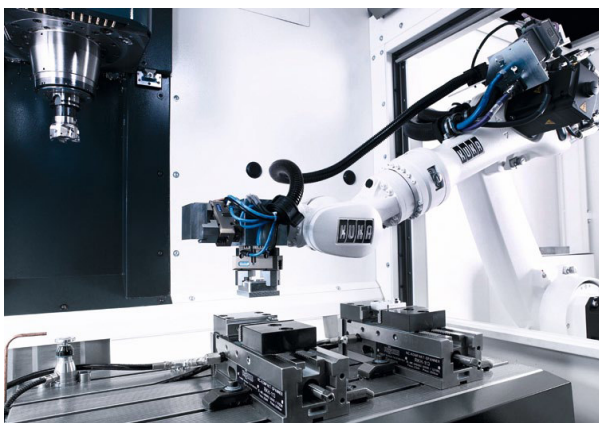
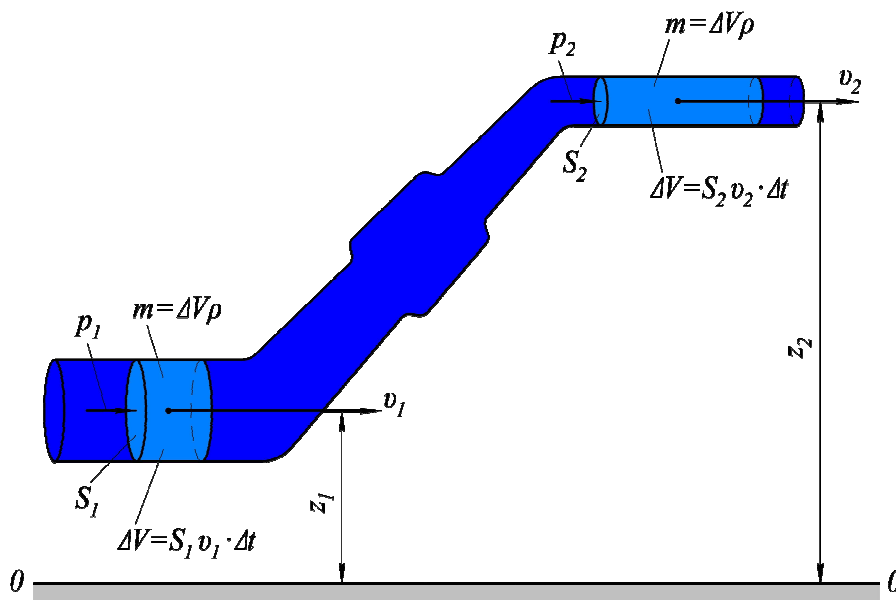


Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

**ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ,
ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

Лабораторний практикум

Вінниця
ВНТУ
2016

УДК [621.22+62-82+62-85+532](075)
ББК [31.56+34.447.3+34.447.5+30.123]я73
Г46

Автори:

**Ю. А. Буренніков, О. В. Дерібо, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик,
С. В. Репінський**

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 2 від « 24 » вересня 2013 р.)

Рецензенти:

Р. Д. Іскович-Лотоцький, доктор технічних наук, професор

В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор

В. Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика :
Г46 лабораторний практикум / [Буренніков Ю. А., Дерібо О. В.,
Козлов Л. Г., Пурдик В. П., Репінський С. В.] — Вінниця : ВНТУ,
2016. — 100 с.

Лабораторний практикум містить лабораторні роботи, які охоплюють основні розділи дисциплін «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи», «Гідравліка і гідропневмоавтоматика».

В роботах наведено короткі теоретичні відомості, описано стенди для проведення досліджень, методики виконання та опрацювання дослідних даних, питання для самоконтролю. Рекомендується для студентів денної та заочної форм навчання напрямів підготовки 6.050502 — «Інженерна механіка», 6.050503 — «Машинобудування» та 6.050504 — «Зварювання».

УДК [621.22+62-82+62-85+532](075)
ББК [31.56+34.447.3+34.447.5+30.123]я73

© Ю. Буренніков, О. Дерібо, Л. Козлов,
В. Пурдик, С. Репінський, 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розділ 1 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ.....	5
<i>Лабораторна робота № 1</i> Визначення в'язкості рідини.....	5
<i>Лабораторна робота № 2</i> Прилади для вимірювання тиску.....	13
<i>Лабораторна робота № 3</i> Дослідження роботи посудини Маріотта.....	24
<i>Лабораторна робота № 4</i> Визначення втрат питомої енергії потоку з використанням рівняння Бернуллі.....	30
<i>Лабораторна робота № 5</i> Визначення режимів руху рідини в трубопроводі.....	36
<i>Лабораторна робота № 6</i> Вимірювання поля швидкостей у трубопроводі за допомогою трубки Піто.....	43
Розділ 2 ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД.....	48
<i>Лабораторна робота № 7</i> Визначення характеристик об'ємних втрат насоса та дослідження статичної характеристики насосної станції.....	48
<i>Лабораторна робота № 8</i> Визначення характеристик гідромотора.....	58
<i>Лабораторна робота № 9</i> Визначення статичної (навантажувальної) характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості....	65
<i>Лабораторна робота № 10</i> Дослідження динамічної характеристики запобіжного клапана.....	72
<i>Лабораторна робота № 11</i> Випробовування електрогідравлічних крокових приводів подачі фрезерного верстата з ЧПК на точність позиціонування.....	78
Розділ 3 СИСТЕМИ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ.....	83
<i>Лабораторна робота № 12</i> Пневматичні засоби автоматики.....	83
ДОДАТОК А.....	91
ЛІТЕРАТУРА.....	99

ВСТУП

Гідравлічні та пневматичні системи широко застосовуються в обладнанні і оснащенні машинобудівного виробництва, в машинах для агропромислового та лісозаготівельного комплексів, в транспортних, будівельних, гірничих і випробувальних машинах, у військовій техніці та в багатьох інших сферах життєдіяльності людини. У машинобудуванні такі системи ефективно використовуються в приводах робочих органів і системах керування металорізальних верстатів та автоматичних ліній, пресів, промислових роботів, засобів механізації і автоматизації технологічного оснащення та ін.

Інженерна діяльність у напрямі створення та експлуатації гідравлічних і пневматичних систем пов'язана з дослідженням і конструюванням нових агрегатів та вузлів, з модернізацією наявної апаратури, розробкою принципово нових рішень і, особливо, з робленням і практичним використанням гідравлічних та пневматичних приводів машин різного призначення. Фахівці з проектування та експлуатації гідро- та пневмосистем повинні мати ґрунтовні теоретичні знання і володіти практичними навичками раціонального використання таких систем. Саме тому серед загальноінженерних дисциплін, передбачених навчальними планами за напрямом підготовки 6.050502 — «Інженерна механіка», 6.050503 — «Машинобудування» та 6.050504 — «Зварювання», важливе місце займають курси «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» та «Гідравліка і гідропневмоавтоматика». Виконання лабораторних робіт є важливою частиною навчальних програм цих дисциплін. Основними задачами робіт є поглиблення знань з машинобудівної гідравліки і об'ємного гідроприводу, а також набуття початкового практичного досвіду поводження з найпоширенішими гідро- та пневмоагрегатами і системами, побудованими з використанням цих агрегатів.

В лабораторному практикумі стисло викладені теоретичні основи розділів, яким відповідає та чи інша робота, наведено опис лабораторних стендів і методик виконання експериментів та опрацювання отриманих даних, містяться питання для самостійної підготовки та контролю знань. Значну увагу приділено поясненню фізичного змісту процесів в досліджуваних об'єктах та методам вимірювання фізичних величин, які характеризують ці процеси.

Лабораторний практикум призначений для студентів денної та заочної форм навчання напрямів підготовки 6.050502 — «Інженерна механіка», 6.050503 — «Машинобудування» та 6.050504 — «Зварювання» і може бути корисним для студентів інших напрямів підготовки.

Розділ 1 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

Лабораторна робота № 1

ВИЗНАЧЕННЯ В'ЯЗКОСТІ РІДИНИ

Мета роботи. Визначення в'язкості рідини віскозиметром Енглера.

1.1 Короткі теоретичні відомості

Рідиною в гідравліці називають фізичне тіло, здатне змінювати свою форму при впливі на нього як завгодно малих сил. Розрізняють два види рідин: рідини краплинні і рідини газоподібні (рис. 1.1). *Краплинні* рідини — це рідини в звичайному, загальноприйнятому розумінні цього слова (вода, нафта, гас, масло тощо). *Газоподібні* рідини — гази, у звичайних умовах це газоподібні речовини (повітря, кисень, азот, пропан тощо).

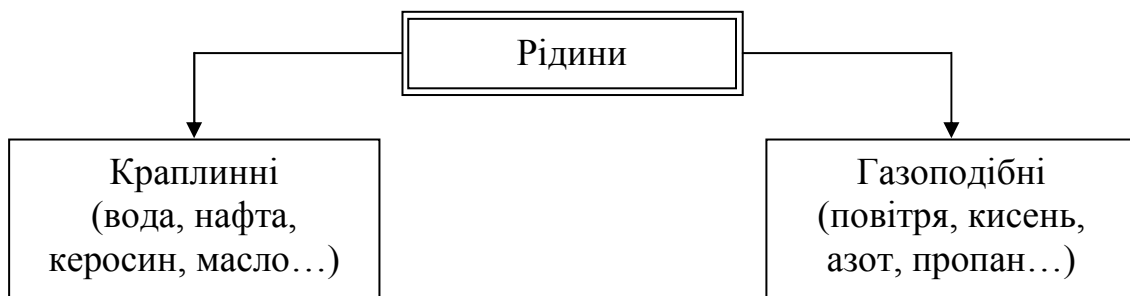


Рисунок 1.1 — Види рідин

Основною відмінною ознакою газоподібних від краплинних рідин є здатність стискатися (змінювати об'єм) під впливом зовнішніх сил. Краплинні рідини (надалі просто рідини) важко піддаються стисненню, а газоподібні рідини (гази) стискаються досить легко, тобто під впливом навіть невеликих зусиль можуть змінити свій об'єм в декілька разів.

У гідравліці використовуються поняття *реальної* та *ідеальної* рідини. Ідеальна рідина, на відміну від реальної, не має внутрішнього тертя, а також тертя зі стінками посудин і трубопроводів. Ідеальна рідина також абсолютно нестислива. Така рідина не існує в дійсності, і була придумана для полегшення та спрощення низки теоретичних висновків і досліджень, в яких в'язкість не є визначальним чинником і нею можна знехтувати.

Основні фізичні властивості рідини — густина, в'язкість, коефіцієнти об'ємного стиснення та температурного розширення тощо.

Густина — це маса рідини в одиниці об'єму, кг/м^3 :

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.1)$$

де m — маса рідини, V — об'єм рідини.

Наприклад, густина води становить $\approx 1000 \text{ кг/м}^3$, бензину — $680 \dots 720 \text{ кг/м}^3$, мінеральних масел, що застосовуються в об'ємних гідроприводах, — $850 \dots 930 \text{ кг/м}^3$.

Питома вага — вага одиниці об'єму рідини, Н/м^3 :

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad (1.2)$$

де G — вага одиниці об'єму V .

Співвідношення між питомою вагою та густиною

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

де g — прискорення вільного падіння.

З підвищенням температури питома вага рідини зменшується.

Стисливість — здатність рідини змінювати свій об'єм при зміні тиску. Стисливість рідини характеризується **коефіцієнтом об'ємного стиснення**, який визначається за формулою, $\text{м}^2/\text{Н}$ або Па^{-1} :

$$\beta_p = -\frac{1}{V_0} \frac{dV}{dp}, \quad (1.4)$$

де V_0 — початковий об'єм рідини,

dV — зміна цього об'єму при збільшенні тиску на величину dp .

Оскільки при збільшенні тиску об'єм рідини зменшується, то dV від'ємне. В зв'язку з тим, що за змістом коефіцієнт β_p є величиною додатною, то перед виразом (1.4) є мінус.

Величина, обернена β_p , називається **об'ємним модулем пружності** рідини, Н/м^2 або Па :

$$E = \frac{1}{\beta_p}. \quad (1.5)$$

Об'ємний модуль пружності рідини не є сталою величиною і залежить від тиску, температури та кількості повітря, що знаходиться в рідині.

Відомо, що в робочих рідинах знаходиться розчинений і нерозчинений (у вигляді самостійної фази) газ. Найчастіше це повітря. З підвищенням тиску нерозчинене повітря переходить у розчин і навпаки. Нерозчинене в рідині повітря може суттєво впливати на стисливість (об'ємний модуль пружності E) рідиноповітряної суміші, що утворюється при цьому. Стиснення рідин, в основному, зумовлено стисненням нерозчиненого в них газу.

Стисливість робочої рідини знижує жорсткість гідравлічного контуру, оскільки на стиснення затрачається енергія. Стисливість робочої рідини може бути причиною виникнення автоколивань в гідросистемі, створює запізнення в спрацюванні гідроапаратури і виконавчих механізмів.

Іноді стисливість рідин корисна — її використовують в гідравлічних акумуляторах як пружину.

Температурне розширення — відносна зміна об'єму рідини при збільшенні температури при $p = const$. Характеризується **коефіцієнтом температурного розширення**, $1/^\circ\text{C}$:

$$\beta_t = \frac{1}{V_0} \frac{dV}{dt}. \quad (1.6)$$

Оскільки для крапельних рідин коефіцієнт температурного розширення є нікчемно малим, то в практичних розрахунках його не враховують.

В'язкість — це властивість рідини чинити опір відносному переміщенню її частинок (переважно опір силам зсуву). В'язкість рідин — це результат взаємодії внутрішньомолекулярних силових полів, що перешкоджають відносному рухові двох шарів рідини. Розглянемо рух рідини у відкритому каналі (рис. 1.2). Досвід показує, що в різних точках вертикальної прямої швидкість течії неоднакова: біля твердих стінок або дна вона дорівнює нулю, а на поверхні — найбільша.

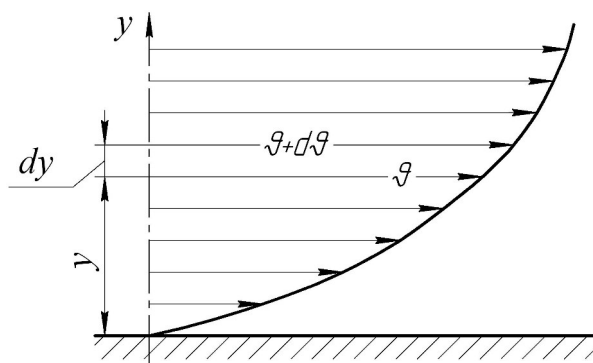


Рисунок 1.2 — Профіль швидкостей при течії в'язкої рідини вздовж твердої стінки

Оскільки суміжні шари рідини рухаються з різними швидкостями, то між ними виникає сила тертя, яка, згідно з **гіпотезою Ньютона**, прямо

пропорційна градієнту швидкості $d\vartheta/du$ в напрямку u і площі зсуву S , а також залежить від властивостей самої рідини:

$$F = \mu \frac{d\vartheta}{du} S, \quad (1.7)$$

де μ — динамічна в'язкість.

Сила тертя F з'являється тільки під час руху рідини. Тоді дотичне напруження між шарами рідини:

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{d\vartheta}{du}.$$

Звідси, динамічна в'язкість, Па·с:

$$\mu = \tau / (d\vartheta / du).$$

Одиниця вимірювання динамічної в'язкості в системі СГС — пуаз (1 П = 0,1 Па·с).

В технічних розрахунках зручно використовувати **кінематичну в'язкість**, м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.8)$$

Величина ν , що дорівнює 1 см²/с, в системі СГС називається стоксом (Ст), а 0,01 Ст — сантистоксом (сСт). Перевідні множники для деяких метричних одиниць вимірювання в одиницях вимірювання СІ показано в додатку А (табл. А.1—А.2).

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристики гідроприводу. При великих значеннях в'язкості виникають значні сили внутрішнього, а також зовнішнього (зі стінками трубопроводу) тертя, що призводить до значних втрат енергії та до нагрівання рідини. ККД гідроприводу знижується, а рідину часто доводиться примусово охолоджувати, витрачаючи на це додаткову енергію. При малих значеннях в'язкості зменшуються втрати енергії на тертя і рідину не потрібно охолоджувати, але при цьому зростають витоки через зазори та нещільності насосів, гідродвигунів й інших гідроагрегатів. Це зумовлює додаткові втрати енергії і впливає на кінематичну точність гідроприводу.

Тому вибір оптимальної в'язкості робочої рідини дозволяє отримати мінімальні витоки при невеликих втратах енергії на тертя і є важливим техніко-економічним завданням. Величина оптимальної в'язкості залежить від температури та робочого тиску в гідроприводі. Крім того, на

оптимальне значення в'язкості істотно впливає тип (конструкція) насосів і гідродвигунів, для яких вибирається робоча рідина.

Методи вимірювання в'язкості рідин і газів розглядаються в розділі фізики, який називають віскозиметрією, а прилади, за допомогою яких вона визначається, — віскозиметрами.

Крім оцінювання властивостей рідин за допомогою динамічної і кінематичної в'язкостей, користуються також умовною в'язкістю, розмірність якої — **градуси Енглера** ($^{\circ}E$). В'язкість, виражена в градусах Енглера, це відношення часу витікання 200 см^3 досліджуваної рідини через насадку з отвором діаметром $2,8 \text{ мм}$ і довжиною 2 мм , до часу витікання такого ж об'єму дистильованої води при $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ через таку ж насадку

$$^{\circ}E = \frac{t}{t_{\text{води}}}, \quad (1.9)$$

де $t_{\text{води}} = 51,6 \text{ сек.}$

Прилад, призначений для вимірювання умовної в'язкості рідин, називається віскозиметром Енглера. Для перерахунку градусів Енглера в стокси для мінеральних масел застосовується емпірична формула Убеллоде

$$\nu = 0,0731^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E}. \quad (1.10)$$

Таким чином, для оцінювання в'язкості рідини можна використовувати три показники, які пов'язані між собою.



Рисунок 1.3 — Способи оцінювання в'язкості рідини

В'язкість рідини залежить від температури і від тиску. При підвищенні температури і зменшенні тиску в'язкість рідини зменшується, причому залежність від температури є суттєвішою, ніж від тиску. У газів спостерігається обернене явище: з підвищенням температури в'язкість збільшується, зі зниженням — зменшується.

1.2 Стенд для проведення досліджень

Експериментальні дослідження визначення в'язкості рідини виконуються на віскозиметрі Енглера, схема якого показана на рис. 1.4.

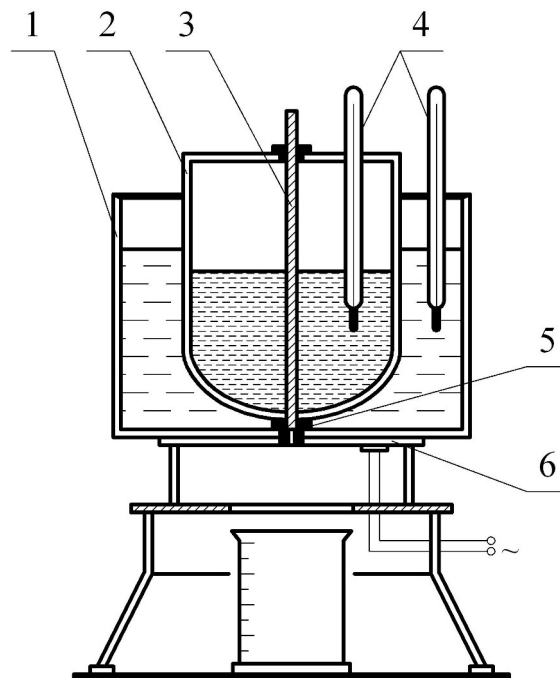


Рисунок 1.4 — Принципова схема віскозиметра Енглера:

1 — зовнішня посудина; 2 — внутрішня посудина; 3 — стрижень,
4 — термометри; 5 — насадка з каліброваним отвором; 6 — нагрівач

Віскозиметр Енглера складається з двох концентрично розташованих посудин 1 і 2. Внутрішня посудина 2 має сферичне дно з припаяною до нього латунною циліндричною трубкою.

В отвір латунної циліндричної трубки вставляється насадка 5 з отвором діаметром 2,8 мм і довжиною 2 мм, яка призначена для випускання рідини, що досліджується, з посудини 2. Отвір насадки 5 закривається спеціальним стрижнем 3.

Віскозиметр Енглера укомплектований спеціальною підставкою, у яку вмонтований електронагрівач 6 для підігріву води і досліджуваної рідини.

У посудину 2 наливають 200 см³ досліджуваної рідини, підігрівають її до заданої температури, а потім випускають через насадку. Рідину, що зливається, через насадку збирають у мірну посудину.

1.3 Пристрої та обладнання

1. Віскозиметр Енглера.
2. Зразки досліджуваних рідин (по 200 см³).
3. Термометр.
4. Секундомір.
5. Мірна посудина.

1.4 Методика виконання експерименту

Експериментальну частину роботи пропонується виконати у такій послідовності.

1. У насухо витерту внутрішню посудину 2 залити 200 см^3 одного зі зразків рідини, що досліджується.

2. Посудину 2 закрити кришкою і встановити термометри 4.

3. У посудину 1 налити воду, яку підігрівати за допомогою нагрівача 6 до тих пір, поки температура рідини, що досліджується, не досягне заданої.

4. Зафіксувати час витікання рідини, що досліджується, до перших двох крапель, секундомір зупинити. Отриманий час t_p в секундах і є часом витікання 200 см^3 рідини, що досліджується.

5. Для усунення можливих помилок роботу з визначення t_p повторити 3 рази при тій же температурі і взяти середнє значення.

6. Досліди за пунктами 1—5 повторити для всіх зразків рідин, що досліджуються.

7. Водне число $t_{\text{води}}$, тобто час витікання 200 см^3 дистильованої води при температурі $20 \text{ }^\circ\text{C}$, можна визначити у такій же послідовності. Для кожного віскозиметра водне число є постійним і зазначається заводом-виробником. В даному випадку $t_{\text{води}} = 51,6 \text{ с}$.

1.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. За результатами вимірювань розрахувати середні дослідні значення t_p , які дозволяють визначити в'язкість рідини в градусах Енглера за формулою (1.9).

2. Визначити кінематичну в'язкість за формулою (1.10).

3. За формулою $\mu = \nu \cdot \rho$ розрахувати динамічну в'язкість.

4. Отримані значення в'язкості зіставити з довідковими та визначити, які рідини використовувалася при дослідженні (табл. А.3).

5. Всі дані вимірювань і обчислень результатів дослідів внести в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 — Результати вимірювань і розрахунків

№ досліджуваної рідини	Густина рідини ρ , кг/м^3	Середній час витікання досліджуваної рідини t_p , с	В'язкість досліджуваної рідини		
			умовна в градусах Енглера $^\circ E$	кінематична ν , $\text{м}^2/\text{с}$	динамічна μ , $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$
1					
2					
3					

6. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

1.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади та обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці та висновки.

1.7 Питання для самоконтролю

1. Яке фізичне тіло називається рідиною, які бувають рідини?
2. Поняття ідеальної рідини. У яких випадках реальна рідина веде себе як ідеальна?
3. Поняття густини, питомої ваги, розмірності цих величин.
4. Стисливість і температурне розширення рідини. Який взаємозв'язок стисливості і модуля пружності рідини?
5. Поняття в'язкості, природа сил в'язкості. Гіпотеза Ньютона для внутрішнього тертя в рідині. Вплив температури на в'язкість рідини.
6. Будова і принцип дії віскозиметра Енглера. Поняття водного числа і градусу Енглера.
7. Показники в'язкості, формули їх перерахунку. Розмірності в'язкості.
8. Як відбувається процес розчинення в рідині газів (повітря)? На що впливає нерозчинене повітря в рідині?
9. Як впливає в'язкість робочої рідини на характеристики гідроприводу?
10. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі.
11. Методика опрацювання дослідних даних.

Лабораторна робота № 2

ПРИЛАДИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ТИСКУ

Мета роботи. Вивчення будови механічних і рідинних приладів для вимірювання тиску, ознайомлення з правилами перевірки робочого манометра, вироблення навичок побудови і користування кривою поправок значень вимірювання.

2.1 Короткі теоретичні відомості

На рідину постійно діють зовнішні сили, які поділяють на масові та поверхневі.

Масові: сили тяжіння та інерції. Сила тяжіння в земних умовах діє на рідину постійно, а сила інерції тільки при наданні об'єму рідини прискорень (позитивних або негативних).

Поверхневі: зумовлені дією сусідніх об'ємів рідини на даний об'єм або дією інших тіл.

Розглянемо посудину, яка наповнена рідиною. Якщо виділити в ній нескінченно малий об'єм рідини, то на цей об'єм будуть діяти сили зі сторони сусідніх таких же нескінченно малих об'ємів (рис. 2.1). Крім цього на вільну поверхню рідини діє сила атмосферного тиску $p_{атм}$ і сили зі сторони стінок посудини.

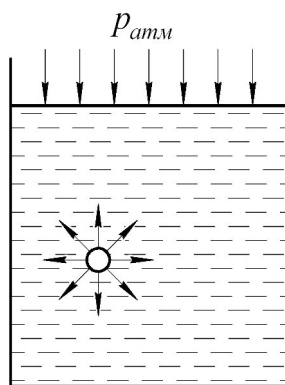


Рисунок 2.1 — Поверхневі сили

Якщо на рідину діє будь-яка зовнішня сила, то це означає, що рідина знаходиться під тиском. Зазвичай для визначення тиску рідини, викликаного дією на неї поверхневих сил, використовується формула

$$p = \frac{F}{S}, \quad (2.1)$$

де F — сила, що діє на рідину, Н;
 S — площа, на яку діє ця сила, м².

У випадку рівноваги рідини, коли на неї діє лише сила тяжіння, можна записати **основне рівняння гідростатики**

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.2)$$

згідно з яким абсолютний (повний) тиск p у будь-якій точці рідини дорівнює тиску p_0 на її вільній поверхні плюс вага стовпчика рідини висотою h .

Якщо тиск p відраховують від абсолютного нуля, то його називають **абсолютним (повним) тиском** $p_{абс}$. **Атмосферний тиск** $p_{атм}$ — це абсолютний тиск атмосферного повітря (рис. 2.2). Цей тиск за нормальних умов врівноважується стовпчиком ртуті висотою 760 мм рт. ст. Згідно з означенням, нормальний атмосферний тиск прийнято вважати рівним $p_{атм} = 101325$ Па (1 фізична атмосфера). На практиці застосовують наближене значення $p_{атм} = 10^5$ Па = 100 кПа = 0,1 МПа.

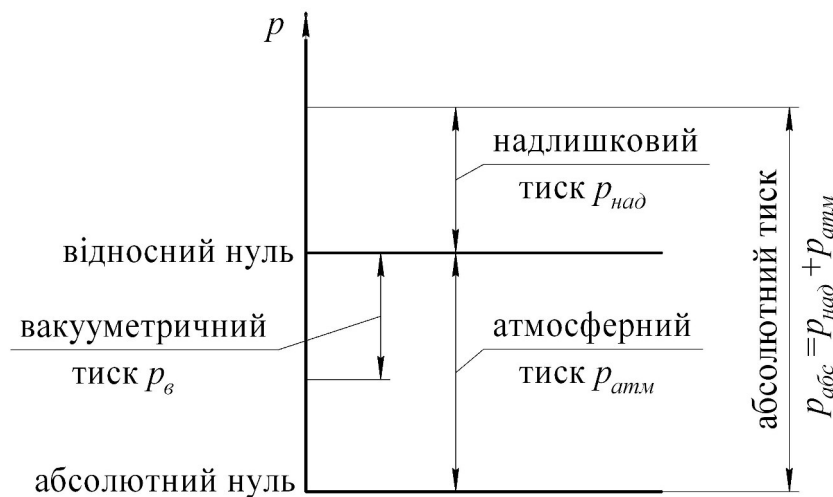


Рисунок 2.2 — Схема до визначення тисків

Якщо тиск відраховують від атмосферного, то він називається **надлишковим (манометричним)** $p_{над}$ — це різниця між абсолютним і атмосферним тиском, коли абсолютний тиск більший за атмосферний

$$p_{над} = p_{абс} - p_{атм}. \quad (2.3)$$

Вакууметричним тиском (вакуумом) p_v називають недостачу тиску до атмосферного або різницю між атмосферним і абсолютним тиском, коли абсолютний тиск менший за атмосферний

$$p_v = p_{атм} - p_{абс}. \quad (2.4)$$

За одиницю тиску в Міжнародній системі одиниць (СІ) прийнято паскаль — тиск, викликаний силою 1 Н, яка рівномірно розподілена по нормальній до неї поверхні площею 1 м²:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

Розмірність тиску позначається як «Па» (паскаль), «кПа» (кілопаскаль), «МПа» (мегапаскаль). В техніці у теперішній час продовжують використовувати систему одиниць МКГСС, в якій за одиницю тиску приймається 1 кгс/см² або «технічна атмосфера» (ат) (табл. А.1):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98066,5 \text{ Па} = 735,56 \text{ мм. рт. ст.} = 10 \text{ м. вод. ст.}$$

Часто застосовується також позасистемна одиниця: 1 бар = 10⁵ Па.

Прилади для вимірювання тиску в рідині чи газах класифікують за різними ознаками.

За принципом дії такі прилади поділяють на рідинні, механічні, електричні, комбіновані та інші.

В рідинних приладах рідина під дією тиску або піднімається, або опускається на висоту h . Вимірюючи h , розраховують тиск за співвідношенням $p = \rho gh = \gamma h$, де ρ , γ — відповідно, густина і питома вага рідини.

В механічних приладах тиск перетворюють в лінійне переміщення за допомогою трубчастих пружин, мембран або сильфона.

За характером вимірюваного тиску розрізняють: барометри — для вимірювання атмосферного тиску; вакуумметри — для вимірювання тиску розріджених газів; манометри — для вимірювання надлишкового тиску; диференційні манометри — для вимірювання різниці тисків у двох точках.

Рідинні прилади. *Ртутний барометр* складається з відкритої чаші, заповненої ртуттю, і скляної трубки, верхній кінець якої запаяний, а нижній опущений під рівень ртуті (рис. 2.3, а). Повітря у верхньому кінці трубки немає (*торрічеллева порожнина*), внаслідок чого трубка заповнюється ртуттю під силою атмосферного тиску на висоту h . Для відліку цієї висоти є лінійна шкала.

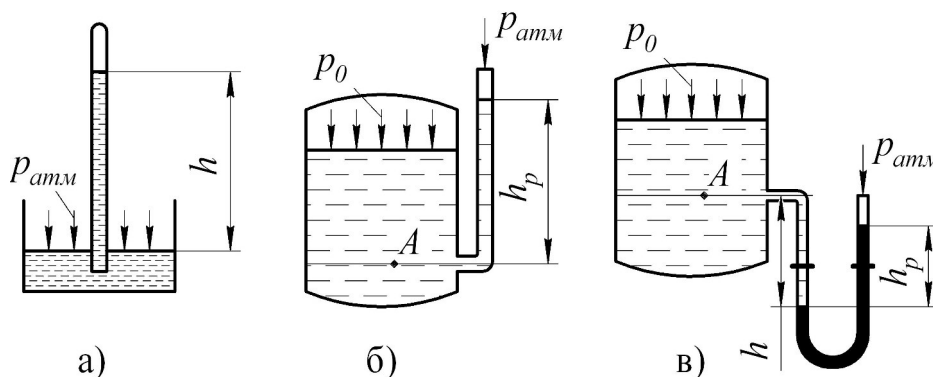


Рисунок 2.3 — Рідинні прилади для вимірювання тиску:
 а — ртутний барометр, б — п'езометр, в — U-подібний манометр

Найпростішим рідинним манометром є *п'езометр* (рис. 2.3, б), який використовується для вимірювання надлишкового тиску над атмосферним. Він являє собою скляну трубку з відкритим в атмосферу верхнім кінцем. Нижній кінець п'езометра з'єднується з місцем вимірювання тиску в рідині.

U-подібний рідинний манометр або *вакуумметр* (рис. 2.3, в) являє собою U-подібну скляну трубку, заповнену до певного рівня робочою рідиною (водою, спиртом, ртуттю тощо). Кінець одного коліна приєднаний до місця вимірювання, а кінець другого або відкритий і сполучений з атмосферою, або з нього висмоктане повітря і він запаяний. У манометрах із запаяним кінцем різниця рівнів рідини в обох колінах дає абсолютний тиск у міліметрах робочої рідини. Діапазон вимірюваного надлишкового і вакууметричного тисків для U-подібних рідинних манометрів становить 10^{-5} —0,1 МПа.

Для вимірювання різниці тисків у двох точках застосовують *диференційні манометри* (рис. 2.4). Якщо рідина в двох перерізах має однакову густину, то різницю тисків у цих перерізах ($p_1 - p_2$), розташованих на однакових висотах, визначають за формулою

$$\Delta p = hg \cdot (\rho_{pm} - \rho), \quad (2.5)$$

де ρ_{pm} — густина робочої рідини (ртуті).

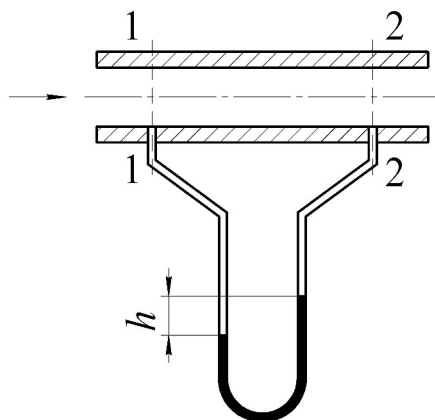


Рисунок 2.4 — Диференційний манометр

Завдяки простоті будови, високій точності вимірювань, стабільності показів рідинні прилади широко застосовують в лабораторній практиці. Їх основними вадами є вузький діапазон вимірюваних тисків, ламкість скляних трубок, необхідність застосування ртуті для збільшення діапазону вимірювань. Для вимірювання великих тисків (більше 0,4 МПа) застосовують манометри з пружним чутливим елементом (механічні манометри).

Механічні манометри (манометри з пружним чутливим елементом). Такі манометри виготовляють двох типів: пружинні і мембранні. На рис. 2.5 показано схему *механічного пружинного манометра*. Він складається з одновиткової трубчастої пружини 1, яка розміщена всередині корпуса манометра і зігнута по дузі. Один кінець трубчастої пружини жорстко закріплений в тримачі, а інший заглушений наконечником і може вільно розпрямлятися (позиція 2 на рис. 2.5). Вимірюваний тиск через штуцер, яким манометр приєднується до гідросистеми, діє на трубку-пружину, частково розгинаючи її. Через тягу 3 зубчастої передачі 4 зміна положення кінця трубки передається стрілці 5, яка показує на шкалі величину тиску.

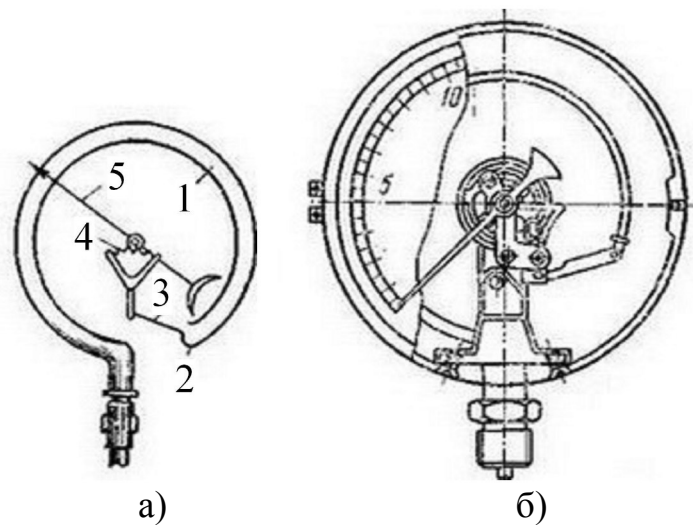


Рисунок 2.5 — Механічний пружинний манометр
а — пружний трубчастий елемент, б – загальний вид манометра

Основним елементом *механічного мембранного манометра* є латунна або сталева мембрана, що затиснута між двома фланцями приладу і зв'язана за допомогою передаточного механізму із вказівною стрілкою. Під дією тиску середовища мембрана пружно деформується і через передаточний механізм повертає вказівну стрілку. Цей прилад, як і пружинний манометр, показує надлишковий тиск середовища.

Межі допустимих похибок результатів вимірювань тиску манометром виражаються, згідно з ГОСТ 13600-88, в абсолютних, відносних або приведених величинах.

Абсолютна похибка Δ — це різниця між показами робочого манометра p_p і дійсним значенням тиску p_k , отриманого за допомогою контрольного (зразкового) манометра,

$$\Delta = p_p - p_k \cdot \quad (2.6)$$

Абсолютна похибка виражається в одиницях вимірювання тиску.

Відносна похибка визначається за формулою

$$\delta = \pm \frac{\Delta}{x} \cdot 100\% . \quad (2.7)$$

де x — дійсне (виміряне) значення величини.

Приведена похибка визначається за формулою

$$\gamma = \pm \frac{\Delta}{x_H} \cdot 100\% , \quad (2.8)$$

де x_H — нормувальне значення вимірюваної величини.

Нормувальне значення вимірюваної величини — для манометрів і вакуумметрів встановлюється рівним кінцевому значенню робочої частини шкали, для мановакуумметрів — сумі кінцевих значень манометричної та вакуумметричної частин шкали (практично до кінцевого значення манометричної частини шкали додається 10^5 Па (1 кгс/см²)).

За **класом точності** прилади для вимірювання тиску прийнято поділяти на робочі і зразкові: *робочі* мають клас точності 0,35—6, *зразкові* 0,005—0,2. Зразкові манометри служать еталоном і використовуються для перевірки робочих манометрів.

Клас точності манометра визначає допустиму приведену похибку і кількісно дорівнює їй. Для кожного манометра допустима абсолютна похибка Δ однакова для всього діапазону вимірювань і залежить від класу точності приладу та кінцевого значення шкали, а відносна похибка δ зменшується зі збільшенням вимірюваної величини x . Тому працювати на початковій ділянці шкали недоцільно, оскільки при певному класі точності манометра абсолютна та відносна похибки, за якими оцінюється точність вимірювань, будуть тим менші, чим менші кінцеві значення шкали манометра.

Так, наприклад, при вимірюванні тиску 4 МПа (40 кгс/см²) манометром певного класу точності і при кінцевому значенні шкали 6 МПа (60 кгс/см²) допустимі похибки $\Delta = 0,06$ МПа ($0,6$ кгс/см²) і $\delta = 1,5\%$, а при кінцевому значенні шкали 16 МПа (160 кгс/см²) — $\Delta = 0,16$ МПа ($1,6$ кгс/см²) і $\delta = 4\%$. В останньому випадку отримана низька точність вимірювань, яка відповідає манометру досить грубого 4-го класу точності з кінцевим значенням шкали 4 МПа (40 кгс/см²).

Згідно з ГОСТ 2405-82 зміна показів приладів в залежності від температури навколишнього повітря, виражена в процентах від діапазону показів, не повинна перевищувати значень, визначених за формулою

$$\gamma_t = \pm K_t \cdot \Delta t , \quad (2.9)$$

де K_t — температурний коефіцієнт, який складає не більше 0,06 %/°C — для манометрів класів точності 0,4; 0,6; 1; 1,5 і не більше 0,1 %/°C — для манометрів класу точності 2,5 і 4;

Δt — абсолютне значення різниці температур, яке визначається за формулою

$$\Delta t = |t_2 - t_1|, \quad (2.10)$$

де t_1 — будь-яке дійсне значення температури в межах діапазону експлуатаційних температур для даного манометру;

t_2 — дійсне значення температури в межах діапазону, призначеного для визначення основної похибки манометру.

Основну похибку і варіацію показів візуальних манометрів визначають при температурі t_2 навколишнього повітря, що дорівнює 20 або 23 °C з допустимими відхиленнями: ± 2 °C — для приладів класу точності 0,4 і 0,6; ± 3 °C — для приладів класу точності 1; ± 5 °C — для приладів класу точності 1,5; 2,5 і 4.

Механічні манометри поряд з позитивними властивостями мають істотні вади. З часом в їх пружних чутливих елементах (трубках, мембранах) виникають пластичні деформації. Водночас із цим спрацьовується і втрачає точність передаточний механізм, внаслідок чого з'являються похибки в показах. Тому в процесі експлуатації манометри потрібно періодично перевіряти. Таку перевірку виконують спеціалізовані і сертифіковані лабораторії Держстандарту, після чого на манометрі проставляють спеціальну відмітку (наклейку) з датою перевірки.

2.2 Стенд для проведення досліджень

Перевірка робочого манометра виконується на спеціальному стенді (масляному пресі), схема якого показана на рис. 2.6.

Масляний прес складається з наповненого маслом насоса 1 з ручним гвинтовим приводом, резервуара (бачка) 2 з маслом, затискачів робочого 3 і контрольного 4 манометрів, запірних вентилів 5, 6, і 7 та з'єднувальних трубопроводів.

Резервуар 2 містить необхідний об'єм масла для функціонування системи, яке при відкритому вентилі 5 закачується насосом 1 в гідросистему преса. Після її заповнення вентиль 5 резервуара закривається і насосом 1, при відкритих вентилях 6 і 7, в манометрах 3 і 4 одночасно піднімається тиск.

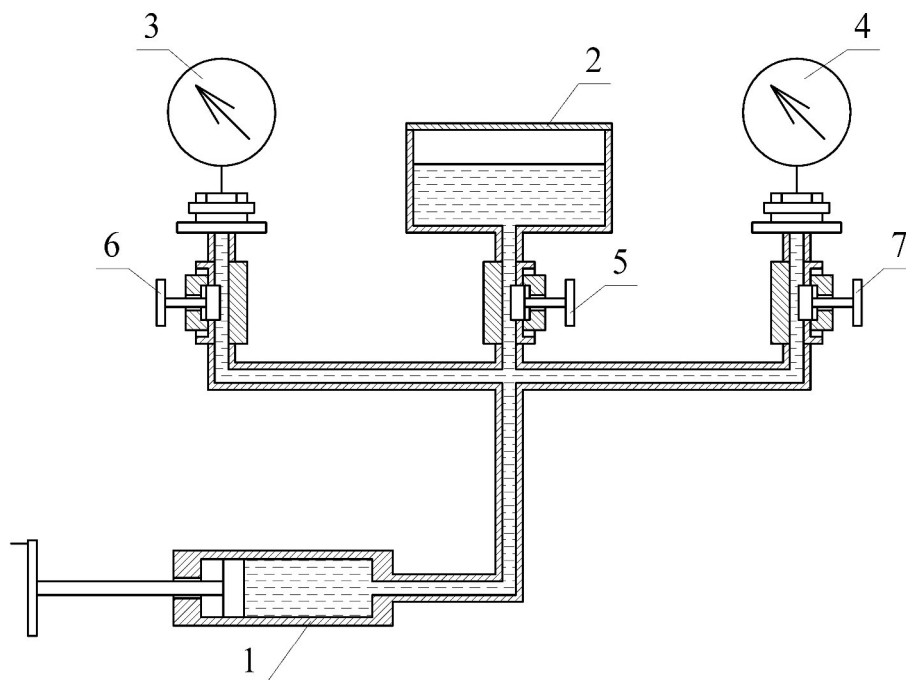


Рисунок 2.6 — Схема дослідного стенда для перевірки робочих манометрів

2.3 Пристрої та обладнання

1. Спеціальний масляний прес з ручним гвинтовим приводом.
2. Робочий манометр.
3. Контрольний (зразковий) манометр, який відповідає необхідним вимогам:
 - верхня межа вимірювання контрольного манометра повинна бути не менше верхньої межі робочого;
 - клас точності контрольного манометра не повинен перевищувати значення 0,25 від класу точності робочого.
4. Секундомір.

2.4 Методика виконання експерименту

1. Встановити на пресі обидва манометри: робочий і контрольний (зразковий).
2. Закрити вентилі 6 і 7 робочого і контрольного манометрів.
3. Відкрити клапан 5 резервуара з маслом, і за допомогою ручного гвинтового приводу закачати масло в робочу порожнину насоса 1.
4. Відкрити вентилі 6 і 7 робочого і контрольного манометрів і насосом 1 навантажити манометри шляхом плавного підняття тиску, послідовно встановлюючи покази робочого манометра на цілі числа одиниць тиску (0, 1, 2 і т. д. до максимального значення на шкалі), і, відповідно до цих показів, зняти покази контрольного манометра. Покази контрольного манометра не виражатимуться цілими числами, якщо робочий манометр має похибку.

Перевірювані значення тиску повинні бути рівномірно розподілені в межах всього діапазону вимірювань шкали робочого манометра. Кількість перевірених значень тиску має бути не менше восьми для класів точності 0,4 і 0,6 і не менше п'яти — для класів точності 1,0; 1,5; 2,5 і 4,0 з охопленням нижнього і верхнього граничних значень тиску. Зразкові манометри, в залежності від діапазону вимірювань, перевіряють у 8—13 точках шкали.

Відлік показів манометрів здійснюють після витримки під тиском протягом 5 с в кожній точці шкали. Швидкість змінення тиску не повинна перевищувати 10% діапазону вимірювань в секунду.

Навантажувати манометри вище максимального тиску, вказаного на шкалі, не дозволяється, оскільки в їхніх пружних елементах (трубках, мембранах) у такому разі можуть виникати невідновні пластичні деформації.

5. Після 5-хвилинної витримки на максимальному значенні тиску манометри потрібно плавно розвантажити, повторюючи всі вимірювання у зворотному порядку (від максимального тиску на шкалі робочого манометра до 0), записуючи відповідно покази контрольного манометра.

6. Отримані покази манометрів записати у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 — Результати вимірювань і розрахунків

Покази робочого манометра p_p , МПа	Покази контрольного (зразкового) манометра		$p_{K\text{сер}}$, МПа	Δp , МПа	Поправка до показів робочого манометра, МПа
	при навантаженні p_{Kn} , МПа	при розвантаженні p_{Kp} , МПа			

2.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. Підрахувати середні покази контрольного манометра, а потім визначити абсолютні похибки робочого манометра на кожній поділці за формулою:

$$\Delta p = p_p - p_{K\text{сер}} \quad (2.11)$$

де p_p — покази робочого манометра;

$p_{K\text{сер}}$ — середні за навантаженням і розвантаженням покази контрольного манометра.

2. На шкалі робочого манометра в кружечку зазначено клас точності приладу в процентах — K . Залежно від класу точності обчислити допустиму абсолютну похибку за формулою

$$[\Delta_{\max}] = \frac{K \cdot [p_{\max}]}{100}, \quad (2.12)$$

де $[p_{\max}]$ — максимальне значення тиску, вказане на шкалі робочого манометра.

3. Оцінити можливість подальшого використання робочого манометра, що перевірявся. Для цього потрібно порівняти дійсні абсолютні похибки Δp , отримані на кожній поділці шкали, з допустимою похибкою $[\Delta_{\max}]$. Під час порівняння слід враховувати, що коли хоча б на одній поділці шкали дійсна абсолютна похибка більша від допустимої, то манометр до подальшої роботи непридатний. Якщо ж Δp не перевищує допустимої похибки, то манометр може використовуватись, але для підвищення точності вимірювань бажано користуватись кривою поправок, побудова якої розглянута нижче.

4. За результатами випробувань робочого манометра побудувати криву поправок до показів робочого манометра. Для кожної з поділок шкали поправку визначають як різницю показів контрольного і робочого манометрів, тобто

$$\Delta p_p = p_{K\text{сер}} - p_p. \quad (2.13)$$

Ця поправка за модулем дорівнює абсолютній похибці, але має протилежний знак.

Для побудови кривої поправок по осі абсцис у відповідному масштабі відкладають покази робочого манометра, а по осі ординат — поправки, і за знайденими точками будують криву. За допомогою цієї кривої можна знайти поправку до будь-яких показів p_p робочого манометра, причому знак поправки (плюс або мінус) показує, що її потрібно відповідно додавати або віднімати від показів робочого манометра.

Таким чином, з використанням робочого манометра і побудованої для нього кривої поправок можна виміряти тиск з точністю, що наближається до точності контрольного манометра.

2.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графік поправок та висновки.

2.7 Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під тиском, який виникає в рідині або газі?
2. Які сили діють на рідину у стані спокою?
3. Що таке гідростатичний тиск і його основні властивості?
4. В яких одиницях вимірюється тиск?
5. Що розуміють під абсолютним тиском, надлишковим тиском і вакуумом?
6. Що є площиною порівняння при відліку надлишкового тиску і вакууму?
7. Які способи і прилади вимірювання тиску у рідині Вам відомі?
8. Які принципи покладені в основу роботи приладів для вимірювання тиску? Наведіть приклади.
9. Охарактеризуйте рідинні прилади для вимірювання тиску.
10. Охарактеризуйте відомі Вам види механічних манометрів.
11. Що таке абсолютна, відносна та приведена похибки манометрів? Які формули застосовуються для їх розрахунків?
12. Як залежать похибки вимірювання тиску манометрами від температури навколишнього повітря?
13. Що таке клас точності манометра? Наведіть приклади.
14. Як перевіряють робочий манометр з пружним чутливим елементом? Як користуватися кривою поправок?
15. Наведіть приклади позначок (маркування) манометрів і розшифруйте їх.
16. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі; схема масляного преса для перевірки робочого манометра.
17. Суть методики опрацювання дослідних даних.

Лабораторна робота № 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПОСУДИНИ МАРІОТТА

Мета роботи. Вивчення будови і принципу дії посудини Маріотта. Визначення часу підтримання сталого тиску в посудині Маріотта.

3.1 Короткі теоретичні відомості

Основним рівнянням гідростатики називається рівняння

$$\frac{p}{\rho g} + z = H = \text{const}, \quad (3.1)$$

де p — гідростатичний тиск в довільній точці рідини; ρ — густина рідини; g — прискорення вільного падіння; z — висота точки над площиною порівняння (геометричний напір); H — гідростатичний напір.

Основне рівняння гідростатики можна переписати в такому вигляді:

$$p = p_0 + \rho g h. \quad (3.2)$$

де p — повний, або абсолютний, гідростатичний тиск в довільній точці рідини; p_0 — зовнішній тиск, який передається рідиною в усіх напрямках однаково; h — глибина занурення довільної точки під рівень рідини.

Добуток $\rho g h$ називається ваговим тиском, він створюється вагою самої рідини. Таким чином, чим глибше занурення розглядуваної точки, тим тиск буде на цій глибині більшим.

Якщо рідина буде витікати з посудини і рідина не буде доливатися в посудину, то напір рідини в точці A (рис. 3.1) при витіканні буде поступово зменшуватися, висота h , як показано на рис. 3.1, також буде весь час зменшуватися.

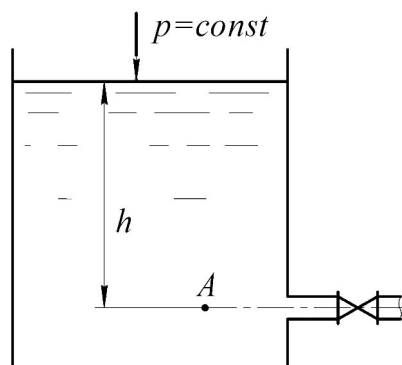


Рисунок 3.1 — Гідростатичний тиск у точці A

У деяких випадках необхідно під час проведення досліджень підтримувати швидкість витікання рідини з посудини сталою. Це можна забезпечити одним із двох способів:

1) доливати в посудину таку ж саму кількість рідини, яка витекла, тримаючи h величиною сталою;

2) використати посудину спеціальної конструкції, яка б автоматично підтримувала висоту h сталою. Одним із варіантів такого пристрою є **посудина Маріотта** (рис. 3.2). Це герметично закрита посудина з рідиною, під рівень якої занурена з'єднана з атмосферою трубка.

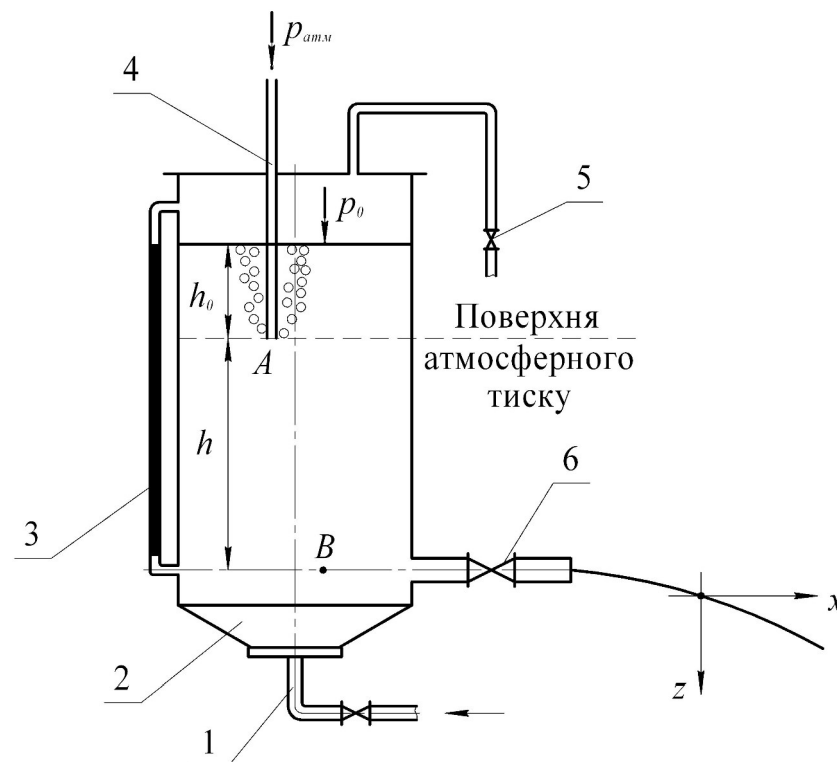


Рисунок 3.2 — Посудина Маріотта

Працює посудина Маріотта так. Після наповнення посудини 2 рідиною закривається повітряний хідник 5. На поверхні рідини в посудині і в трубці 4 тиск буде дорівнювати атмосферному. Якщо вентиль 6 відкрити, то рідина почне витікати з посудини і тиск на її поверхні p_0 стане меншим за атмосферний. Разом з тим, тиск на рівні нижнього зрізу трубки 4 буде рівним атмосферному. При подальшому витіканні рідини з посудини 2 тиск на поверхні p_0 буде зменшуватиметься, а в трубці 4 і, відповідно, в точці A залишатиметься рівним атмосферному.

Таким чином, проведена через точку A площина буде площиною атмосферного тиску (площиною сталого тиску). Цей тиск буде дорівнювати

$$p_{атм} = p_0 + \rho g h_0, \quad (3.3)$$

а тиск p_0 на поверхні рідини

$$p_0 = p_{атм} - \rho gh_0. \quad (3.4)$$

Отже, різниця між тиском над поверхнею рідини в посудині і атмосферним тиском складе

$$p_{вак} = p_{атм} - p_0 = \rho gh_0. \quad (3.5)$$

З рівнянням (3.4) випливає, що над поверхнею рідини створюється розрідження і тому з поверхні атмосферного тиску (точка A) в цю зону через трубку 4 буде всмоктуватися повітря.

З аналізу рівняння (3.5) можна зробити висновок, що стовп рідини висотою h_0 не створює тиск на площину атмосферного тиску оскільки цей стовп врівноважений розрідженням над поверхнею рідини. Тоді тиск в точці B , під яким рідина витікає з посудини через вентиль 6, є тиском лише стовпа рідини висотою h

$$p_B = p_{атм} + \rho gh - p_{атм} = \rho gh. \quad (3.6)$$

Цей тиск залишається величиною сталою лише до того моменту, доки нижній зріз трубки 4 занурений в рідину (існує стовп висотою h_0). Коли рівень рідини опуститься нижче нижнього зрізу трубки 4, то рідина витікатиме з посудини як зі звичайного резервуара.

Опустивши трубку 4 глибше в посудину, можна довше підтримувати сталий тиск в точці B , але цей тиск вже буде меншим. Якщо трубка занурити до точки B , то рідина перестане витікати з посудини оскільки $h = 0$.

Щоб довше підтримувати сталий напір h , можна збільшити висоту h_0 , але не більше 10 м. В цьому випадку вода потрапить в трубку і не дасть можливості надходити повітрю в зону розрідження (повна герметизація посудини).

Поки рівень поверхні рідини опускається до нижнього зрізу трубки 4 (точка A), швидкість витікання рідини з посудини залишається постійною. Цю швидкість можна визначити за формулою Торрічеллі

$$g = \sqrt{2gh}. \quad (3.7)$$

Змінюючи висоту h , можна регулювати швидкість потоку рідини g . Такі системи регулювання використовуються в пристроях безперервної подачі чорнил, для дозування подачі рідин в лабораторних умовах, в паливних баках для мазутних пальників випарного типу (в невеликих котельнях) та ін.

3.2 Стенд для проведення досліджень

Лабораторний стенд (рис. 3.3) складається з посудини Маріотта 2, яка перед початком досліду наповнюється водою через трубопровід з вентиляем 1. Верхня частина посудини герметично закрита кришкою. В кришку вмонтовано повітряний хідник з вентиляем 7. Рівень води H в посудині вимірюється водомірною трубкою 6. Напір h , під яким вода витікає назовні через патрубок з вентиляем 8 залежить від глибини занурення трубки 5. Цю глибину можна змінювати за допомогою маховичка 3 і нанесеної на трубку лінійної шкали.

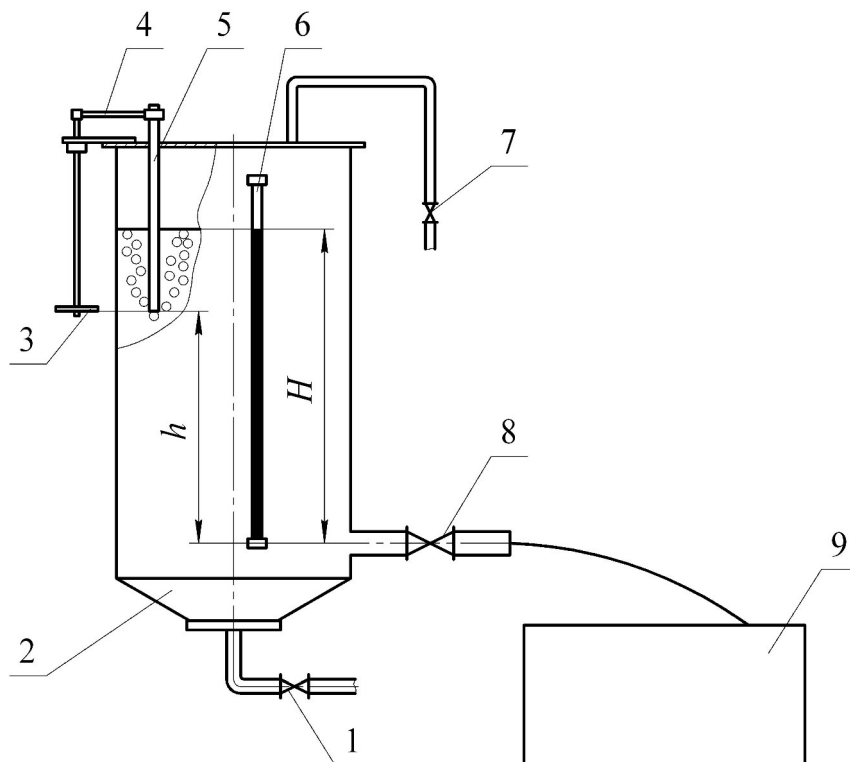


Рисунок 3.3 — Схема дослідного стенда

3.3 Пристрої та обладнання

1. Посудина Маріотта, обладнана рівнеміром, трубопроводом для заповнення посудини з вентиляем і повітряним хідником.
2. Секундомір.

3.4 Методика виконання експерименту

1. Відкрити повітряний хідник 7 і вентиль 1. Наповнити посудину водою.
2. Задати пристроєм 4 з маховичком 3 глибину занурення трубки 5.

3. Закрити повітряний хідник 7 і відкрити вентиль 8 на злив води. Коли почне працювати посудина Маріотта, увімкнути секундомір і записати початкові показники водомірної трубки 6 (рівень H) і значення напору h .

4. Поки рівень води H знижується від верхньої відмітки до нижньої, через рівні проміжки часу записувати покази водомірної трубки, напору, під яким вода витікає через вентиль 8 назовні, і секундоміра.

5. Коли рівень води H досягне нижньої відмітки, зупинити секундомір, закрити вентиль 8 і відкрити повітряний хідник 7.

3.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. Розрахувати тиск в фіксовані моменти часу за формулою

$$p_i = \rho g h_i.$$

2. Отримані дані, результати вимірювань і розрахунків занести в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 — Таблиця дослідних і розрахункових даних

№ досліджу	Час T , с	Рівень води H , м	Напір h , м	Тиск p , Па	Дійсний час T_d , с
1					
2					
3					
...					

3. Побудувати графік $p_i = f(T_i)$ на міліметровому папері.

4. За графіком, приклад якого показано на рис. 3.4, визначити точний час T_d , протягом якого в посудині Маріотта підтримується сталий тиск.

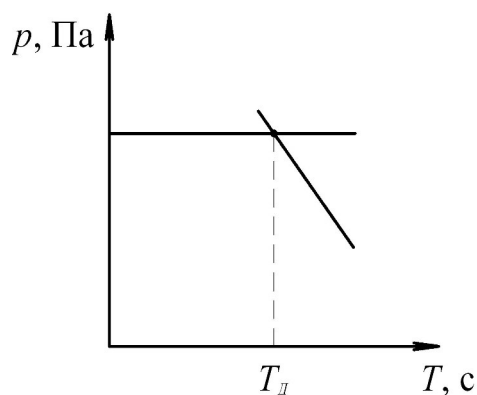


Рисунок 3.4 — Визначення часу межі усталеного тиску

5. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

3.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графіка та висновки.

3.7 Питання для самоконтролю

1. Будова, принцип дії та призначення посудини Маріотта.
2. Чи залежить швидкість потоку витікання води від діаметра посудини Маріотта?
3. Як залежить швидкість потоку витікання води з посудини Маріотта від глибини занурення трубки 5 (див. рис. 3.3)?
4. Чому буде дорівнювати швидкість потоку витікання рідини з посудини Маріотта, якщо рівень рідини над нижнім зрізом трубки 5 (див. рис. 3.3) буде становити 10 м?
5. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі.
6. Суть методики опрацювання дослідних даних.

Лабораторна робота № 4

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ПИТОМОЇ ЕНЕРГІЇ ПОТОКУ З ВИКОРИСТАННЯМ РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ

Мета роботи. Опанування методики експериментального дослідження енергетичних характеристик закритого потоку рідини.

4.1 Короткі теоретичні відомості

Розглянемо потік в'язкої нестисливої рідини (рис. 4.1). Внаслідок в'язкості рідини в потоці виникає сила тертя, яка чинить опір течії, і з цієї причини частина механічної енергії рідини перетворюється в роботу сил тертя. Втрачена енергія на тертя переходить в теплоту і дисипує (розсіюється) в навколишнє середовище, іншими словами, механічна енергія фіксованих частинок рідини від перерізу до перерізу потоку зменшується.

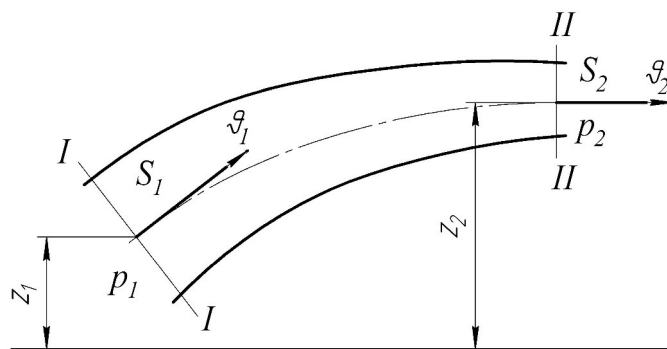


Рисунок 4.1 — Схема потоку в'язкої нестисливої рідини

При сталому рівномірному чи плавно змінному русі рідини в полі сил тяжіння **рівняння Бернуллі**, яке відображає закон збереження механічної енергії між довільними живими перерізами I і II, для *одиниці сили або ваги* з боку рідини має вигляд

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right) = h_w^{1-2} \quad (4.1)$$

і, відповідно, для *одиниці маси* рідини

$$\left(gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2} \right) - \left(gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2} \right) = \Delta E^{1-2}, \quad (4.2)$$

де z_1 і z_2 — відстані від довільної горизонтальної порівняльної площини до центра ваги вибраних живих перерізів потоку; p_1 і p_2 — тиски в центрах тих самих перерізів; α_1 і α_2 — коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей у живих перерізах (коефіцієнти Коріоліса); \mathcal{G}_1 і \mathcal{G}_2 — середні швидкості течії в перерізах I і II ; h_w^{1-2} і ΔE^{1-2} — втрати енергії на подолання тертя між перерізами I і II одиницею сили чи маси рідини.

Енергію рідини, віднесену до одиниці сили з боку цієї рідини, називають питомою енергією за силою, а енергію, віднесену до одиниці маси, — питомою за масою.

Розмірність питомої за силою енергії (роботи) в системі СІ становить — Дж/Н = Н·м/Н = м; питомої за масою — Дж/кг = Н·м/кг = м²/с².

Величини у дужках, які входять у рівняння (4.1) і (4.2), не що інше, як питомі, відповідно, за силою і масою механічні енергії рідини в розглядуваних перерізах, де z і gz — питома потенціальна енергія положення ($zG \Rightarrow zG/G = z$, м і $zG = zmg \Rightarrow zmg/m = gz$, Дж); $p/\rho g$ і p/ρ — питома потенціальна енергія тиску, яку можна отримати з виразів:

$$\frac{p}{\rho g} \Rightarrow \frac{pG}{\rho gG} = \frac{p}{\rho g}, \text{ м і } \frac{p}{\rho g} \Rightarrow \frac{pG}{\rho g} = \frac{pmg}{\rho g} \Rightarrow \frac{pmg}{\rho g m} = \frac{p}{\rho}, \text{ Дж; } \alpha \frac{\mathcal{G}^2}{2g} \text{ і } \alpha \frac{\mathcal{G}^2}{2}$$

питома кінетична енергія $\frac{m\mathcal{G}^2}{2} = \frac{G\mathcal{G}^2}{2g} \Rightarrow \frac{G\mathcal{G}^2}{2gG} = \frac{\mathcal{G}^2}{2g}, \text{ м і}$

$$\frac{m\mathcal{G}^2}{2} = \frac{G\mathcal{G}^2}{2g} \Rightarrow \frac{m\mathcal{G}^2 g}{2gm} = \frac{\mathcal{G}^2}{2}, \text{ Дж.}$$

Таким чином, з рівнянь (4.1) і (4.2) можна зробити висновок, що зміна повної питомої за силою і масою механічної енергії рідини при її переміщенні від перерізу I до перерізу II дорівнює питомій за силою чи масою роботі сил тертя на шляху цього переміщення. *Повний чи гідродинамічний напір* (енергія) при цьому становить:

$$\text{- за силою в перерізі } I \quad H_{d1} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\mathcal{G}_1^2}{2g},$$

$$\text{в } II \text{ перерізі } H_{d2} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\mathcal{G}_2^2}{2g};$$

$$\text{- за масою в перерізі } I \quad E_{k+n}^{(1)} = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\mathcal{G}_1^2}{2},$$

$$\text{в } II \text{ перерізі } E_{k+n}^{(2)} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\mathcal{G}_2^2}{2};$$

втрати напору (енергії) між перерізами I і II при цьому, відповідно, становлять h_w^{1-2} і ΔE^{1-2} . Тоді рівняння (4.1) і (4.2) можна подати у такому вигляді:

$$H_{d1} - H_{d2} = h_w^{1-2} \quad \text{чи} \quad \Delta E^{1-2} = E_{\kappa+n}^{(1)} - E_{\kappa+n}^{(2)}, \quad (4.3)$$

де $E_{\kappa+n}^{(1)}$ і $E_{\kappa+n}^{(2)}$ — суми корисних кінетичної і потенціальної енергій, відповідно, в перерізах I і II .

З рівняння (4.3) видно, що різниця гідродинамічних напорів (енергій) між перерізами I і II дорівнює втратам напорів (сумарних енергій) між цими перерізами. З цього виходить, що повний чи гідродинамічний напір (повна питома енергія рідини) у напрямку руху в'язкої рідини завжди зменшується $\Delta E^{1-2} > 0$ і $h_w^{1-2} > 0$.

Зміна площі живого перерізу S за довжиною потоку призводить до зміни середньої швидкості у відповідності із **законом нерозривності потоку**:

$$Q = \mathcal{Q}_1 S_1 = \mathcal{Q}_2 S_2 = \dots = \mathcal{Q}_i S_i.$$

При цьому змінюється кінетична енергія потоку. Зміна кінетичної енергії зумовлює зміну потенціальної енергії. Як видно з рис. 4.1, збільшення кінетичної енергії (переріз II) зменшує потенціальну енергію.

Є випадки, коли потенціальна енергія потоку рідини зменшується суттєво. Це зменшення може бути настільки значним, що тиск у перерізі малої площі падає нижче атмосферного, тобто створюється вакуум. Таке явище спостерігається, наприклад, у дифузорах карбюраторів, в регулювальній апаратурі інжекційних установок, водоструминних насосах тощо.

4.2 Стенд для проведення досліджень

Стенд для проведення досліджень (рис. 4.2) складається з *посудини Маріотта* 1, яка обладнана рівнеміром, трубопроводом для заповнення посудини з вентилем 6 і повітряним хідником 5. До посудини приєднується горизонтальний трубопровід із змінними живими перерізами 2 і 3 і зливним вентилем. В перерізах I — IV встановлено п'єзометри (ліві трубки) і гідродинамічні трубки (праві трубки). Якщо відкрити вентиль, рівні води у трубках I — IV займуть положення, сполучене, відповідно, п'єзометричною лінією — показники п'єзометрів і гідравлічною лінією — показники гідродинамічних трубок.

Порівняльна площина проведена через вісь горизонтального трубопроводу.

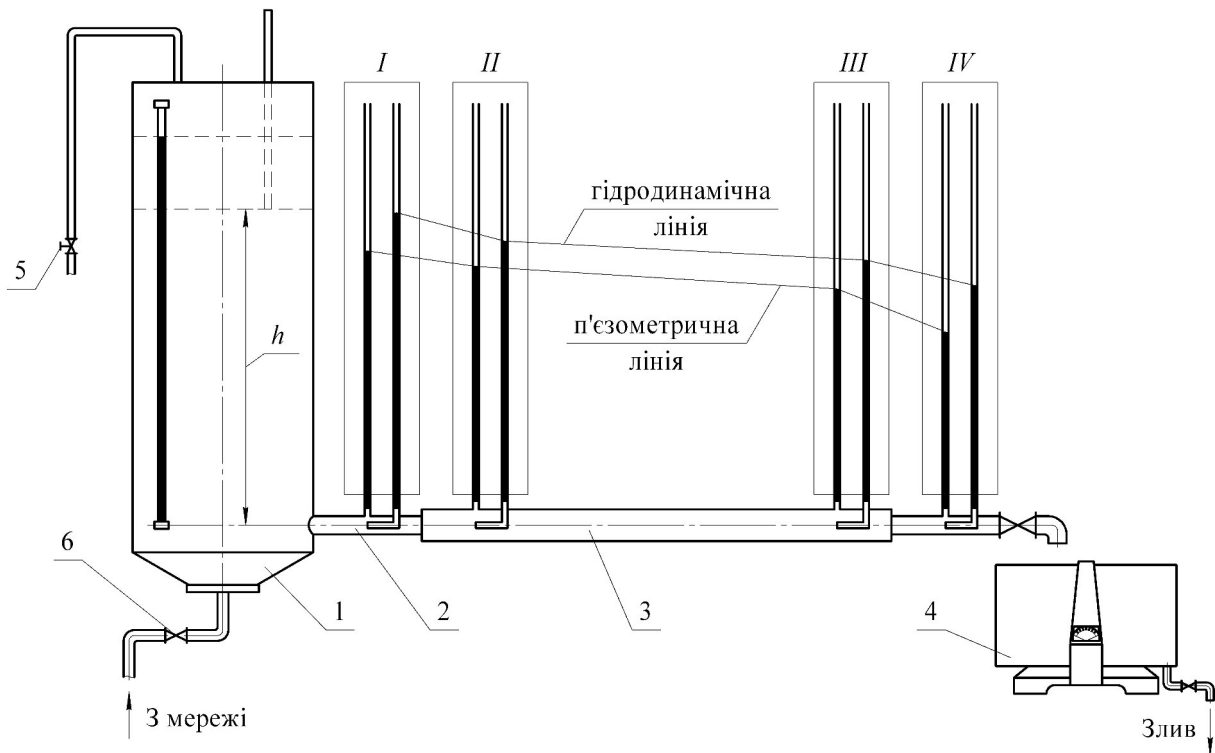


Рисунок 4.2 — Схема стенда для проведення досліджень

4.3 Пристрої та обладнання

1. Посудина Маріотта, обладнана рівнеміром, трубопроводом для заповнення посудини з вентилям і повітряним хідником.
2. Горизонтальний трубопровід із змінними живими перерізами і зливним вентилям.
3. П'езометри і гідродинамічні вимірювальні трубки.

Примітка. Конструктивні особливості і необхідні геометричні розміри подано на пристендовому плакаті.

4.4 Методика виконання експерименту

1. Через вентиль 6 заповнити водою посудину Маріотта, попередньо відкривши повітряний хідник 5.
2. Закрити повітряний хідник 5 і відкрити зливний вентиль.
3. При досягненні усталеного режиму руху (створюється шум у посудині Маріотта) зафіксувати значення п'езометричних H_s і гідродинамічних H_d трубок I—IV. Отримані результати вимірювань занести в табл. 4.1.
4. Відкрити повітряний хідник 5 і закрити зливний вентиль.
5. На схему дослідної установки з пристендового плаката перенести геометричні розміри трубопроводів.

Таблиця 4.1 — Результати вимірювань і розрахункові дані

Величина	Одиниці	Перерізи			
		<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
Гідродинамічний напір H_d	м				
Гідростатичний напір H_s	м				
Швидкісний напір H_g	м				
Діаметр тонкої труби d_1	м				
Діаметр товстої труби d_2	м				
Площа тонкої труби S_1	м ²				
Площа товстої труби S_2	м ²				
Середні швидкості \mathcal{G}	м/с				
Кінетична енергія E_κ	Дж				
Тиск у трубах p	Па				
Потенціальна енергія E_n	Дж				
Загальна енергія $E_{\kappa+n}$	Дж				
Втрати енергії у системі ΔE^{1-n}	Дж				
Витрати рідини Q	м ³ /с				

4.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. За отриманими значеннями H_d і H_s розрахувати різницю напорів в *I*—*IV* перерізах:

$$H_d - H_s = H_g.$$

2. Розрахувати значення швидкісного напору в перерізах і визначити середню швидкість:

$$\mathcal{G} = \sqrt{2gH_g}.$$

3. Визначити кінетичну енергію в перерізах:

$$E_\kappa = \frac{\mathcal{G}^2}{2}.$$

4. Розрахувати п'єзометричний тиск у перерізах:

$$p = \rho g H_s,$$

де значення густини води визначити в залежності від температури з табл. А.5.

5. Розрахувати потенціальну енергію в перерізах:

$$E_n = p / \rho .$$

6. Розрахувати корисну енергію системи за перерізами:

$$E_{\kappa+n} = E_{\kappa} + E_n .$$

7. Визначити втрати енергії за перерізами трубопроводу:

$$\Delta E^{1-n} = E_{\kappa+n}^1 - E_{\kappa+n}^{1-2} \dots - E_{\kappa+n}^{1-3} \dots - E_{\kappa+n}^{1-n} .$$

8. На підставі отриманих даних перевірити виконання закону нерозривності потоку:

$$Q = \mathcal{G}_1 S_1 = \mathcal{G}_2 S_2 = \dots = \mathcal{G}_n S_n .$$

Отримані результати розрахунків занести в табл. 4.1.

9. На підставі отриманих даних на міліметровому папері побудувати п'єзометричну, гідродинамічну лінії і лінію наявної (початкової, переріз l) енергії.

10. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

4.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графіки та висновки.

4.7 Питання для самоконтролю

1. Рівняння Бернуллі для одиниці сили з боку рідини.
2. Рівняння Бернуллі для одиниці маси рідини.
3. Одиниці виміру за питомою силою і масою в системі СІ.
4. Зміна питомої кінетичної енергії по довжині потоку.
5. Зміна питомої потенціальної енергії по довжині потоку.
6. Втрати енергії по довжині трубопроводу змінного перерізу.
7. Будова і принцип дії дослідної установки.
8. Методика проведення роботи.
9. Методика опрацювання дослідних даних.

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ РІДИНИ В ТРУБОПРОВОДІ

Мета роботи. Опанування методики експериментального дослідження ламінарного і турбулентного режимів руху рідини в трубопроводі та дослідного визначення для них чисел Рейнольдса.

5.1 Короткі теоретичні відомості

Відомий вчений у галузі гідродинаміки Г. Хаген у 1869 р. вперше показав, що рух рідин може відбуватися за різними законами.

Д. І. Менделєєв у 1880 р. в роботі «Про опір рідини і про повітроплавання» відзначив дуже важливу обставину, яку покладено в основу сучасної гідравліки: «Безперечно, однак, що в дослідах, виконаних у тонких капілярних трубках, сила сповільнення, тобто тертя, виявляється майже пропорційною першому степеню швидкості, а в широких трубках — майже квадрату швидкості». Отже, Д. І. Менделєєв передбачив наявність двох режимів руху рідини. Подальші дослідження режимів руху рідин в закритих каналах виконані англійським фізиком О. Рейнольдсом. Результати цих досліджень опубліковані у 1883 р.

Виявлено два режими руху: **ламінарний** (від латинського *lamina* — шар), при якому спостерігається шаруватий рух рідини, і в цьому разі частки рідини не змішуються між собою; **турбулентний** (від латинського *turbulentus* — безладний, вихровий), при якому спостерігається невпорядкований рух рідини і частинки її змішуються між собою. Перехід від ламінарного до турбулентного режиму руху рідини відбувається при перевищенні певної критичної швидкості $\mathcal{G}_{кр}$.

При швидкостях менших критичного значення, тобто при $\mathcal{G} < \mathcal{G}_{кр}$, частинки рідини рухаються паралельно одна одній і відбувається ламінарний режим руху (рис. 5.1). При цьому максимальна швидкість потоку встановлюється на осі труби. Епюра швидкості має форму параболи, а середня швидкість

$$\mathcal{G} = 0,5 \cdot U_{\max}.$$

Середньою швидкістю в цьому перерізі потоку є така умовна, однакова в усіх точках перерізу швидкість, при якій через даний живий переріз проходить однакова кількість рідини, що й при дійсному розподілі швидкостей.

При перевищенні критичного значення швидкості $\mathcal{G} > \mathcal{G}_{кр}$ відбувається хвильовий рух окремих частинок рідини (рис. 5.1).

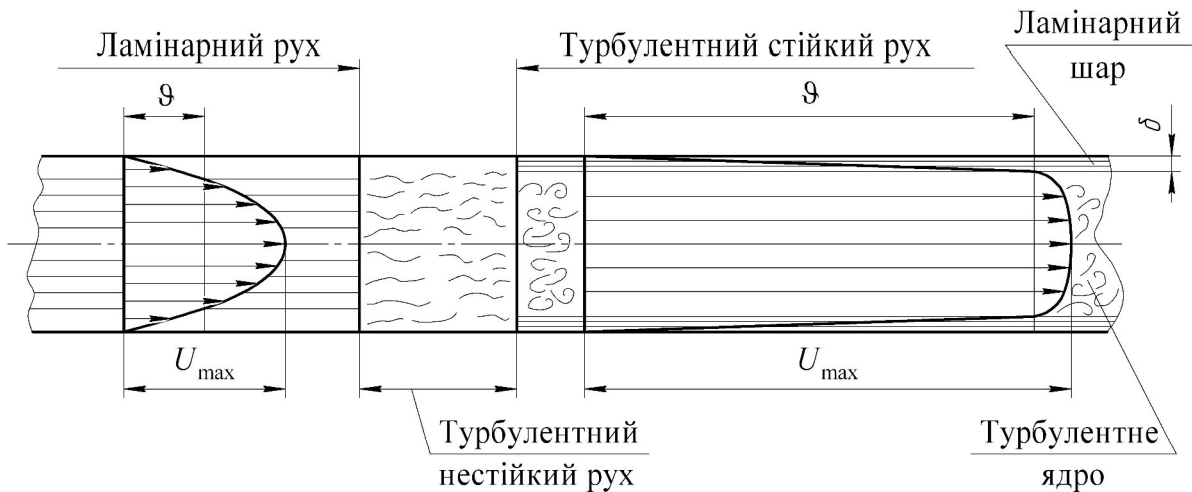


Рисунок 5.1 — Режими руху

Подальше збільшення швидкості потоку $\mathcal{Q} \gg \mathcal{Q}_{кр}$ призводить до повністю хаотичного руху частинок рідини, тобто до турбулентного стійкого руху (рис. 5.1).

Емпірично у середній швидкості при турбулентному русі характеризується такими закономірностями:

- швидкості на поверхні труби дорівнюють нулю внаслідок адгезії (прилипання) частинок рідини до стінки;
- на незначній відстані від стінки (у пристінному шарі) швидкості стрімко збільшуються і досягають значної величини, а на межі з ядром турбулентного потоку мало відрізняються від значень швидкості в ньому;
- у ядрі турбулентного потоку, більш віддаленому від поверхні стінки, швидкості змінюються несуттєво, що пояснюється турбулентним переносом частинок рідини.

Середня швидкість турбулентного потоку становить

$$\mathcal{Q} = (0,75 \dots 0,90) \cdot U_{\max}.$$

Кожний з режимів руху характеризується **числом подібності Рейнольдса**:

$$Re = \frac{\mathcal{Q} \cdot \ell}{\nu}, \quad Re = \frac{\mathcal{Q} \cdot \ell \cdot \rho}{\mu}, \quad (5.1)$$

де \mathcal{Q} — середня швидкість потоку рідини, м/с; ℓ — характерний лінійний розмір, м; ρ — густина рідини, кг/м³; μ — динамічна в'язкість, Па·с; ν — кінематична в'язкість, м²/с. Для труб круглого перерізу замість лінійного розміру ℓ використовують діаметр труби d , м.

Дослідним шляхом встановлено, що при числі $Re \leq 2320$ у круглій трубі при русі рідини під напором спостерігається сталий ламінарний режим. В ідеальних лабораторних умовах можна спостерігати ламінарний режим руху навіть до $Re = 20000$, але при цьому ламінарний режим нестійкий. Досить незначних збурень в системі, щоб рух перейшов у турбулентний.

Вважається, що при $2320 < Re < 4000$ відбувається нестійкий турбулентний рух, а при $Re > 4000$ — стійкий турбулентний режим руху.

Оскільки в перехідній зоні ламінарний режим руху нестійкий і легко переходить у турбулентний, то за критичне значення числа Рейнольдса беруть $Re_{кр} = 2320$.

Для конкретних умов руху рідини завжди можна знайти дійсне значення числа Re за залежністю (5.1) і, порівнюючи з критичним значенням, визначити режим руху:

- при $Re < Re_{кр}$ — режим руху ламінарний;
- при $Re > Re_{кр}$ — режим руху турбулентний.

Для відкритих каналів, лотків, русел, труб некруглого чи круглого перерізу при безнапірному русі характерним лінійним розміром залежності (5.1) може бути гідравлічний радіус R , а у трубах некруглого перерізу при напірному русі — приведений діаметр d_{np} . **Гідравлічним радіусом**

називається відношення площі живого перерізу потоку до змоченого периметра: $R = \frac{F}{\chi}$. Для труб круглого перерізу $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ і $\chi = \pi \cdot d$, то

$$R = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi d} = \frac{d}{4}.$$

Для напірного руху рідини в трубах некруглого перерізу для визначення числа Re використовується приведений діаметр d_{np} .

Приведеним діаметром називається діаметр такого кола, площа якого дорівнює площі досліджуваного перерізу; якщо площа перерізу $F = \frac{\pi \cdot d_{np}^2}{4}$,

то приведений діаметр $d_{np} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$.

При прийнятих позначеннях число Рейнольдса має вигляд:

$$Re_R = \frac{\varrho \cdot R}{\nu}, \quad Re_{np} = \frac{\varrho \cdot d_{np}}{\nu}.$$

У цих випадках відповідні критичні значення числа Re будуть іншими.

5.2 Стенд для проведення досліджень

Конструкцію стенда для проведення досліджень показано на рис. 5.2. В основу конструкції стенда покладена дослідна установка О. Рейнольдса, яку він створив у 1883 році.

Для візуального спостереження режиму руху рідини стенд обладнаний великою відкритою посудиною 12, скляною трубою постійного діаметра 8 з краном 9 для регулювання кількості рідини, яка потрапляє з посудини в трубу через плавно виконаний вхід у вигляді лійки 7. Над посудиною 12 укріплено бачок 3 з тонкою трубкою 5, звужений кінець якої входить у лійку по осі труби 8. У бачок 3 наливається забарвлена рідина, яка через трубку 5 потрапляє в трубу 8. Рідина, що проходить із посудини 12 через трубу 8, потрапляє в посудину 10, встановлену на вазі 11. Температуру, від якої залежить в'язкість рідини, вимірюють термометром 6. Подача води в посудину 12 регулюється краном 2, встановленим на підвідній трубі. Постійний рівень води в посудині 12 для створення усталеного руху в трубі 8 підтримується за рахунок переливного пристрою 1.

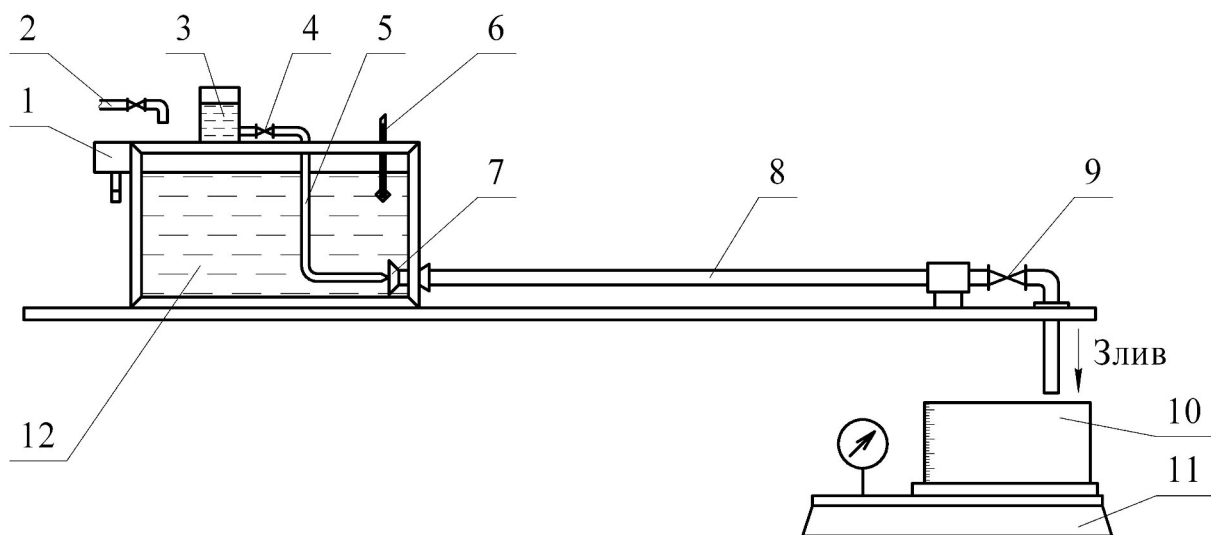


Рисунок 5.2 — Схема установки для визначення режимів руху рідини

За незначного відкриття крана 9 з посудини 12 почне витікати рідина через трубу 8; у ній встановлюється середня швидкість, яка відповідає певній витраті. Далі трохи відкриємо кран 4, щоб з верхнього бачка 3 витікала забарвлена рідина. За цих умов у трубі 8 почне рухатися тонка забарвлена прямолінійна струминка, яка не змішується з основною масою рідини (див. рис. 5.1), тобто відбувається ламінарний режим руху.

Подальше відкривання крана 9 зумовить збільшення середньої швидкості потоку, внаслідок чого струминка набуває вигляду хвилі, яка розривається на окремих ділянках. При цих витратах наочно підтверджується наявність нестійкого руху рідини.

При ще більшому відкриванні крана 9 забарвлена струминка повністю руйнується, а вся маса рідини в скляній трубці забарвлюється, тобто спостерігається турбулентний режим.

5.3 Пристрої та обладнання

1. Відкрита посудина, обладнана скляною трубою постійного діаметра з краном для регулювання кількості рідини, що втікає, і переливним пристроєм.

2. Заповнений забарвленою рідиною бачок з тонкою трубкою, звужений кінець якої входить у лійку по осі скляної труби.

1. Тарована посудина.
2. Термометр.
3. Секундомір.

5.4 Методика виконання експерименту

1. Трохи відкрити кран 9, створюючи незначну витрату води в трубці 8. При цьому воду спрямувати на злив у каналізацію.

2. Відкрити кран 4 на трубці із забарвленою рідиною настільки, щоб отримати тонку струминку фарби, що підтверджує наявність струминного, ламінарного режиму руху.

3. Спрямувати воду з труби 8 у таровану посудину 10 і одразу увімкнути секундомір. Набравши задану викладачем кількість води зупинити секундомір.

4. Виміряти температуру води в посудині 12 термометром 6.

5. Воду з тарованої посудини спрямувати на злив.

6. Дослід повторити при більшій витраті води, яка відповідає турбулентному режиму руху.

5.5 Методика опрацювання дослідних даних

Для розрахунку числа Рейнольдса необхідно визначити всі величини, які в нього входять: ϱ , d , ν .

1. Розрахувати витрату рідини в кожному досліді:

$$Q = \frac{V}{T},$$

де $V = \frac{G}{\gamma}$ — об'єм води, який потрапляє в таровану посудину 10 за час дослідів, м³; G — вага рідини в посудині 10, Н; γ — питома вага води, Н/м³; T — час проведення дослідів, с.

2. Знайти площу живого перерізу скляної труби δ F при відомому діаметрі d .

3. Визначити середню швидкість руху води для кожної встановленої витрати, м/с:

$$g = \frac{Q}{F},$$

де Q — об'ємна витрата води для кожного досліджу, м³/с; F — площа живого перерізу труби δ , м².

4. Залежно від температури визначити кінематичну в'язкість води за табл. А.4.

5. Знайти числа Рейнольдса для досліджених режимів руху за формулою

$$Re = \frac{g \cdot d}{\nu}$$

і порівняти їх з критичним значенням числа $Re = 2320$ і граничним значенням числа $Re = 4000$ при переході від турбулентного нестійкого руху до турбулентного стійкого.

6. Отримані результати вимірювань і розрахунків занести в табл. 5.1.

7. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

Таблиця 5.1 — Результати вимірювань і розрахунків

№ дос-ліду	Об'єм води V , м ³	Час дос-ліду T , с	Вит-рати Q , м ³ /с	Діа-метр труби d , м	Площа пере-різу F , м ²	Швид-кість течії g , м/с	Темпе-ратура t , °С	В'яз-кість ν , м ² /с	Re	Режим руху
1										
2										

5.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці та висновки.

5.7 Питання для самоконтролю

1. Від яких фізичних величин, що характеризують потік, залежить режим руху рідини?

2. У чому полягає різниця між ламінарним і турбулентним режимами руху?
3. Охарактеризуйте епюри швидкості ламінарного та турбулентного рухів.
4. Якими значеннями чисел Рейнольдса характеризуються ламінарний і турбулентний рухи?
5. Критичне число Рейнольдса, його фізичний зміст.
6. Гідравлічний радіус, його фізичний зміст.
7. Приведений діаметр, його фізичний зміст.
8. Порядок проведення досліджень на установці для визначення режимів руху рідини.
9. Порядок опрацювання дослідних даних, визначення витрати ваговим методом та середньої швидкості потоку рідини.

ВИМІРЮВАННЯ ПОЛЯ ШВИДКОСТЕЙ У ТРУБОПРОВОДІ ЗА ДОПОМОГОЮ ТРУБКИ ПІТО

Мета роботи. Ознайомлення з конструкцією і принципом дії трубки Піто і методикою визначення місцевих швидкостей в потоці рідини.

6.1 Короткі теоретичні відомості

Найпростішим приладом для визначення швидкості рідини під час її руху є **гідродинамічна трубка**, яку ще називають **трубкою Піто**. Трубка Піто – це відкрита з двох сторін Г-подібна тонкостінна трубка B (рис. 6.1), загнутий кінець якої спрямований назустріч потоку так, щоб центр отвору трубки співпадав з точкою потоку, в якій визначається швидкість руху рідини (точка a). Другий, верхній, кінець трубки виводиться з потоку назовні. Гідродинамічна трубка B поєднується з п'єзометром A , установленим в перерізі $I—I$ горизонтальної труби. Іноді «трубкою Піто» називають вимірювальний прилад, що складається з двох трубок A і B .

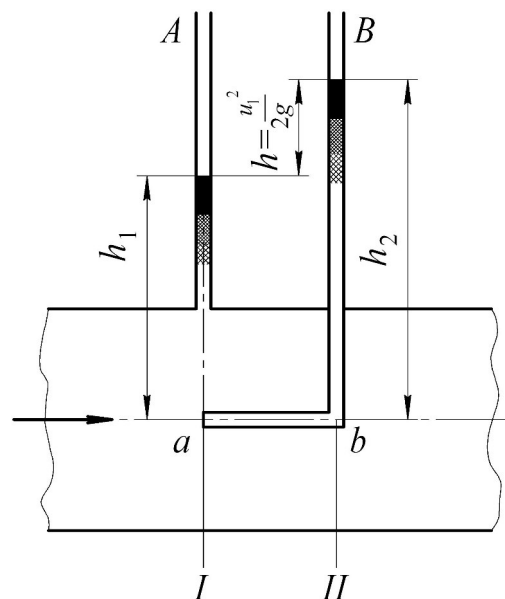


Рисунок 6.1 — Реєстрація швидкості руху рідини трубкою Піто

П'єзометр A буде показувати надлишковий тиск в перерізі $I—I$ в центрі потоку в точці a (змінюючи тиску за радіусом труби нехтуємо). Точку b , яка належить гідродинамічній трубці B , виберемо у центрі перерізу $II—II$. Очевидно, якщо рідина в трубопроводі не буде рухатися, то рівні в трубках A і B будуть однакові і показуватимуть **статичний напір**. Під час руху рідини рівень у п'єзометрі не зміниться, а в гідродинамічній трубці B підніметься. Це пояснюється тим, що швидкість u_1 у точці a викликає

певний відповідний **швидкісний напір** $u_1^2/2g$, який, діючи на нерухому рідину в точці b трубки, перетворюється на відповідну кількість потенціальної енергії тиску, за рахунок чого рідина в гідродинамічній трубці підніметься вище, ніж у п'езометрі на величину $u_1^2/2g$. Таким чином трубка Піто показує **повний напір** у даній точці потоку. Значення цього напору можна отримати, використовуючи рівняння Бернуллі, складеного для перерізів $I—I$ і $II—II$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{u_2^2}{2g} + h_w.$$

Аналізуючи це рівняння відносно порівняльної площини, проведеної через вісь труби, отримаємо: $z_1 = z_2 = 0$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$; $h_w = 0$. Підставивши ці значення в рівняння Бернуллі, будемо мати:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} \text{ або } \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{u_1^2}{2g},$$

де $\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = h$ — швидкісний напір чи питома кінетична енергія.

Тобто

$$\frac{u_1^2}{2g} = h_v.$$

З цього виразу можна визначити локальну швидкість елементарної струминки:

$$u_1 = \sqrt{2gh}. \quad (6.1)$$

Таким чином, для визначення швидкості руху рідини в довільній точці живого перерізу необхідно виміряти різницю між рівнями рідини в гідродинамічній трубці B і п'езометрі A , тобто висоту h (див. рис. 6.1).

6.2 Стенд для проведення досліджень

Дослідний стенд (рис. 6.2) складається з круглої горизонтально розташованої труби 1, яка живиться водою з водопровідної мережі через напірний вентиль, вузла відбору статичного тиску вимірюваного п'езометром 3, рухомої у вертикальному напрямку гідродинамічної трубки 2, вентиля 4 для регулювання витрат, мірної посудини 5.

Вертикальне переміщення гідродинамічної трубки вздовж перерізу потоку (вздовж радіуса) здійснюється за допомогою мікрометричного

пристрою. Положення трубки відносно стінок трубопроводу визначається за допомогою мірної лінійки.

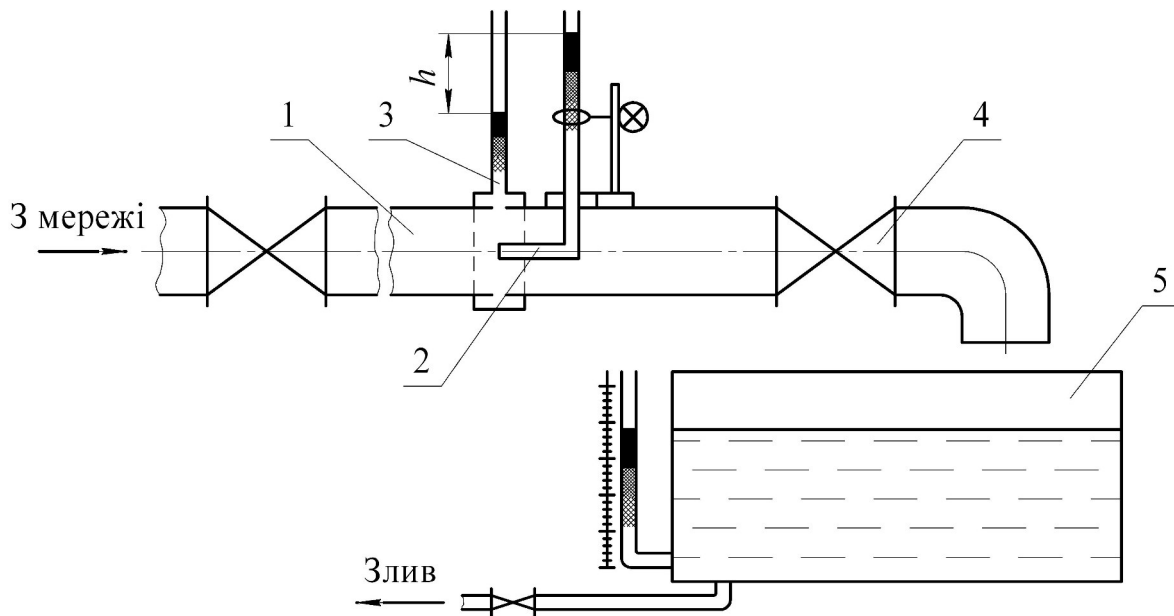


Рисунок 6.2 — Схема дослідного стенда

6.3 Пристрої та обладнання

1. Кругла горизонтально розташована труба, яка живиться водою з водопровідної мережі через напірний вентиль.
2. П'єзометр.
3. Рухома у вертикальному напрямку гідродинамічна трубка, положення якої відносно стінок труби визначається за допомогою мірної лінійки.
4. Посудина з водомірною трубкою.
5. Секундомір.

6.4 Методика виконання експерименту

1. Встановити гідродинамічну трубку таким чином, щоб горизонтальна вісь збігалася з віссю труби.
2. Відкрити вентиль 4 і досягти такої витрати, за якої різниця показів гідродинамічної трубки 2 і п'єзометра 3 досягала б 150...200 мм.
3. Зафіксувати покази п'єзометра і гідродинамічної трубки.
4. За допомогою мірної посудини 5 і секундоміра визначити час набирання певної кількості води.
5. Встановити гідродинамічну трубку на 5, 10, 15, 20... мм у бік стінки труби, фіксуючи кожен раз покази п'єзометра і гідродинамічної трубки.

6.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. За різницею показів гідродинамічної трубки і п'єзометра визначити швидкісний напір у точці встановлення гідродинамічної трубки у потоці

$$h_v = h_2 - h_1.$$

2. За формулою (6.1) розрахувати значення місцевої швидкості $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$ у дослідних точках.

3. Побудувати на міліметровому папері графік кривої розподілу швидкостей за радіусом труби $u = f(r)$, зразок якого показано на рис. 6.3.

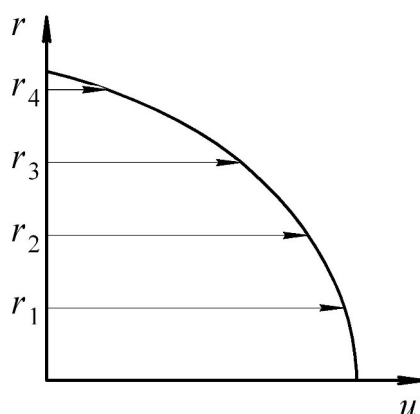


Рисунок 6.3 — Приклад епюри швидкостей у потоці рідини

4. Графоаналітичним методом (наприклад, методом трапецій) визначити витрату рідини та порівняти її з отриманою у досліді:

$$Q_r = \int_F f(u) dF = 2\pi \int_0^r f(u) r dr ;$$

$$Q_o = \frac{V}{T}. \quad (6.3)$$

5. Використовуючи отриману витрату рідини, знайти середню швидкість руху рідини:

$$g_r = \frac{Q_r}{F} = \frac{4Q_r}{\pi d^2}, \quad (6.4)$$

$$g_o = \frac{Q_o}{F} = \frac{4V}{\pi d^2 T}, \quad (6.5)$$

де d — внутрішній діаметр труби.

6. Отримані дослідні і розрахункові дані записати в табл. 6.1.

7. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

Таблиця 6.1 — Результати вимірювань і розрахунків

Радіус r , мм	Напір, м			Місцева швид- кість u , м/с	Підінтег- ральна функція $u_r r dr$	Об'єм V , м ³	Час T , с	Витрата, м ³ /с		Швид- кість, м/с	
	h_2	h_1	h_v					Q_r	Q_o	g_r	g_o
0											
5											
10											
15											
20											
25											
30											

6.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графік та висновки.

6.7 Питання для самоконтролю

1. Суть визначення швидкості потоку рідини за допомогою трубки Піто.
2. Графоаналітичний метод отримання середньої швидкості.
3. Конструкція і принцип дії дослідної установки.
4. Методика проведення дослідів і опрацювання дослідних даних.

Розділ 2 ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

Лабораторна робота № 7

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ НАСОСА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ

Мета роботи. Вивчення принципу дії насосів гідросистем, засвоєння методики визначення їх об'ємного ККД й дослідження залежності об'ємних втрат насоса від тиску на виході насоса. Вивчення будови насосних станцій гідроприводів і визначення статичної характеристики типової насосної станції.

7.1 Короткі теоретичні відомості

Принцип дії насосів гідросистем. Насос перетворює підведену до його вхідної ланки (вала) механічну енергію в гідравлічну енергію потоку рідини під тиском.

В сучасній техніці використовуються динамічні й об'ємні насоси.

Робочим органом *динамічного насоса*, як правило, є обертове робоче колесо, оснащене лопатями. Енергія від робочого колеса передається рідині за рахунок динамічної взаємодії спеціальної конфігурації лопатей робочого колеса при обтіканні їх рідиною. Лопатеві насоси поділяються на два види: відцентрові та осьові. У відцентрових насосах рідина переміщається через робоче колесо від центра до периферії, а в осьових — через робоче колесо в напрямку його осі.

Динамічні насоси широко застосовуються в системах водо- і теплопостачання, переміщення гідросумішей твердих сипких матеріалів (в т. ч. вугілля, породи та відходів збагачення), технологічних установках хімічної і нафтопереробної промисловості, побутовій техніці та інших пристроях, де не потрібне створення високих (не більше 1 МПа) тисків.

В гідроприводах і системах гідроавтоматики найчастіше застосовуються об'ємні насоси.

Основний елемент конструкції *об'ємного насоса* — робоча камера. Робочий процес об'ємного насоса полягає в переміщенні рідини за рахунок періодичної зміни об'єму робочої камери, що поперемінно сполучається з вхідною (всмоктувальною) і вихідною (нагнітальною) гідролініями насоса. Об'ємний насос, як правило, має кілька таких камер, що підвищує його продуктивність.

В залежності від конструкції деталей, що утворюють робочі камери, розрізняють пластинчасті, поршневі та шестеренні насоси.

Розглянемо принцип дії об'ємного насоса на прикладі пластинчастого насоса, який широко застосовується у гідроприводах металорізальних верстатів завдяки конструктивній простоті, надійності і малій шумності роботи.

Схема пластинчастого насоса показана на рис. 7.1. Основними деталями насоса є ротор 1, пластини 2, статор 3, приводний вал 4. Пластини розташовані в спеціальних пазах ротора з можливістю вільного переміщення в радіальному напрямку.

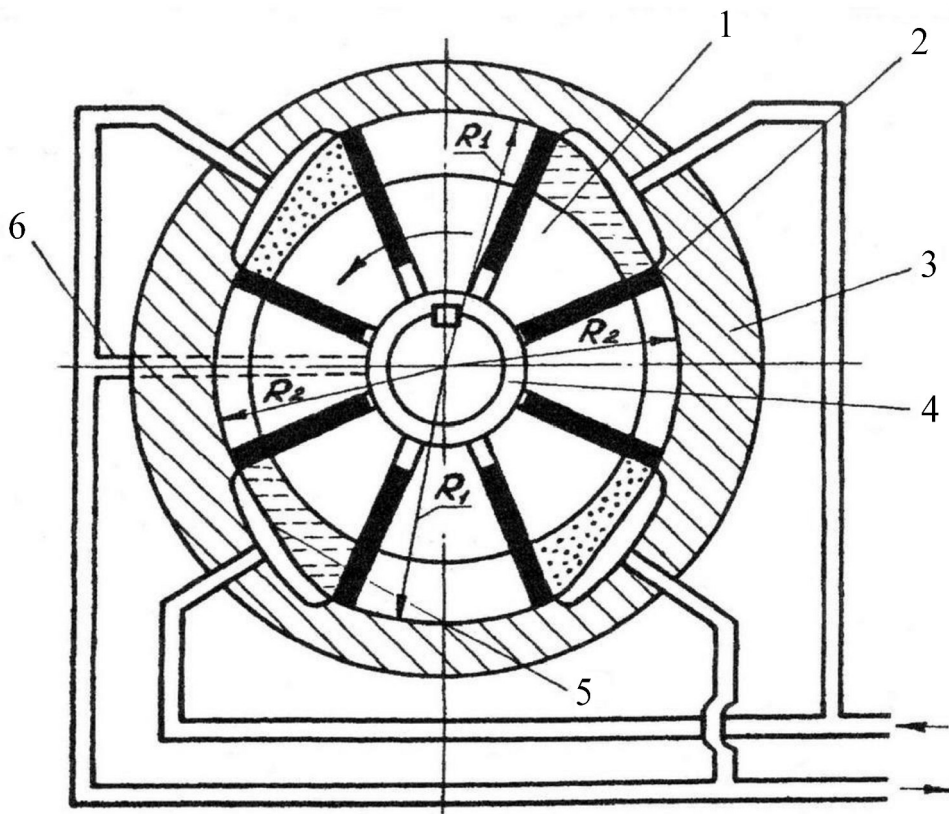


Рисунок 7.1 — Схема пластинчастого насоса

Під час запуску насоса відцентрова сила притискає пластини до внутрішньої поверхні 5 статора (напрямної) і далі пластини постійно контактують з нею. Сила притискання збільшується за рахунок тиску нагнітання, який підводиться під торці пластин каналом 6. Таким чином, робочі камери насоса обмежені відповідними поверхнями статора, ротора, пластин і бокових дисків (на рис. 7.1 не показані).

Напрямна являє собою замкнуту поверхню овальної форми, створену чотирма ділянками з постійними радіусами R_1 і R_2 і чотирма перехідними ділянками, на яких робочі камери з'єднуються з порожнинами всмоктування (на рис. 7.1 заштриховані) і нагнітання (заштриховані крапками). При обертанні приводного вала і з'єданого з ним ротора за напрямком стрілки (див. рис. 7.1) об'єм робочих камер періодично змінюється (за рахунок того, що $R_1 > R_2$), і камери послідовно з'єднуються

з порожнинами нагнітання і всмоктування, що забезпечує подачу рідини з бака в гідросистему.

Будова і принцип роботи об'ємних насосів інших типів розглянуті в [1—3, 5, 6].

До основних параметрів будь-якого типу насоса належать:

- головний параметр насоса — робочий об'єм q_H , який являє собою сумарну зміну об'ємів робочих камер за один оберт приводного вала, тобто робочий об'єм насоса чисельно дорівнює об'єму ідеальної (нестисливої) рідини, що нагнітається насосом за один оберт його приводного вала за відсутності об'ємних втрат;

- робочий тиск p_p , тобто тиск, який забезпечує насос протягом тривалої роботи;

- максимальний тиск p_{\max} , при якому допускається короткочасна робота насоса;

- повний коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса η_H

$$\eta_H = \eta_{OH} \cdot \eta_{GH} \cdot \eta_{MH},$$

де η_{OH} — об'ємний ККД, який характеризує втрати енергії на витоки рідини; η_{GH} — гідравлічний ККД, який характеризує втрати енергії на місцевих опорах, каналах і робочих вікнах насоса; η_{MH} — механічний ККД, який характеризує втрати енергії на механічне тертя між деталями в насосі;

- потужність на виході насоса

$$N_H = p_H \cdot Q_H;$$

- потужність на приводному валу насоса

$$N_{ex} = M_{кр} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_H \quad \text{або} \quad N_{ex} = \frac{p_H \cdot Q_H}{\eta_H}.$$

Об'єм рідини, який насос повинен нагнітати за одиницю часу при відсутності всіх витоків, називається **теоретичною подачею** (витратою, продуктивністю).

Теоретична подача

$$Q_T = q_H \cdot n_H, \quad (7.1)$$

де n_H — частота обертання приводного вала насоса.

Фактична подача насоса Q_ϕ завжди менше теоретичної подачі Q_T через об'ємні втрати Q_B :

$$Q_{\phi} = Q_T - Q_B, \quad (7.2)$$

де $Q_B = Q_{\text{ввт}} + Q_{\text{втр}}$; $Q_{\text{ввт}}$ — витоки через зазори між деталями насоса; $Q_{\text{втр}}$ — втрати на всмоктування, зумовлені неповним заповненням робочих камер рідиною, стисненням рідини і присутністю в рідині бульбашок нерозчиненого повітря.

Вказані об'ємні втрати у насосі характеризуються його **об'ємним ККД**, який є відношенням фактичної подачі насоса до теоретичної:

$$\eta_{\text{OH}} = \frac{Q_{\phi}}{Q_T}, \quad (7.3)$$

або, з врахуванням (7.1),

$$\eta_{\text{OH}} = \frac{Q_{\phi}}{q_H \cdot n_H}. \quad (7.4)$$

Величина η_{OH} , в залежності від типу і габаритів насоса, може знаходитись в межах 0,7—0,98.

Об'ємні втрати в насосі залежать від режимів його роботи (частоти обертання приводного вала, тиску на виході насоса).

Будова типової насосної станції. Насосна станція гідроприводу — це агрегат, в якому конструктивно об'єднані: насос, приводний електродвигун, гідроапаратура, що керує роботою гідроприводу (клапани, розподільники), і пристрої, що забезпечують необхідні параметри робочої рідини (фільтри, теплообмінники).

Розглянемо конструктивну схему насосної станції Г48-21 (рис. 7.2), що широко використовується у гідроприводах металорізальних верстатів. Основним елементом станції є нерегульований насос 2 і асинхронний електродвигун 4, що змонтований на кришці 3 бака 1 з робочою рідиною (мінеральним маслом).

Для підтримки температури масла в необхідних межах (50 ± 10 °С) насосна станція має систему повітряного охолодження. Ця система містить вентилятор 5, встановлений на валу електродвигуна 4, і теплообмінник 6, встановлений на стінці бака 1.

Гідравлічна схема насосної станції Г48-21 показана на рис. 7.3. При зображенні гідросхеми слід керуватися умовними графічними позначеннями елементів, які наведено в додатку (табл. А.6). Масло, що нагнітається насосом 6, потрапляє у гідросистему через фільтр грубого очищення 5. Масло, що зливається з гідросистеми, і масло, що пройшло через запобіжний клапан 4, потрапляють через підпірний клапан 2 до радіаторів повітряного теплообмінника 1. Частина масла зливається в бак через фільтр тонкого очищення 3.

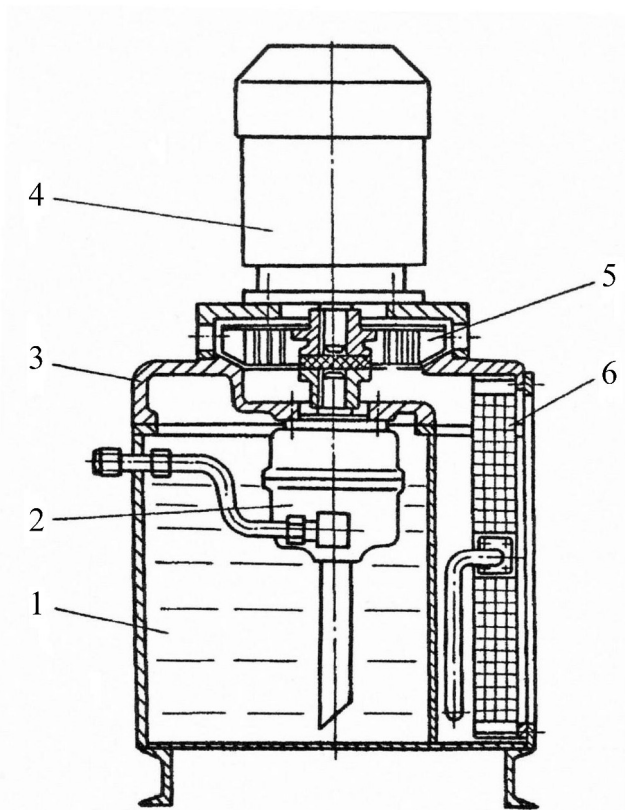


Рисунок 7.2 — Конструктивна схема насосної станції типу Г48-21

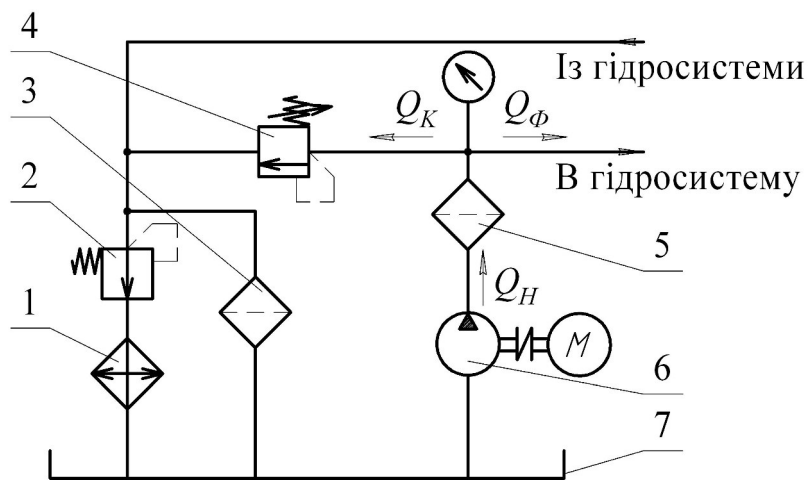


Рисунок 7.3 — Гідравлічна схема насосної станції типу Г48-21

Основними параметрами, що характеризують роботу насосної станції, є тиск на виході насоса p_H і подача рідини Q_ϕ на вході в гідросистему. Для розуміння принципу роботи насосної станції і гідроприводу в цілому важливо встановити взаємозв'язок цих двох параметрів. Залежність, що являє собою функцію вигляду

$$Q_\phi = f(p_H), \quad (7.5)$$

називається **статичною характеристикою** насосної станції.

Графік такої характеристики показаний на рис. 7.4.

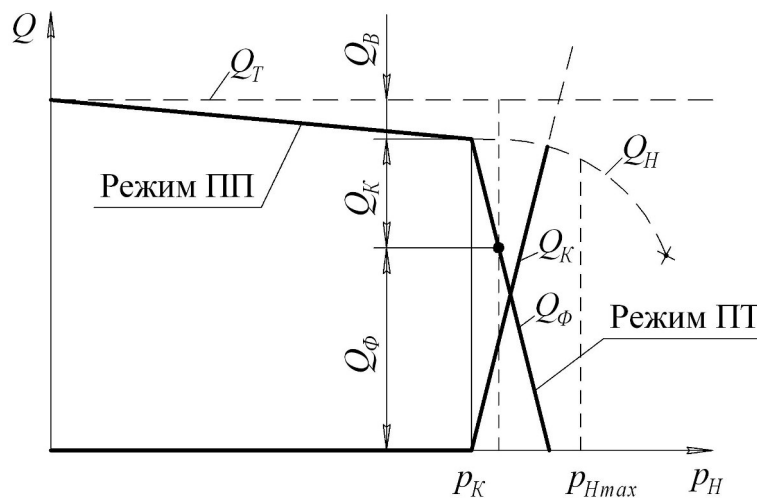


Рисунок 7.4 — Статична характеристика насосної станції

Вигляд залежності (7.5) визначається характеристиками двох основних агрегатів насосної станції:

насоса $Q_H = f(p_H)$ (7.6)

і запобіжного клапана $Q_K = f(p_H)$. (7.7)

Графік залежності (7.5) у діапазоні допустимих тисків на виході насоса ($0 < p_H \leq p_{Hmax}$) близький до прямої лінії, яка має невеликий нахил відносно осі p_H , спричинений об'ємними втратами Q_B . Якщо $p_H > p_{Hmax}$, об'ємні втрати помітно збільшуються і відчутно знижується ресурс роботи насоса, тому робота на таких тисках неприпустима.

Графік характеристики (7.6) складається з двох відрізків прямих. Такий вигляд характеристики зумовлений тим, що в діапазоні тисків $0 < p_H < p_K$ (p_K — тиск відкриття запобіжного клапана) клапан закритий, в зв'язку з чим на цій ділянці $Q_K = 0$.

Якщо тиск p_H перевищить значення p_K , то клапан відкриється і частина потоку масла буде подаватися через клапан в бак. При цьому виконується умова

$$p_H \approx p_K = const.$$

Очевидно, що статична характеристика насосної станції є спільною характеристикою насоса і клапана, тобто

$$Q_\phi = Q_H - Q_K = f(p_H).$$

Ця характеристика складається з двох прямолінійних ділянок, які називаються, відповідно, режимом постійної подачі (ПП) і постійного тиску (ПТ) (див. рис. 7.4). У режимі ПП запобіжний клапан закритий і вся подача потрапляє у гідросистему. При цьому $Q_{\phi} = Q_H \approx const$. У режимі ПТ запобіжний клапан відкритий і підтримує на виході насоса приблизно постійний тиск ($p_H \approx const$), а величина подачі на вході в гідросистему змінна.

Режим роботи насосної станції вибирається в залежності від призначення і конструкції гідроприводу.

У цій лабораторній роботі пропонується експериментально визначити і проаналізувати статичну характеристику насосної станції Г48-21, виявити залежності величини об'ємних втрат в насосі та його об'ємного ККД від тиску на виході насоса.

7.2 Стенд для проведення досліджень

Експериментальні дослідження характеристик об'ємних втрат насоса виконуються на спеціальному стенді, гідравлічна схема якого показана на рис. 7.5.

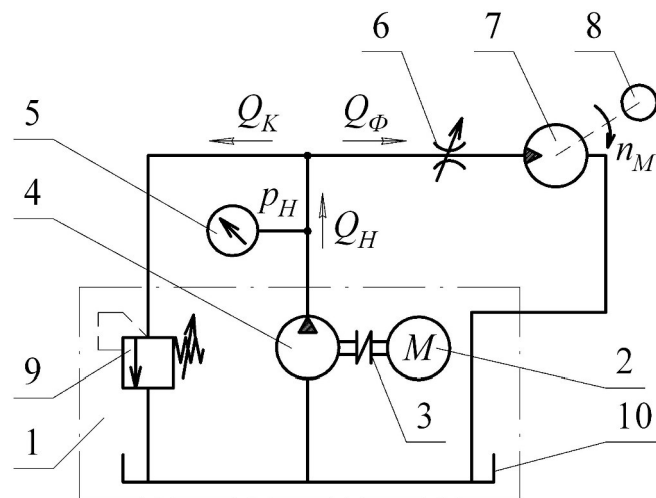


Рисунок 7.5 — Гідравлічна схема стенда для проведення досліджень

Стенд складається з насосної станції 1, що містить асинхронний електродвигун 2, насос 4, характеристики якого будуть досліджуватися, запобіжний клапан 9, бак 10 з робочою рідиною, а також регульованого дроселя 6, гідромотора 7 і тахометра 8. Привідний вал насоса 4 за допомогою муфти 3 прикріплений до вала електродвигуна 2. Гідромотор 7 разом з тахометром 8 використовуються як датчик фактичної подачі насоса Q_{ϕ} .

Гідросхема стенда працює з закритим запобіжним клапаном, якщо тиск на виході насоса p_H не перевищує максимально допустимого. При цьому

весь потік рідини від насоса подається на вхід регульованого дроселя і далі на гідромотор. Тиск на виході насоса p_H встановлюється за допомогою регульованого дроселя 6.

Фактична подача насоса визначається за частотою обертання вала гідромотора:

$$Q_\phi = q_M \cdot n_M, \quad (7.8)$$

де q_M — робочий об'єм гідромотора; n_M — частота обертання вала гідромотора.

7.3 Пристрої та обладнання

1. Насосна станція, оснащена шестеренним насосом НШ-32 з робочим об'ємом $q_H = 32 \text{ см}^3/\text{об}$ і асинхронним електродвигуном з частотою обертання $n = 1490 \text{ об/хв}$.

2. Регульований дросель ПГ-77.

3. Витратомір (аксіально-поршневий гідродвигун Г15-24Н з робочим об'ємом $q_M = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).

4. Манометр (клас точності 1,0).

5. Тахометр.

6. Рукави високого тиску.

7.4 Методика виконання експерименту

Експериментальну частину роботи пропонується виконати у такій послідовності.

1. Виконати комутацію гідроагрегатів згідно з принциповою гідравлічною схемою (див. рис. 7.5).

2. Відкрити повністю запобіжний клапан насосної станції, для чого його регульовальний гвинт повернути у крайнє положення проти годинникової стрілки.

3. Увімкнути насосну станцію. Перевірити герметичність з'єднань.

4. Регульований дросель повністю закрити, повернувши його лімб у крайнє положення проти годинникової стрілки.

5. Встановити тиск відкриття запобіжного клапана p_K насосної станції (значення задається викладачем), для чого, плавно обертаючи регульовальний гвинт запобіжного клапана за годинниковою стрілкою, встановити за манометром заданий тиск відкриття.

6. Дросель повністю відкрити. Виміряти тиск на виході насоса p_H і частоту обертання вала гідродвигуна n_M . Отримані результати записати у таблицю 7.1.

Таблиця 7.1 — Результати вимірювань і розрахунків

p_H	кГ/см ²										
	МПа										
n_M	об/хв										
	об/с										
Q_ϕ	л/хв										
	м ³ /с										
η_{OH}	-										
Q_B	л/хв										
	м ³ /с										

7. Зменшуючи робочий отвір дроселя, виміряти значення частоти обертання гідромотора n_M при декількох значеннях p_H в діапазоні від встановленого в п. 6 до тиску відкриття запобіжного клапана. Результати вимірювань занести в табл. 7.1.

8. Зменшити тиск на виході насоса до можливого мінімуму повністю відкривши дросель. Для цього потрібно повернути лімб дроселя у крайнє положення за годинниковою стрілкою.

9. Вимкнути насосну станцію.

7.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. Для значень тиску на виході насоса, записаних у табл. 7.1, визначити:

- фактичну подачу насоса за формулою (7.8);
- об'ємний ККД насоса за формулою (7.4);
- об'ємні втрати в насосі за формулою

$$Q_B = q_H \cdot n_H - Q_\phi \quad (7.9)$$

Формула (7.9) одержана з рівнянь (7.1) і (7.2).

2. Результати розрахунків за п. 1 записати у табл. 7.1.

3. За даними табл. 7.1 побудувати статичну характеристику насосної станції у вигляді графіка функції

$$Q_\phi = f(p_H),$$

а також графіки залежностей величини об'ємних втрат в насосі та об'ємного ККД насоса від тиску на виході насоса: $Q_B = f(p_H)$; $\eta_{OH} = f(p_H)$.

6. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

7.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

7.7 Питання для самоконтролю

1. Сфера застосування, принцип дії і будова об'ємних насосів (пластинчастих, шестеренних, аксіально-поршневих), їх відмінності від динамічних насосів.

2. Основні параметри об'ємних насосів і формули для їх розрахунку.

3. Будова і принцип дії насосних станцій гідроприводів.

4. Гідролічна схема насосної станції Г48-21.

5. Графік статичної характеристики насосної станції. Характер залежностей

$$Q_K = f(p_H); \quad Q_H = f(p_H).$$

6. Мета, зміст і послідовність проведення експерименту, що виконується у даній роботі; схема стенда для проведення досліджень.

7. Методика опрацювання дослідних даних.

8. Характер і фізичний зміст графіків залежностей

$$Q_\phi = f(p_H); \quad Q_B = f(p_H); \quad \eta_{OH} = f(p_H).$$

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОМОТОРА

Мета роботи. Вивчення будови і принципу роботи аксіально-поршневого гідромотора і визначення залежності його механічного, об'ємного і повного ККД від навантаження на вихідному валу.

8.1 Короткі теоретичні відомості

Гідромотор є машиною, яка перетворює гідравлічну енергію потоку робочої рідини в механічну енергію обертання вихідного вала.

В сучасній техніці гідромотори використовуються як виконавчі двигуни гідроприводів подачі і ділильних механізмів інструментальних магазинів металорізальних верстатів (зокрема, верстатів з ЧПК); в виконавчих механізмах роботів і маніпуляторів; в гідроприводах систем керування літальних апаратів; в гідроприводах активних робочих органів сільськогосподарських, будівельних, шляхових, гірничих машин; в гідростатичних трансмісіях ходу різних машин і низки інших пристроїв.

Застосування гідромоторів у вказаних випадках зумовлено нижченаведеними їх особливостями. Гідромотори в середньому у 3 рази менші за розмірами і в 15 разів за масою, ніж електромотори тієї ж потужності. Діапазон робочих частот обертання гідромоторів дуже широкий, від 1—4 об/хв до 5000 об/хв, причому плавне регулювання частоти обертання у всьому діапазоні легко здійснюється. Час розгону та гальмування вала гідромотора дуже динамічний і не перевищує декількох сотих часток секунди; для більшості конструкцій гідромоторів не є небезпекою режим частого пуску і зупинки, реверсів і зміни частоти обертання. Крутий момент, що розвивається гідромотором, легко регулюється зміною перепаду тиску між його входом та виходом.

За конструктивною ознакою гідромотори поділяються на аксіально-, радіально-поршневі, пластинчасті, шестеренні та інші.

На рис. 8.1 показано конструктивну схему аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-2...Н, що широко використовується в гідроприводах металорізальних верстатів та інших технологічних машин.

Гідромотор складається з таких деталей та вузлів: ротора 11 з поршнями 18, барабана 7 із штовхачами 20, радіально-упорного шарикопідшипника 6, вала 1, що спирається на підшипники 5 і 16, опорно-розподільного диска 13, корпусів 4 і 10, фланця 3 з ущільненням 2, трьох пружин 8 і торцевої шпонки 9. Робоча рідина підводиться до гідромотора і відводиться від нього через два отвори 15, що розміщені в опорно-розподільному диску 13, причому кожен з отворів пов'язаний із

відповідним напівкільцевим пазом 14, виконаним на робочій поверхні диска. Витоки робочої рідини з корпуса гідромотора відводяться через отвір 12. Бронзовий ротор 11 гідромотора має сім робочих камер, в яких переміщуються поршні 18. На торці ротора зі сторони диска 13 виконані отвори 21, які виходять в кожну з робочих камер.

Під час роботи гідромотора робоча рідина з напірної лінії через один з отворів 15 надходить у напівкільцевий паз 14 опорно-розподільного диска і далі через отвори 21 в робочі камери, розміщені по одну сторону від вертикальної осі $B—B$. Діючи на поршні 18, тиск робочої рідини створює осьову силу, яка через штовхачі 20 передається на підшипник 6. Оскільки підшипник 6 розміщений в корпусі 4 з нахилом, на штовхачах виникають тангенціальні сили, що змушують обертатися барабан 7, а разом з ним вал 1 і ротор 11. Одночасно поршні, розміщені по іншу сторону від осі $B—B$, втягуються в ротор, витісняючи робочу рідину з відповідних робочих камер через напівкільцевий паз і другий отвір 15 в зливну лінію. Ротор притискається до робочої поверхні опорно-розподільного диска трьома пружинами 8 і тиском робочої рідини, що діє на дно робочих камер. На валу 1 ротор центрується тільки вузьким пояском, що дозволяє йому самовстановлюватися по площині опорно-розподільного диска.

Конструкції гідромоторів інших типів розглянуті в [1—3, 5, 6].

Основний параметр гідромотора будь-якого типу — **робочий об'єм** q_M , який дорівнює сумарній зміні (в сторону збільшення або зменшення) об'єму всіх його робочих камер за один оберт вихідного вала.

Крім робочого об'єму, якість гідромотора характеризується і низкою інших параметрів, які розглядаються далі.

Об'єм робочої рідини, що приймається гідромотором за одиницю часу без врахування об'ємних втрат (витоків), називається **теоретичною витратою**.

Теоретична витрата

$$Q_T = q_M \cdot n_M, \quad (8.1)$$

де n_M — частота обертання вихідного вала гідромотора.

Фактична витрата робочої рідини гідромотора більше теоретичної на величину об'ємних втрат Q_B :

$$Q_M = Q_T + Q_B. \quad (8.2)$$

Об'ємним ККД гідромотора називається відношення теоретичної витрати до фактичної

$$\eta_{OM} = \frac{Q_T}{Q_M}, \quad (8.3)$$

або

$$\eta_{OM} = \frac{q_M \cdot n_M}{Q_M}. \quad (8.4)$$

Фактичний крутний момент, що розвивається гідромотором,

$$M_M = M_T - \Delta M, \quad (8.5)$$

де M_T — теоретичний крутний момент; ΔM — втрати крутного моменту, зумовлені тертям деталей гідромотора і частинок робочої рідини.

Теоретичний крутний момент визначається залежністю

$$M_T = \frac{q_M}{2 \cdot \pi} \cdot p_{\Delta}, \quad (8.6)$$

де

$$p_{\Delta} = p_{ex} - p_{вих}, \quad (8.7)$$

p_{ex} , $p_{вих}$ — тиск, відповідно, на вході і виході гідромотора.

Втрати на тертя в гідромоторі визначаються **механічним ККД**

$$\eta_{MM} = \frac{M_M}{M_T}, \quad (8.8)$$

або, з урахуванням (8.6),

$$\eta_{MM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{q_M \cdot p_{\Delta}}. \quad (8.9)$$

Загальним ККД будь-якої машини називається відношення корисної потужності до затраченої. **Загальний ККД гідромотора**

$$\eta_M = \eta_{OM} \cdot \eta_{MM}. \quad (8.10)$$

Якість роботи гідромотора визначається, перш за все, здатністю стабільно підтримувати високі значення ККД в широкому діапазоні експлуатаційних режимів (частоти обертання вихідного вала і навантаження на вихідному валу).

У даній лабораторній роботі пропонується визначити і проаналізувати залежності об'ємного, механічного і повного ККД гідромотора від навантаження на його вихідному валу.

8.2 Стенд для проведення досліджень

Принципова гідравлічна схема стенда показана на рис. 8.2.

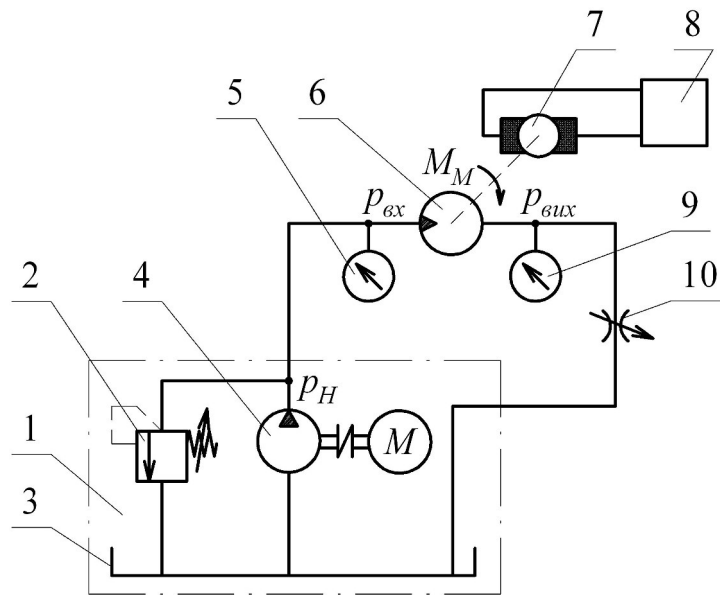


Рисунок 8.2 — Принципова гідравлічна схема стенда для проведення досліджень

Стенд складається з насосної станції 1, що містить бак 3, насос 4 і запобіжний клапан 2, досліджуваного гідромотора 6, електромагнітного порошкового гальма 7, регульованого джерела постійного струму 8, манометрів 5, 9 і регульованого дроселя 10.

При роботі стенда весь потік робочої рідини з виходу насоса 4 подається на вхід гідромотора 6, оскільки запобіжний клапан 2 постійно закритий (насосна станція працює в режимі постійної подачі). Момент навантаження на гідромоторі створюється приєднаним до його вала електромагнітним порошковим гальмом 7 і регулюється зміною напруги на виході підключеного до порошкового гальма джерела постійного струму.

Дійсне значення M_M визначається за допомогою спеціального динамометричного пристрою, яким оснащено порошкове гальмо, частота обертання вала гідромотора — за допомогою тахометра (на рис. 8.2 не показаний).

Регульований дросель 10 призначений для перекриття потоку робочої рідини при налагодженні тиску відкриття запобіжного клапана насосної станції.

8.3 Пристрої та обладнання

1. Аксиально-поршневий гідромотор Г15-24Н ($q_M = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).
2. Електромагнітне порошкове гальмо ПТ-6М (ціна поділки динамометричного пристрою 0,2 Н·м).
3. Насосна станція.
4. Регульований дросель ПГ77-1.

5. Манометри (клас точності 1,0).
6. Регульоване джерело постійного струму.
7. Тахометр.
8. Рукава високого тиску.

8.4 Методика виконання експерименту

Експериментальні дослідження пропонується виконати в такому порядку.

1. Виконати комутацію гідроагрегатів відповідно до принципової гідравлічної схеми (див. рис. 8.2).

2. Індикатор динамометричного пристрою електромагнітного порошкового гальма встановити на «0».

3. Повністю відкрити запобіжний клапан насосної станції, для чого його регульовальний гвинт викрутити в крайнє положення проти годинникової стрілки.

4. Увімкнути насосну станцію, перевірити герметичність з'єднань.

5. Регульований дросель повністю закрити, повернувши його лімб у крайнє положення проти годинникової стрілки.

6. Налагодити тиск відкриття запобіжного клапана насосної станції (значення тиску відкриття задається викладачем), для чого, плавно повертаючи регульовальний гвинт запобіжного клапана за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 5 (див. рис. 8.2) необхідну величину тиску відкриття.

7. Повністю відкривши регульований дросель, привести гідромотор до обертання. Визначити фактичний крутний момент M_M на валу гідромотора, частоту обертання вала гідромотора n_M , тиск на вході p_{ex} і виході $p_{вих}$ гідромотора. Результати вимірювань занести в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 — Результати вимірювань і розрахунків

M_M , Н·м										
n_M , об/хв (об/с)										
p_{ex} , МПа										
$p_{вих}$, МПа										
p_{Δ} , МПа										
Q_H , л/хв (m^3/c)										
η_{OM}										
η_{MM}										
η_M										

8. Увімкнути джерело постійного струму і виміряти значення n_M , p_{ex} , $p_{вих}$ при декількох значеннях M_M в діапазоні від встановленого в п. 7 до $M_{M_{max}}$ (значення $M_{M_{max}}$ задається викладачем). Результати вимірювань записати в табл. 8.1.

9. Вимкнути насосну станцію.

8.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. За даними лабораторної роботи № 7 визначити значення фактичної подачі на вході в гідромотор, що відповідають записаним у табл. 8.1 значенням p_{ex} ; при цьому, нехтуючи втратами тиску в напірному трубопроводі, вважати, що $p_{ex} = p_H$ (p_H — тиск на виході насоса).

2. Обчислити перепад тисків p_{Δ} на вході і виході гідромотора за (8.7) і результати записати в табл. 8.1.

3. Для кожного із записаних у табл. 8.1 значень M_M обчислити за (8.4), (8.9) і (8.10), об'ємний, механічний і загальний ККД гідромотора відповідно. При розрахунках всі числові значення параметрів повинні бути приведені до системи СІ. Результати обчислень записати в табл. 8.1.

4. За даними табл. 8.1 побудувати графіки функцій

$$\eta_{MM} = f(M_M); \quad \eta_{OM} = f(M_M); \quad \eta_M = f(M_M).$$

5. Проаналізувати отримані залежності, оформити висновки.

8.6 Зміст звіту

В звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

8.7 Питання для самостійної підготовки

1. Сфери застосування і будова гідромоторів об'ємних гідроприводів (аксіально-поршневих, шестеренних).

2. Основні параметри гідромоторів і формули для їх розрахунку.

3. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі, схема стенда для проведення досліджень.

4. Характер і фізичний зміст графіків залежностей

$$\eta_{MM} = f(M_M); \quad \eta_{OM} = f(M_M); \quad \eta_M = f(M_M).$$

ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ (НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ) ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ

Мета роботи. Вивчення принципу роботи гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості і методики експериментального визначення його навантажувальної характеристики; перевірка достовірності теоретичної формули для розрахунку навантажувальної характеристики.

9.1 Короткі теоретичні відомості

В залежності від способу, яким досягається зміна подачі робочої рідини, що надходить у виконавчий двигун гідроприводу, розрізняють такі основні способи регулювання швидкості виконавчого гідродвигуна — дросельний і об'ємний.

При **дросельному регулюванні** зміна подачі рідини, що надходить в гідродвигун, здійснюється за рахунок зміни гідравлічного опору лінії, в яку він під'єднаний, і відведенням частини подачі нерегульованого насоса в бак.

При **об'ємному регулюванні** вся рідина від насоса надходить до гідродвигуна, а регулювання його швидкості досягається зміною робочого об'єму насоса або самого гідродвигуна.

Регулювання шляхом зміни робочого об'єму гідродвигуна застосовується тільки в гідроприводах обертального руху, де як гідродвигун використовується гідромотор з регульованим робочим об'ємом. У цьому випадку регулювання забезпечує постійну потужність приводу, оскільки зменшення робочого об'єму гідродвигуна збільшує швидкість вихідної ланки гідроприводу та, відповідно, зменшує крутний момент на вихідній ланці (валу гідромотора).

У порівнянні з об'ємним регулюванням, при дросельному регулюванні суттєво нижчим є ККД гідроприводу і, відповідно, вищі втрати енергії.

Однак гідросистеми з дросельним регулюванням прості за конструкцією і набагато дешевші за гідросистеми з об'ємним регулюванням. Тому дросельне регулювання застосовується в гідроприводах відносно малої потужності (менше 5 кВт) за умови короткочасного режиму роботи. Перевагою гідросистем з дросельним регулюванням є також менша інерційність.

В даній лабораторній роботі досліджується гідропривод обертового руху з установленим дроселем на вході гідромотора. Гідравлічна схема такого приводу показана на рис. 9.1.

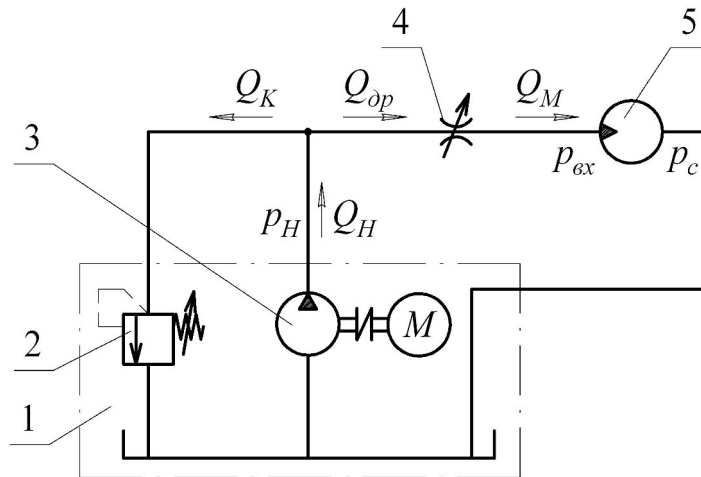


Рисунок 9.1 — Гідравлічна схема гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості з установленням дроселя на вході гідромотора

Основними елементами гідроприводу є насосна станція 1, що містить насос 3 постійного робочого об'єму і запобіжний клапан 2, гідромотор 5 і регульований дросель 4.

Такий гідропривід працює в режимі постійного тиску, тобто тиск на виході насоса p_H постійний і рівний тиску відкриття запобіжного клапана 2. Частота обертання вала гідромотора регулюється за рахунок зміни гідравлічного опору дроселя 4.

Важливою характеристикою будь-якого приводу, у тому числі і гідравлічного, є залежність швидкості його виконавчого двигуна (наприклад, штока гідроциліндра або вала гідромотора) від навантаження, прикладеного до нього. Така залежність називається **навантажувальною**, або **механічною характеристикою** приводу.

Знайдемо рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу, що розглядається.

Крутний момент, який створює гідромотор,

$$M_M = \frac{q_M}{2\pi} (p_{вх} - p_c) \cdot \eta_{MM}, \quad (9.1)$$

де q_M — робочий об'єм гідромотора; $p_{вх}$ — тиск на вході гідромотора; p_c — тиск зливу; η_{MM} — механічний ККД гідромотора.

Витрата рідини на виході гідромотора, без врахування її стиснення, дорівнює теоретичній витраті на вході гідромотора і визначається залежністю

$$Q_M = n_M \cdot q_M. \quad (9.2)$$

Витрата рідини через дросель

$$Q_{op} = \mu f_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_{ex}}, \quad (9.3)$$

де μ — коефіцієнт витрати; f_{op} — площа робочого отвору дроселя; ρ — густина робочої рідини (табл. А.7).

За умови нерозривності потоку

$$Q_{op} = Q_M. \quad (9.4)$$

Вважаючи, що $p_c = 0$, $\eta_{MM} = 1$, і розв'язуючи спільно рівняння (9.1)—(9.4), отримаємо навантажувальну характеристику у вигляді

$$n_M = \frac{\mu}{q_M} f_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - \frac{2\pi \cdot M_M}{q_M}}, \quad (9.5)$$

або

$$n_M = \frac{\mu}{q_M} f_{op} \sqrt{\frac{2p_H}{\rho}} \sqrt{1 - \frac{M_M}{\frac{q_M}{2\pi} \cdot p_H}}. \quad (9.6)$$

Остаточно рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу запишемо у вигляді

$$n_M = n_{Mx.x} \sqrt{1 - \frac{M_M}{M_n}}, \quad (9.7)$$

де $n_{Mx.x} = \frac{\mu}{q_M} f_{op} \sqrt{\frac{2p_H}{\rho}}$ — частота обертання ненавантаженого гідромотора; M_n — граничний крутний момент, що розвивається гідромотором, який обчислюється за формулою

$$M_n = \frac{q_M}{2\pi} p_H. \quad (9.8)$$

Із (9.7) випливає, що залежність $n_M = f(M_M)$ є сім'єю напівпарабол (рис. 9.2), причому кожна з них відповідає своєму значенню відкриття дроселя. Граничний крутний момент M_n , при якому вихідний вал гідромотора повністю зупиняється, не залежить від ступеня відкриття дроселя.

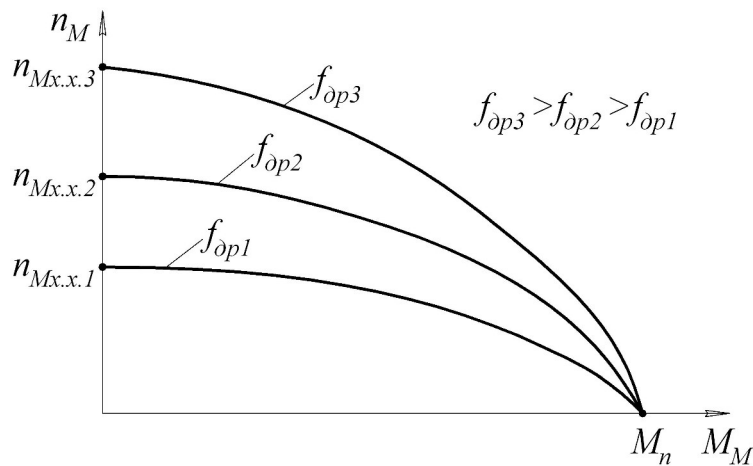


Рисунок 9.2 — Навантажувальна характеристика гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості з установленням дроселя на вході гідромотора

У даній лабораторній роботі пропонується експериментально визначити навантажувальну характеристику гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості і перевірити справедливність теоретичної формули для її розрахунку (9.7).

9.2 Стенд для проведення досліджень

Принципова гідравлічна схема стенда показана на рис. 9.3.

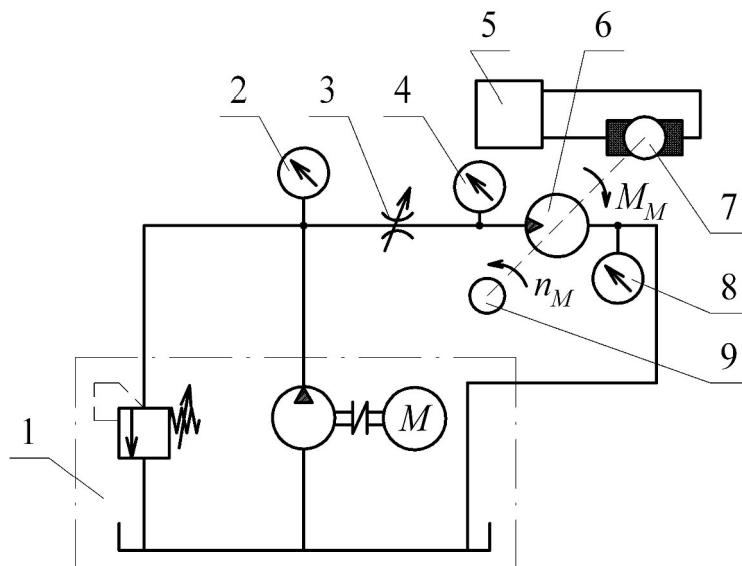


Рисунок 9.3 — Гідравлічна схема стенда для дослідження гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості

Стенд являє собою гідропривод з дросельним регулюванням швидкості, що містить в собі насосну станцію 1, регульований дросель 3 і гідромотор 6. Технологічне навантаження на гідромоторі 6 створюється

електромагнітним порошковим гальмом 7. Необхідне значення M_M встановлюється за допомогою регульованого джерела постійного струму 5.

Частота обертання вала гідромотора n_M вимірюється за допомогою тахометра 9. Тиск налагодження запобіжного клапана p_K встановлюється за манометром 2. Манометри 4 і 8 використовуються для спостереження за характером зміни тиску на вході і виході гідромотора.

9.3 Пристрої та обладнання

1. Насосна станція Г48-21.
2. Регульований дросель ПГ77-1.
3. Гідромотор Г15-24Н ($q_M = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).
4. Електромагнітне порошкове гальмо ПТ-6М (ціна поділки динамометричного пристрою 0,2 Н·м).
5. Регульоване джерело постійного струму.
6. Тахометр.
7. Манометри класу точності 1,0.
8. Рукави високого тиску.

9.4 Методика виконання експерименту

Роботу слід виконати в такій послідовності.

1. Виконати комутацію гідроагрегатів відповідно до схеми стенда (рис. 9.3).
2. Увімкнути насосну станцію, перевірити герметичність з'єднань і при закритому дроселі налагодити тиск відкриття запобіжного клапана p_K (значення тиску задається викладачем).
3. Плавню відкриваючи дросель, встановити значення n_M у межах 450—550 об/хв.
4. Виміряти M_M і n_M і результати записати в табл. 9.1.

Таблиця 9.1 — Результати вимірювань і розрахунків

f_{op1}	M_M , Н·м											
	n_M , об/хв											
	n_{Mp} , об/хв											
	δ_n , %											
f_{op2}	M_M , Н·м											
	n_M , об/хв											
	n_{Mp} , об/хв											
	δ_n , %											

5. Увімкнути джерело постійного струму і виміряти значення n_M при декількох значеннях M_M в діапазоні від встановленого в п. 4 до моменту навантаження, при якому гідромотор зупиняється. Результати вимірювань записати в табл. 9.1.

6. Зменшуючи відкриття дроселя, встановити n_M в межах 200—250 об/хв і виконати вимірювання за п. 5. Результати вимірювань записати у табл. 9.1.

7. Повністю відкрити дросель, вимкнути насосну станцію.

9.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. Побудувати графіки експериментальних навантажувальних характеристик приводу.

2. З графіка навантажувальної характеристики визначити значення $n_{Mx.x.}$ для першого випадку відкриття дроселя. Обчислити M_n за (9.8) для значень M_M , записаних в табл. 9.1, визначити розрахункові значення частоти обертання гідромотора n_{Mp} за (9.7). Результати розрахунків записати в табл. 9.1.

3. Розрахунки за п. 2 виконати для другого відкриття дроселя.

4. За результатами розрахунків побудувати графіки розрахункових навантажувальних характеристик.

5. Виконати кількісне порівняння експериментальної та розрахункової навантажувальних характеристик з використанням формули

$$\delta_n = \frac{\Delta n_M}{n_{Mx.x.}} \cdot 100\%,$$

де Δn_M — граничне розходження експериментальної і розрахункової характеристик.

Застосовувати розрахункову формулу допустимо, якщо $\delta_n < 10\%$.

6. Оформити висновки.

9.6 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графіки та висновки.

9.7 Питання для самоконтролю

1. Принцип роботи, будова, переваги і недоліки, сфери застосування гідроприводів з об'ємним і дросельним регулюванням швидкості.
2. Гідравлічні схеми гідроприводів з дросельним регулюванням (з дроселем на вході, з дроселем на виході, з установленням дроселя паралельно гідродвигуну).
3. Виведіть рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням (з установленням дроселя на виході гідродвигуна).
4. Наведіть і проаналізуйте графік навантажувальної характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням.
5. Визначте ККД гідроприводу з дросельним регулюванням при значеннях M_M і n_M , заданих викладачем.
6. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі; схема стенда для проведення дослідів.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА

Мета роботи. Вивчення принципу дії клапана тиску для гідросистем, ознайомлення з методикою визначення його динамічних характеристик, дослідження якості перехідного процесу в запобіжному клапані в залежності від тиску відкриття.

10.1 Короткі теоретичні відомості

Запобіжний клапан захищає гідросистему від перевищення тиску робочої рідини над попередньо встановленим рівнем відведенням частини потоку робочої рідини у зливний канал.

Основними складовими запобіжного клапана є перекривний (запірний) та чутливий елементи. Перекривний елемент призначений для герметизації порожнин клапана і конструктивно виконується найчастіше у вигляді сфери, конуса або золотника. Чутливий елемент служить для обмеження або регулювання тиску в клапані і виконується зазвичай у вигляді спіральної пружини. В гідросистемі запобіжний клапан вмонтовується у напірну магістраль.

За конструктивною будовою розрізняють клапани *прямої дії* (одноступінчасті) та клапани *непрямої дії* (двоступінчасті).

Для виконання даної лабораторної роботи використовується досить поширений у верстатних гідросистемах клапан тиску прямої дії типу Г54-3. Цей гідроагрегат може використовуватись як: запобіжний клапан, переливний клапан, клапан різниці тисків, а також може виконувати деякі функції напрямного апарата [5]. Конструктивна схема клапана показана на рис. 10.1. Розглянемо його будову і принцип дії.

Основні конструктивні складові клапана — чавунний корпус 3, в якому розташований основний робочий елемент — золотник 2, а також чутливий елемент — пружина 6. Герметичність між порожнинами високого тиску Р та низького А досягається за рахунок мінімального зазору між відповідними поверхнями золотника та корпусу. Значення тиску, при якому повинен спрацювати (відкритись) клапан, налагоджується попереднім стисненням пружини за допомогою регулювального гвинта 8.

Принцип роботи клапана Г54-3 в режимі запобіжного такий. Робоча рідина під тиском подається в канал Р, а також через отвір 10 і дросель 11 під торець золотника в порожнину 1. В порожнині Р сили від дії тиску рідини на торці проточки золотника направлені в протилежні сторони та однакові за величиною через рівність площ торців. Сила, що діє на торець золотника в порожнині 1, врівноважується силою попередньо стиснутої

пружини 6 і тому золотник 2 перебуватиме в нижньому крайньому положенні у стані рівноваги. Якщо тиск в напірній магістралі гідросистеми і під'єднаній до неї порожнині Р буде збільшуватись і досягне значення, яке створить силу, що перевищить силу пружини, то золотник 2 вийде зі стану рівноваги і буде рухатись уверх до моменту, коли робоча кромка золотника вийде зі спряження з отвором корпусу і утворить вікно для проходження робочої рідини з напірної порожнини Р у зливну А. У такому положенні золотника робота клапана відповідатиме переливному режиму і тиск в напірній порожнині Р буде підтримуватись приблизно постійним і рівним попередньо налаштованому тиску відкриття клапана. Клапан буде працювати в переливному режимі до тих пір, поки тиск у напірній порожнині Р не стане меншим за тиск відкриття. Якщо це станеться, то золотник 2 під дією пружини 6 переміститься у крайнє нижнє положення і робоче вікно золотникової пари закриється.

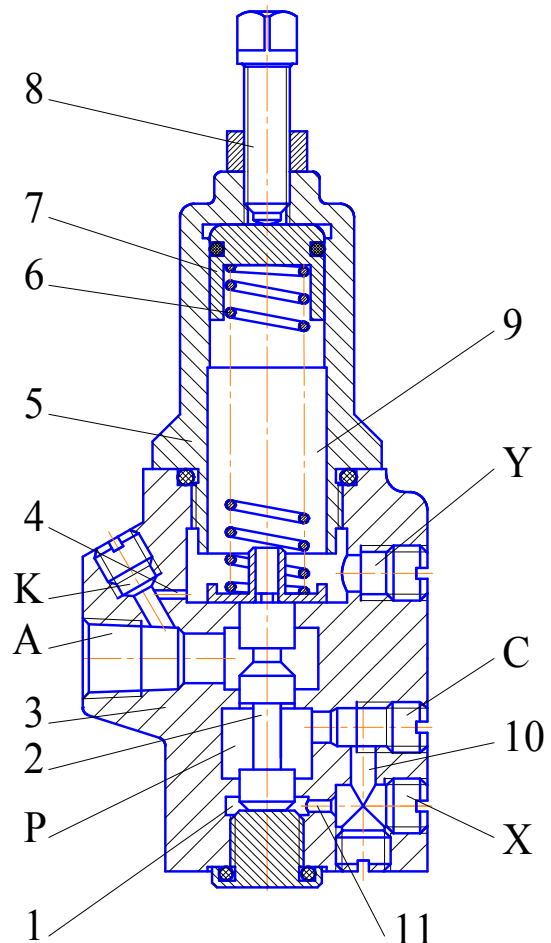


Рисунок 10.1 — Запобіжний клапан прямої дії Г54-3

Заглушки Х, С, Y і К закривають отвори, які можуть використовуватись для зміни схеми підключення клапана в гідросистемі. Канал 4 з'єднує порожнину 9 зі зливною порожниною А. Це дозволяє вільно витискати (або підсмоктувати) рідину з порожнини 9 під час руху золотника.

У реальних умовах експлуатації для запобігання виходу з ладу трубопроводів та гідроагрегатів через перевантаження тиском, запобіжний клапан повинен швидко реагувати на динамічні (швидкоплинні) зміни тиску в напірній магістралі гідросистеми. Тобто для якісної роботи в динамічному режимі запобіжний клапан повинен мати відповідну швидкодію. В момент відкриття клапана через інерційність його рухомих елементів тиск в напірній порожнині стрімко підвищуватиметься, при цьому золотник отримує імпульс на відкриття зі значним прискоренням. Пружина деформується, швидкість руху потоку рідини в прохідних каналах клапана збільшується, а тиск, відповідно до закону Бернуллі, зменшується, що зумовлює зворотний рух золотника в сторону закриття клапана. Далі цикл може повторюватись і навіть спричинити автоколивання в гідросистемі, що

є неприпустимим. Тому, крім необхідної швидкодії, будова і кількісні значення конструктивних параметрів клапана мають забезпечувати достатню стійкість у всіх режимах його роботи.

Типова осцилограма стійкого перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана показана на рис. 10.2.

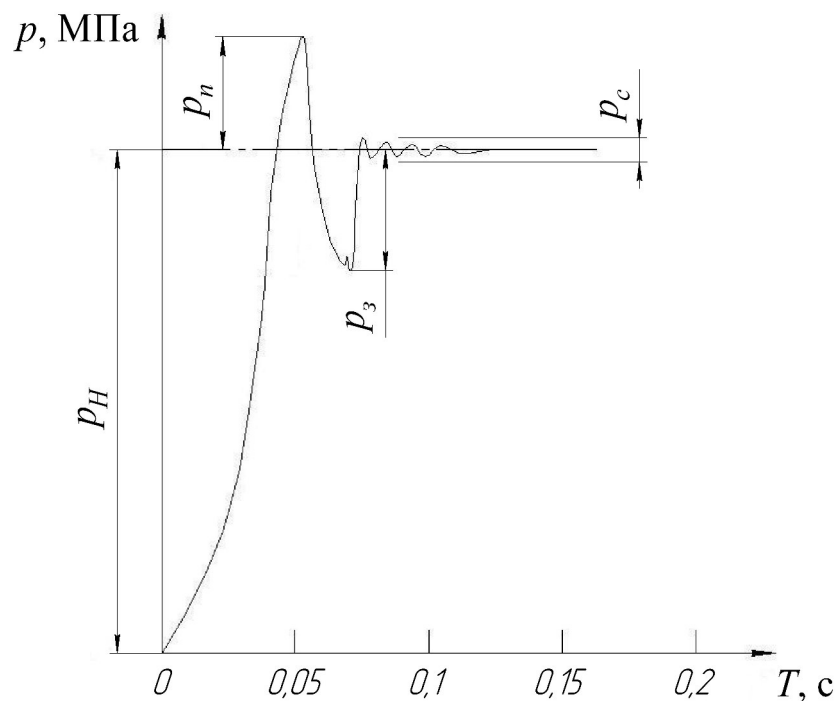


Рисунок 10.2 — Типова осцилограма перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана

Вважається допустимим, якщо тиск «перерегулювання» p_n та тиск «завалу» p_3 (тобто амплітуди першого та другого коливань) не перевищують 30% від номінального значення тиску відкриття клапана. При цьому тривалість перехідного процесу відкриття не повинна перевищувати 0,1—0,15 с.

В лабораторній роботі пропонується експериментально визначити і проаналізувати осцилограми перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана Г54-3 шляхом реєстрації цього процесу за допомогою спеціальної інформаційно-вимірювальної системи на основі персонального комп'ютера.

10.2 Стенд для проведення досліджень

Експериментальне дослідження перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана виконується на спеціальному стенді, гідравлічна схема якого показана на рис. 10.3.

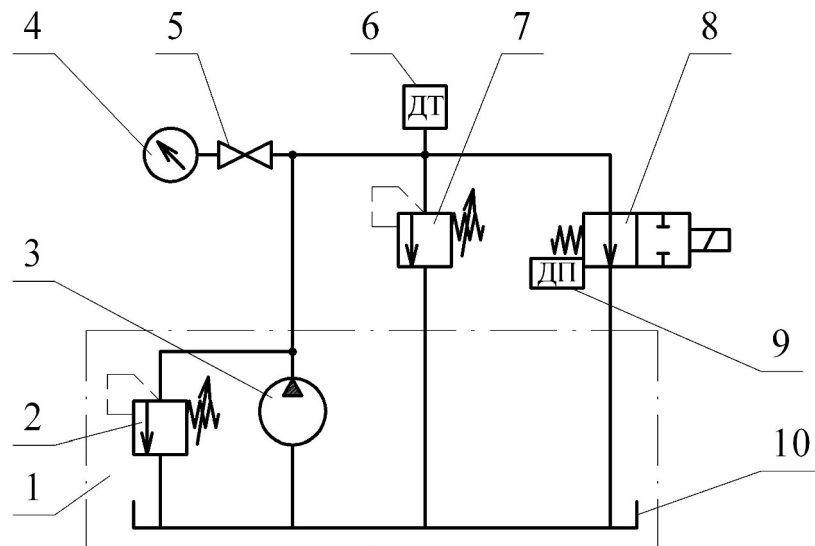


Рисунок 10.3 — Гідравлічна схема стенда для проведення дослідження

Стенд складається з насосної станції 1, яка містить асинхронний електродвигун (на схемі не показаний), насос 3, запобіжний клапан 2 та бак 10 з робочою рідиною, манометра 4 з вентилем 5, індуктивного датчика тиску 6, досліджуваного клапана тиску 7 (Г54-3), двопозиційного розподільника 8 з електромагнітним керуванням і датчика переміщення 9 золотника розподільника 8. Гідросистема стенда працює із закритим запобіжним клапаном 2 насосної станції, налагодженим на тиск відкриття, який перевищує на 50% тиск відкриття досліджуваного клапана 7.

10.3 Пристрої та обладнання

1. Насосна станція, яка оснащена аксіально-поршневим насосом НП-34 з робочим об'ємом $q_n = 18 \text{ см}^3/\text{об}$ і асинхронним електродвигуном з частотою обертання $n = 2890 \text{ об/хв}$ та запобіжним клапаном БГ52-12.
2. Манометр (клас точності 1,0).
3. Індуктивний датчик тиску.
4. Інформаційно-вимірювальна система на основі персонального комп'ютера та адаптера типу АДА-4620.
5. Рукави високого тиску.

10.4 Методика виконання експерименту

Експериментальну частину роботи виконати у такій послідовності.

1. Виконати комутацію гідроапаратів згідно з гідравлічною схемою (див. рис. 10.3).

2. Повністю відкрити запобіжний клапан 2 насосної станції, для чого його регулювальний гвинт повернути в крайнє положення проти годинникової стрілки. Розподільник 8 перевести у положення «закрито».

3. Увімкнути насосну станцію. Перевірити герметичність з'єднань.

4. Налогодити тиск відкриття p_n запобіжного клапана 2 насосної станції (значення тиску задається викладачем). Для цього повернути регулювальний гвинт досліджуваного клапана 7 за годинниковою стрілкою у крайнє положення, після цього плавно повертаючи регулювальний гвинт запобіжного клапана 2 за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 4 необхідний тиск відкриття.

5. Вимкнути насосну станцію.

6. Повністю відкрити досліджуваний клапан тиску 6, для чого його регулювальний гвинт повернути в крайнє положення проти годинникової стрілки.

7. Увімкнути насосну станцію. Налогодити тиск відкриття p_k досліджуваного клапана 7 (значення тиску задається викладачем). Для цього плавно повертаючи регулювальний гвинт клапана 7 за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 4 необхідний тиск відкриття.

8. Перевести розподільник 8 у положення «відкрито».

9. Встановити в інформаційно-вимірювальній системі стенда режим осцилографування.

10. Перевести розподільник 8 у положення «закрито». Електромагнітна система керування забезпечує практично миттєве закриття проходу рідини через розподільник 9. Це спричинить стрімке відкриття досліджуваного клапана 7, оскільки весь потік робочої рідини, що нагнітається насосною станцією, змушений переливатися через досліджуваний клапан 7 у бак.

11. Надрукувати отриману під час виконання п. 10 осцилограму перехідний процесу відкриття досліджуваного клапана.

12. Повторити експерименти за п. 10 і п. 11 при декількох значеннях тиску відкриття досліджуваного клапана (кількість експериментів і значення тиску відкриття задаються викладачем).

13. Перевести розподільник 8 у положення «відкрито».

14. Вимкнути насосну станцію.

10.5 Методика опрацювання дослідних даних

1. Для використаних під час експерименту значень тиску відкриття p_k клапана визначити фактичну тривалість перехідного процесу t_n і значення тиску «перерегулювання» p_n та «завалу» p_z .

2. Отримані показники якості перехідного процесу записати у табл. 10.1.

3. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

Таблиця 10.1 — Результати експерименту

p_H	кг/см ²						
	МПа						
p_K	кг/см ²						
	МПа						
t_n	с						
p_n	кг/см ²						
	МПа						
p_3	кг/см ²						
	МПа						

10.6 Зміст звіту

У звіті мають бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

10.7 Питання для самоконтролю

1. Сфера застосування, принцип дії і конструктивні особливості запобіжних клапанів прямої та непрямої дії.
2. Основні параметри перехідного процесу відкриття запобіжного клапана.
3. Мета, зміст і послідовність проведення експерименту, що виконується у даній роботі; схема стенда для проведення досліджень.
4. Від чого залежить швидкодія клапана?
5. Причини виникнення на осцилограмі перехідного процесу відкриття клапана «перерегулювання» та «завалу».
6. Де розташовується запобіжний клапан в гідросистемі?
7. Як впливає на динамічні характеристики запобіжного клапана недостатня герметичність перекривного елемента?

ВИПРОБОВУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ КРОКОВИХ ПРИВОДІВ ПОДАЧІ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК НА ТОЧНІСТЬ ПОЗИЦІЮВАННЯ

Мета роботи. Вивчення будови та принципу дії приводу подачі фрезерного верстата з ЧПК (ЛТ-260Ф3) і засвоєння методики його випробування на точність позиціювання.

11.1 Короткі теоретичні відомості

Верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК) складаються з власне верстата (токарного, фрезерного, свердлильного тощо), оснащеного елементами автоматизації виконання основних функцій (тиристорний керований привод головного руху, електромагнітні муфти коробки швидкостей і коробки подач, гідро- та електроприводи переміщень робочих органів або оброблюваної деталі), а також пристрою ЧПК.

Сферами застосування верстатів з ЧПК є переважно серійне виробництво. Це зумовлено порівняно високою їх вартістю, яка швидко окупається за частих переналагоджень, оскільки час на ці переналагодження з використанням верстатів з ЧПК суттєво скорочується.

Головною особливістю верстатів ЧПК є числова форма подання інформації про оброблювану заготовку, яка в системі з ЧПК трансформується в керувальні сигнали на переміщення робочих органів верстата і технологічні команди. У цьому основна відмінність верстатів з ЧПК від інших автоматизованих верстатів, де розміри і форма обробленої поверхні заготовки визначаються шаблонами (копірами, кулачками тощо).

Типова блок-схема системи ЧПК показана на рис. 11.1.

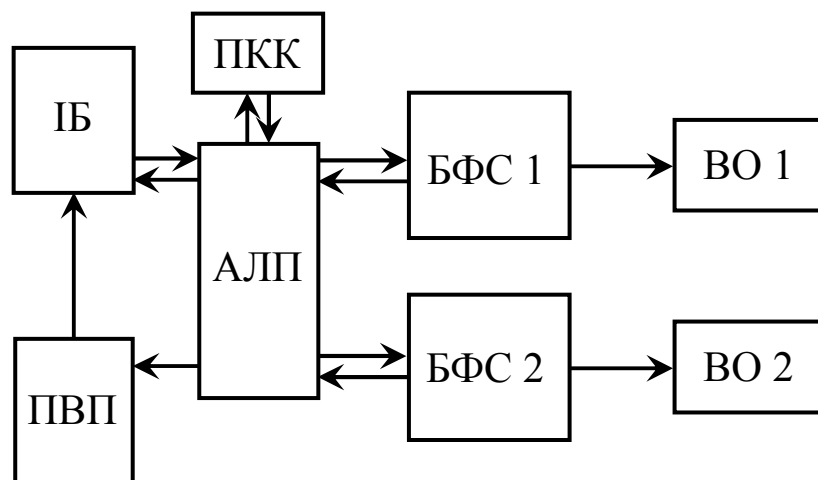


Рисунок 11.1 — Типова блок-схема системи ЧПК

До системи ЧПК входять такі основні блоки:

- пристрій введення програм (ПВП) — призначений для введення числових даних із зовнішніх носіїв в пам'ять пристрою ЧПК;
- інформаційний буфер (ІБ) — призначений для проміжного зберігання програми або її частини;
- арифметично-логічний пристрій (АЛП) — призначений для обчислення елементів траєкторії руху;
- пульт контролю і керування (ПКК) — призначений для керування верстатом в ручному режимі, ручного введення керувальних програм, а також контролю за виконанням програми;
- блоки формування керувальних сигналів (БФС) — призначені для формування сигналів керування виконавчими органами верстата, наприклад, приводами подач;
- виконавчі органи (ВО) — призначені для здійснення розмірних переміщень інструмента відносно заготовки згідно з керувальною програмою.

У даній лабораторній роботі досліджується вертикально-фрезерний верстат моделі ЛТ-260Ф3 виробництва Львівського заводу фрезерних верстатів. Верстат оснащений контурною системою ЧПК і призначений для фрезерування різноманітних деталей складної форми торцевими, кінцевими, кутовими і фасонними фрезами.

Приводи подач по кожній з трьох координат є однотипними гідравлічними слідкувальними системами із силовими гідроциліндрами і чотирищільними розподільними золотниками.

Схема приводу подачі верстата показана на рис. 11.2.

Привод працює таким чином. Рідина від пластинчастого гідронасоса 2 під постійним тиском (4 МПа) подається в центральний вхідний отвір розподільного золотника 6. У нейтральному положенні золотника вхідний отвір перекритий і вся рідина, що нагнітається гідронасосом 2, зливається в бак 1 через запобіжно-переливний клапан 9.

Якщо вал крокового двигуна 3 повернеться, наприклад, за годинниковою стрілкою, то гвинт 5 повернеться на той же кут, змістивши верхню частину щупа 7 вправо, повернувши сам щуп відносно осі за годинниковою стрілкою, нижня частина щупа зміститься вліво, змістивши золотник із нейтрального положення, при цьому центральний вхідний отвір з'єднується з правою порожниною силового гідроциліндра 8, куди подаватиметься робоча рідина. При цьому рідина з лівої порожнини гідроциліндра потрапляє у лівий канал золотника і через лівий вихідний отвір зливається в бак; шток гідроциліндра переміщується вліво, переміщуючи робочий орган 4 разом із закріпленим на ньому гвинтом до тих пір, поки щуп знову не переміститься в нейтральне положення, закривши порожнини гідроциліндра, тим самим зупинивши рух поршня. Аналогічні дії відбуватимуться з обертанням вала крокового двигуна проти годинникової стрілки.

У цьому випадку шток гідроциліндра переміщуватиметься вправо.

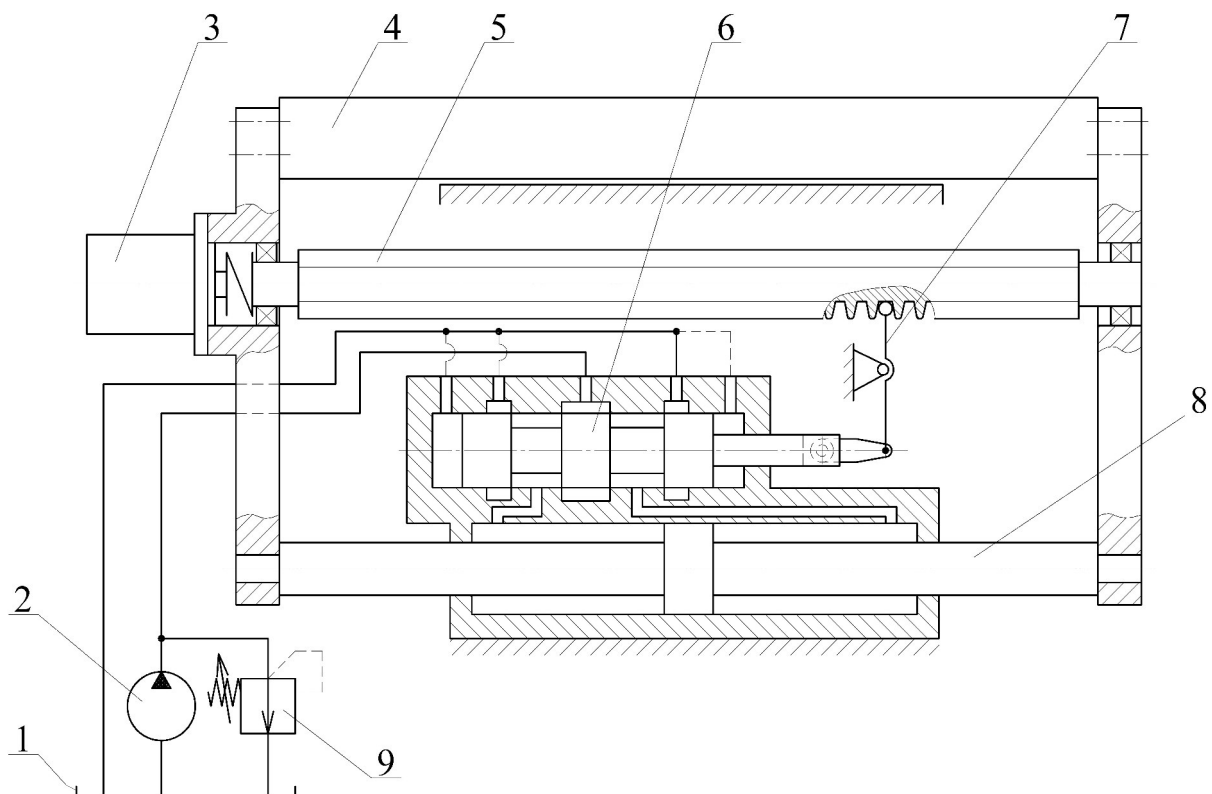


Рисунок 11.2 — Схема електрогідравлічного слідкувального крокового приводу подачі фрезерного верстата з ЧПК моделі ЛТ-260Ф3

Оскільки осьове зміщення профілю канавки гвинта пропорційне куту його повороту і залежить від кроку гвинта, то переміщення робочого органу (стола або фрезерної головки) також буде пропорційне повороту вала крокового двигуна.

Зворотний зв'язок за переміщенням робочого органу реалізується завдяки закріпленню опор гвинта безпосередньо на робочому органі.

Сигнал від системи ЧПК на приводи подається за допомогою крокових електродвигунів SY57STN76-2804A. Найменше можливе програмоване переміщення робочих органів (дискрета) по всіх трьох координатах складає 0,01 мм. Система ЧПК верстата дозволяє відпрацьовувати переміщення інструмента між двома точками по відрітку прямої, або по дузі кола.

Показником точності переміщення робочого органу верстата є похибка позиціонування. **Похибка позиціонування** — це різниця між бажаним (теоретичним) і дійсним (реальним) розмірним переміщенням робочого органу верстата. Ця похибка виникає під впливом нестабільності сил і моментів тертя в напрямних під час пуску, руху і зупинки робочого органу.

11.2 Пристрої та обладнання

1. Фрезерний верстат з ЧПК моделі ЛТ-260Ф3.
2. Набір кінцевих мір (4 шт.).
3. Магнітний стояк з вимірювальним індикатором годинникового типу (ціна поділки 0,001 мм).

11.3 Методика виконання експерименту

Методика визначення похибки позиціонування для трьох координат однакова. На столі 1 (рис. 11.3) верстата закріплюються опора 2 і набір 3 кінцевих мір довжини (далі — кінцевих мір). Вимірювальний індикатор годинникового типу 4 кріпиться на нерухомій частині верстата так, щоб його вимірювальний штифт доторкався до крайньої кінцевої міри. Стрілка індикатора встановлюється на «0».

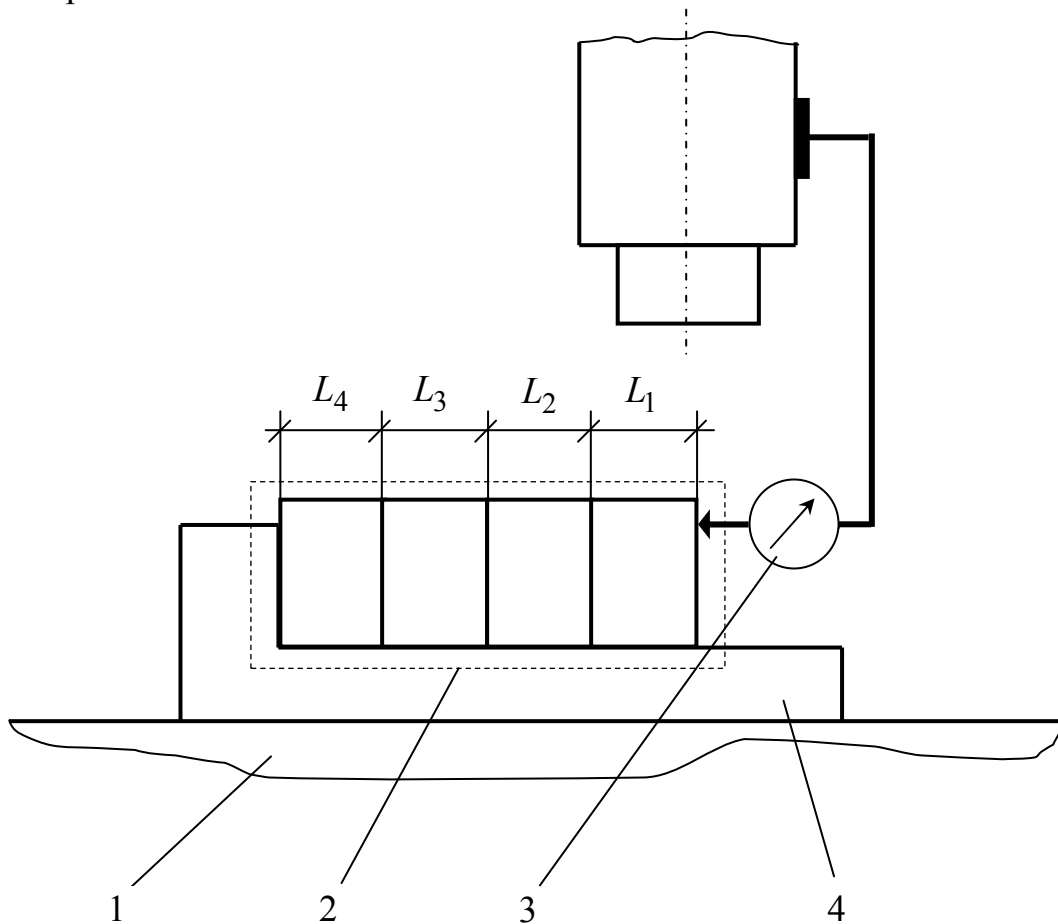


Рисунок 11.3 — Схема перевірки приводу подачі на точність позиціонування

Кінцеву міру знімають, і за допомогою пульта керування переміщують робочий орган на відстань, яка відповідає довжині знятої кінцевої міри. Після зупинки робочого органу визначають відхилення індикатора від нульової позначки. Перевірку виконують для усього набору кінцевих мір. Рекомендована кількість кінцевих мір — 4 шт.

Переміщення робочого органу здійснюють послідовно в покадровому режимі зі швидкістю подачі 1200 мм/хв.

Результати вимірювань записують у таблицю 11.1.

Таблиця 11.1 — Результати визначення похибки позиціювання приводів подачі верстата ЛТ-260Ф3

Координата	Похибки елементарних переміщень, мкм				Середньоквадратичне відхилення S , мкм	
	ΔL_1	ΔL_2	ΔL_3	ΔL_4	гранично-допустиме	фактичне
X					10	
Y					8	
Z					10	

11.4 Методика опрацювання дослідних даних

За показами індикатора розраховуються середньоквадратичне відхилення S .

Середньоквадратичне відхилення

$$S = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n \Delta L_i^2\right) / n}, \quad (11.1)$$

де ΔL_i — похибка i -го переміщення; n — кількість кінцевих мір.

Результати вимірювань порівнюються з паспортними даними верстата.

Результати обчислень заносяться в табл. 11.1.

11.5 Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, гідравлічна схема привода подачі, схема вимірювань, результати вимірювань і розрахунків у вигляді таблиці та висновки.

11.6 Питання для самоконтролю

1. Призначення та сфера застосування верстатів з ЧПК.
2. Будова та принцип роботи гідроприводу подачі фрезерного верстата з ЧПК моделі ЛТ-260Ф3.
3. Мета, зміст і послідовність вимірювань, виконуваних в даній роботі.

Розділ 3 СИСТЕМИ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Лабораторна робота № 12

ПНЕВМАТИЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИКИ

Мета роботи. Ознайомлення з пневматичними елементами автоматики, правилами побудови пневматичних схем і типовими для пневматики схемними рішеннями, розгляд умов виконання дій пневматичних елементів за положенням та за часом.

12.1 Короткі теоретичні відомості

Автоматика — галузь науки і техніки, що охоплює теорію і практику побудови систем керування технічними процесами, які здійснюються без безпосередньої участі людини.

Електропневмоавтоматика — розділ автоматики, що охоплює теорію і практику побудови систем керування технічними системами на базі комбінованих пристроїв, що забезпечують перетворення різноманітних неелектричних, фізичних величин (переміщення, тиск, механічні напруження та ін.) в фізичні величини електричної напруги, струму, частоти та ін.

Відповідно до загальних принципів керування технологічними процесами автоматичне керування здійснюється на основі інформації, що отримується від різноманітних засобів автоматики (датчики, реле тощо).

Електропневмоавтоматика займає значне місце в автоматизації різноманітних технологічних процесів, особливо в харчовій промисловості та при складанні, сортуванні, пакуванні, клеймуванні, штампуванні виробів тощо.

Системи автоматики, в залежності від виконуваних функцій, поділяються на автоматичні системи **контролю, керування і регулювання**.

Технічні засоби автоматики слугують для отримання, передачі, перетворення і зберігання контрольної інформації, формування і передачі контрольної інформації, використання її для впливу на керований процес.

Електричні пристрої виконують в системах керування функції генерації і обробки сигналів.

Пневматичні пристрої виконують різноманітні завдання, пов'язані з поступальною або обертальною передачею навантаження, а саме: затискання, переміщення, позиціонування, орієнтація.

Незважаючи на надзвичайно велику сукупність різноманітних установок, автоматичних ліній, побудованих на основі пневмоавтоматики,

всі вони можуть розглядатися як сукупність трьох окремих частин або блоків. Вони містять в собі вихідні пристрої, елементи, оброблювані сигнали і вхідні елементи, що забезпечують введення сигналів і зворотний зв'язок. В термінах апаратного забезпечення це означає, що для передачі сигналів повинні існувати вхідні, процесорні, керівні і виконавчі пристрої.

Загальні відомості про пневмопривод. Пневмоприводом називають сукупність пристроїв, призначених для надання руху машинам і механізмам за допомогою стиснутого газу. До складу пневмоприводу входять:

- джерело енергії робочого газу (компресор, який перетворює механічну енергію приводного двигуна в енергію стиснутого газу);
- об'ємний пневмодвигун (наприклад, пневмоциліндр, у якому енергія стиснутого газу перетворюється в механічну енергію вихідної ланки пневмоприводу);
- пневмоапарати — пристрої, призначені для зміни параметрів робочого газу (напрямку руху, тиску, витрати);
- пневмолінії (всмоктувальна, напірна, вихлопна);
- пневмомісткість (балон), призначена для зберігання робочого газу з метою його подальшого використання;
- кондиціонери робочого газу (фільтри, вологовіддільники, холодильники).

Пневмоприводи широко застосовуються в різноманітних галузях — верстатобудуванні, ливарному та ковальському виробництві, поліграфічній промисловості і на транспорті. В автомобілях, автогрейдерів, однокерованих навантажувачів, наприклад, застосовується пневматичний привод гальм, що пояснюється його **перевагами перед гідроприводом**:

- невеликі втрати тиску в пневмолініях, внаслідок чого їх довжина може досягти кількох сот метрів;
- стиснуте повітря не утворює горючих і вибухонебезпечних сумішей, внаслідок чого пневмопривод можна застосувати там, де потрібні підвищені вимоги до пожежної безпеки;
- стиснуте повітря не забруднює навколишнього середовища.

Разом із тим пневмопривод має деякі **недоліки**:

- необхідно передбачити спеціальні системи мащення;
- висока стисливість повітря не забезпечує без додаткових заходів плавності і точності руху вихідної ланки пневмоприводу, якщо навантаження нестабільне;
- внаслідок великих витоків повітря ККД пневмоприводу менший від ККД гідроприводу;
- за однакових габаритів пневмодвигуни мають меншу потужність, ніж гідравлічні двигуни, що можна пояснити невеликим тиском повітря.

Основні параметри газу. Основними параметрами робочого газу, які визначають його стан, є тиск, густина, термодинамічна температура.

Тиск повітря в пневмоприводах, як правило, не перевищує 1 МПа, але в окремих випадках може досягати 10 МПа.

Густина повітря при температурі 20 °С й атмосферному тиску становить 1,253 кг/м³, а при підвищенні тиску до 0,4 МПа — 4,67 кг/м³.

Питомим об'ємом називають величину, обернену густині

$$V = \frac{W}{m} \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (12.1)$$

Термодинамічна температура вимірюється в кельвінах:

$$T = t + 273,15 \text{ [К]}, \quad (12.2)$$

де t — температура за шкалою Цельсія, °С.

В'язкість газу, тобто здатність чинити опір силам зсуву, на відміну від рідини, збільшується при підвищенні температури ($\nu_0 = 13,3 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{20} = 15,1 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{50} = 17,8 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{100} = 23,2 \text{ мм}^2\text{/с}$).

Умовні позначення основних елементів і принципові схеми пневмоприводів. Умовні позначення основних елементів пневмо- і гідроприводів дуже схожі. Є деякі відмінності в позначеннях насоса (H) і компресора (KM), а також специфічні позначення елементів, які застосовуються лише в пневмоприводах. На рис. 12.1 позначено: KM — компресор; MO — масловіддільник; PC — балон, ресивер; $BH1$ і $BH2$ — вентилі; DK — дросель із зворотним клапаном; P — пневморозподільник; $Ц$ — пневмоциліндр.

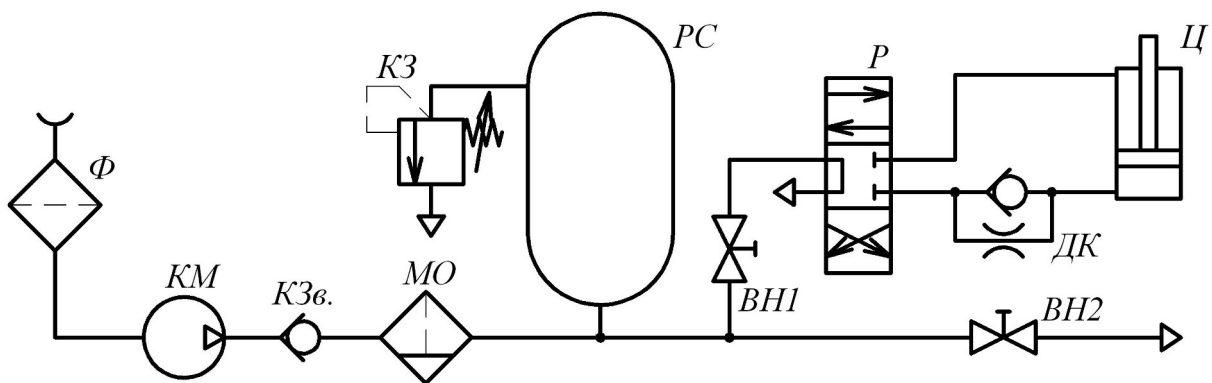


Рисунок 12.1 — Схема пневмоприводу

Компресори і пневмоциліндри. Компресором називають машину, призначену для стиснення і нагнітання газу. В пневмоприводах гальмівних систем автомобілів та дорожніх машин найчастіше застосовуються повітряні поршневі компресори. На рис. 12.2 зображено схему двоциліндрового компресора з пристроєм для його відключення, якщо

тиск повітря в пневмосистемі стане більшим від максимально допустимого.

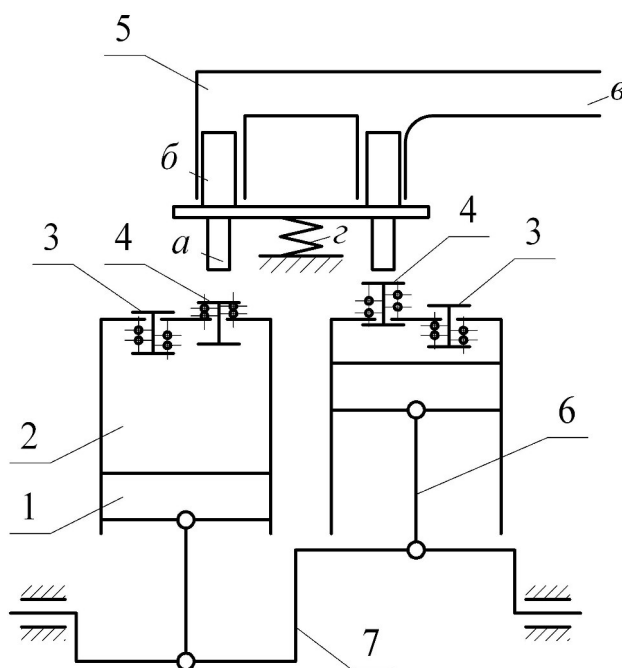


Рисунок 12.2 — Схема двоциліндрового компресора

На рис. 12.2 позначено: 1 — поршень компресора; 2 — циліндр; 3 — нагнітальний клапан; 4 — всмоктувальний клапан; 5 — пристрій для відключення компресора, в якому *а* — штанга; *б* — плунжер; *в* — канал, по якому надходить стиснуте повітря від регулятора тиску; *г* — пружина; 6 — шатун; 7 — колінчастий вал компресора.

При обертанні колінчастого вала 7 відбувається зворотно-поступальний рух поршнів 1 у циліндрах 2 компресора. Коли поршень рухається вниз, у циліндрі виникає вакуум, відкривається всмоктувальний клапан 4 і повітря заповнює порожнину циліндра. Якщо поршень рухається вгору, тиск у робочій камері циліндра зростає, внаслідок чого спочатку закривається впускний клапан 4, а потім відкривається випускний клапан 3 і повітря з порожнини циліндра виштовхується в нагнітальну пневмолінію (на рис. 12.2 не показано), а далі — в балон РС (див. рис. 12.1).

Між балоном і компресором встановлюють регулятор тиску (рис. 12.3), основними елементами якого є корпус 1, дві кульки 3 і 4 та пружина 6. Поки тиск повітря в балоні не перевищуватиме 0,7—0,75 МПа, пружина 6 за допомогою штанги 5 притискуватиме кульки 3 і 4 до отвору, через який повітря з балона може надходити до каналу 2.

Якщо тиск у балоні перевищуватиме 0,7—0,75 МПа, то кульки 3 і 4 опустяться вниз, стискаючи пружину 6. Повітря з балона по каналах 2 і 8 через регулятор тиску надходитиме до компресора. Під дією тиску повітря плунжери *б* (див. рис. 12.2), стискаючи пружину *г*, опустяться вниз,

штанги *a* натиснуть на впускні клапани 4 і триматимуть їх відкритими. Отже, компресор не нагнітатиме повітря в балон. Якщо тиск у пневмосистемі знизиться, то пружина 2 підніме штанги *a*, звільняючи впускні клапани 4. Компресор знову нагнітатиме повітря в балон.

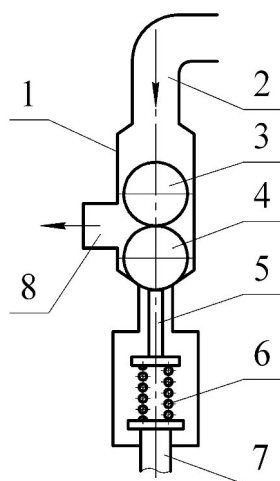


Рисунок 12.3 — Регулятор тиску

У пневмориводах застосовуються мембранні та поршневі пневмоциліндри, будова яких така сама, як і гідроциліндрів.

Ресивер. Для стабілізації тиску повітря за компресором встановлюється ресивер. Ресивер стиснутого повітря вирівнює коливання тиску при доборі повітря із системи. Коли тиск у ресивері падає нижче заданого рівня, варто врахувати кількість пусків і зупинок приводного двигуна компресора. Через знос устаткування кількість таких вмикань обмежена і складає від 6 до 10 разів на годину. Для компресора об'єм ресивера в м³ розраховується за формулою:

$$V_{RES} = \frac{15 \cdot V_{EF} \cdot p}{Z_s \cdot \Delta p}, \quad (12.3)$$

де V_{EF} — ефективна подача в систему в м³/хв;

p — робочий тиск в барах;

Z_s — кількість вмикань в годину;

Δp — перепад тиску між перемиканнями в барах.

12.2 Пристрої та обладнання

Елементи, що використовується для побудови пневматичної принципової схеми (рис. 12.4).

1. Компресорна станція.
2. Пневматичний циліндр (*Ц*).

3. Пневматичні розподільники 3/2 із кнопкою ($P1, P2$).
4. Пневматичний розподільник 5/2 ($P3$).
5. Клапан двох тисків (AND).
6. Дросель із зворотним клапаном ($ДК$).
7. Клапан швидкого вихлопу ($КШВ$).

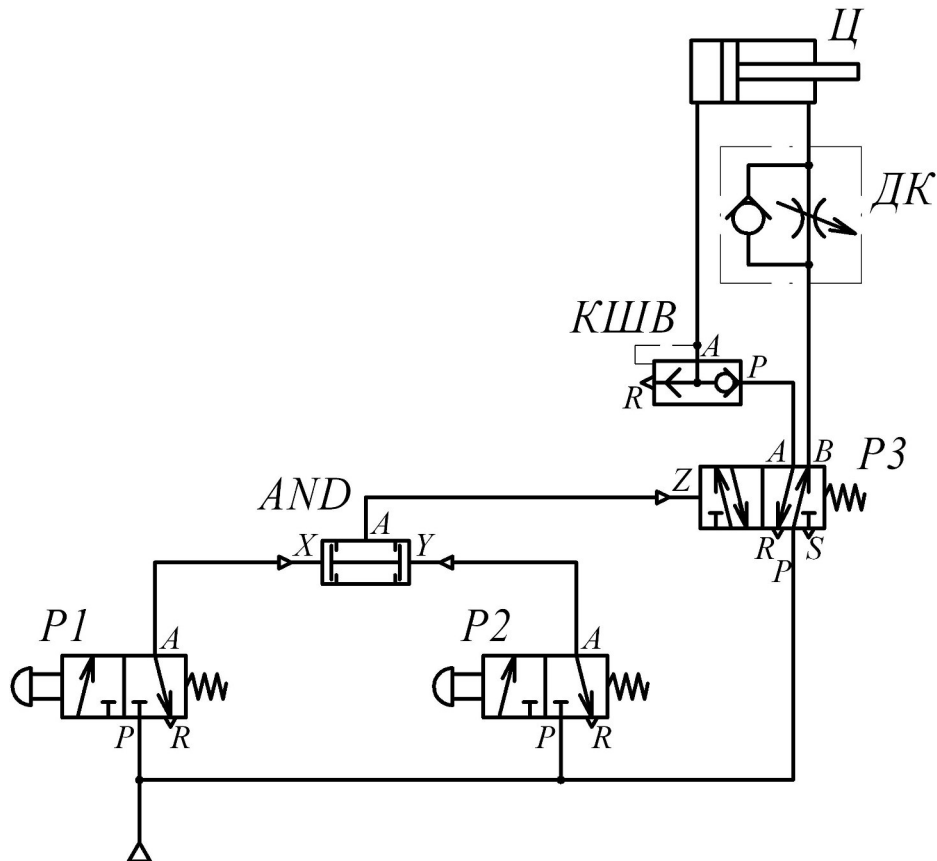


Рисунок 12.4 — Пневматична принципова схема

Елементи, що використовується для побудови пневматичної принципової схеми (рис. 12.5).

1. Компресорна станція.
2. Пневматичні циліндри ($Ц1, Ц2$).
3. Клапан витримки часу ($time$).
4. Пневматичні розподільники 3/2 із кнопкою ($P1$).
5. Пневматичні розподільники 5/2 ($P4, P5$).
6. Пневматичні розподільники 3/2 із роликівим важелем ($P2, P3$).

Пневматична схема на рис. 12.5 може використовуватися, наприклад, як пневматичний вузол установки напівавтоматичного зварювання.

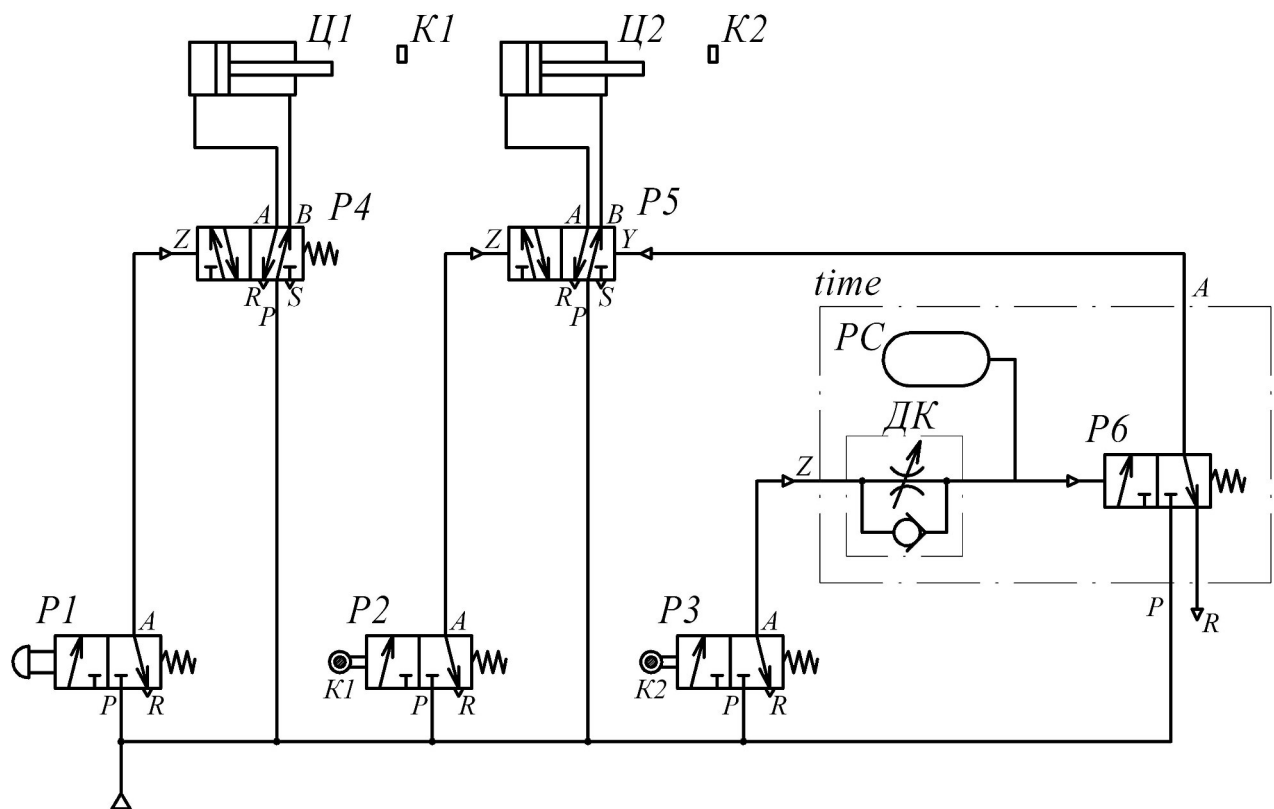


Рисунок 12.5 — Пневматичний вузол установки напівавтоматичного зварювання

12.3 Методика виконання роботи

Роботу пропонується виконати в такому порядку.

1. Скласти на стенді пневматичні схеми згідно з рисунками 12.4—12.5.
2. Перевірити відпрацювання робочого циклу для кожної схеми.
3. Розглянути на стенді можливі несправності та виправити їх.
4. Дати детальний опис роботи кожної схеми.
5. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

12.4 Зміст звіту

В звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, пневматичні принципові схеми, перелік застосованих елементів, результати детального опису роботи схем і висновки.

12.5 Питання для самоконтролю

1. Задачі автоматики. Призначення пневматичних пристроїв у виконанні цих задач.
2. Сфера застосування, принцип дії і склад пневмоприводу.

3. Переваги і недоліки пневмоприводу у порівнянні з гідроприводом.
4. Умовні позначення основних елементів і принципові схеми пневмоприводів.
5. Основні параметри газу.
6. Компресори. Принцип роботи двоциліндрового компресора.
7. Опис роботи схем пневмоприводів, що складаються на стенді.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 — Співвідношення між одиницями виміру тиску

	Паскаль (Па, Pa)	Бар (бар, bar)	Технічна атмосфера (ат, at)	Фізична атмосфера (атм, atm)	Міліметр ртутного стовпа (мм рт. ст., mm Hg, Torr, topp)	Метр водяного стовпа (м вод. ст., m H ₂ O)	Фунт-сила на кв. дюйм (psi)
1 Па	1 Н/м ²	10 ⁻⁵	10,197·10 ⁻⁶	9,8692·10 ⁻⁶	7,5006·10 ⁻³	1,0197·10 ⁻⁴	145,04·10 ⁻⁶
1 бар	10 ⁵	1·10 ⁶ дін/см ²	1,0197	0,98692	750,06	10,197	14,504
1 ат	98066,5	0,980665	1 кгс/см ²	0,96784	735,56	10	14,223
1 атм	101325	1,01325	1,033	1 атм	760	10,33	14,696
1 мм рт. ст.	133,322	1,3332·10 ⁻³	1,3595·10 ⁻³	1,3158·10 ⁻³	1 мм рт. ст.	13,595·10 ⁻³	19,337·10 ⁻³
1 м вод. ст.	9806,65	9,80665·10 ⁻²	0,1	0,096784	73,556	1 м вод. ст.	1,4223
1 psi	6894,76	68,948·10 ⁻³	70,307·10 ⁻³	68,046·10 ⁻³	51,715	0,70307	1 lbf/in ²

Таблиця А.2 — Перевідні множники для деяких метричних одиниць вимірювання в одиниці вимірювання СІ

Метрична система	Позначення	Перевідні множники в одиниці вимірювання системи СІ
1	2	3
Площа	1 см ²	1·10 ⁻⁴ м ²
Об'єм	1 см ³	1·10 ⁻⁶ м ³
	1 літр	1·10 ⁻³ м ³
Час	1 хв	60 сек
Об'ємна витрата	1 літр/хв	16,667·10 ⁻⁶ м ³ /с
Градус плоского кута	°	π/180 рад
Швидкість лінійна	1 м/хв	0,01667 м/с
Швидкість кутова	1 об/хв	π/30 рад/с
Сила	1 кгс	9,81 Н
Питома вага	1 кгс/м ³	9,81 Н/м ³
Густина	1 кгс·с ² /м ⁴	9,81 кг/м ³ ;
Тиск	1 ат = 1 кгс/см ²	98·100 Н/м ² = 0,1 МН/м ²
	1 бар	0,1 МН/м ²
	1 Паскаль (Па)	1 Н/м ²
	1 м водяного стовпа	0,01 МН/м ²
	1 мм ртутного стовпа	133,322 Н/м ²
Динамічна в'язкість	1 пуаз (П)	0,1 Н с/м ²
	1 кгс·с/м ²	9,81 Н с/м ²
Кінематична в'язкість	1 стокс (Ст)	1·10 ⁻⁴ м ² /с

Продовження таблиці А.2

1	2	3
Робота	1 кгс·м	9,81 джоуль (Дж)
Потужність	1 кВт	1000 Вт
	1 л.с.	735,499 Вт
	1 кгс·м/с	9,81 Вт
Момент сили	1 кгс·м	9,81 Н·м
Динамічний момент інерції	1 кгс·м·с ²	9,81 кг·м ²
Температура	°С (градус Цельсія)	T = +273,15 К градусів Кельвіна
Кількість теплоти	1 калорія (к)	4,1868 Дж
Питома теплота	1 кал/кг	4,1868 Дж/кг
Теплоємність	1 кал/град	4,1868 Дж/град
Масова теплоємність	1 кал/кг град	4,1868 Дж/кг град
Коефіцієнт теплопередачі	1 ккал/м ² ·ч·град	1,163 Вт/м ² ·град
Лінійний розмір	1 мікрон	1·10 ⁻⁶ м

Таблиця А.3 — Динамічна в'язкість різних рідин при атмосферному тиску, 10⁻³ Па·с

Рідина	0 °С	20 °С	50 °С	70 °С	100 °С
ацетон	-	0,32	0,25	-	-
бензин*	0,73	0,52	0,37	0,26	0,22
бензол	-	0,65	0,44	0,35	-
вода	1,80	1,01	0,55	0,41	0,28
гліцерин	12100	1480	180	59	13
керосин*	2,2	1,5	0,95	0,75	0,54
кислота оцтова	-	1,2	0,62	0,5	0,38
масло касторове	-	987	129	49	-
масло трансформаторне*	-	19,8	6,4	3,8	2,13
пентан	0,28	0,24	-	-	-
ртуть	-	1,54	1,4	-	1,24
спирт метиловий	0,82	0,58	0,4	0,3	0,2
спирт етиловий (96%)	1,8	1,2	0,7	0,5	0,3
толуол	-	0,61	0,45	0,37	0,29
хлороформ	0,71	0,57	0,43	-	-

Примітка. «*» — вказані в'язкості є усередненими оцінними величинами. Реальні значення істотно залежать від конкретної марки.


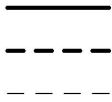

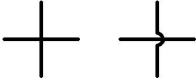

Таблиця А.4 — Залежність динамічної в'язкості води від температури

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu \cdot 10^{-3}, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\mu \cdot 10^{-3}, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$
10	1,31	1,31	18	1,06	1,06
11	1,27	1,27	19	1,03	1,03
12	1,24	1,23	20	1,01	1,01
13	1,20	1,20	21	0,98	0,98
14	1,17	1,17	22	0,96	0,96
15	1,14	1,14	23	0,94	0,94
16	1,12	1,11	24	0,92	0,92
17	1,09	1,09	25	0,89	0,89

Таблиця А.5 — Залежність густини води від температури

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
0	999,87	18	998,62
1	999,93	19	998,43
2	999,97	20	998,23
3	999,99	21	998,02
4	1000,00	22	997,80
5	999,99	23	997,57
6	999,97	24	997,32
7	999,93	25	997,07
8	999,88	26	996,81
9	999,80	27	996,52
10	999,73	28	996,22
11	999,63	29	995,92
12	999,52	30	995,61
13	999,40	31	995,21
14	999,27	32	994,79
15	999,13	33	994,36
16	998,97	34	993,94
17	998,80	35	993,50

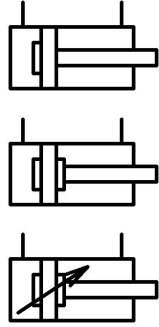
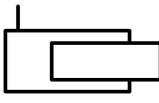
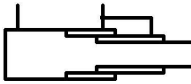
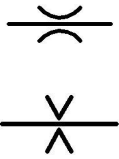

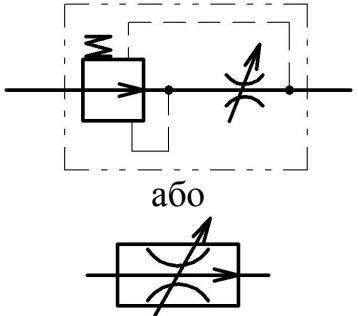
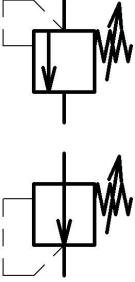
Таблиця А.6 — Символи і умовне позначення деяких елементів об'ємного гідروприводу

Найменування елемента гідроприводу	Символ, що використовуються для умовного позначення
1	2
Напірна гідролінія (джерело тиску), зливна гідролінія	
Гідролінії: основна (робочі, напірні, зливні, всмоктувальні), керування, дренажна (відведення витоків)	
Гнучка гідролінія (рукав високого тиску)	
З'єднання гідроліній	
Гідролінії, що перетинаються (без з'єднання)	
Резервуар (гідробак)	
Акумулятор (без вказання принципу дії)	
Електродвигун	
Тепловий двигун	
Фільтр	
Охолоджувач	
Нагрівач	



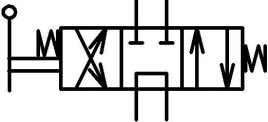


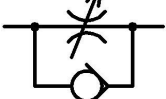
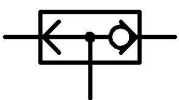
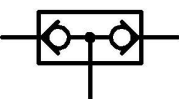
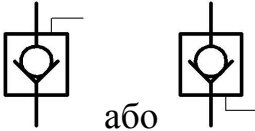
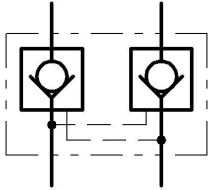
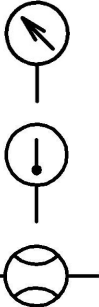
Продовження таблиці А.6

1	2
<p>Насоси: постійної подачі нереверсивний, постійної подачі реверсивний, регульований реверсивний</p>	
<p>Гідромотори: нерегульований нереверсивний, нерегульований реверсивний, регульований реверсивний</p>	
<p>Гідродвигун неповноповоротний</p>	
<p>Гідроциліндри поршневі: односторонньої дії, односторонньої дії з пружинним поверненням, двосторонньої дії з одностороннім штоком, двосторонньої дії з двостороннім штоком, диференційний,</p>	

Продовження таблиці А.6

1	2
<p>з одностороннім демпфуванням поршня в кінцевому положенні,</p> <p>з демпфуванням поршня в кінцевих положеннях,</p> <p>з регульованим демпфуванням поршня в кінцевих положеннях</p>	
Гідроциліндр плунжерний	
Гідроциліндр телескопічний	
<p>Гідравлічні опори: дросель (витрата залежить від в'язкості рідини), діафрагма (витрата не залежить від в'язкості рідини)</p>	
Дросель регульований	
Дволінійний регулятор витрати	 <p>або</p>
<p>Клапани тиску: напірний,</p> <p>редукційний</p>	

Продовження таблиці А.6

1	2
Ділильник потоку	
Суматор потоку	
Гідророзподільник чотирилінійний трипозиційний (4/3) з ручним керуванням і автоматичною фіксацією середнього положення	
Клапан зворотний ненавантажений	
Клапан зворотний з пружинним навантаженням	
Дросель зі зворотним клапаном	
Клапан з логічною функцією «або»	
Клапан з логічною функцією «і»	
Клапан зворотний керований односторонній (гідрозамок односторонній)	
Клапан зворотний керований двосторонній (гідрозамок двосторонній)	
Вимірювальні прилади: манометр, термометр, витратомір	

Таблиця А.7 — Фізичні характеристики робочих рідин, що застосовуються у гідроприводах

Масло	Кінематична в'язкість, $\times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Індекс в'язкості	Температура, °С		Густина, $\text{кг}/\text{м}^3$
			спалаху (не нижче)	застигання (не вище)	
ИГП-18	24—30	90	176	-15	880
ИГП-30	39—50	90	200	-15	885
ИГП-38	55—65	90	210	-15	890
ИГП-49	76—85	90	215	-15	895
ИГП-72	110—125	90	220	-15	900
ИГП-91	148—165	90	225	-15	900
АМГ-10	10	-	92	-70	850
Веретенне АУ	12—14	-	163	-45	890
Турбінне:					
ТП-22	20—23	90	180	-15	900
ТП-30	28—32	87	180	-15	900
ТП-46	44—48	85	195	-10	900

Кінематична в'язкість для масел ИГП вказана при температурі 40 °С, для інших — при температурі 50 °С.

ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. — М. : Машиностроение, 1974. — 606 с.
2. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. — Вінниця : ВНТУ, 2013. — 273 с.
3. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропневмопривод. Ч. 1. Гідравліка і гідропривод : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. — Вінниця : ВНТУ, 2003. — 123 с.
4. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Курсове проектування для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка», 6.050503 – «Машинобудування» : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, С. В. Репінський. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 238 с.
5. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика / [В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін.] ; під ред. В. О. Федорця. — К. : Вища шк., 1995. — 463 с.
6. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / [И. А. Немировский, В. Ф. Маркин, Л. П. Серeda и др.] ; под ред. И. А. Немировского. — К. : Техника, 1979. — 139 с.
7. Лабораторний практикум (гідравліка, гідравлічні машини, гідро- і пневмопривід та пневмоавтоматика) : навчальний посібник / В. М. Матієга, В. Р. Кулінченко, О. М. Яхно, І. К. Мотуз. — К. : 2007. — 341 с.
8. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. — М. : Машиностроение, 1988. — 512 с.
9. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод : підручник / [В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін.] ; під ред. В. О. Федорця. — Житомир : ЖІТІ, 1998. — 412 с.

Навчальне видання

**Юрій Анатолійович Бурєнніков,
Олександр Володимирович Дерібо,
Леонід Геннадійович Козлов,
Віктор Петрович Пурдик,
Сергій Володимирович Репінський**

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ, ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Лабораторний практикум

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено С. Репінським і О. Дерібо

Підписано до друку 23.02.2016 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 6,6.
Наклад 75 пр. Зам. № 2016-037.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
publish.vntu.edu.ua; email: kivc.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.