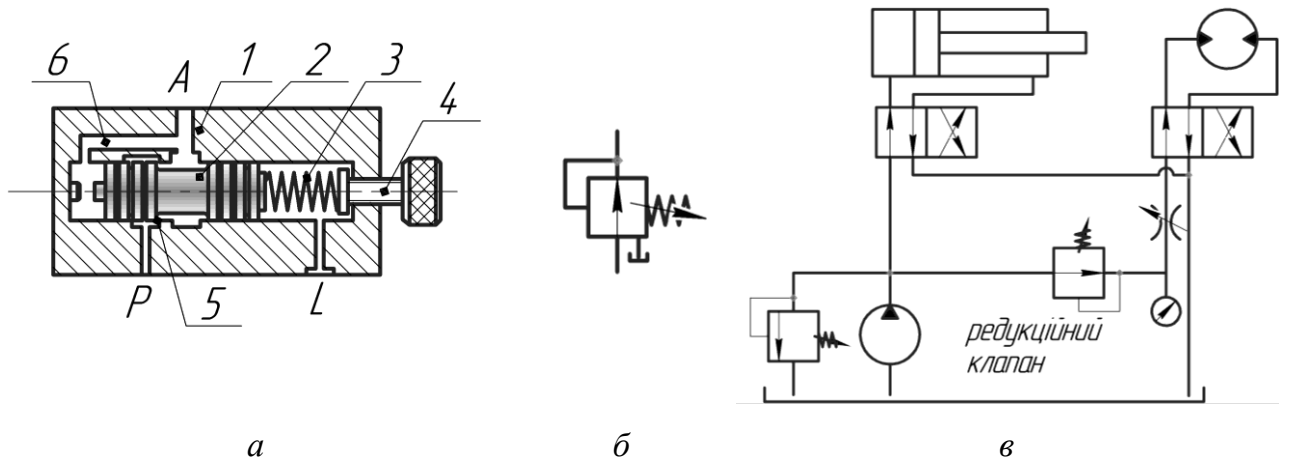


Рисунок 2.7 – Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) дволінійного редуційного клапана та приклад його використання (в)

Однак, необхідно враховувати, що за умови зростання тиску на виході клапан закриється і можливе подальше зростання тиску. Для запобігання такої ситуації використовують трілінійні клапани (рис. 2.8).

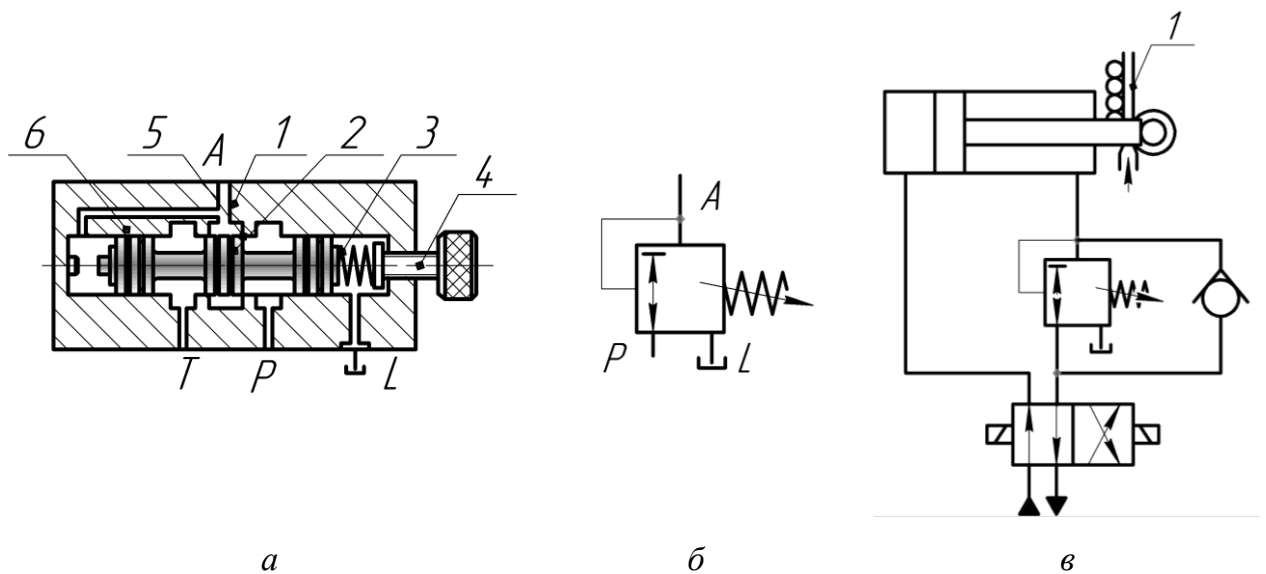


Рисунок 2.8 – Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) трілінійного редуційного клапана та приклад його використання (в)

Як і у дволінійного редукційного клапана робоча рідина протікає з входу P до виходу A (рис. 2.8, а), але за умов перевищення заданого тиску на виході золотник 2 продовжує переміщуватись і надлишок рідини протікає до виходу T . Трилінійний редукційний клапан може бути використаний, наприклад, для забезпечення постійного тиску притискання плити I (рис. 2.8, в) незалежно від її товщини.

Для пропускання потоку робочої рідини за умови заданої різниці тисків у керуючих гідролініях в гідроприводі металорізальних верстатів використовують *клапани пропорційності*.

Клапан складається з корпусу 1 (рис. 2.9), золотника 2 та регульованої пружини 3 , зусилля стискання якої регулюється гвинтом 4 . В залежності від переміщення золотника здійснюється протікання потоку рідини з входу P на вихід T . Відкривання та закривання клапана буде залежати від тиску рідини у керуючих лініях X , Y та зусилля стискання пружини.

Клапани пропорційності дають змогу розширити функції гідроприводу та мінімізувати кількість використовуваних у гідроприводі апаратів.

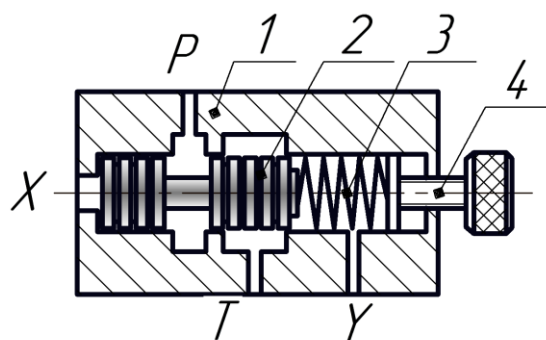


Рисунок 2.9 – Конструктивна схема клапана пропорційності

Зворотній клапан – гідроапарат, призначений для вільного пропускання робочої рідини в одному напрямку та блокування у протилежному. Зворотні клапани переважно використовують двох типів: ненавантажені (рис. 2.10, в), де пропускання рідини здійснюється без значного зусилля, і навантажені (рис. 2.10, г), де відкривання клапана можливе за умови досягнення певного значення тиску.

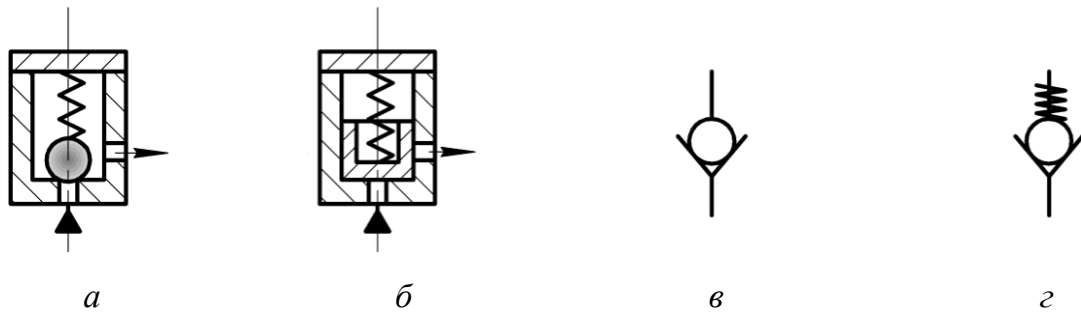


Рисунок 2.10 – Конструктивна схема кулькового (а), плунжерного (б) зворотних клапанів та умовне позначення ненавантаженого (в) та навантаженого (г) зворотних клапанів

Зворотний клапан **1** у гідравлічній системі (рис. 2.11, а) призначений для запобігання зворотного руху рідини від циліндра до насоса у випадку вимкнення електродвигуна приводу насоса.

У гідросистемі (рис. 2.11, б) зворотні клапани **1** та **2** з розподільником **3** забезпечують незалежне розвантаження насосів. Зворотній клапан **1** (рис. 2.11, в) дає змогу регулювати частоту обертання гідромотора **2** в одному напрямку, а зворотній клапан **4** з підпором – забезпечити підпір та запобігти перевантаженню для охолоджувача робочої рідини **3**.

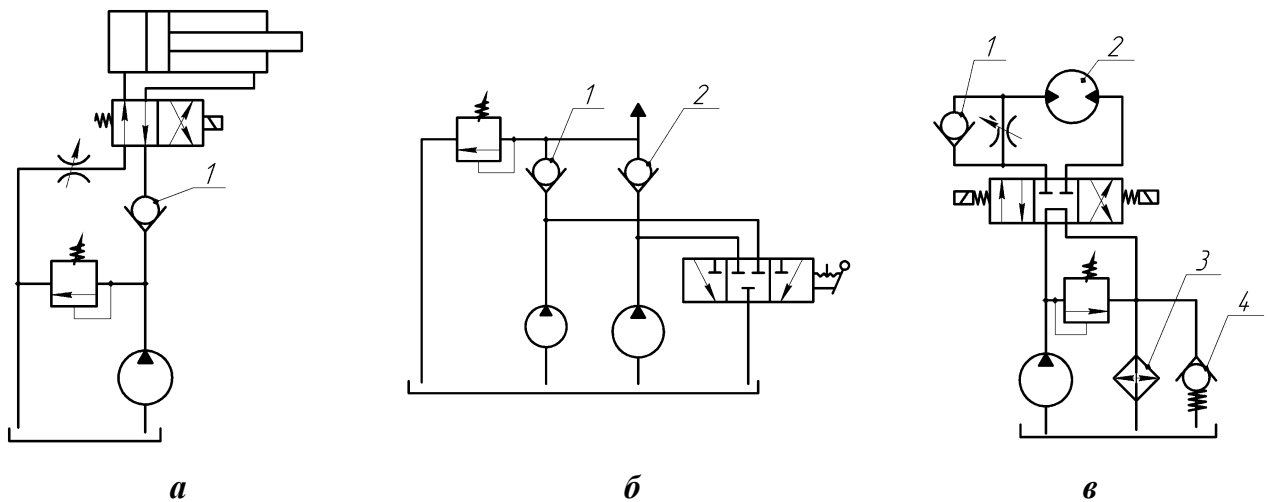


Рисунок 2.11 – Використання зворотних клапанів у гідравлічних системах

Дросель – гідроапарат, який використовується для регулювання або обмеження витрат робочої рідини. Дросель конструктивно простий, малогабаритний та надійний у експлуатації гідроапарат, дає змогу у широкому діапазоні регулювати витрати робочої рідини і відповідно швидкість

переміщення поршня гідроциліндра. Існує цілий ряд конструкцій дроселів. Переважно дроселі виготовляються з паралельно розташованим зворотним клапаном (рис. 2.12).

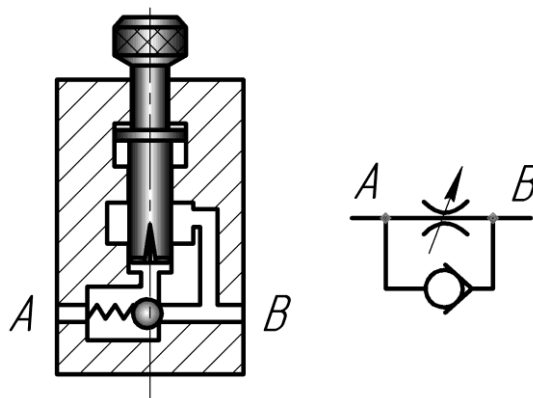


Рисунок 2.12 – Дросель з паралельно розташованим зворотним клапаном та його умовне графічне зображення

Розподільники – гідроапарати, призначені для відкривання, перекривання або зміни напрямку потоку робочої рідини у гідроприводі.

За конструкцією розподільники бувають золотниковими (рис. 2.13, а), клапанними (рис. 2.13, б) та крановими (рис. 2.13, в).

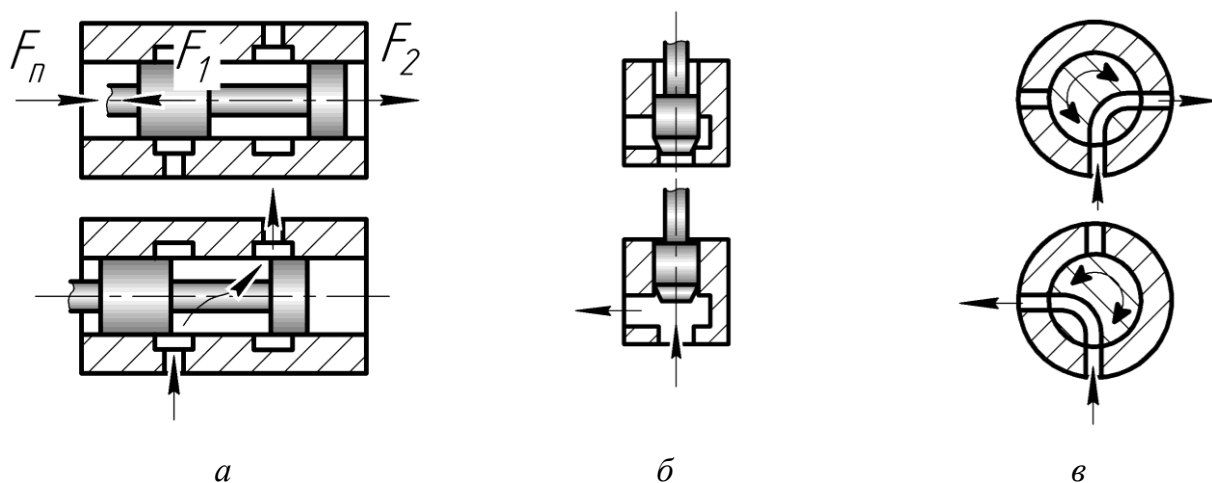


Рисунок 2.13 – Розподільники золотникового (а), клапанного (б) та кранового (в) типів

Найбільше розповсюдження одержали золотникові розподільники, які характеризуються:

– простотою конструкції незалежно від кількості позицій та діаметру умовного проходу;

– зрівноваженістю золотника практично незалежно від величини тиску робочої рідини;

– значними подачами робочої рідини;

– чутливістю до забруднень.


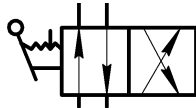

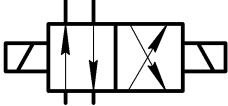
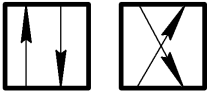
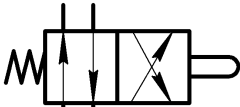

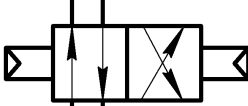

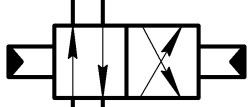


Зрівноваженість золотника забезпечується рівністю зусиль $F_1=F_2$ (рис. 2.13, а), а перемикання розподільника здійснюється відносно незначним зусиллям F_n .

За способом перемикання розподільники бувають неперервної та дискретної дії. Розподільники неперервної дії не мають фіксованих положень, а сполучення каналів здійснюється при заданому прохідному перерізі, тобто забезпечується дроселювання робочої рідини. Такі апарати називають розподільниками з пропорційним керуванням. Розподільники дискретної дії мають фіксовані позиції (2, 3,...) і призначені для зміни напрямку потоку робочої рідини, не регулюючи його величини.

В залежності від кількості позицій та гідроліній позначаються розподільники наступним чином: 4/2, де 4 – кількість гідроліній, 2 – кількість позицій.

Розподільники з ручним керуванням використовуються на вході гідросистем або окремих розгалужень. Переважно використовується електромагнітне керування розподільниками і відповідно циклом роботи гідроприводу. Електромагнітне керування використовується для розподільників із діаметром умовного проходу не більше 10 мм, у випадку більшого умовного проходу застосовують гідравлічне (електрогідравлічне) керування. Умовне позначення гідророзподільників приведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Умовне позначення гідророзподільників

Умовне позначення позицій та спосіб сполучення гідроліній		Спосіб керування	
	Стрілкою позначається спосіб сполучення каналів	 4/2	Ручне, з фіксацією положення
	Вхідний та вихідний канали перекриті	 4/2	Електромагнітне
	Вказується спосіб сполучення двох вхідних та двох вихідних каналів	 4/2	Важільне від кулачка
	Дві гідролінії перекриті, а дві сполучені між собою	 4/2	Пневматичне
	Всі лінії з'єднані між собою	 4/2	Гідравлічне
	Три лінії сполучені між собою, а одна перекрита	 4/3	Комбіноване (електромагнітне, гідравлічне)

Золотникові розподільники виготовляються з перекриттям золотника (рис. 2.14), тип якого вибирається в залежності від умов експлуатації гідроприводу.

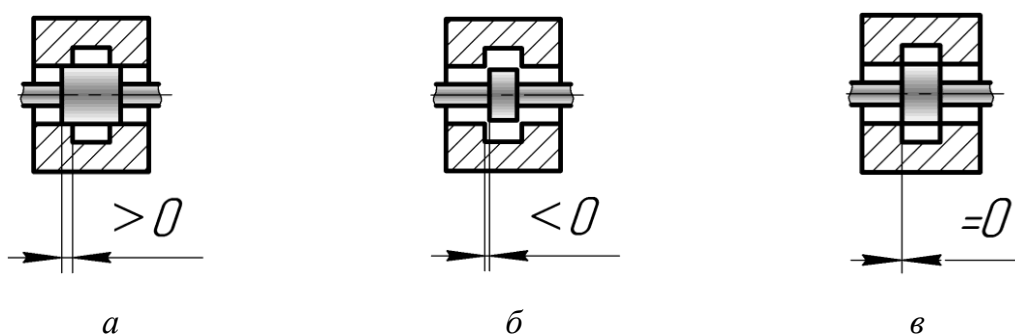


Рисунок 2.14 – Типи перекриття золотників:

a – додатне; *б* – від'ємне; *в* – нульове

При додатному перекритті (рис. 2.14, а) під час перемикання всі гідролінії відсікаються одна від одної на короткий проміжок часу, можливе раптове зростання тиску у гідролініях, де протікала рідина по напрямку розподільника, гідропривід працює жорстко з можливими ударами.

При від'ємному перекритті (рис. 2.14, б) всі гідролінії на короткий проміжок часу з'єднуються між собою, що приводить до раптового падіння тиску, відбувається випереджувальне відкриття або напірної, або зливної гідроліній.

Нульове перекриття (рис. 2.14, в) забезпечує швидке перемикання у разі незначного переміщення золотника.

У разі заміни гідророзподільника обов'язково необхідно враховувати тип перекриття.

До гідравлічних двигунів відносяться гідроциліндри, гідромотори та поворотні двигуни.

Гідроциліндри призначені для перетворення енергії стисненої рідини у прямолінійний зворотно-поступальний рух, гідроциліндри – лінійні двигуни.

Гідроциліндри – основний двигун гідроприводу, який найбільш ефективно, без додаткових перетворюючих пристроїв, дає змогу одержати прямолінійний рух з заданою швидкістю та зусиллям. Типи гідроциліндрів приведені в таблиці 2.2.

Гідромотори – гідромашини, призначені для перетворення енергії стисненої рідини в обертальний рух. Гідромотори за конструкцією аналогічні гідронасосам. У порівнянні з електродвигунами мають наступні переваги:

- у 6 разів менші за об'ємом при однаковій потужності;
- в 4...5 разів менші за масою;
- просте регулювання швидкості обертання, в окремих випадках від 2500 хв⁻¹ до 1 хв⁻¹ із забезпеченням високої стабільності;
- час розгону та гальмування не перевищує сотих частин секунди тощо.

Графічне позначення гідромотору приведено на рисунку 2.15.

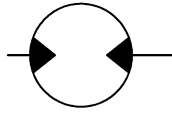


Рисунок 2.15 – Графічне позначення на схемах реверсивного гідромотору

Поворотний двигун – гідромашина, призначена для здійснення повороту виконавчого органу в межах одного оберту. Переважно поворотними двигунами здійснюють поворот до 270° .

Таблиця 2.2 – Типи гідроциліндрів

Назва гідроциліндра	Конструктивна схема	Умовне позначення	Призначення
Двосторонній одноштоковий			Рух подачі для інструмента та оброблюваної деталі; затискні пристрої
Двосторонній двоштоковий			Рух стола у шліфувальних верстатах
Двосторонній одноштоковий з гальмуванням в кінці ходу			Рух значних мас; для запобігання ударів в кінці ходу
Телескопічний (односторонній)			Забезпечення ходів значно більших від довжини циліндра; для піднімання та переміщення вантажів
Плунжерний (односторонній)			Робочий хід здійснюється лише під час прямого ходу, зворотній хід – під дією вантажу; переважно вертикальний монтаж

При позначенні насосів, гідродвигунів, контрольно-регулювальної і керуючої апаратури застосовується наступна обов'язкова індексація:

– насоси – **Н**: *НШ* – шестеренний, *НЛ* – лопасний, *НА* – аксіально-поршневий; *НР* – радіально-поршневий; *НП* – пластинчатий;

– гідромотори – **М**: *МП* – пластинчатий, *МА* – аксіально-поршневий, *МР* – радіально-поршневий;

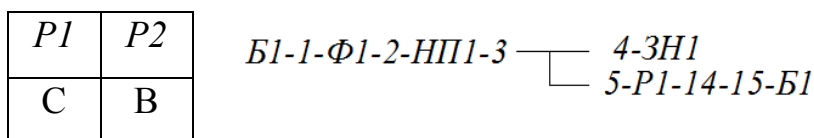
- *гідроциліндри* – **Ц**: *ЦП* – поршневий, *ЦО* – одноштоковий, *ЦД* – двоштоковий, *ЦТ* – телескопічний;
- *клапани* – **К**: *КП* – клапан запобіжний, *КО* – клапан зворотній, *КР* – клапан редукційний, *КТ* – клапан гальмівний;
- *дроселі* – **ДР**;
- *реле*: *РД* – реле тиску, *РВ* – реле витримки часу;
- *розподільники* – **Р**; *регулятори потоку* – **РП**; *гідроаккумулятори* – **АК**;
фільтри – **Ф**; *гідробаки* – **Б**.

2.2.3 Аналіз роботи гідравлічного приводу по принциповій схемі

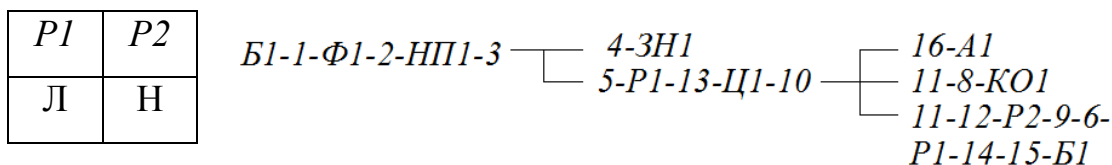
Для описання і аналізу складних гідравлічних схем складають гідрокінематичні ланцюги руху рідини. При їх складанні записують елемент циклу роботи гідроприводу (розвантаження насоса, швидкий рух штока гідроциліндра вліво, тощо). В лівій частині в таблиці приводять положення розподільників і складають гідрокінематичні ланцюги руху рідини.

Проаналізуємо роботу гідравлічної схеми (рисунок 2.3), яка забезпечує зворотно-поступальний рух штока циліндра.

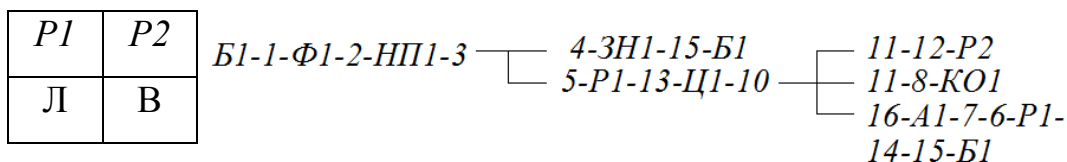
I. Вихідне положення – розвантаження насоса:



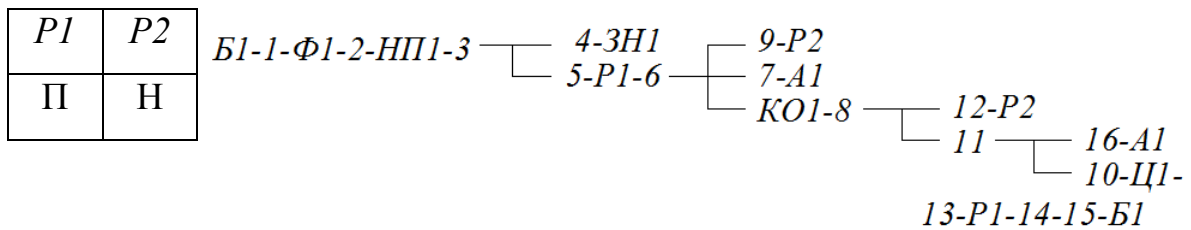
II. Швидкий рух штока циліндра вліво:



III. Повільний рух штока циліндра вліво (робоча подача):



IV. Рух штока циліндра вправо:



2.3 Порядок виконання лабораторної роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями до лабораторної роботи.
2. Отримати у викладача принципову схему гідравлічного приводу та позначити на ній згідно прийнятої індексації всі гідравлічні пристрої, що входять до її складу.
3. Провести аналіз роботи гідравлічного приводу по заданій схемі та скласти гідрокінематичні ланцюги руху рідини.

2.4 Контрольні запитання

1. Назвіть та охарактеризуйте основні типи гідравлічних схем.
2. Що таке гідравлічний привод?
3. Що таке об'ємний гідравлічний привод?
4. Назвіть основні переваги та недоліки об'ємних гідроприводів.
5. Що таке гідравлічний насос?
6. Призначення, конструкція та принцип роботи клапанів тиску: напірних, запобіжних, переливних, підпірних, гальмівних.
7. Призначення, конструкція та принцип роботи дволінійного та трилінійного редукційних клапанів.
8. Призначення, конструкція та принцип роботи клапанів пропорційності та зворотного.
9. Призначення, конструкція розподільників. Типи перекриття золотників.
10. Типи гідроциліндрів.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ККД ПЛАСТИНЧАСТОГО НАСОСА

3.1 Мета роботи

Вивчити конструкцію і принцип дії пластинчатого насоса, методику визначення об'ємного ККД; дослідним шляхом визначити об'ємний ККД пластинчатого насоса.

3.2 Теоретичні відомості

3.2.1. Конструкція і принцип дії пластинчатого насоса

Гідравлічний насос – гідравлічна машина, призначена для перетворення механічної енергії в енергію стисненої рідини.

Гідронасос – перетворювач, призначений для перетворення обертального руху вала гідронасоса у потік робочої рідини під тиском всмоктування робочої рідини у робочу камеру, стисканням її та подачею у гідропривід. Механічна енергія, затрачена на зміну об'єму робочої камери, перетворюється у потенціальну енергію стисненої рідини. У гідроприводі металорізальних верстатів використовуються лише об'ємні гідронасоси, характерною особливістю яких є створення потоку строго визначеного об'єму робочої рідини в часі.

За конструкцією насоси поділяються на аксіально-поршневі, радіально-поршневі, шестеренні, гвинтові, пластинчасті, мембранні.

Пластинчастий гідронасос випускається промисловістю у двох конструктивних виконаннях: одинарної та подвійної дії (рис. 3.1).

Пластинчастий насос одинарної дії (рис. 3.1, а) складається з статора **1**, ротора **2**, в пази якого вставлені з можливістю радіального переміщення пластини **3**. У бокових кришках насоса виконані пази **4** та **5**, які сполучені з гідробаком та гідроприводом відповідно. Під час обертання електродвигуном ротора гідронасоса під дією відцентрової сили пластини притискаються до внутрішньої поверхні статора, за наявності ексцентриситету e на половині оберту ротора пластини виходять з ротора, а на другій – заходять. Таким чином

через канал 4 відбуватиметься всмоктування робочої рідини з гідробака, а через канал 5 рідина буде стискатись та подаватись до гідросистеми.

Теоретичний об'єм робочої камери пластинчастого насоса одинарної дії буде визначається із (3.1):

$$q = 2 \cdot e \cdot b \cdot (2\pi \cdot R - z \cdot \delta), \text{ м}^3, \quad (3.1)$$

де e – ексцентриситет, м;

b – ширина пластини, м;

R – радіус внутрішньої поверхні статора, м;

z – кількість пластин;

δ – товщина пластин, м.

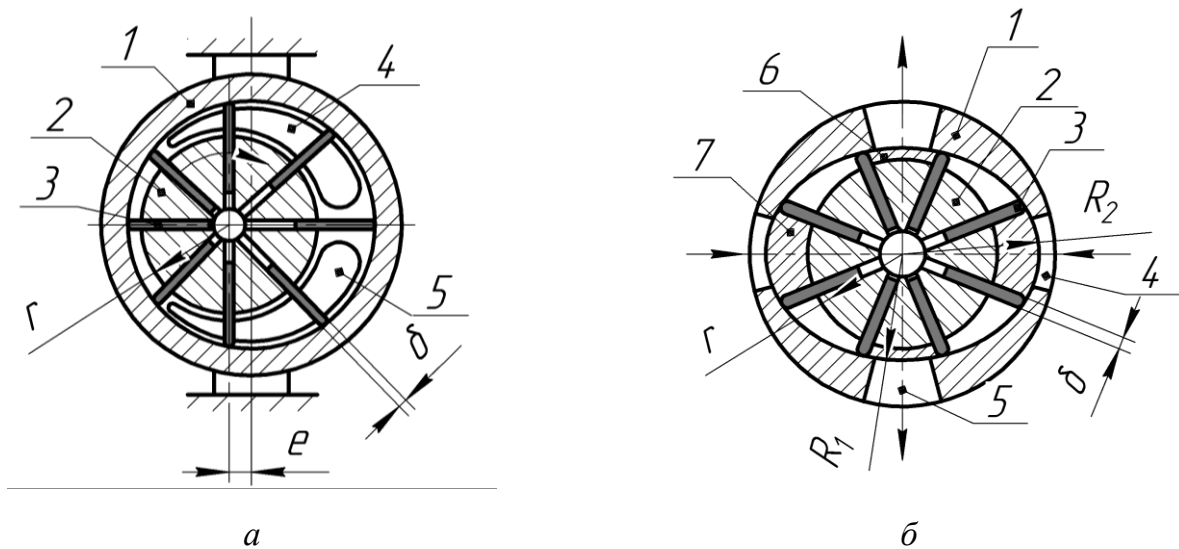


Рисунок 3.1 – Пластинчастий гідронасос: а – одинарної дії; б – подвійної дії

У гідронасосі подвійної дії (рис. 3.1, б) внутрішня поверхня статора 1 виконана овальною, а ротор 2 встановлений співвісно статору.

Об'єм робочої камери при такому виконанні:

$$q = 2 \cdot b \cdot \left[\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) - z \cdot \delta \cdot (R_2 - R_1) \right], \text{ м}^3, \quad (3.2)$$

де R_1, R_2 – відповідно найменший та найбільший радіуси внутрішньої овальної поверхні статора, м.

3.2.2. Принципова схема стенда і його гідрокінематичний ланцюг

Принципова схема стенду (рис. 3.2) включає : **БІ** – маслобак; **НІ** – насос; **АІ** – апарат для навантаження насоса (дросель з запобіжним клапаном);

3.2.3 Визначення об'ємного ККД пластинчастого насоса

Основними технічними показниками насоса є:

Об'ємна подача насоса Q – об'єм рідини, що подається насосом в одиницю часу. Подача насоса залежить від геометричних розмірів насоса, швидкості руху його робочих органів, а також від гідравлічного опору трубопроводу, зв'язаного з насосом.

Граничний тиск насоса – найбільший тиск на виході із насоса, на який розрахована його конструкція.

Напір насоса H – різниця енергії при вході в насос і виході з нього, яка виражається висотою стовпця рідини, що перекачується.

Потужність насосу N – потужність, яка використовується насосом, визначається із 3.3:

$$N = M \cdot \omega, \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

де M – момент обертання на валу насоса, Н·м;

ω – частота обертання вала.

Корисна потужність насоса N_k – потужність, яка передається насосом рідині. Визначається із (3.4):

$$N_k = Q \cdot p, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

де Q – об'ємна подача, м³/с;

p – тиск насоса, Па.

ККД насоса η – відношення корисної потужності до потужності насоса:

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \eta_{\text{об'ємн}} \cdot \eta_{\text{гідр}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (3.5)$$

де $\eta_{\text{об'ємн}}$ – об'ємний ККД;

$\eta_{\text{гідр}}$ – гідравлічний ККД;

$\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД.

Найбільший вплив на загальний ККД має об'ємний ККД.

Втрати на подолання сил тертя між частинками в'язкої рідини, яка рухається в каналах насоса, називають гідравлічними. А втрати, викликані зменшенням тиску в напірній лінії через втрати по довжині каналів, враховують

гідравлічним ККД. Через складність вимірювання втрат напору робочої рідини, зумовлених гідравлічним опором, гідравлічні втрати окремо не розраховують, а всі втрати на подолання сил тертя враховують механічним ККД.

Гідравлічний ККД визначається відношенням напору H насоса до суми напору насоса і втрат напору всередині насоса:

$$\eta_{гидр} = \frac{H}{H + h_{втр.насосу}}. \quad (3.6)$$

Механічний ККД враховує механічні втрати потужності в насосі (в підшипниках, ущільненнях, в механізмах насосу та ін.). Визначається як відношення різниці потужності насоса і її механічних втрат до потужності:

$$\eta_{мех} = \frac{N - N_{мех}}{N}. \quad (3.7)$$

Об'ємний ККД визначається як відношення фактичної продуктивності до теоретичної:

$$\eta_{об'ємн} = \frac{Q_{ф}}{Q_{т}} = \frac{q_{ф} \cdot n}{q_{т} \cdot n}, \quad (3.8)$$

де $Q_{ф}$ – фактична продуктивність насоса, м³/с;

$Q_{т}$ – теоретична продуктивність насоса, м³/с;

$q_{ф}$ – фактична кількість рідини, яка надходить у напірну лінію за один оберт ротора насоса, м³ ;

$q_{т}$ - теоретична кількість подачі рідини у напірну лінію за один оберт ротора насоса, м³;

n – частота обертання ротора насоса с⁻¹.

Внаслідок об'ємних втрат фактична кількість рідини, що проходить через робочі камери за одиницю часу, буде менша за геометричну подачу. Під об'ємними втратами розуміють втрати енергії внаслідок витoku рідини через зазори між деталями, які переміщуються одна відносно одної, та втрати на лінії всмоктування. Об'ємні втрати при всмоктуванні обумовлені властивістю рідини стискатися, присутністю бульбашок нерозчиненого повітря, дією на рідину відцентрових сил, а також недостатнім заповненням робочих камер в

зоні всмоктування внаслідок гідравлічного опору гідропроводів та каналів розподільних вузлів.

Насосом, який досліджується, є пластинчатий насос типу Г12-2. Теоретична кількість подачі рідини у напірну лінію за один оберт ротора для даної конструкції насоса становить $q_m = 1,78 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Фактична кількість рідини, що подається насосом у напірну лінію за один оберт ротора q_ϕ при тиску P , визначається за формулою (3.9):

$$q_\phi = \frac{V}{n}, \quad (3.9)$$

де V – об'єм рідини, який проходить від насоса через лічильник РМ1;

n – кількість обертів ротора, яка визначається за показаннями лічильника імпульсів (два імпульси відповідають одному оберту ротора).

Дослід виконують при тисках $p = 0, 1, 2, 3, 4, 5$ МПа. Об'єм рідини при випробуванні приймається $V = 0,01 \text{ м}^3$.

Дані дослідів заносять до таблиці 3.1.

3.3 Порядок виконання лабораторної роботи

1. Лічильник імпульсів **3** і лічильник рідини **4** встановити на пульті (рис. 3.3) в нульове положення.

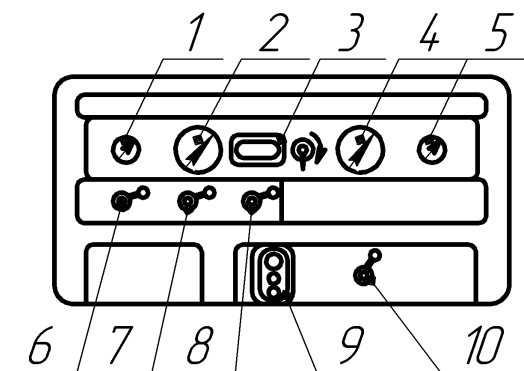


Рисунок 3.3 – Пульт керування стендом

2. Рукоятки кранів-дроселів **6** і **7** встановлюють у положення «відкрито».

3. Рукоятку трьохходового крана **8** встановлюють в положення «ввімкнено».

4. Натиснувши на середню кнопку кнопкової станції **9**, ввімкнути

електродвигун насоса.

5. Повільно повертаючи рукоятку дроселя **7** за годинниковою стрілкою, встановити робочий тиск згідно таблиці 3.1 по манометру **2**.

При роботі стенда робочий тиск по манометру **2** не повинен перевищувати 100 кгс/см^2 (10 МПа); тиск по манометру **1** не повинен перевищувати 8 кгс/см^2 (0,8 МПа).

6. Тумблер **10** встановити у положення «ввімкнено». За допомогою лічильника **3** визначити число обертів насоса при проходженні через витратомір $0,01 \text{ м}^3$ рідини.

7. Дослідні дані занести до таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Дослідні дані

Тиск на виході з насоса P , МПа	Показання лічильника імпульсів, i	Число обертів насоса, $n=i \cdot 2$	Фактична кількість рідини, що перекачується за один оберт насоса, q_f	Значення об'ємного ККД насоса, $\eta_{об'ємн}$
0				
2				
3				
4				
5				

8. Побудувати залежність об'ємного ККД пластинчатого насоса від тиску та провести аналіз отриманої залежності.

3.4 Контрольні запитання

1. Що таке гідравлічний насос?
2. Пластинчастий насос одинарної та подвійної дії. Конструктивне виконання. Переваги та недоліки.
3. Опишіть режими роботи лабораторного стенду (рис. 3.2).
4. Назвіть та охарактеризуйте основні технічні показники насоса.
5. Механічний, гідравлічний та об'ємний ККД насоса.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТИСКНИХ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ПРИСТРОЇВ

4.1 Мета роботи

Познайомитись з конструкцією затискних гідромеханічних пристроїв, гідравлічною схемою привода, визначити силу затиску при різних величинах тиску в гідроциліндрі.

4.2 Теоретичні відомості

4.2.1 Конструкція та принцип дії затискного пристрою

Затискні гідравлічні пристрої призначені для затискання заготовок (деталей) при їх обробці на металорізальних верстатах. Вони бувають різними за конструкцією і габаритами і мають наступні переваги:

- високу швидкодію;
- можливість одержання значних зусиль затиску при порівняно невеликих розмірах та металоемності;
- можливість плавного регулювання зусилля затиску у широкому діапазоні;
- малу інерційність;
- простоту здійснення зворотно-поступального руху;
- плавність роботи та перемикання;
- легкість керування та регулювання;
- можливість використання у автоматизованому обладнанні.

Конструкція приведенного на рисунку 4.1 затискного пристрою включає: збірний корпус 8, силовий гідроциліндр 1 з поршнем 2, важільний механізм 3, штовхач 5 з регульованою опорою 6. Оброблювана деталь 7 встановлюється в пристрій, як показано на рисунку 4.1. Робоча рідина від насоса подається у нижню порожнину циліндра, поршень 2 переміщується вгору, натискає через шток на важіль 3, який повертається на осі 9 і діє через палець 4 на штовхач 5.

Останній рухається горизонтально, затискаючи деталь між упорами **6** і **10**.

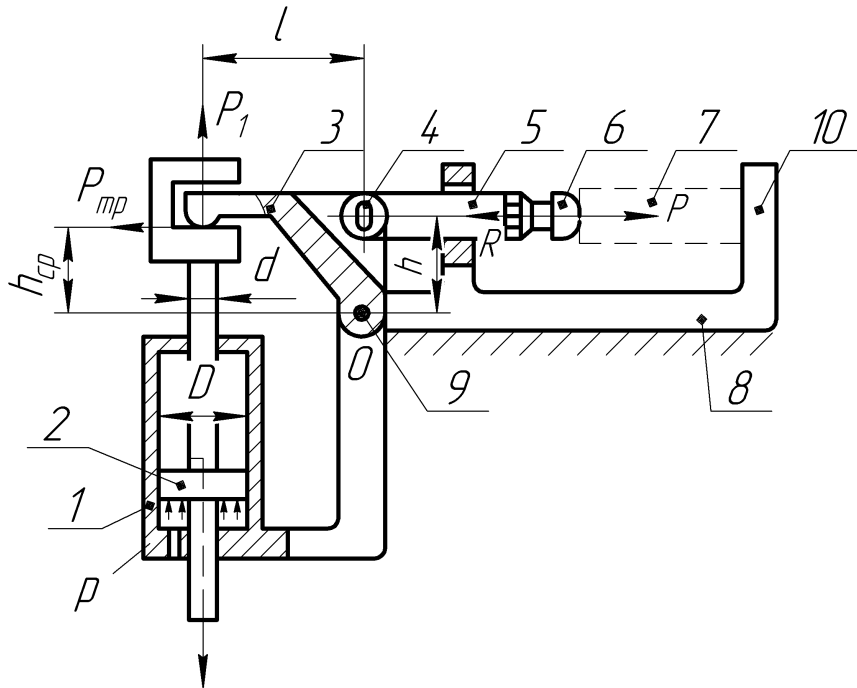


Рисунок 4.1 – Конструктивна схема затискного пристрою

Для визначення зусилля затиску складемо рівняння рівноваги моментів сил відносно точки **O** важеля **3** (рис. 4.1):

$$P_1 \cdot l - P_m \cdot h_{cp} - R \cdot h = 0, \quad (4.1)$$

де l і $h_{cp} \cong h$ – плечі важеля **3**.

Якщо тиск у верхній (не робочій) порожнині циліндра прийняти рівним нулю, то рівняння моментів запишеться у вигляді:

$$\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \eta_M - \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p h f_{TP} - R h = 0, \quad (4.2)$$

де D і d – відповідно діаметри поршня та штока, м;

p – тиск в робочій (нижній) порожнині циліндра, Па;

η_M – механічний ККД циліндра, $\eta_M = 0,98$;

f_{TP} – коефіцієнт тертя металу об метал, $f_{TP} = 0,1$.

Розв'язавши рівняння 4.2 відносно реакції $R = P$, де P – зусилля затиску деталі, отримаємо розрахункову формулу з врахуванням ККД шарнірів **4** і **9** у вигляді:

$$P = \frac{p(D^2 - d^2) \cdot (l \cdot \eta_M - hf_{TP})}{4h} \cdot \eta_{III} \pi, \quad (4.3)$$

де η_{III} – ККД шарнірів, $\eta_{III} = 0,65$.

4.2.2 Гідравлічна схема затискного пристрою

Принципова гідравлічна схема приводу групового затискного пристрою (рис. 4.2) включає: **Б1** – маслобак; **Н1** – насос; **АК1** – пневмогідроаккумулятор; **КО1**, **КО2** – зворотні клапани; **КП1** – запобіжний клапан; **ДР1** – дросель; **РД1** – реле тиску; **Ф1** – фільтр; **МН1** – манометр; **Р1** – розподільник; **Ц1**, **Ц2**, **Ц3** – гідроциліндри; **НС** – насосна станція.

При відмові насоса **Н1**, тиск в гідроциліндрах **Ц1**, **Ц2**, **Ц3** підтримується пневмогідроаккумулятором **АК1**. Якщо тиск падає нижче настройки реле тиску **РД1**, поступить електричний сигнал на відключення головного приводу верстата.

Зусилля затиску регулюється за допомогою дроселя **ДР1**, який встановлений в розгалуженні напірної магістралі.

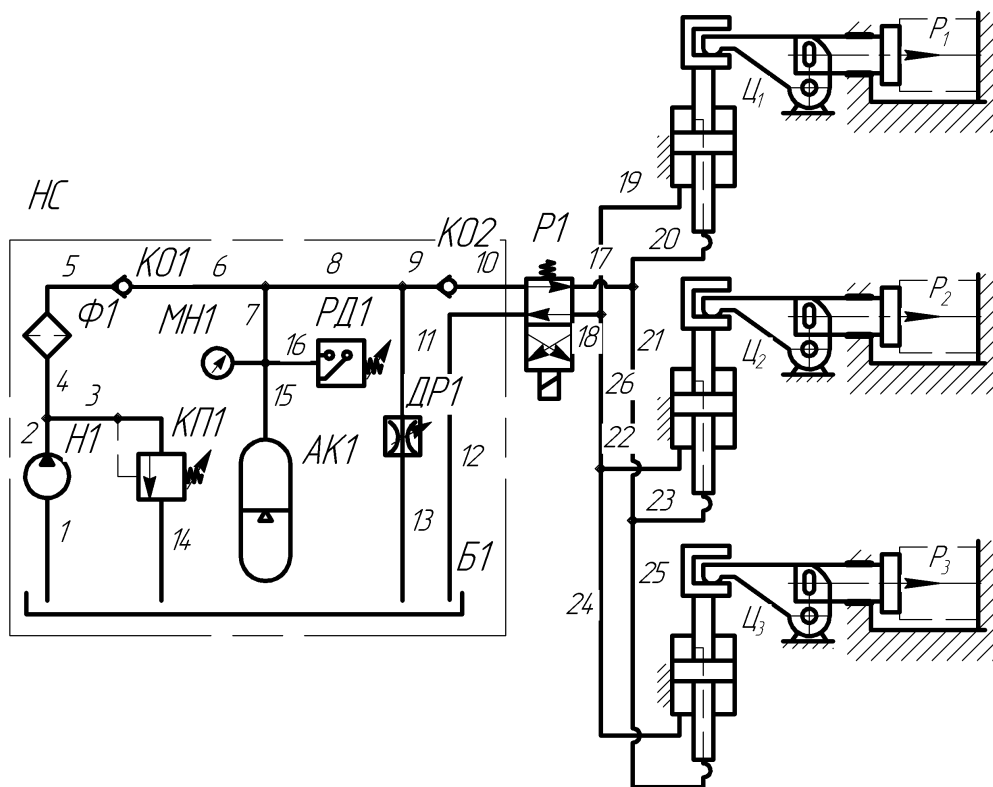


Рисунок 4.2 – Гідравлічна схема приводу групового затискного пристрою

4.3. Порядок виконання роботи

1. В затискний пристрій замість оброблюваної деталі встановлюють динамометр ДОСМ 3-1 (рис. 4.3). Його пружний елемент – скоба 5 стискається штовхачем гідроциліндра через важільний механізм затискного пристрою, як було описано вище. Величина деформації скоби визначається за індикатором годинникового типу 3 через важіль 2.

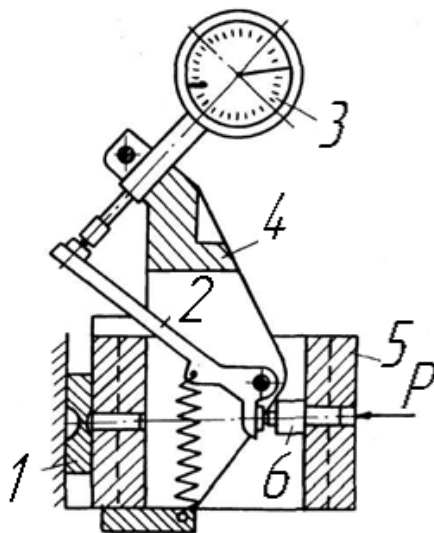


Рисунок 4.3 – Конструктивна схема динамометра:

1 – накладка, 2 – важіль, 3 – індикатор, 4 – корпус, 5 – пружний елемент, 6 – упор

2. За допомогою тарувального графіку в залежності від величини деформації скоби (рис. 4.4) визначають експериментальне зусилля затиску.

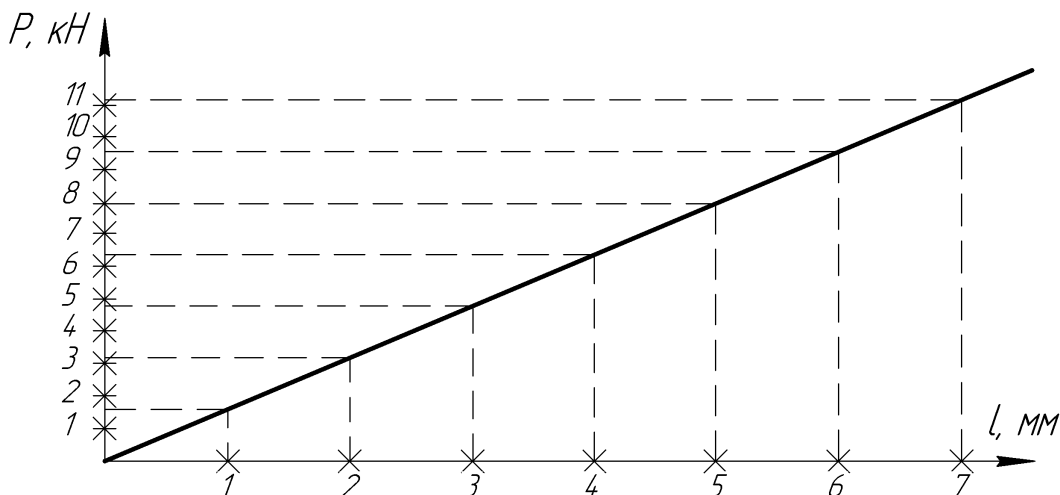


Рисунок 4.4 – Тарувальний графік динамометра ДОСМ 3-1

3. Досліди проводять при наступних значеннях тиску: 1, 2, 3, 4, та 5 МПа.

4. За розрахунковою формулою (4.3) визначають теоретичні величини

зусиль затиску при значеннях тиску 1, 2, 3, 4, та 5 МПа.

Геометричні розміри затискного пристрою: $D = 60$ мм; $d = 20$ мм;
 $l = 72$ мм; $h = 50$ мм.

5. Отримані значення експериментального та розрахункового зусилля затиску заносяться до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення експериментального та розрахункового зусилля затиску

Робочий тиск p , МПа	1	1,5	2	2,5	3
Показання індикатора δ , мм					
Експериментальне зусилля затиску $P_{екс}$, кН					
Розрахункове зусилля затиску $P_{розн}$, кН					

6. За даними таблиці 4.1 побудувати залежності $P_{екс} = f(p)$, $P_{розн} = f(p)$. Це і будуть статичні характеристики затискних пристроїв.

4.4 Контрольні запитання

1. Опишіть принцип роботи затискного пристрою (рис. 4.1).
2. Які фактори впливають на величину сили затиску деталі?
3. Назвіть переваги гідравлічних затискних пристроїв перед механічними.
4. Опишіть принцип роботи гідравлічної схеми приводу групового затискного пристрою (рис. 4.2).
5. Яким чином динамометр (рис. 4.3) фіксує показання сили затиску?
6. Чому значення експериментальної та розрахункової сили затиску деталі відмінні?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ

5.1 Мета роботи

Вивчити будову, принцип дії та основні характеристики гідروприводу обертального руху з дросельним регулюванням; побудувати залежності:
 $M_{ef} = f(P_1 - P_2)$, $n = f(M_{зальм})$.

5.2 Теоретичні відомості

Гідромотори – гідромашини, призначені для перетворення енергії стисненої рідини в обертальний рух.

Гідромотори за конструкцією аналогічні гідронасосам. У порівнянні з електродвигунами мають наступні переваги:

- у 6 разів менші за об'ємом при однаковій потужності;
- в 4...5 разів менші за масою;
- просте регулювання швидкості обертання, в окремих випадках від 2500 хв⁻¹ до 1 хв⁻¹ із забезпеченням високої стабільності;
- час розгону та гальмування не перевищує сотих частин секунди тощо.

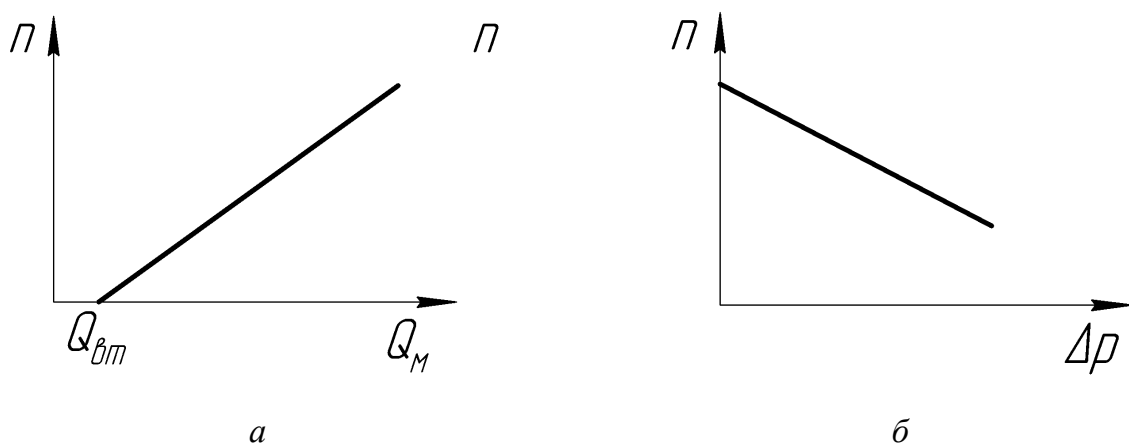


Рисунок 5.1– Залежність частоти обертання n вала гідромотора від витрат робочої рідини Q_M (а) та перепаду тисків (Δp) (б)

Момент T_M та частота n обертання вала гідромотора визначаються із (5.1) та (5.2) відповідно:

$$T_M = \frac{\Delta p \cdot q \cdot \eta_M}{2\pi}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.1)$$

$$n = \frac{q \cdot Q_M}{1000}, \text{ хв}^{-1}, \quad (5.2)$$

де Δp – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

q – об’єм робочої камери, м³;

η_M – ККД гідромотора ($\eta_M = 0,86$);

Q_M – витрати робочої рідини гідромотора, м³/хв.

Потужність P гідромотора визначається із (5.3):

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q \cdot \eta_M}{60}, \text{ кВт}, \quad (5.3)$$

Згідно із наведеними залежностями частота обертання вала гідромотора визначається витратами робочої рідини з урахуванням об’ємних втрат у моторі, які зростають зі збільшенням різниці тисків.

Гідромотори можуть бути регульовані та нерегульовані, тобто з регульованою та нерегульованою частотою обертання валу.

Експериментальний стенд (рис. 5.2) включає: гідростанцію **16**, гідромотор **17**, модель аксіально-поршневої гідромашини **18**, навантажувальний пристрій **19** – порошок гальмо з системою управління по напрузі та силі струму, імпульсний датчик **20** – фотоелемент для визначення обертів вала гідродвигуна, лічильник кількості обертів **9**, і секундомір **7**.

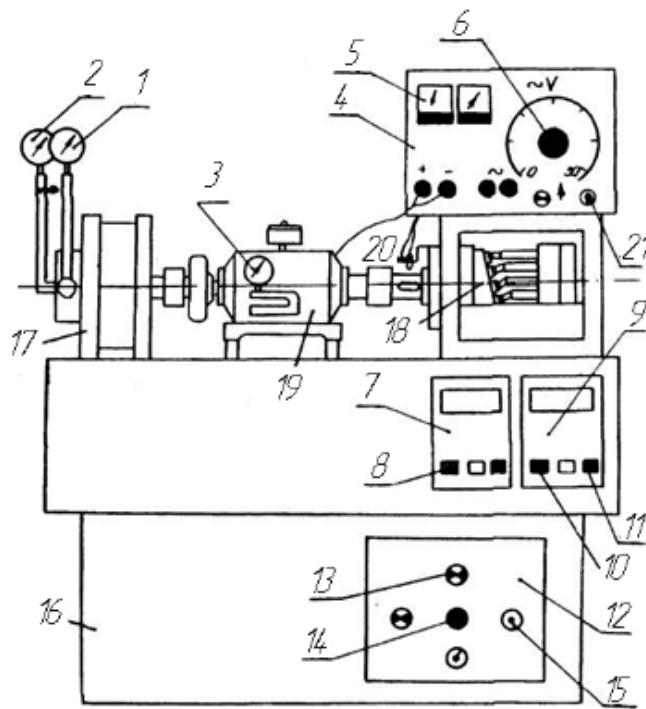


Рисунок 5.2 – Загальний вигляд стенду: 1,2 - манометри; 3 – індикатор годинникового типу; 4 – випрямляч струму; 5 – вольтметр; 6 – рукоятка зміни напруги; 21 – тумблер включення випрямляча; 7 – секундомір; 8 – кнопка обнулення секундоміра; 9 – лічильник імпульсів; 10 – кнопка обнулення лічильника імпульсів; 11 – кнопка пуску лічильника імпульсів і секундоміра; 12 – пульт керування; 13 – контрольна лампочка; 14 – кнопка пуску; 15 – кнопка «Стоп»; 16 – гідростанція; 17 – гідромотор; 18 – аксіально-поршнева гідромашина; 19 – навантажувальний пристрій; 20 – імпульсний датчик

Принцип роботи гідроприводу стенду (рис. 5.3) наступний. При включенні гідростанції рідина надходить від насоса **Н1** через фільтри **Ф1** грубого та **Ф2** тонкого очищення і дросель **ДР1** до гідродвигуна **ГМ1**. Паралельно по трубопроводу **7** вона також надходить до гідростатичних підшипників плунжерів аксіально-поршневої гідромашини **ГМ2** і на змащення підшипників кочення по трубопроводу **8**. Гідродвигун **ГМ1** обертає ротор електропорошкового гальма **ЕПГ** та похилий диск аксіально-поршневої гідромашини **ГМ2**. Із зливної порожнини гідродвигуна **ГМ1** рідина по трубопроводу **6** через регульований дросель **ДР2** надходить у маслобак **Б1**. Із кишень підшипників **ГМ2** рідина надходить у маслобак **Б2**, а з нього повертається по трубопроводу **9** у маслобак **Б1**.

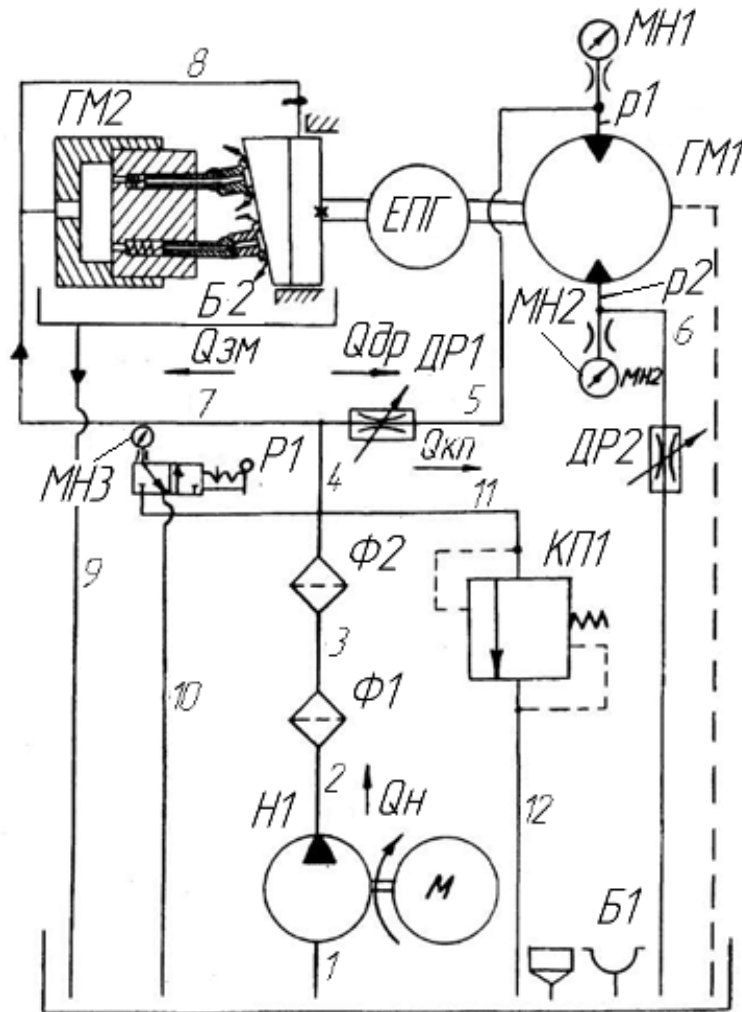


Рисунок 5.3 – Принципова схема гідроприводу

Баланс витрат рідини у гідросистемі можна представити наступним рівнянням:

$$Q_H = Q_{др} + Q_{кп} + Q_{змащ}, \quad (5.4)$$

де Q_H – витрати насосу, м³/с;

$Q_{др}$ – витрати рідини, що проходить через дросель ДР1 у гідро двигуні, м³/с;

$Q_{кп}$ – витрати рідини, що проходить через клапан КП1 у маслобак Б1, м³/с;

$Q_{змащ}$ – витрати рідини, що надходить для змащування підшипника, м³/с.

Під впливом перепаду тиску ($p_1 - p_2$) на валу гідромотора виникає момент обертання T_M :

$$T_M = M_{ef} = M_{гальм} + M_{ЕПГ} + M_{АГМ} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot q \cdot \eta_{ef}}{2\pi}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.5)$$

де $M_{гальм}$ – гальмівний момент, що створюється електропорошковим

гальмом, Н·м;

$M_{ЕПГ}$ – момент тертя електропорошкового гальма, Н·м;

$M_{АГМ}$ – момент тертя аксіально-поршневої гідромашини, Н·м.

Об'єм робочої камери гідромотора, що досліджується, становить $q = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

5.3. Порядок виконання роботи

1. Ввімкнути гідропривід кнопкою *14*.
2. Тумблером *21* увімкнути випрямляч *4*. Рукоятку *21* на випрямлячі повернути проти годинникової стрілки до упору на відмітку «0».
3. Встановити в нульове положення індикатор *3* для вимірювання гальмівного моменту на валу гідромотора.
4. Натисненням кнопки *11* увімкнути секундомір *7* на час приблизно 20 с і вимкнути секундомір.
5. З табло лічильника *7* зняти показання кількості обертів вала гідромотора за час вмикання секундоміра.
6. За допомогою манометрів *1* і *2* визначити тиск відповідно на вході гідродвигуна і на його виході.
7. Зробити скидання показань секундоміра і лічильника кількості обертів, натиснувши на кнопки *8* і *10*.
8. Аналогічні досліди провести при напрузі $U = 5, 10, 15, 20, 24 \text{ В}$. При цьому зняти показання індикатора гальмівного моменту Δ (відлік показань індикатора *3* робити у напрямку проти годинникової стрілки по червоним цифрам шкали); кількість імпульсів на табло лічильника *9* (n_i); показання манометрів (p_1, p_2). Величину гальмівного моменту знаходять по тарувальному графіку (рис. 5.4).

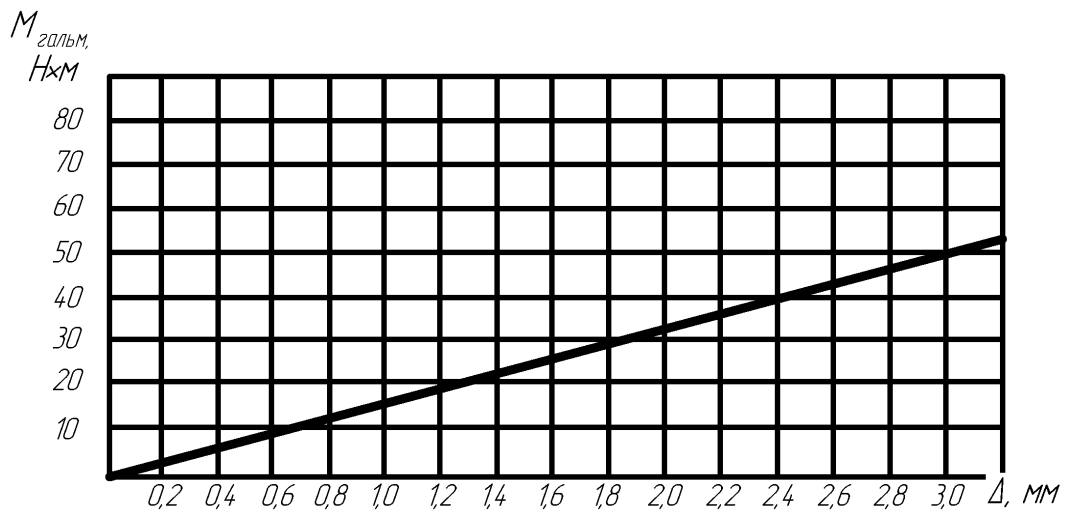


Рисунок 5.4 – Тарувальний графік

9. Експериментальні дані занести в таблицю 5.1

Таблиця 5.1 – Експериментальні дані вимірювань

$U, В$	$\Delta, мм$	$M_{гальм}, Н\cdot м$	$p_1, МПа$	$p_2, МПа$	$\Delta p, МПа$	$n_{20} = n_i / 2$	$t, с$
0							
5							
10							
15							
20							
24							

10. За формулою (5.5) розрахувати значення моменту обертання M_{ef} та побудувати графік його залежності від перепаду тисків на вході і виході з гідромотора $M_{ef} = f\Delta p$.

11. Визначити частоту обертання вихідного валу $n = n_{20} / 20$, $хв^{-1}$ та побудувати експериментальну залежність $n = f(M_{гальм})$.

5.4 Контрольні запитання

1. Що таке гідромотори?
2. Назвіть переваги гідромоторів у порівнянні з електродвигунами.
3. Як впливають витрати робочої рідини та перепад тисків на частоту обертання вала гідромотора?

4. Опишіть принцип роботи експериментального стенду (рис. 5.2).
5. Що створює гальмівний момент на стенді (рис. 5.3)?
6. Опишіть принцип роботи гідроприводу (рис. 5.3).
7. Як змінюється величина моменту обертання від перепаду тисків на вході та виході гідромотора?
8. Як змінюється величина частоти обертання вихідного валу від гальмівного моменту?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

ДРОСЕЛЬНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОДВИГУНІВ

6.1 Мета роботи

Дослідити гідропривід з дросельним регулюванням та визначити залежність швидкості переміщення штоку гідроциліндра при робочій подачі від площі прохідного перерізу дроселя $v_p = f(S_{dp})$.

6.2 Теоретичні відомості

6.2.1 Об'ємне регулювання швидкості

Одним з основних параметрів роботи гідродвигуна є швидкість переміщення його вихідної ланки. Швидкість може бути фіксованою під час прямого та зворотного ходу, регульованою за прямого та зворотного ходу, змінною і регульованою протягом прямого ходу і т.п.

Враховуючи, що швидкість поршня циліндра визначається $v = Q/S$, а частота обертання вала гідромотора $n = Q_M/q$, то очевидно, що складно і недоцільно виконувати регульованими конструктивні параметри S (активна площа поршня) і q (геометричний робочий об'єм гідромотора), більш ефективно використовувати регулювання витрат робочої рідини.

Об'ємне регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна полягає у використанні у гідроприводі *насоса 1 з регульованою продуктивністю* (рис. 6.1). Регулюванням продуктивності гідронасоса забезпечують регулювання швидкості переміщення поршня циліндра *2* або частоти обертання вала гідромотора. Для запобігання недопустимого підвищення тиску у гідросистемі встановлюють *запобіжний клапан 3*, а *підпірний клапан 4* використовують для забезпечення плавності ходу поршня та неможливості попадання повітря у гідросистему. Підпірний клапан налагоджується на тиск відкривання 0,3.. 0,8 МПа.

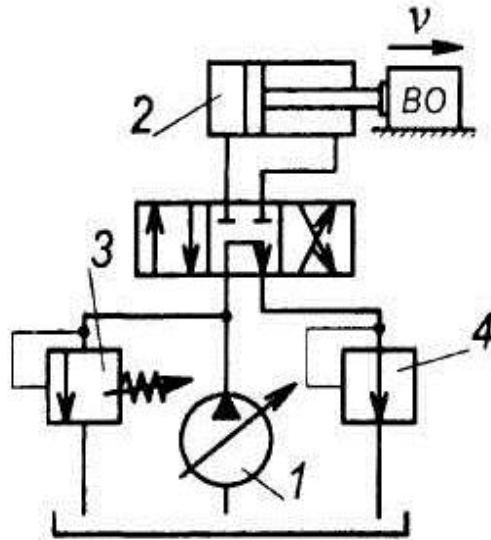


Рисунок 6.1 – Гідравлічна схема гідроприводу з об’ємним регулюванням швидкості руху вихідної ланки гідроприводу

Баланс витрат робочої рідини становитиме:

$$Q_H = v \cdot S_1 - Q_{вт}, \quad (6.1)$$

де Q_H – продуктивність насоса, м³/с;

v – швидкість поршня циліндра, м/с;

S_1 – площа поршня циліндра, м²;

$Q_{вт}$ – втрати робочої рідини на шляху від гідронасоса до гідродвигуна, враховуючи об’ємні втрати у самому двигуні, м³/с.

Тоді швидкість переміщення поршня:

$$v = \frac{Q_H}{S_1} - \frac{Q_{вт}}{S_1}, \text{ м/с.} \quad (6.2)$$

Зміна швидкості:

$$\Delta v = v_m - v = \frac{Q_H}{S_1} - \frac{Q_H}{S_1} + \frac{Q_{вт}}{S_1} = \frac{Q_{вт}}{S_1}, \text{ м/с,} \quad (6.3)$$

де v_m – теоретична швидкість поршня без врахування втрат робочої рідини.

Отже, стабільність швидкості переміщення поршня, у разі об’ємного регулювання, залежить від об’ємних втрат робочої рідини. Втрати робочої рідини визначаються тиском у гідросистемі і не залежать від величини витрат.

6.2.2 Ступеневе регулювання швидкості

Ступеневе регулювання швидкості виконавчого органу забезпечується встановленням у гідроприводі двох гідронасосів постійної продуктивності.

Часто гідропривід повинен здійснювати швидке підведення, наприклад інструменту, та зі значно меншою швидкістю – виконання власне технологічної операції (наприклад різання). У таких випадках у гідроприводі встановлюють два гідронасоси (рис. 6.2, а) різної продуктивності: **1** – низької, **2** – високої. Під час здійснення прямого ходу одночасно працюють два насоси, що забезпечує швидке підведення різця до заготовки. Під час врізання різця і початку процесу різання миттєво зростає навантаження на шток циліндра, і відповідно, тиск на виході гідронасоса **1**, клапан **3** відкривається і робоча рідина, яка подається гідронасосом **2** більшої продуктивності, потрапляє до гідробаку. Швидкість переміщення поршня зменшується до величини робочої подачі.

На рисунку 6.2, б наведена принципова схема гідроприводу з двома гідронасосами **1** і **2** різної продуктивності, гідроциліндр **8** керується розподільником **7**, клапан **3** запобігає недопустимому перевищенню тиску у гідросистемі. За даною схемою швидкість переміщення поршня може мати три значення, які визначаються продуктивністю насосів **1**, **2** або обох гідронасосів разом. Керує швидкістю переміщення поршня циліндра, і відповідно, витратами робочої рідини розподільник **4**.

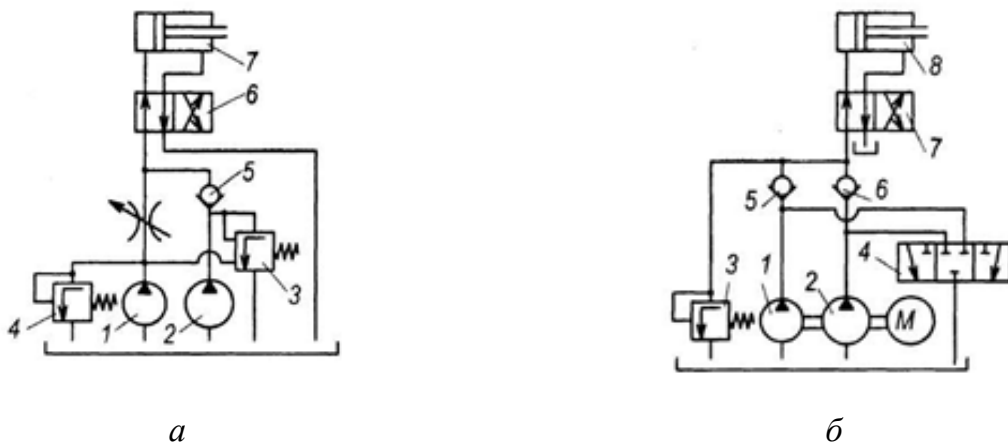


Рисунок 6.2 – Ступеневе регулювання швидкості виконавчого органу за допомогою:

а – двох гідронасосів постійної продуктивності та клапану тиску,

б – двох гідронасосів постійної продуктивності та розподільника

6.2.3 Дросельне регулювання швидкості

Дросельне регулювання швидкості руху виконавчих органів автоматизованого обладнання полягає у використанні дроселів для регулювання витрат робочої рідини. До того ж використовується гідронасос постійної продуктивності, який гарантовано перевищує максимальні витрати робочої рідини за максимальної швидкості переміщення поршня циліндра. Надлишок рідини постійно через запобіжний клапан, який у даному випадку виконує функцію переливного клапана, потрапляє до гідробаку.

Використовують дросельне регулювання швидкості переміщення поршня циліндра на вході, на виході та паралельне.

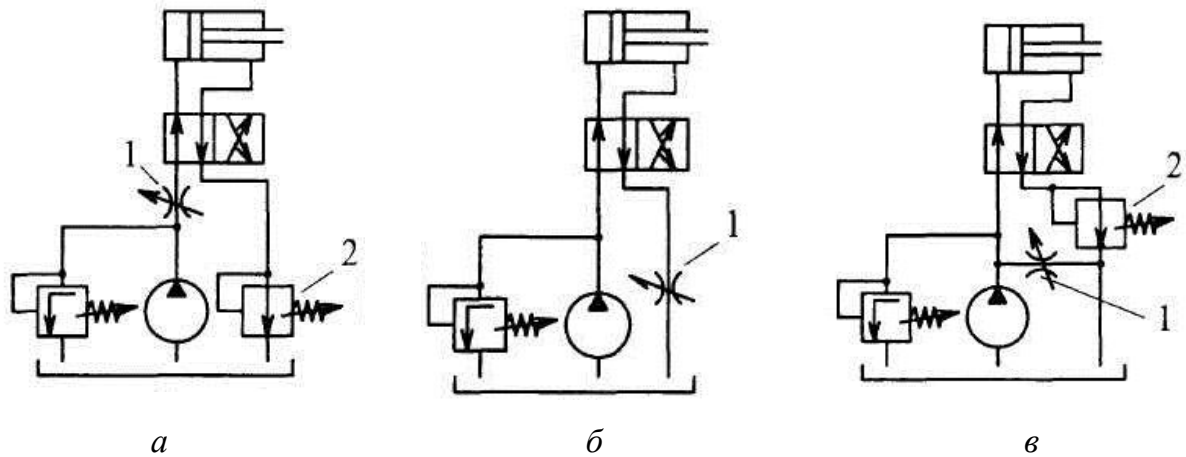


Рисунок 6.3 – Принципові схеми гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки гідро двигуна на вході (а), виході (б), паралельне дросельне регулювання (в)

При дросельному регулюванні швидкості (рис. 6.3, а) дросель **1** встановлюють у напірній гідролінії між гідронасосом та гідроциліндром, підпірний клапан **2** призначений для забезпечення стабільності швидкості за незначної її величини.

Дросель **1** (рисунок 6.3, б) може також встановлюватись у зливній магістралі за регулювання швидкості на виході.

У випадку паралельного дросельного регулювання дросель **1** (рис. 6.3, в) встановлюється між гідронасосом та зливною гідролінією. При незначній швидкості її стабільність забезпечують підпірним клапаном **2**.

Дросельне регулювання швидкості найбільш розповсюджене завдяки простоті, надійності та низькій вартості, але має суттєвий недолік – залежність витрат робочої рідини через дросель від різниці тисків на ньому.

Швидкість переміщення поршня визначається відповідно до (6.4):

$$v = \frac{Q}{S} = \mu \cdot \frac{F}{S} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}, \text{ м/с.} \quad (6.4)$$

Вхідний тиск p_1 рівний тиску на виході гідронасоса p_H , а вихідний – визначається, як тиск у гідроциліндрі $p_ц$:

$$p_ц = \frac{F_k + F_m + p_3 \cdot S_2}{S_1}, \text{ Па.} \quad (6.5)$$

Із врахуванням (6.5) швидкість переміщення поршня визначатиметься:

$$v = \mu \cdot \frac{F}{S} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_H - \frac{F_k + F_m + p_3 \cdot S_2}{S_1} \right)}, \text{ м/с.} \quad (6.6)$$

Аналізуючи одержану рівність (6.6) бачимо, що нестабільність швидкості переміщення поршня циліндра визначається коливаннями корисного зусилля F_k (навантаження).

Дросельне регулювання швидкості, незважаючи на незначний коефіцієнт корисної дії (не перевищує 0,7), має широке застосування у верстатному гідроприводі з потужністю до 10 кВт.

Для підвищення стабільності швидкості при дросельному регулюванні використовують регулятори витрат.

На рисунку 6.4 наведені залежності відносної швидкості транспортування $v_v = v/v_{max}$ від відносного навантаження $p_v = p/p_{max}$, де v , v_{max} , p_{max} – відповідно поточні і максимальні значення швидкості та тиску.

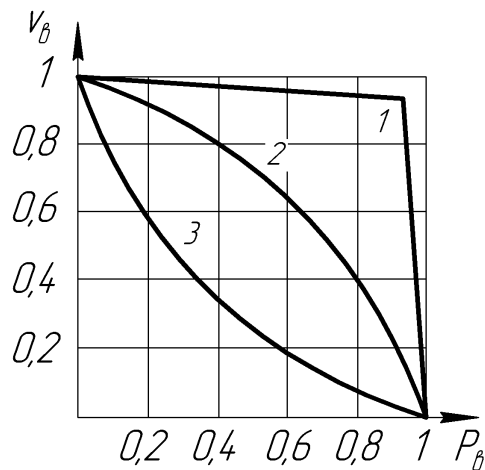


Рисунок 6.5 – Залежність відносної швидкості v_b від відносного навантаження P_b при об’ємному (1), дросельному послідовному (2) регулюваннях та паралельному (3) встановленні дроселя

Найбільшу стабільність забезпечує об’ємне регулювання, при якому досягається найвищий ККД приводу. Значно нижча стабільність швидкості при послідовному (рис. 6.5, крива 2) та паралельному (рис. 6.5, крива 3) підключенні дроселя.

У потужних гідроприводах тривалими робочими ходами обґрунтовано використовувати об’ємний гідропривід, який більш економічний при значних витратах робочої рідини.

Дросельне регулювання швидкості економічно вигідне за незначної потужності гідроприводу з короткочасними робочими ходами.

6.2.4 Гідравлічні дроселі

Дросель – гідроапарат, який використовується для регулювання витрат робочої рідини.

Витрати робочої рідини визначаються із (6.7):

$$Q = \mu_v \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{вх} - P_{вих})}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.7)$$

де μ_v – коефіцієнт витрат, який залежить від параметрів отвору дроселя, стискання та швидкості протікання робочої рідини через отвір тощо, для розрахунків приймають $\mu_v = 0,62 \dots 0,71$;

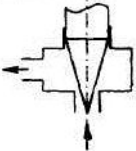
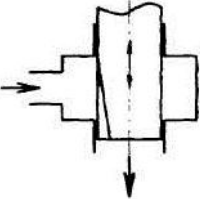
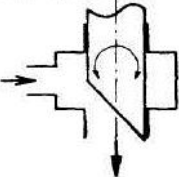
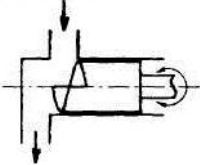
$S_{\partial p}$ – площа прохідного перерізу дроселя, м²;

$P_{вх}$, $P_{вих}$ – тиск на вході та виході дроселя, Па;

ρ – густина рідини, для мастил $\rho=870\dots900$ кг/м³.

Дросель конструктивно простий, малогабаритний та надійний у експлуатації гідроапарат, дає змогу у широкому діапазоні регулювати витрати робочої рідини і відповідно швидкість переміщення поршня. Типи дроселів приведені в таблиці 6.1

Таблиця 6.1 – Типи дроселів

Конструктивне виконання	Гідравлічний опір	Залежність від в'язкості	Умови регулювання
 Конічний	Підвищена швидкість протікання рідини, відносно значні затрати на подолання сил тертя	Висока внаслідок значного тертя	Різде збільшення прохідного перерізу
 З повздожнім переміщенням регулюючого елемента	Те саме	Те саме	Рівномірна зміна площі, висока чутливість регулювання
 Щілинний	Те саме	Незначна	Рівномірна зміна площі, висока чутливість, поворот регулюючого елемента на 180°
 Щілинний зі спіральним профілем регулюючого елемента	Висока швидкість протікання рідини, незначні втрати на тертя	Відсутня	Рівномірна зміна площі, висока чутливість, поворот регулюючого елемента на 360°

Гідравлічний дросель представляє собою гідравлічний опір. Гідравлічний опір залежить від площі прохідного перерізу, потоку, його форми та в'язкості рідини. В результаті тертя рідини, яке виникає під час протікання її через дросель, виникає перепад тисків, який можна усунути конструкцією дроселя.

Переважно дроселі виготовляються з паралельно розташованим зворотним клапаном (рис. 6.6).

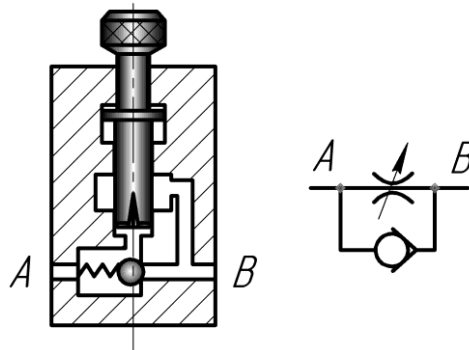


Рисунок 6.6 – Гідравлічний дросель із зворотним клапаном

Вибір типу дроселя здійснюють з урахуванням створюваного ним гідравлічного опору, чутливості до налаштування та забруднень рідини. Приклади використання дроселів наведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Використання гідравлічних дроселів

Схеми використання	Призначення дроселя	Схеми використання	Призначення дроселя
	<p>Дроселі <i>Д1</i> та <i>Д2</i> призначені для зміни швидкості руху поршня циліндра <i>Ц1</i> при прямому ході. Зміна швидкості здійснюється за умови досягнення штоком розподільника <i>P2</i>. Зворотний клапан <i>ЗК1</i> блокує дроселі при здійсненні зворотного ходу</p>		<p>Дроселі <i>Д1</i> та <i>Д2</i> призначені для регулювання швидкості руху поршня циліндра <i>Ц1</i> під час прямого та зворотного ходів, незалежність регулювання забезпечується зворотними клапанами <i>ЗК1</i> та <i>ЗК2</i></p>

6.2.5 Описання лабораторного стенду

Загальний вигляд експериментального стенду представлений на рисунку 6.7, де :

- 1, 2, 3 – манометри;
- 4 – диференціальний манометр;
- 5 – пульт керування;

- 6 – кнопка включення в мережу;
- 7, 14 – слайди;
- 8 – потенціометр;
- 9 – кінцевий вимикач;
- 10 – шток гідроциліндра;
- 11 – корпус гідроциліндра;
- 12 – кран;
- 13 – панель подач УН 7416-02;
- 15 – міліамперметр;
- 16 – лічильник часу.

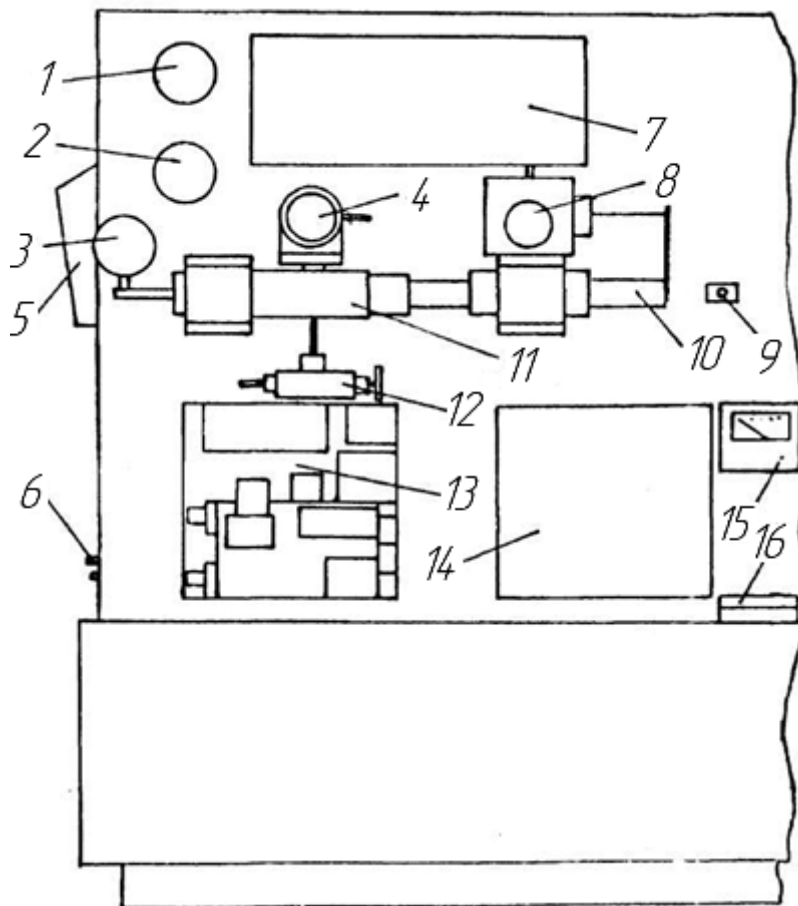


Рисунок 6.7 – Загальний вигляд експериментальної установки

Для керування зворотно-поступальним рухом штока гідроциліндра служить гідропанель подач УН 74016-02. Команди на виконання переходів циклу надходять від електричних кінцевих вимикачів 9. Контроль за тиском гідросистеми проводиться за допомогою манометрів 1, 2, 3 і деференційного

манометра 4.

Для визначення залежності швидкості робочого ходу штока від площі прохідного перерізу дроселя використовується лічильник часу 16 і потенціометр 8.

Відстань, яку проходить шток, визначається по показанням міліамперметра 15 та із тарувального графіку (рис. 6.8).

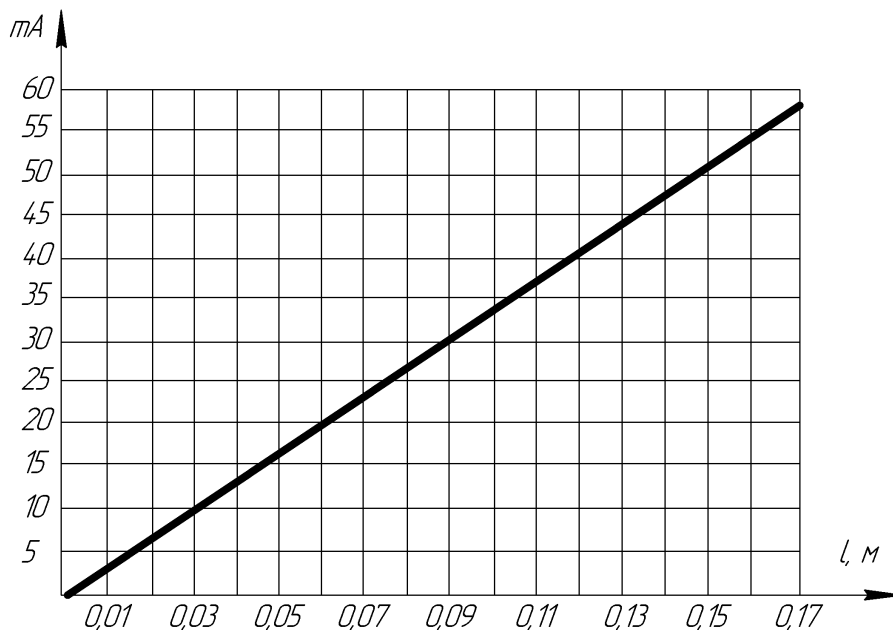


Рисунок 6.8 – Тарувальний графік

Реалізація циклу «швидке підведення – робоча подача – швидке відведення» відбувається за допомогою гідропанелі подач УН 7416-02. Вона працює спільно з двома насосами: насосом робочих подач та насосом швидких ходів. Команди на виконання переходів надходять від електричних кінцевих вимикачів.

Регульовальною характеристикою гідроприводу називається залежність швидкості переміщення вихідної ланки гідравлічного двигуна (штоку циліндра, валу гідромотора) від величини площі прохідного перерізу регулюючого органу.

Витрати перетікання рідини через дросель будуть рівними необхідним витратам рідини в гідроциліндрі:

$$Q_{др} = Q_{ц} = v_p \cdot S_n + k \cdot (p_1 - p_2), \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.8)$$

де v_p – швидкість руху штоку робочого гідроциліндра, м/с;

S_n – площа поршня, мм²;

$(p_1 - p_2)$ – перепад тиску на поршні гідроциліндру Ц1, Па;

k – коефіцієнт підтікання рідини, $k=8,3 \cdot 10^{-14}$ м⁵/Н·с.

Діаметр поршня на лабораторному стенді $D_n = 0,05$ м.

Тиски p_1 і p_2 визначаються по манометрам $MН1$ і $MН2$.

З формули (6.9) визначають площу поперечного перерізу дроселя S_{dp} :

$$Q_{dp} = \mu \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.9)$$

$$S_{dp} = \frac{v_p \cdot \frac{\pi D_n^2}{4} + k \cdot (p_1 - p_2)}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \text{ м}^2, \quad (6.10)$$

де Δp – перепад тиску на дроселі, який визначається по диференційному манометру, Па.

Формула (6.10) є розрахунково-експериментальною для визначення залежності $v_p = f(S_{dp})$.

Швидкість переміщення штока v_p визначається із співвідношення (6.11):

$$v_p = \frac{l}{t}, \text{ м/с}, \quad (6.11)$$

де t – час переміщення штоку, заміряється лічильником часу **16**, с;

l – довжина ходу штока, визначається на основі тарувального графіка по показникам міліамперметра **15**.

6.3 Порядок виконання роботи

1. Увімкнути стенд.
2. Установити ручку дроселя в положення «1» (дросель знаходиться на зворотній стороні стенда).
3. Виставити «0» на лічильнику часу.
4. Ввімкнути рух штоку гідроциліндра за циклом «швидке підведення-

робоча подача-швидке відведення». Під час переміщення зняти показання: з диференційного манометра, манометрів на вході і виході в гідроциліндр та амперметра.

5. Після завершення циклу зняти показання з лічильника часу.

6. Аналогічні досліди провести при положенні ручки дроселя «2, 3, 4, 5, 6».

7. Дані експериментальних досліджень внести до таблиці 6.3. Розрахувати площу прохідного перерізу дроселя по формулі (6.10) та занести до таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Дані експериментальних досліджень

Положення ручки дроселя	Час, t, c	Показання міліамперметра	Шлях, l, m	Швидкість, $v_p, m/c$	Показання манометра, $\Delta p, MPa$	Тиск на вході p_1, MPa	Тиск на виході p_2, MPa	Площа прохідного перерізу дроселя S_{dp}
1 (0^0)								
2 (72^0)								
3 (144^0)								
4 (216^0)								
5 (288^0)								
6 (360^0)								

8. Побудувати залежність $v_p = f(S_{dp})$.

6.4 Контрольні запитання

1. У чому полягає об'ємне регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигунів?

2. У чому полягає ступеневе регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигунів?

3. У чому полягає дросельне регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигунів?

4. Дросель. Конструкція, призначення, типи.

5. Опишіть принцип роботи лабораторного стенду (рис. 6.7).

6. Що називають регулювальною характеристикою гідроприводу?

7. Як залежить швидкість руху вихідної ланки гідро двигунів від площі поперечного перерізу дроселя?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З РЕГУЛЯТОРОМ ВИТРАТ

7.1 Мета роботи

Дослідити гідропривід з регулюванням швидкості руху вихідного органу за допомогою регулятора витрат та установити залежність швидкості переміщення штоку гідроциліндра при різних навантаженнях на нього і побудувати механічну характеристику $v_p = f(P)$.

7.2 Теоретичні відомості

7.2.1. Регулятори витрат

Регулятор витрат – гідроапарат, призначений для регулювання витрат робочої рідини незалежно від різниці тиску на вході та виході.

Суттєвим недоліком регулювання витрат робочої рідини за допомогою дроселя є їх залежність від різниці тисків. Під час зростання навантаження на гідроциліндр зростає тиск у ньому і відповідно на виході дроселя, відповідно зменшується різниця тисків, що приводить до зменшення витрат робочої рідини, і як наслідок зменшується швидкість руху поршня. У багатьох машинах не допускається коливання швидкості переміщення виконавчих органів за умови зміни навантаження. Для запобігання наведеного недоліку розроблений регулятор витрат, де окрім дроселя є гідравлічний клапан (рис. 7.1).

Робоча рідина протікає з входу до виходу через регульований дросель **1**, за допомогою якого встановлюються задані витрати робочої рідини, а потім через щілину між золотником **2** та корпусом, величина прохідного перерізу якої регулюється положенням золотника. За умови зростання тиску на виході зростає зусилля на правий торець золотника, який переміщується вліво збільшуючи прохідний переріз щілини, і відновлюючи встановлену різницю тисків. Аналогічно реагує золотник на зміну вхідного тиску. Золотник **2** знаходиться у динамічній рівновазі і забезпечує постійну різницю вхідного P_{ex}

та вихідного $P_{вих}$ тисків на дроселі 1.

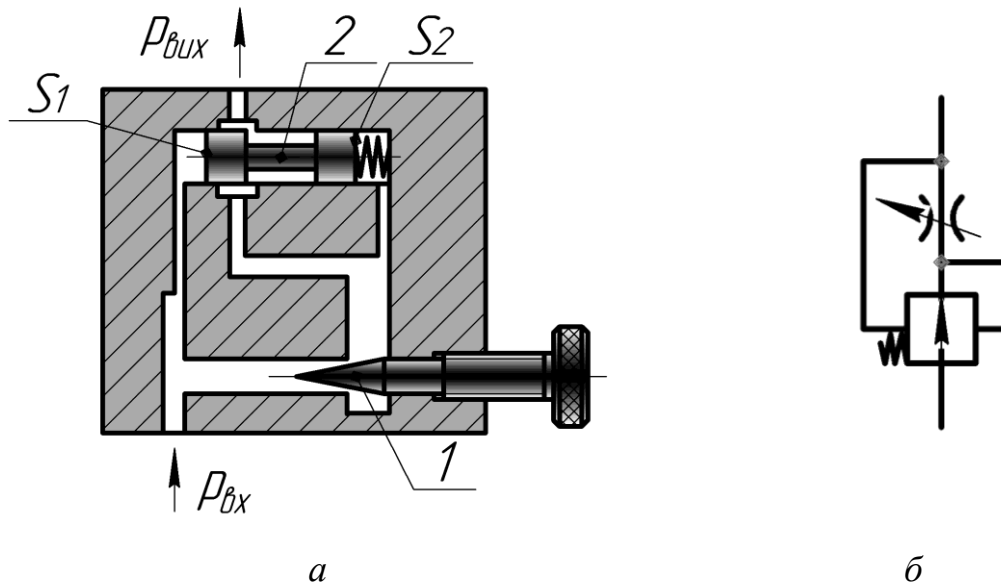


Рисунок 7.1 – Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) регулятора витрат

Розглянемо рівновагу золотника. На лівий торець золотника діє зусилля $S_1 \cdot p_{вх}$, на правий $S_2 \cdot p_{вих} + F_{пр}$ ($F_{пр}$ – зусилля пружини). З умови рівноваги:

$$S_1 \cdot p_{вх} = S_2 \cdot p_{вих} + F_{пр}. \quad (7.1)$$

Із (7.1) враховуючи, що $S_1 = S_2 = S$, одержимо:

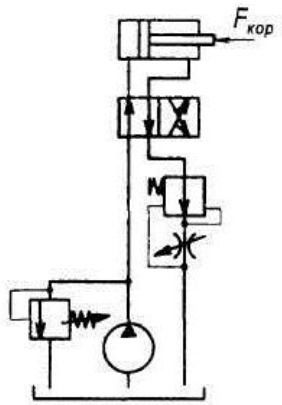
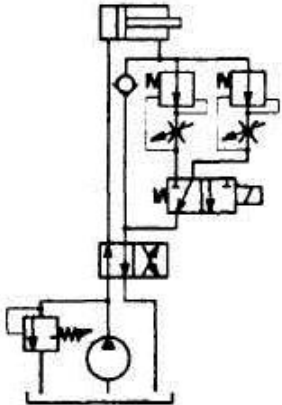
$$p_{вх} - p_{вих} = \frac{F_{пр}}{S}. \quad (7.2)$$

Отже, у даній конструкції регулятора витрат різниця тисків залежить лише від двох постійних величин $F_{пр}$ і S_1 , а отже, є величиною постійною. Переважно встановлюється різниця тисків $p_{вх} - p_{вих} = 0,2 \dots 0,25$ МПа.

Регулятор витрат дає змогу забезпечити постійні витрати рідини, і відповідно, постійну швидкість переміщення поршня циліндра незалежно від коливань навантаження.

Регулятори витрат використовуються у приводах супортів верстатів, де необхідно забезпечити постійну швидкість переміщення супорта незалежно від коливань зусилля різання, в приводах механізмів переміщення, позиціонування та виконання інших технологічних операцій (таблиця 7.1).

Таблиця 7.1 – Схеми використання регуляторів витрат

Схеми використання	Призначення регулятора витрат	Схеми використання	Призначення регулятора витрат
	<p>Призначений для регулювання швидкості руху поршня циліндра незалежно від зусилля навантаження $F_{кор}$</p>		<p>Призначений для регулювання швидкості руху поршня прямого ходу, наприклад після завершення неробочого ходу швидкість зменшується (робоча подача)</p>

7.2.2 Експериментальний стенд

Механічною характеристикою гідроприводу називається залежність швидкості переміщення вихідної ланки гідродвигуна (штока гідроциліндра або вала гідродвигуна) від навантаження.

В даній лабораторній роботі навантаження на штоці робочого гідроциліндра (сила P) утворюється за допомогою навантажувального гідроциліндра.

Дослідний гідростенд (рис. 7.2) складається з: **1** – кнопка вмикання стенда; **2** – робочий гідроциліндр; **3** – диференційний манометр; **4, 6, 7, 10** – манометри; **5** – пульт керування; **8** – датчик переміщення; **9** – слайди; **11** – навантажувальний гідроциліндр; **12** – гідропанель подачі УН 74І6-02; **13** – клапан переливний; **14** – кінцевий електровимикач; **15** – штовхач; **16** – лічильник часу; **17** – міліамперметр; **18** – регулятор потоку ПГ 55-2.

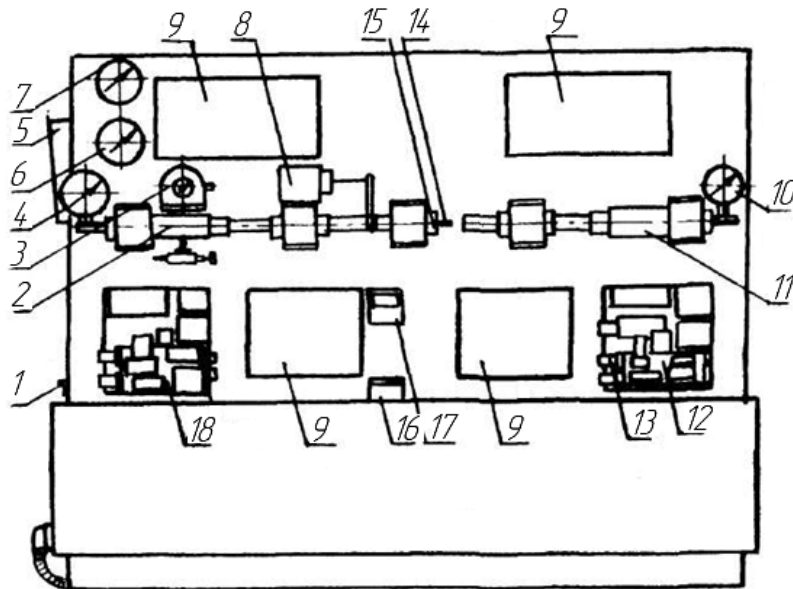


Рисунок 7.2 – Загальний вигляд лабораторного стенду

Навантаження на штоці робочого гідроциліндра визначається за наступною формулою:

$$P = p_3 \cdot \frac{\pi D^2}{4} + T, \text{ Н} \quad (7.3)$$

де p_3 – тиск в поршневій порожнині навантажувального гідроциліндра, Па;

D – діаметр поршня навантажувального гідроциліндра, м ($D=0,05\text{м}$);

T – сила тертя в манжетах штока і поршня навантажувального гідроциліндра ($T = 530 \text{ Н}$).

Якщо в схему гідроприводу входить звичайний дросель, то при збільшенні навантаження P швидкість переміщення штока робочого гідроциліндра буде зменшуватись, оскільки при цьому збільшується злив рідини через переливний клапан (крива 1, рис. 7.3).

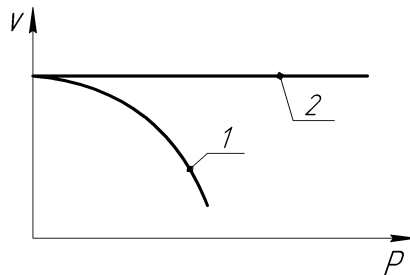


Рисунок 7.3 – Залежність швидкості переміщення штока робочого гідроциліндра

від навантаження: 1 – при наявності в гідроприводі дроселя;

2 – при наявності в гідроприводі регулятора витрат

В даній лабораторній роботі досліджується гідропривід з регулятором витрат, який встановлюється на вході до поршневої порожнини робочого гідроциліндра. Він забезпечує постійну швидкість переміщення штока робочого гідроциліндра незалежно від навантаження P (крива 2, рис. 7.3).

Принципова схема гідравлічного стенду приведена на рисунку 7.4.

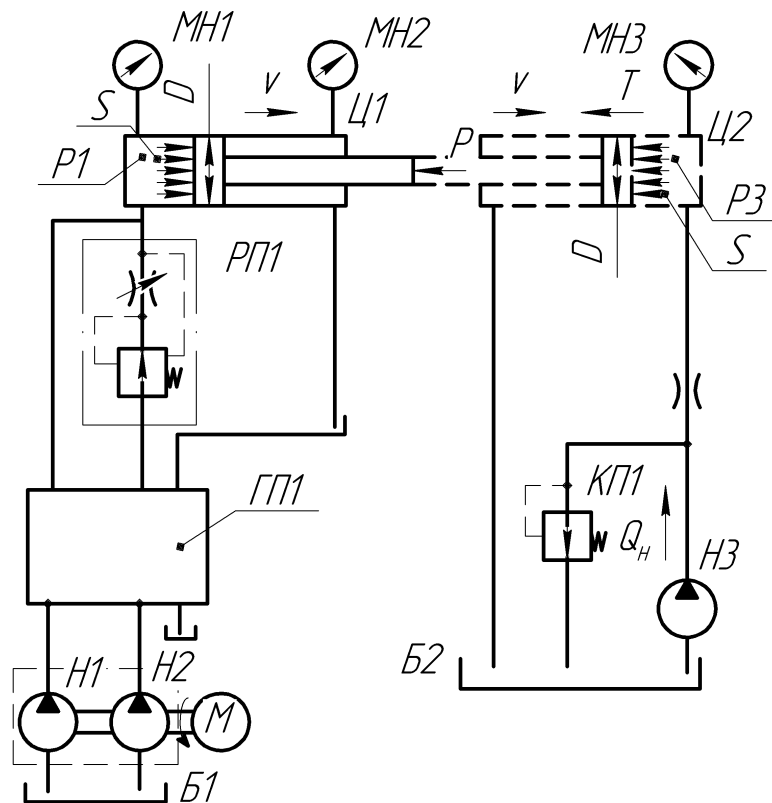


Рисунок 7.4 – Принципова схема гідроприводу експериментального стенду:

$B1, B2$ – маслобаки; $H1, H2, H3$ – насоси; $ГП1$ – гідропанель подачі;
 $РП1$ – регулятор витрат; $Ц1$ – робочий гідроциліндр; $Ц2$ - навантажувальний
гідроциліндр; $КП1$ – клапан переливний; $МН1, МН2, МН3$ – манометри

Для визначення швидкості робочого ходу штока використовується лічильник часу і міліамперметр. Відстань, пройдена штоком, визначається по показникам міліамперметра і тарувальному графіку (рис. 7.5).

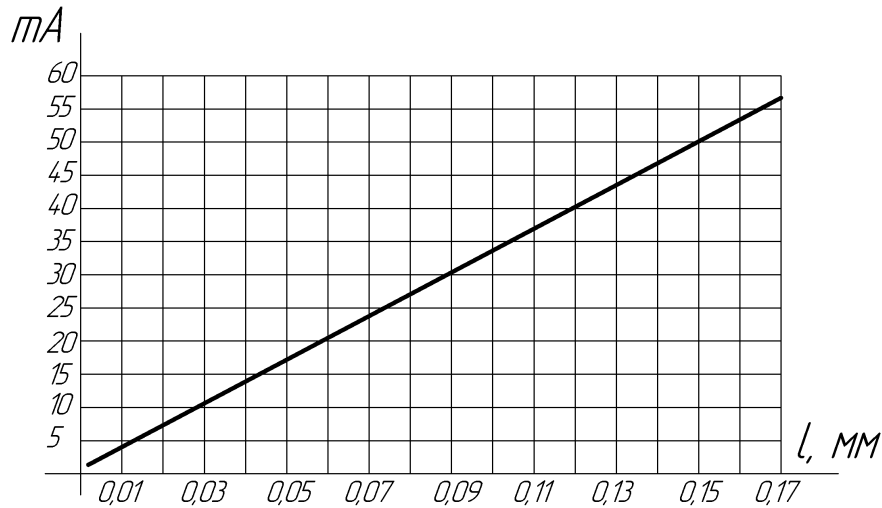


Рисунок 7.5 – Тарувальний графік

7.3 Порядок виконання роботи

1. Ввімкнути насосну станцію.
2. Встановити ручку регулятора витрат у положення **2** (min). Регулятор витрат знаходиться із задньої сторони стенду.
3. Установити «0» на пульті лічильника часу.
4. Встановити перемикач налаштування переливного клапана **13** у положення **2** (клапан переливний знаходиться із задньої сторони стенда).
5. Ввімкнути навантажувальний гідроциліндр.
6. Ввімкнути робочий гідроциліндр.
7. За час робочої подачі зняти показання манометра **10** (тиск p_3), лічильника часу **16** (час t), міліамперметра **17** та по формулі (7.3) розрахувати навантаження на робочий гідроциліндр і внести в таблицю 7.2.
8. Аналогічні досліди провести, встановивши перемикач налаштування переливного клапана у положення **3, 4 і 5**.

Таблиця 7.2 – Експериментальні дані та результати розрахунків

Положення рукоятки переливного клапана	Час t , с	Показання міліамперметра, mA	Шлях, m	Швидкість m/c	Тиск p_3 , MPa	Навантаження kH
2						
3						
4						
5						

9. Побудувати механічну характеристику гідроприводу $v_p = f(P)$.

7.4 Контрольні запитання

1. Що таке регулятор витрат?
2. Поясніть принцип роботи регулятора витрат (рис. 7.1).
3. Де використовуються регулятори витрат?
4. Що називається механічною характеристикою гідроприводу?
5. Як змінюється швидкість переміщення штока робочого гідроциліндра від навантаження при наявності в гідроприводі дроселя, регулятора витрат?
6. Поясніть принцип роботи гідроприводу експериментального стенду (рис. 7.4).
7. Як залежить швидкість переміщення штока робочого гідроциліндра від величини навантаження?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Возняк Л.В., Гімер П.Р., Мердух М.І., Паневник О.В. Гідравліка: навчальний посібник. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. – 327 с
2. Гідравліка. Підручник. / В.А. Дідур, Д.П. Журавель, М.А. Палішкін [та ін.]; ред. В.А. Дідур. – Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – 546 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмопривод: підруч. для студ. вищ. навч. закл. / О.О. Федорець [та ін.] ; за ред. д-ра техн. наук, проф. О. О. Федорця, д-ра техн. наук, проф. О.Ф. Саленка. – 2-ге вид., перероб. і доп. – К.: Знання, 2009. – 502 с.
4. Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Інженерна гідравліка. Підручник для студентів вищих навчальних закладів. – К.: Слово, 2006. – 432 с.
5. Промисловий гідропривод: практ. порадник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корощупов, К.С. Коваленко; Донбас. держ. техн. ун-т, Нац. техн. ун-т України ("КП"). – Алчевськ; Київ: ДонДТУ, 2012. – 175 с.
6. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
7. Сидоренко В.П. Гідравліка і гідроприводи: навч. посіб. / В.П. Сидоренко, О. М. Яхно ; Відкритий міжнародний ун-т розвитку людини "Україна". – К.: Університет "Україна", 2008. – 163 с.
8. Соколов В.І., Кроль О.С., Спіфанова О.В. Гідравліка. Навчальний посібник. – Сєверодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2017. – 160 с.
9. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс ТР701. Учебник. / Д. Шольц; под ред. О. М. Яхно, Ю. А. Осинского. – К.: Фесто Дидактик. – 2002. – 124 с.