

## Технічне обслуговування гідро- і пневмосистем

В останні роки широкого поширення в металургійному обладнанні набув гідравлічний привод, що обумовлено його суттєвими перевагами перед електричним і іншими типами приводів. Насамперед, це велика енергонасиченість. Якщо в електродвигуні питома сила (густина енергії магнетного поля), що діє на ротор, складає  $0,4-0,6 \text{ МН/м}^2$ , то у гідродвигунах питома сила (тиск робочої рідини) досягає  $50 \text{ МН/м}^2$ . Тому гідродвигуни мають значно менші габарити і масу, високу бистродію. Коли виконавчий орган машини з гідроприводом здійснює зворотньо-поступальний чи зворотньо-обертальний рух, то не потрібні передатні механізми (наприклад, редуктори). По відношенню до загальнотипового гідропривода гідроприводи в металургії мають певні особливості у застосуванні, до яких можна віднести:

- значні величини технологічних навантажень і рухомих мас механізмів у поєднанні з їх високою бистродією, що вимагає високих тисків і витрат робочої рідини;
- перероблення розплавленого або гарячого металу, що робить умови експлуатації більш жорсткими, вимагає високої безвідмовності гідросистем для усунення витоків робочої рідини, розривів трубопроводів і з'єднань для усунення пожеж;
- великі габарити і маси деталей обладнання, що ускладнює технологічне обслуговування і ремонт гідроприводів.

Загалом же такі умови роботи гідроприводів знижують їх безвідмовність і вимагають удосконалення робіт з їх ремонту та технологічного обслуговування. Для цього необхідна, насамперед, висока кваліфікація і особиста відповідальність обслужного персоналу. При цьому він повинен добре читати гідравлічні схеми, знати властивості робочих рідин, будову і

принцип дії величезної кількості гідроелементів та гідровузлів, твердо орієнтуватись в гідравліці трубопроводів і т.п.

## 1. ПОНЯТТЯ ПРО ТИСК І ЙОГО РІЗНОВИДИ

Тиск – величина скалярна і являє собою силу, поділену на площу. Одиниця вимірювання тиску –  $\text{Н/м}^2$ , Па (Паскаль). Проте частіш користуються одиницею МПа= $10^6$  Па (1атмосфера= $0,1$  МПа).

При розгляді гідравлічних і пневматичних систем частіш використовують такі назви тисків: атмосферний (барометричний); манометричний (надлишковий), вакууметричний, абсолютний. Розглянемо їх взаємодію за відношенням до основного рівняння гідростатики:

$$P = P_0 + \rho \cdot g \cdot h,$$

де  $P$  – абсолютний тиск в точці, яка перебуває в середині рідини;

$P_0$  – тиск газоподібного середовища на вільну поверхню рідини (гідростатичний тиск на вільній поверхні рідини);

$\rho$  – густина рідини;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$h$  – висота стовпчика рідини.

Якщо абсолютний тиск (при  $P_0=P_b$ , де  $P_b$  – барометричний тиск) більше барометричного, то їх різницю називають манометричним тиском  $P_{\text{ном}}$  і тобто манометричний тиск являє собою надлишок тиску в даній точці над барометричним. Якщо абсолютний тиск менший за барометричний, то їх називають вакууметричним тиском чи просто вакуумом (розрідженням).

Величини тисків, на які розрахована робота пневмо- і гідросистем, стандартизовані і складають, МПа: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

## 2. ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ РІДИН

Робочою рідиною в гідросистемах слугують, головним чином, різні мінеральні рідини, що являють собою дистильовані масла, які згущені твердими вуглеводами (парафіном, церезином і т.п.), та інші рідини на основі органічних і кремнійорганічних сполук. Особливо широко використовуються суміші мінеральних масел, що складаються із малов'язких продуктів із високов'язкими компонентами (загусниками).

Основними показниками для оцінювання якості робочої рідини слугують в'язкісно-температурні і антикорозійні властивості, мастильна здатність, неагресивність до ущільнювальних деталей та інше.

### ГУСТИНА І ПИТОМА ВАГА

Густина – фізична величина, що являє собою відношення маси  $m$  рідини до її об'єму, тобто

$$\rho = m/V, \text{ кг/м}^3.$$

Густина мінеральних масел складає 830...940 кг/м<sup>3</sup>. Для практичних розрахунків приймають 900 кг/м<sup>3</sup>.

### В'ЯЗКІСТЬ

В'язкість робочого середовища являє собою властивість чинити опір ковзанню шарів рідини (тобто чинити опір зсуву часток) і ураховується при розрахунках режимів течії рідини. Розрізняють кінематичну і динамічну в'язкості. Фізична суть в'язкості полягає в тому, що при течії рідини поздовж твердої стінки швидкість її шарів внаслідок гальмування потоку різна, внаслідок чого між шарами виникає сила тертя. Остання визначається із рівняння Ньютона і являє собою в цьому рівнянні коефіцієнт пропорційності із розмірністю Н·с/м<sup>2</sup> (Па·с).

Кінематична в'язкість визначається шляхом поділення динамічної в'язкості на густину, її розмірність приймають у мм<sup>2</sup>/с.

В'язкість, як і густина, залежить від температури і тиску. В'язкість із підвищенням температури зменшується. Для рідин, що застосовуються в гідросистемах, кінематична в'язкість може визначатися за формулою:

$$\nu_t = \nu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n,$$

де  $\nu_t$  – кінематична в'язкість при  $t^\circ\text{C}$ ;

$\nu_{50}$  – кінематична в'язкість при  $t=50^\circ\text{C}$ ;

$n$  – показник степеня, що змінюється в межах від 1,3 до 3,5 і більшості в залежності від значення  $\nu_{50}$  ( $n = \lg \nu_{50} + 2,7$ );

$t$  – температура, при якій необхідно визначити в'язкість.

В деяких випадках наводяться значення в'язкостей і при інших температурах (20; 40; 100 $^\circ\text{C}$ ).

### СТИСЛИВІСТЬ РІДИНИ

Всі рідини, крім ідеальної, змінюють свій об'єм при змінні тиску. Характеристикою відносного змінення об'єму слугує коефіцієнт стисливості  $\beta$  (коефіцієнт відносного об'ємного стиснення), який при умові, що стиснення робочого середовища підпорядковується закону Гука, може визначатись за формулою:

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V_0},$$

де  $\Delta p = p_2 - p_1$  – змінення тиску, що діє на робоче середовище, МПа;

$p_1; p_2$  – кінцевий і початковий тиск, МПа;

$\Delta V = V_0 - V$  – змінення об'єму робочого середовища при змінні тиску на величину  $\Delta p$ , м<sup>3</sup>;

$V_0, V$  – початковий об'єм робочого середовища при атмосферному тиску і об'єм при змінні тиску на величину  $\Delta p$ , м<sup>3</sup>.

Величина, зворотня  $\beta$ , називається об'ємним модулем пружності робочого середовища при всебічному стисненні:

$$E = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{1}{\beta}, \text{ МПа}$$

Модуль змінюється в залежності від тиску рідини, тиску і температури. При 20°C і атмосферному тиску модуль пружності мінеральних масел складає 1350...1750 МПа, води – 2000 МПа, силіконової рідини – 1050 МПа. Найбільш високим модулем пружності серед рідин органічного походження володіє гліцерин (E=4000МПа).

### **ТЕМПЕРАТУРА СПЛАХУ І ЗАСТИГАННЯ**

При підвищенні температури із масла виділяються пари, які при піднесенні відкритого вогню спалахують. Саме температурний поріг спалахування і прийнято вважати температурою спалаху. Величина температури спалаху залежить, перш за все, від властивостей масел і перебуває переважно в межах 100...200°C. Щоб запобігти спалахуванню (а отже і виникненню пожежі), температура масла в процесі роботи гідросистеми має бути на 15-20% меншою ніж температура спалаху.

Дуже важливим показником рідини є температура її загушення, яка характеризує рідину з погляду збереження нею текучості і можливості транспортування і зливання в холодний час року. Температура застигання масла має бути не менш ніж на 16-17°C нижчою за температуру навколишнього середовища, в умовах якого має працювати гідросистема.

### **ТЕПЛОЄМКІСТЬ І ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ**

Теплоємкість характеризує кількість тепла, яке необхідне для нагрівання 1 кг робочого середовища на 1°C.

Теплоємкість мінеральних масел в діапазоні температур від 0 до 100°C складає приблизно 1,99 кДж/(кг·К), а води – 4,2 кДж/(кг·К).

Теплопровідність характеризує здатність робочого середовища проводити тепло. Вода при 50°C має теплопровідність  $6,5 \cdot 10^{-4}$  кВт/мК, мінеральні масла при температурі 15-20°C –  $1,3 \cdot 10^{-4}$  кВт/мК.

Ці величини використовуються при теплових розрахунках охолодження чи нагрівання робочих рідин в баках чи в інших ємкостях.

## **КАВІТАЦІЯ**

Кавітація являє собою місцеве виділення із рідини в зонах пониженого тиску парів рідини і газів (закипання рідини) з наступним руйнуванням парових і газових бульбочок при попаданні їх в зону підвищеного тиску. У свою чергу кавітація призводить до місцевих руйнувань деталей і елементів гідромашин і систем. Частіше руйнуються деталі насосів, золотників і клапанів. Руйнування проявляються дірчастістю поверхні деталі.

Основним способом боротьби з кавітацією є максимальне зниження розрідження в зонах можливої кавітації (за рахунок підвищення навколишнього тиску). Другим важливим способом є застосування металів з підвищеними механічними і хімічними властивостями. Найбільш стійким серед відомих матеріалів є титан.

Проте, незважаючи на негативні властивості, кавітаційний ефект використовується в практичних цілях для стабілізації витрат рідини при проходженні її через вузькі канали (наприклад, у підсилювачах типа сопло-заслінка), очищення деталей від різного забруднення.

## **3. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ СТОСОВНО ГІДРАВЛІКИ ТРУБОПРОВІДІВ**

Ділянку трубопровода, що поєднує насос з баком, називають всмоктувальною магістраллю (лінією), а ділянку трубопровода, по якій рідина від насоса надходить до гідродвигуна, - напірною (робочою чи

нагнітальною) магістраллю і ділянку, по якій рідина відводиться від гідродвигуна в бак, - зливною магістраллю (зливом). До напірної магістралі відносять і її трубопроводи, які перебувають під робочим тиском.

### ПЕРЕРІЗ ТРУБОПРОВODІВ І ШВИДКОСТІ РУХУ РІДИНИ

Відомо, що витрати рідини, що проходить через трубу будуть тим більшими, чим більшими будуть прохідний переріз труби і швидкість рідини. Разом з тим належить урахувати, що збільшення швидкості приводить до збільшення тиску у гідросистемі, а збільшення перерізу труби – до збільшення маси труби, що погіршує характеристики привода за показниками жорсткості, вимагає застосування більш вартісної гідроапаратури і т.д.

Внутрішній діаметр труби чи каналу рекомендується визначати за формулою:

$$d_i = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}},$$

де Q – витрати рідини;

v – швидкість рідини в трубопроводі чи каналі;

Остаточний розрахунковий діаметр труби погоджується із стандартизованим рядом діаметрів умовних проходів (табл. 7.1).

**Таблиця 7.1**

*Умовні проходи трубопроводів і арматури*

Діаметр умовного проходу, мм	Площа прохідного перерізу, см <sup>2</sup>	Різьба трубна в дюймах	Діаметр умовного проходу, мм	Площа прохідного перерізу, см <sup>2</sup>	Різьба трубна в дюймах
3	0,07	-	70	34,48	2 1/2
6	0,28	-	80	50,27	3
8	0,50	1/4	100	70,54	4
10	0,79	3/8	125	122,72	5
15	1,77	1/2	150	176,72	6
20	3,14	3/4	175	240,53	7
25	4,94	1,0	200	297,61	8
32	8,04	1 1/4	225	314,16	9
40	12,57	1 1/2	250	490,87	10

50	19,64	2	275	593,96	11
60	26,31	-	300	706,88	12

Крім вказаних в табл. 7.1 умовних проходів, як основних, ще використовується і додатковий ряд  $D_y$  :1,6; 2; 2,5; 4; 5; 12; 16;160.

Для напірних трубопроводів між величинами тиску і швидкості руху рідини є також певна залежність яка установлена на підґрунті багатолітньої практики експлуатації гідроприводів:

Тиск, МПа	1,0	2,5	5,0	10	15	20	32
Допустима швидкість руху рідини, м/с	1,3	2,0	3,0	4,5	5,5	6,0	8,0

Для всмоктувальних трубопроводів швидкість складає 0,5 - 1,5 м/с, а зливних – до 2,0 м/с.

У загальних випадках швидкість вибирають такою, щоб втрати в трубопроводах не перевищували 5-6% робочого тиску.

Величину швидкості рідини в трубах визначають за формулою:

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

де S – площа внутрішнього діаметра трубопровода.

### РЕЖИМИ ТЕЧІЇ РІДИН

Розрізняють два режими течії рідин в трубопроводах: ламінарний і турбулентний.

При ламінарному режимі рідина рухається шарами без поперечного змішування, причому тут відсутні пульсації швидкості і тиску.

При турбулентному режимі шари перемішуються, рух рідини відбувається при пульсації швидкості і тиску.

Кожний із режимів характеризується числом Рейнольдса  $Re$ , яке для труб круглого перерізу визначається за формулою:



$$R_e = \frac{V_{\bar{n}d} \cdot d}{\nu} \text{ чи } R_e = \frac{Q}{0,785 \cdot d \cdot \nu},$$

де  $V_{\bar{n}d}$  – середня швидкість потоку, м/с;

$d$  – внутрішній діаметр трубопровода, м;

$\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;

$Q$  – витрати рідини, м<sup>3</sup>/с.

Для кільцевих щілин ( $d_1$  і  $d_2$  – зовнішній і внутрішній діаметри щілин) число Рейнольдса складатиме:

$$R_e = \frac{V_{\bar{n}d} \cdot (d_1 - d_2)}{\nu}.$$

Межу між ламінарним і турбулентним режимами визначає критичне число Рейнольдса  $R_{e_{\text{кр}}}$ . Якщо  $R_e < R_{e_{\text{кр}}}$ , то потік - ламінарний, якщо  $R_e > R_{e_{\text{кр}}}$ , то потік – турбулентний. Для круглих рівних труб  $R_{e_{\text{кр}}} \approx 2200 - 2300$ , для гнучких рукавів – 1550 – 1650, для рівних кільцевих щілин – 1000 – 1100, для вікон золотників – 250 – 270, для клапанів – 30 – 100, для кранів – 500 – 700.

### ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР В ТРУБАХ

У зв'язку із застосуванням високих швидкостей течії рідин разом із швидкісними розподільниками великого значення набувають питання, що поєднуються з гідроударом, при якому виникають тиски в декілька разів більші за номінальний. В окремих випадках ці тиски можуть руйнувати трубопроводи.

Гідравлічним ударом називають підвищення тиску рідини при швидкісному призупиненні її руху (швидкому перекритті засувки). Він обумовлений стисливістю рідини і пружною деформацією трубопровода. Величину ударного тиску можна визначити за формулою:

$$P_{\text{уд}} = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{\pi \cdot d^2} \cdot C,$$

де  $Q$  – витрати рідини в трубі, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – внутрішній діаметр труби, м;

$C$  – швидкість поширення ударної хвилі в пружній рідині, м/с.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{d \cdot \rho}{\delta \cdot E_{\delta\delta}} + \frac{\rho}{E_{\delta}}}},$$

де  $\delta$  – товщина стінки труби, м;

$E_{\delta\delta}$ ,  $E_p$  – модуль пружності труби і рідини, Па.

До основних способів боротьби з гідравлічним ударом відносяться: збільшення часу перекриття заслінки чи перемикання розподільника і приєднання до труби в місці перекриття рідини компенсаторів.

Регулювання часу швидкості спрацювання розподільного чи відсічного розподільника здійснюється, зазвичай, дросельним реле, завдяки чому час перекриття трубопровода може тривати (при необхідності) декілька секунд.

Необхідний час перекриття засувки, при якому буде створюватись допустиме підвищення тиску, визначається за формулою:

$$t = 2L \cdot \frac{1}{\sqrt{E_p / \rho}},$$

де  $L$  – довжина трубопровода.

Компенсатори гідравлічного удару, зазвичай, являють собою з'єднану з трубопроводом ємкість із пружним елементом. Ударний тиск тут компенсується за рахунок часткового поглинання енергії пружним елементом. Найбільш ефективною буде компенсація удару у тому випадку, якщо пружний елемент буде сполучатися із силами сухого чи в'язкого тертя.

#### **4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ РОБОЧИХ РІДИН**

При виборі робочих рідин належить враховувати наступні обставини:

1. В гідросистемах машин, що призначені для роботи при стабільних температурних умовах і при тисках менше 10 МПа, використовуються масла із в'язкістю 20 – 40 мм<sup>2</sup>/с, (при 50°C ), при тисках до 20 МПа – із в'язкістю 40 – 60 мм<sup>2</sup>/с, при тисках 50 – 60 МПа (гідропреси) – із в'язкістю до 110 – 150 мм<sup>2</sup>/с.
2. Мінеральні рідини придатні для роботи при температурі не вище 150°C.
3. При температурі 150°C і вище без спеціальних охолоджувальних пристроїв використовуються синтетичні рідини (полісилікоксанові, кремнійорганічні і інші). У закритих системах без доступу повітря їх можна тривало використовувати при температурі до 360 – 380 °C.
4. Температура застигання рідини повинна бути на 15 – 20°C нижче мінімальної робочої температурної гідросистеми. Синтетичні рідини допускають роботу гідросистеми при температурах до – 60°C, а деякі мінеральні, кращі в цьому відношенні (наприклад, приладні МВП і АМГ), можуть використовуватись при температурах не нижче - 50°C.
5. Не рекомендується використовувати суміші масел в гідросистемах із високим тиском.
7. Синтетичні рідини розчиняють практично всі пластифікатори синтетичних каучуків. Тому застосовувати ущільнення, що виготовлені із синтетичних каучуків, в цьому випадку не рекомендується, оскільки вони будуть мати дуже низький термін служіння через втрати еластичності.
7. В гідросистемах, що працюють в умовах підвищеної пожежобезпеки належить застосовувати негорючі робочі рідини – емульсії (водні, водно-гліколеві і синтетичні). Емульсія типу «масло у воді» (основа – вода, масло – додаток) мають більш низьку вартість, проте не задовольняють всім вимогам які пред'являються до робочих рідин (недостатня мастильна здатність, висока корозійна активність, нестабільність фізико-хімічних властивостей в процесі експлуатації). Задовільними антикорозійними і мастильними властивостями володіють емульсії типу «вода у маслі» (основа – масло, а

вода – додаток), проте вони можуть працювати при тисках не вище 7-14 МПа.

Водноглицьові робочі рідини містять 30 – 69% води, глицьоль – розчинний у воді загусник для отримання необхідних в'язких властивостей і різні присадки. До них відносяться рідини ПГВ і «Промгідрол». Вони сумісні майже із будь-якими матеріалами: вуглецевими і легованими сталлями, чавунами, нікелем, міддю, алюмінієм, титаном і їх сплавами, пластмасами (поліетиленом, фторпластом, текстолітом, склопластом, паронітом, поліамідом, капроном і іншими), гумами (В – 14, ИРП – 1118, ИРП – 1175 і іншими).

На даний час компанія «РОСПОЛИХИМ», а саме виробнича компанія «ООО ПОЛИЭФИР» є єдиним виробником гідравлічної рідини ПГВ.

Рідина «Промгідрол» може використовуватись для всієї гідроапаратури крім дросельних золотників. В той же час мастильні властивості цієї рідини набагато гірші, ніж масел. Тому ресурс роботи насосів може знижуватись на 30 – 40% в залежності від величини тиску. Крім того, частота обертання насосів не повинна перевищувати 1000 об/хв, а установлена потужність насоса – підвищена на 15 – 25%.

Моторні масла не рекомендуються для використання в гідравлічних системах, оскільки по відношенню до інших спеціальних гідравлічних масел вони володіють незадовільною – і повітревідокремлювальною властивістю; вузьким температурним діапазоном, а наявність в більшості сезонних моторних масел присадки для підвищення індекса в'язкості не дозволяють використовувати ці масла в гідравлічних машинах.

Одним із головних моментів при виборі гідравлічних масел є вибір масла з необхідною величиною в'язкості. Значення мінімальних і максимально допустимих величин в'язкості для різних гідромашин наведено в табл. 7.2.

Характеристики гідравлічних рідин, що використовуються в гідро-системах металургійних механізмів, машин і агрегатів, наведено в табл. 7.3.

## Таблиця 7.2

*Величина в'язкості масел для різних типів насосів*

Тип насосів	Величина в'язкості, мм <sup>2</sup> /с		Стартова в'язкість, мм <sup>2</sup> /с
	мінімальна	максимальна	допустимий діапазон
Поршневі	8	800	200 – 800
Лопатеві	12	1000	500 – 1000
Шестерневі	15	1600	800 – 1600

## Таблиця 7.3

*Характеристики найбільш поширених гідравлічних рідин*

Тип масел і рідин	Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с	Температура, °С			Густина, кг/м <sup>3</sup>
		застигання	спалаху	робоча	
1	2	3	4	5	6

<u>Агринол:</u>					
1-HG-B-32	29 – 35 (40°C)	-15	200	5...80	890
1-HG-B-46	41 – 51 (40°C)	-15	210	5...80	890
1-HG-B-68	61 – 75 (40°C)	-15	220	5...80	900
1-HG-B-100	90 – 110 (40°C)	-15	225	5...80	910
1-HG-B-220	198 – 288 (40°C)	-15	225	5...80	915
<u>Азмол:</u>					
МГЕ – 10Д	14 (40°C)	-50	130	-20...+60	~900
МГЕ – 32В	29 – 35 (40°C)	-32	180	-10...+70	~900
МГЕ – 46В	41 – 51 (40°C)	-32	190	-10...+70	~900
МГЕ – 68В	61 – 75 (40°C)	-25	195	-5...+70	~900
МГЕ – 100В	90 – 100 (40°C)	-25	200	-5...+70	~900
ИГП – 72	110 – 125 (40°C)	-15	220	5...80	~900
ИГП – 91	148 – 165 (40°C)	-15	225	5...80	~900
ИГП – 114	186 -205 (40°C)	-15	230	5...80	~900
ИГП – 152	265 – 280 (40°C)	-15	230	5...80	~900
ИГП – 182	320 – 348 (40°C)	-15	240	5...80	~900
ИГС – 32	29 – 35 (40°C)	-15	185	5...70	~900
ИГС – 46	41 – 51 (40°C)	-15	200	5...80	~900
ИГС – 68	61 – 75 (40°C)	-15	210	5...80	~900
<u>Індустріальні</u>					
<u>масла:</u>					
И – 12А	10 – 14 (50°C)	-30	165	-10...+40	876-891
И – 20А	17 – 23 (50°C)	-20	170	0...+90	881-901
И – 30А	27 – 33 (50°C)	-15	180	10...+50	886-916
И – 45А	38 – 52	-10	190	10...+60	890-930
И – 50А	42 – 58	-20	200	10...+70	890-930
АМГ	10 (50°C)	-70	92	-50...+60	-
<u>Промгідрол:</u>					
П – 20	17 – 22 (50°C)	-10	-	-	1145- 1155
П – 20 М – 1	18 – 24 (50°C)	-30	-	-	1125- 1140
П – 20 М – 2	21 – 27 (50°C)	-45	-	-	1145- 1155

## 5. ОСОБЛИВОСТІ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ

На відміну від рідин газу характеризуються значною стисливістю і високими значеннями коефіцієнта температурного розширення.

Зв'язок між питомим об'ємом газу  $V$ , тиском  $p$  і абсолютною температурою  $T$  описується рівнянням:

$$p \cdot V = R \cdot T,$$

де  $R$  – газова стала, що визначається як робота розширення 1 кг газу при нагріванні на 1 градус, Дж/(кг·град).

Значення  $R$  є певним для різних газів. Для повітря, азоту і аргону, що використовуються в гідравлічних і пневматичних системах приводів, газова стала  $R$  в Дж/(кг·град) відповідно складає: 287; 297; 208.

Густина газу залежить від тиску і температури і може бути наближено встановлена за допомогою рівняння Клапейрона для ідеального газу:

$$\rho = p / (R \cdot T).$$

Значення густини в кг/м<sup>3</sup> при  $t=0^\circ\text{C}$  і при  $p=0,1\text{МПа}$  для тих же газів (повітря, азоту, аргону) відповідно складають: 1,293; 1,251; 1,782.

В'язкість газів збільшується із підвищенням температури. Це залежність достатньо точно описується формулою Сатерленда:

$$\mu = \mu_0 \cdot \left( \frac{T_0 + C}{T + C} \right) \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2},$$

де  $\mu$  і  $\mu_0$  – абсолютна динамічна в'язкість при вихідній температурі  $T_0$  і даній температурі  $T$ ;

$C$  – постійний для даного газу коефіцієнт (для повітря  $C=130,5$ ).

Для більшості газів  $\mu$  практично не залежить від тиску в межах від 0 до 0,5МПа, а при подальшому підвищенні тиску викликає суттєве зміння  $\mu$ .

Значення кінематичної в'язкості для повітря, азоту і аргону наведено в табл.7.4.

#### Таблиця 7.4

*Кінематична в'язкість  $\nu \cdot 10^6$ , м<sup>2</sup>/с при  $p=0,1\text{МПа}$*

Газ	Температура, °C								
	-20	0	20	40	60	80	100	150	200
Повітря	11,7	13,2	15,0	17,0	18,8	20,9	23,0	30,0	34,9

Азот	11,7	13,3	15,0	16,8	18,8	20,6	22,3	28,3	34,1
Аргон	-	11,9	13,3	-	-	-	20,7	-	31,2

Тиск газу при постійній температурі пропорційний тиску молекули газу, який перебуває у даному об'ємі (тобто масі газу). Згідно із законом Бойля–Маріота при постійній температурі добуток тиску газу, який перебуває у замкнутому просторі, на його об'єм є постійною величиною, тобто

$$p \cdot V = const,$$

Звідки виходить рівняння

$$p_1/p_2 = V_2/V_1,$$

де  $p_1, p_2$  – відповідно початковий і кінцевий тиск;

$V_1, V_2$  – відповідно початковий і кінцевий об'єм.

Гази підпорядковуються, головним чином, тим залежностям, що і рідини. Принцип дії газових систем побудований на тих же законах, що і гідравлічні. В той же час через високу стисливість течія газу не підпорядковується закону сталого руху рідин, згідно з яким швидкість руху рідини в кожній точці магістралі визначається її координатами і не залежить від часу.

При заповненні стислим газом ємності, що перебуває під постійним тиском, газ у початковий момент, коли тиск там мінімальний, буде проходити з максимальною швидкістю, яка в міру вирівнювання тиску в підвідній магістралі і заповнення ємності буде знижуватись і досягне при повному вирівнюванні нульового значення.

## **6. УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ**

Умовні графічні позначення елементів і пристроїв однозначно показують призначення елементів і пристроїв і характер проходження в них процесів, а разом з тим характер і напрям руху елементів привода і управління, напрям руху робочої рідини і газів і т.д.










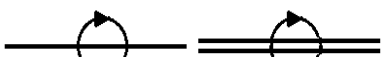








В табл. 7.5 наведено умовні графічні позначення гідравлічних і пневматичних елементів. При складанні таблиці використано міждержавні стандарти ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.783-96, ГОСТ 2.784-97.

**Таблиця 7.5**



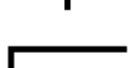


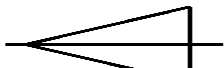
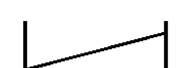

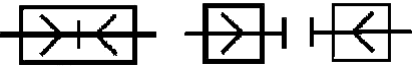




*Умовні позначення окремих елементів гідро- і пневмоприводів*

Найменування	Позначення
1	2
<b>ЕЛЕМЕНТИ ТРУБОПРОВОДІВ</b>	
<p>1. Трубопровід:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- лінії всмоктування, напорю, зливу;</li> <li>- лінії управління, дренажу, випускання повітря, відводу конденсату</li> </ul> <p>2. З'єднання трубопроводів</p> <p>3. Пересікання трубопроводів без з'єднання</p> <p>4. Місце приєднання (для відбору енергії чи вимірювального прилада):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- нез'єднане (закрите)</li> <li>- з'єднане</li> </ul> <p>5. Трубопровід з вертикальним стояком</p> <p>6. Трубопровід гнучкий, шланг</p> <p>7. Ізольована ділянка трубопроводу</p>	

**продовження таблиці 7.5**






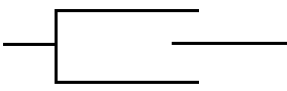

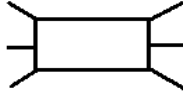

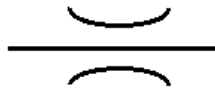
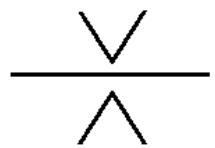
1	2
8. Трубопровід у трубі (футлярі)	
9. Трубопровід у сальнику	
10.З'єднання трубопроводів роз'ємне:	
- загальне позначення	
- фланцеве	
- штуцерне різьбове	
- муфтове різьбове	
- муфтове еластичне	
11.Поворотне з'єднання: однолінійне, дволінійне	
12.Кінець трубопроводу під роз'ємне з'єднання:	
- загальне позначення	
- фланцеве	
- штуцерне різьбове	
- муфтове різьбове	
- муфтове еластичне	
13.Кінець трубопроводу із заглушкою:	
- загальне позначення	
- фланцевий	
- різьбовий	

### Продовження таблиці 7.5

1	2
14. Деталі з'єднання трубопроводів:	
- трійник	
- хрестовина	
- відвід (коліно)	
- розгалужувальник (колектор, гребінка)	
15. Сифон	
16. Перехід, патрубок перехідний:	
- загальне позначення	
- фланцевий	
- штуцерний	
17. Швидко роз'ємне з'єднання із запірним елементом (з'єднане чи роз'єднане)	
18. Швидко роз'ємне з'єднання із запірним елементом (з'єднане і роз'єднане)	
19. Компенсатор:	
- загальне позначення	
- П – подібний	
- ліроподібний	

--	--

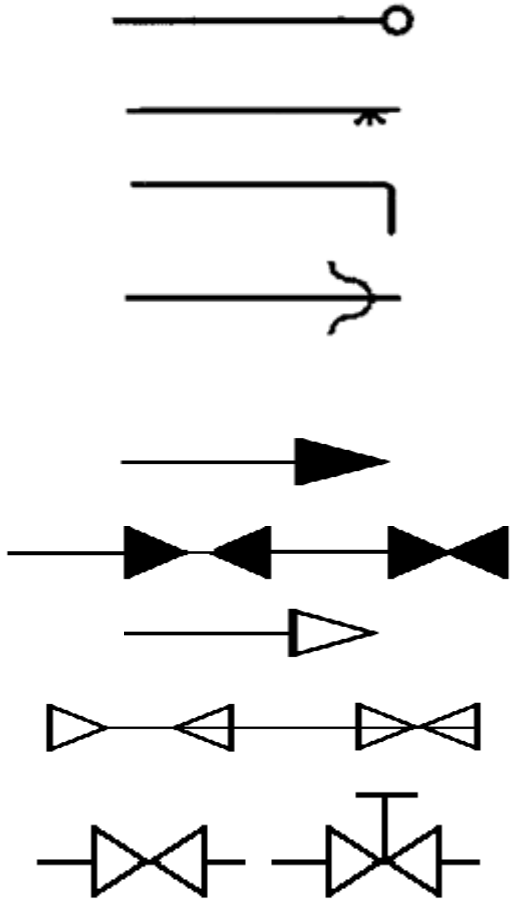
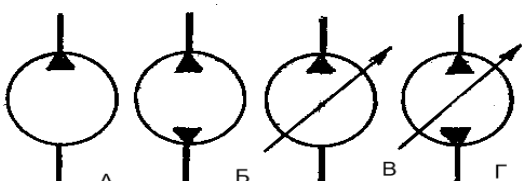
### Продовження таблиці 7.5

1	2
- лінзовий	
- хвилястий	
- Z – подібний	
- сільфонний	
- кільце	
- телескопічний	
20.Вставка:	
- амортизаційна	
- звукоізольована	
- електроізольована	
21.Місце опору із витратами:	
- залежними від в'язкості робочого середовища	
- не залежними від в'язкості робочого середовища (шайба дросельна, витратомір, діафрагма)	

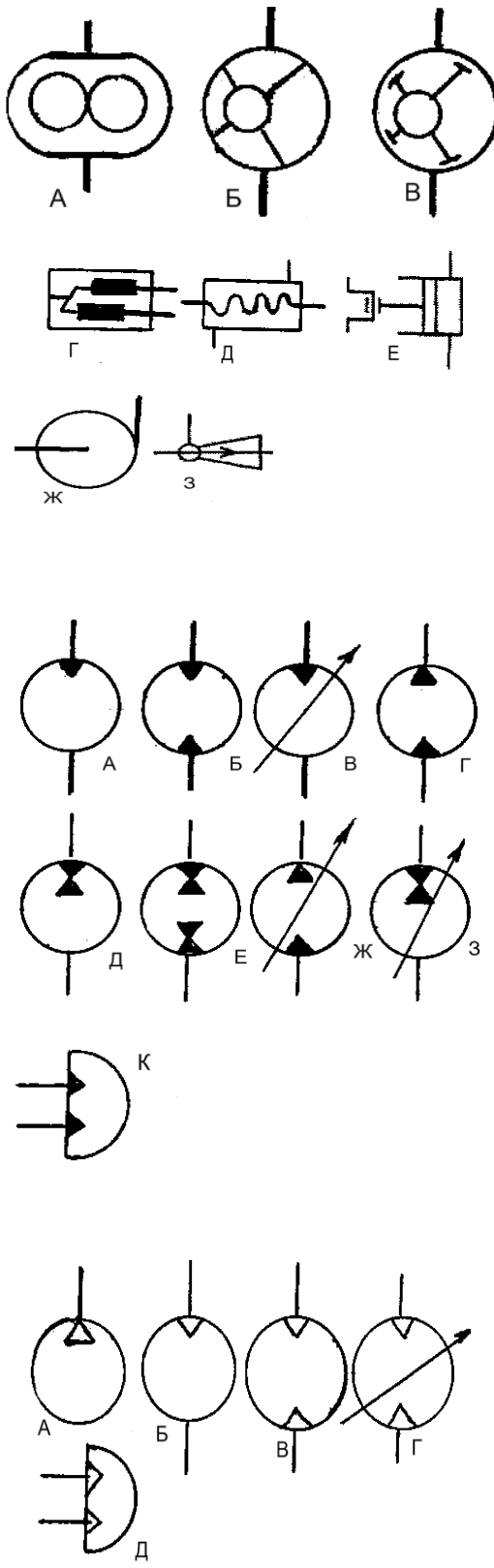
### Продовження таблиці 7.5

1	2
<p>22. Опора трубопроводу:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- нерухома</li> <li>- рухома (загальне позначення)</li> <li>- кулькова</li> <li>- напрямна</li> <li>- ковзна</li> <li>- коткова</li> <li>- пружна</li> </ul>	
<p>23. Підвіска:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- нерухома</li> <li>- напрямна</li> <li>- пружна</li> </ul>	
<p>24. Гаситель гідравлічних ударів</p>	
<p>25. Мембрана проривна</p>	
<p>26. Форсунка</p>	
<p>27. Забірник повітря із атмосфери</p>	
<p>28. Забірник повітря від двигуна</p>	
<p>29. Приєднувальний пристрій до інших систем</p>	

### Продовження таблиці 7.5

1	2
<p>30.Точки змащування:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- у гідролініях</li> <li>- у гідроелементах</li> <li>- у пневмолініях</li> <li>- у пневмоелементах</li> </ul> <p>31.Напрямок дії напору:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- у гідролініях</li> <li>- у гідроелементах</li> <li>- у пневмолініях</li> <li>- у пневмоелементах</li> </ul> <p>32.Вентилі</p>	 <p>The symbols in this section include: a line with a circle at the end for lubrication; a line with a starburst for hydro-lubrication; a line with a wavy line for pneumatic lubrication; a solid black arrow for flow direction in hydro systems; a solid black valve symbol for hydro elements; a hollow triangle for flow direction in pneumatic systems; a hollow valve symbol for pneumatic elements; and two types of valve symbols: a standard valve and a valve with a T-shaped top for drainage.</p>
<p>Позначення ліній: S – всмоктування; P – напору; T – зливу; A, B – підвід до споживача;  <math>P_x(x)</math>, <math>T_y(y)</math>, L(дренаж) – управління</p>	
<p><b>МАШИНИ ГІДРАВЛІЧНІ І ПНЕВМАТИЧНІ</b></p>	
<p>1. Узагальненні позначення гідронасосів:  а – односторонньої дії, нереверсивний;  б – двосторонньої дії, реверсивний;  в – односторонньої дії з регулюванням потоку;  г – двосторонньої дії з регулюванням потоку.</p>	 <p>The symbols show four circular pump symbols labeled А, Б, В, and Г. Symbol А has a triangle pointing up. Symbol Б has a triangle pointing down. Symbol В has a triangle pointing up and a diagonal arrow. Symbol Г has a triangle pointing down and a diagonal arrow.</p>

## Продовження таблиці 7.5

1	2
<p>2. Конкретні позначення гідронасосів:  а – шестерневий; б – ротаційно-лопатевий;  в – радіально-поршневий; г – аксіально-поршневий; д – гвинтовий; е – кривошип-ний; ж – лопатевий відцентровий;  з – струменевий.</p> <p>3. Узагальнені позначення гідромоторів і насос-моторів:  а – гідромотор нерегульований із нереверсивним потоком; б - гідромотор нерегульований із реверсивним потоком; в – гідромотор регульований із нереверсивним потоком; г – насос-мотор нерегульований; д – насос-мотор нерегульований із реверсивним потоком; е – насос-мотор нерегульований з будь-яким напрямком потоку; ж - насос-мотор регульований з одностороннім потоком; з – насос-мотор регульований із реверсивним напрямком потоку; к – поворотний гідродвигун.</p> <p>4. Пневмодвигуни:  а – компресор; б – пневмомотор нереверсивний і нерегульований; в – пневмомотор нерегульований з реверсивним потоком; г – пневмомотор регульований з реверсивним потоком; д – поворотний пневмо-</p>	

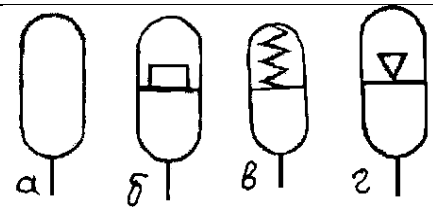


двигун.

### Продовження таблиці 7.5

1	2
<p>5. Циліндри:</p> <p>а – гідравлічний і пневматичний циліндри двосторонньої дії; б – гідравлічний і пневматичний циліндри із поверхнями штока пружиною; в – двосторонньої дії з постійним гальмуванням в кінці ходу з боку поршня; г – із двостороннім гальмуванням; д – телескопічний; е, ж – мембранний одно- і двосторонній; з – плунжерний.</p> <p>6. Перетворювачі:</p> <p>а – поступальний з одним видом робочого середовища; б – поступальний із двома видами середовища; в – обертальний із одним видом робочого середовища; г – обертальний із двома видами середовища.</p> <p>7. Акумулятори:</p> <p>а – гідравлічний (без вказівки принципу</p>	<p>The diagrams in column 2 illustrate various types of cylinders and converters:</p> <ul style="list-style-type: none"><li><b>A:</b> Two diagrams of double-acting cylinders. The left one shows a standard double-acting cylinder with arrows indicating pressure on both sides of the piston. The right one shows a similar cylinder with a spring on the rod side.</li><li><b>Б:</b> Two diagrams of double-acting cylinders with a zigzag spring symbol on the rod side, indicating spring return.</li><li><b>В:</b> Two diagrams of telescopic cylinders, showing the nested rod sections.</li><li><b>Г:</b> Two diagrams of membrane cylinders with a semi-circular membrane on the piston.</li><li><b>Д:</b> A diagram of a telescopic cylinder with arrows indicating pressure on both sides.</li><li><b>Е, Ж:</b> Two diagrams of membrane cylinders, one showing the membrane on the left and one on the right.</li><li><b>З:</b> A diagram of a plunger cylinder with a long, thin rod.</li><li><b>а, б, в, г:</b> Four diagrams of converters. 'а' and 'б' are linear converters with two ports labeled 'x' and 'y'. 'в' and 'г' are rotary converters with a circular symbol and two ports labeled 'x' and 'y'.</li></ul>

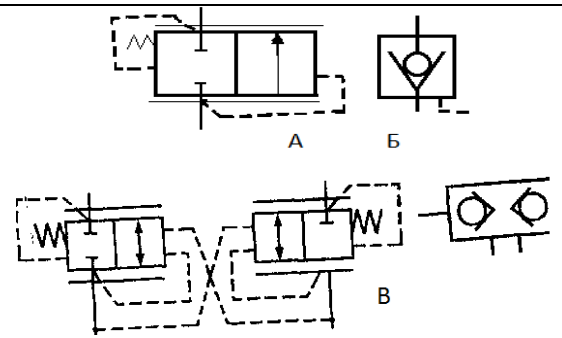
дії); б – вантажний гідравлічний; в – пружинний гідравлічний; г – пневмогідравлічний.



### Продовження таблиці 7.5

1	2
<b>АПАРАТИ ГІДРАВЛІЧНІ І ПНЕВМАТИЧНІ, ПРИСТРОЇ УПРАВЛІННЯ</b>	
<p>1. Розподільники:</p> <p>а – трилінійний з управлінням від кулачка;  б – чотирилінійний з ручним управлінням;  в – чотирилінійним з управлінням від електромагнета і вороттям пружиною;  г – запірний двопозиційний з ручним управлінням;  д – трипозиційний чотирилінійних з управління двобічне, електромагнетне;  е – двокаскадний, трипозиційний, чотирилінійний з електромагнетним управлінням першого каскаду;  ж – із серво управлінням, і електромагнетним управлінням і безкінечною кількістю позицій (тобто розподільник з пропорційним регулюванням).</p> <p>2. Зворотні клапани:</p> <p>а – без пружини (відкритий, якщо тиск на вході вище тиску на виході); б – з пружиною (відкритий, якщо тиск на вході вище тиску на виході плюс тиск пружини); в – із підтиском робочим середовищем.</p>	

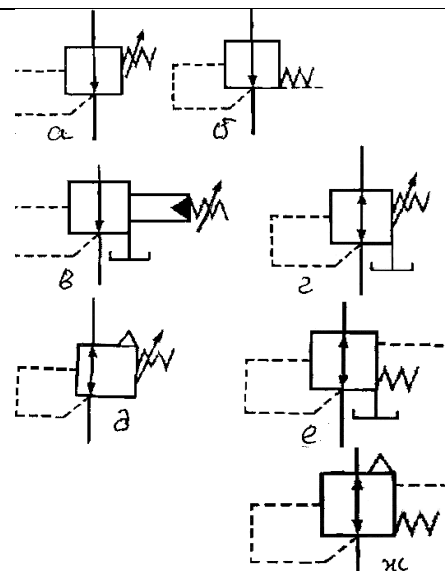
3. Гідрозамки:  
 а – односторонній; б – двосторонній.



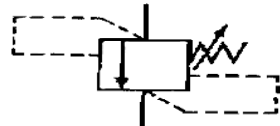
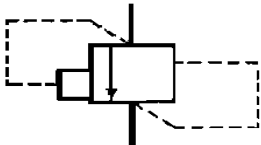
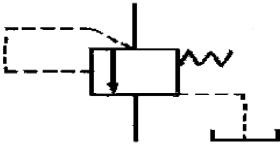
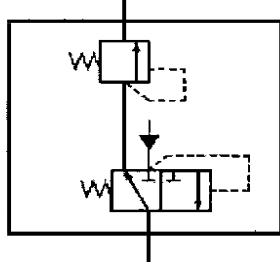
**Продовження таблиці 7.5**

1	2
<p>4. Клапан «ИЛИ» :            Вхідна лінія з'єднана з більш високим тиском, автоматично з'єднується із виходом, в той час як інша вхідна лінія закрита.</p>	<p style="text-align: center;">Детальне Спрощення</p>
<p>1. Клапан «И» :            Вихідна лінія перебуває під тиском тільки тоді, коли обидві лінії під тиском.</p>	<p style="text-align: center;">Детальне Спрощення</p>
<p>2. Клапан швидкого вихлопу:            Коли вхідна лінія розвантажена, вихідна є вільною для вихлопу.</p>	<p style="text-align: center;">Детальне Спрощення</p>
<p>7. Клапан напірний (запобіжний чи переливний):            а – прямої дії; б – прямої дії з дистанційним управлінням; в – прямої дії з дистанційним управлінням, пневматичний; г – непрямої дії з дистанційним управлінням; д – непрямої з пропорційним електромагнетним управлінням.</p>	
<p>8. Клапан редукційний:            а – одноступінчастий, навантажений пружиною; б – із дистанційним управлінням; в – двоступінчастий, гідравлічний, із зов-</p>	

нішнім регулюванням вертання; г – із скиданням тиску, гідравлічний; д – із скиданням тиску пневматичний; е – із скиданням тиску і дистанційним управлінням, гідравлічний; ж – із скиданням тиску і дистанційним управлінням, пневматичний.



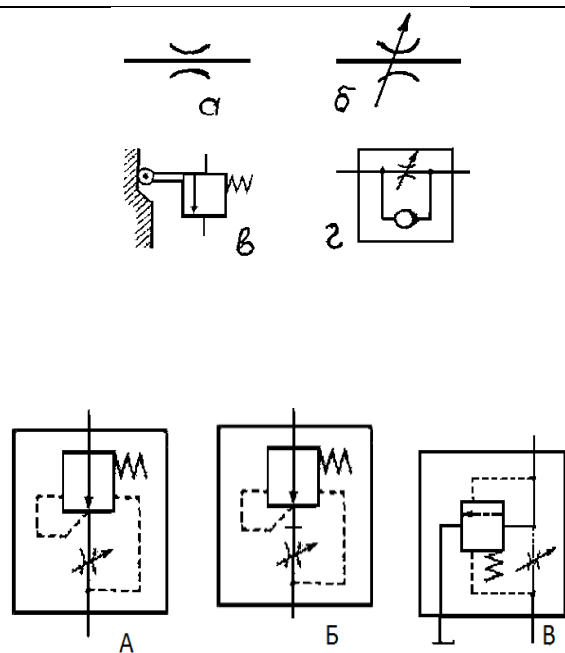
**Продовження таблиці 7.5**

1	2
9. Клапан різниці тисків.	
10. Клапан співвідношення тисків.	
11. Клапан послідовності, одноступінчастий, навантажений пружиною, на виході може підтримуватись тиск (зовнішній дренаж).	
12. Клапани розвантаження мастильної системи.	
13. Дросель: а – нерегульований; б – регульований; в – регульований із механічним управлінням роликом; г – із зворотнім клапаном (із вільним проходженням потоку в одному	

напрямі, але дроселюванням потоку в іншому напрямі).

14. Регулятори витрат:

а – дволінійний із змінними витратами на виході; б - дволінійний із змінними витратами на виході і стабілізацією по температурі; в – трилінійний із змінними витратами на виході і зливанням збиткових витрат у бак.



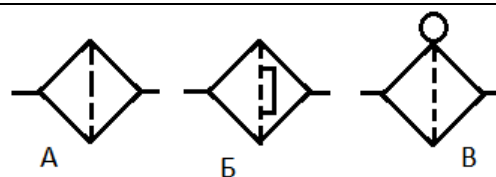
**Продовження таблиці 7.5**

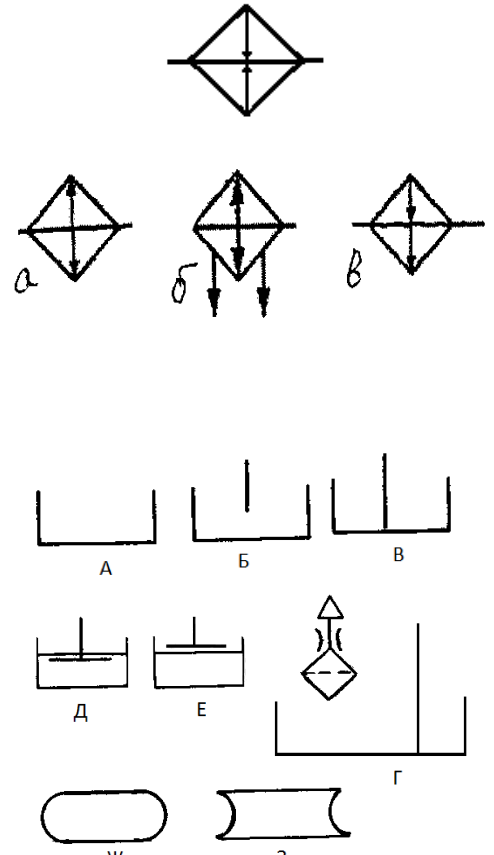
1	2
<p>15. Синхронізатори витрат: а – ділитель потоку; б – суматор потоку.</p>	
<p>16. Дросельний мастильний дозатор.</p>	
<p>17. Живильники: а – імпульсний; б – послідовний; в – двомагістральний; г – масляноплівковий; г – з індикатором спрацьовування.</p>	

**ІНШІ ЕЛЕМЕНТИ ГІДРОСИСТЕМ**

1. Фільтри:  
а – загальне позначення; б – з магнетним сепаратором; в – з індикатором забрудненості.

2. Підігрівник.

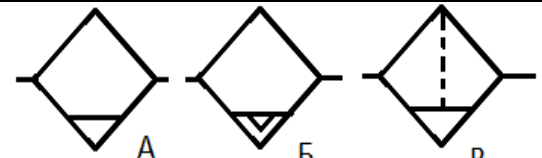


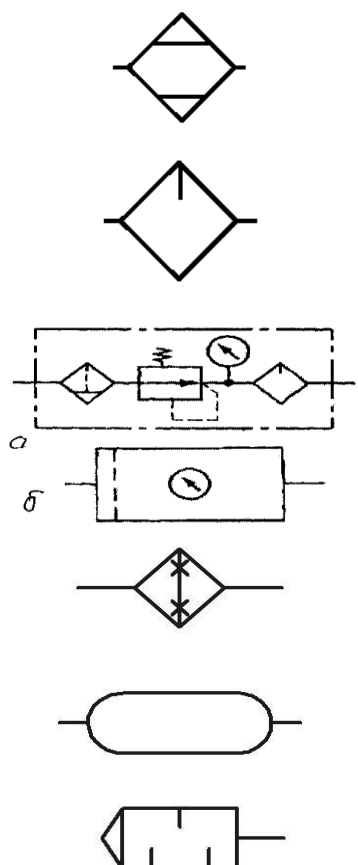
<p>3. Охолодник:  а – без вказівки ліній підводу і відводу охолоджувального середовища; б – із вказівкою ліній підводу і відводу охолоджувального середовища; в – охолодник-підігрівник.</p> <p>4. Гідробаки:  а - загальне позначення; б – із зливним трубопроводом вище рівня рідини; в – із зливним трубопроводом нижче рівня робочої рідини; г – із зливним трубопроводом нижче рівня робочої рідини і повітряним фільтром; д – із мішалкою; е – з механічним притисканням; ж – із тиском вище атмосферного; з – із тиском нижче атмосферного</p>	
---	---

**Продовження таблиці 7.5**

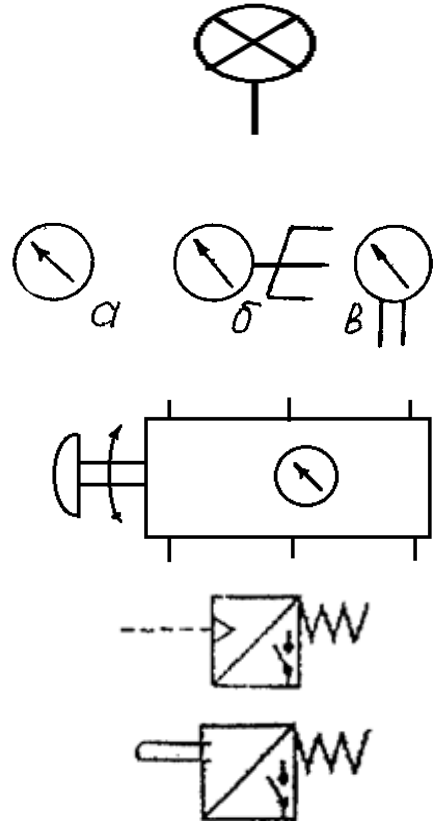
1	2
<p>5. Заливна горловина, лійка, заправний штуцер і т.п.</p> <p>6. Безнапірна ємкісна маслянка (наприклад регульована тривідводна): а – детальне позначення; б – загальне позначення.</p> <p>7. Напірна ємкісна маслянка:  а – пневматична; б – ковпачкова.</p>	

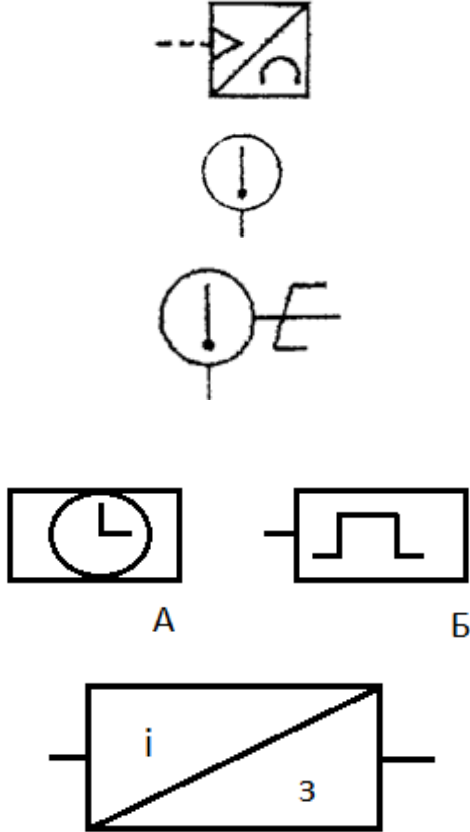
**СПЕЦИФІЧНІ ЕЛЕМЕНТИ ПНЕВМОСИСТЕМ**

<p>1. Віддільники вологи:  а – із ручним відводом конденсату; б – з автоматичним відводом конденсату; в – фільтр-віддільник із ручним відводом</p>	
--	--

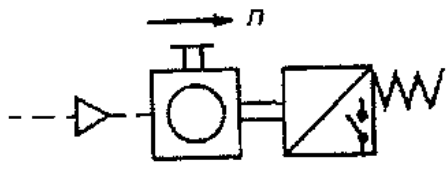
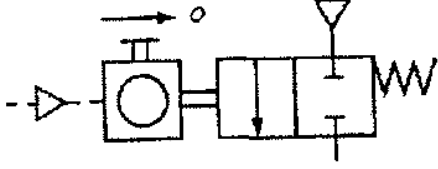

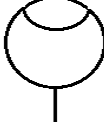

<p>фільтрату.</p> <p>2. Повітресушарка</p> <p>3. Маслорозпилювач</p> <p>4. Блок підготовки робочого газу: а – детальне позначення; б – загальне позначення</p> <p>5. Зволожувач</p> <p>6. Ресивер</p> <p>7. Пневмоглушитель</p>	
---	--

**Продовження таблиці 7.5**


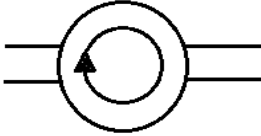
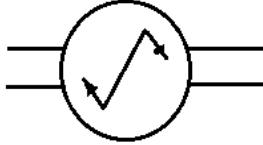

1	2
<b>КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ ГІДРО- І ПНЕВМОСИСТЕМ</b>	
<p>1. Показник тиску</p> <p>2. Манометри: а – звичайний; б – електроконтактний; в – диференціальний</p> <p>3. Перемикач манометра</p> <p>4. Реле тиску</p> <p>5. Вимикач кінцевий</p>	

<p>6. Аналоговий перетворювач</p> <p>7. Термометр</p> <p>8. Термометр електроконтактний</p> <p>9. Прилад управління роботою мастильної системи: а – за часом; б – за тактами роботи об'єкта змащення</p> <p>10.Мастильний ділитель частоти (наприклад ділитель, в якого мастильний матеріал з'являється на виході після трьох імпульсів на вході)</p>	
---	--

**Продовження таблиці 7.5**

1	2
<p>11.Лічильник імпульсів із ручним установленням на нуль і електричним вихідним сигналом</p>	
<p>12.Лічильник імпульсів із ручним установленням нуля і пневматичним вихідним сигналом</p>	
<p>13.Показчик рівня рідини</p>	
<p>14.Показчик витрат</p>	
<p>15.Витратомір</p>	



16. Витратомір інтегруючий	
17. Тахометр	
18. Моментомір (вимірник крутних моментів)	
19. Гігометр	

## 7. ПЕРЕВІРЕННЯ І ВИПРОБОВУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ

Перелік контролюємих параметрів гідрообладнання наведено в табл. 7.6 [ ].

У процесі випробовування гідравлічного обладнання необхідно здійснювати контроль температури робочої рідини і слідкувати за її параметрами (в'язкістю, чистотою, наявністю повітря і т.п.)

Насоси і гідромотори перед початком випробовувань належить обкочувати на протязі 20-30хв із послідовним збільшенням навантаження чотирма ступенями до номінального. Реверсивні насоси мають обкочуватись на обох порожнинах.

Все гідравлічне обладнання необхідно перевіряти на герметичність при тисках на 25% більших за номінальні, який вказується у паспорті на кожний вид обладнання

У процесі випробовувань рекомендується виконувати налагодження на робочі параметри запобіжних і редуційних клапанів, напірних золотників і інших регульованих апаратів, а також подачі регульованих насосів.

### Таблиця 7.6

*Перелік гідрообладнання і параметрів, що підлягають перевірці*

Гідрообладнання	Параметр, що підлягає перевірці
1	2
Насоси регульовані різних типів	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Номінальний тиск</li> <li>• Подача</li> <li>• Приводна потужність</li> <li>• Об'ємний ККД</li> <li>• Робота механізму управління</li> </ul>
Гідромотори нерегульовані різних типів	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Номінальний тиск</li> <li>• Номінальна частота обертання</li> <li>• Мінімальна частота обертання</li> <li>• Номінальні витрати</li> <li>• Номінальний крутний момент</li> <li>• Об'ємний ККД</li> </ul>
Гідроциліндри	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Номінальний тиск</li> <li>• Внутрішні витоки</li> <li>• Найбільший тиск зрушення*</li> <li>• Найбільший тиск холостого ходу*</li> </ul>

### Продовження таблиці 7.6

1	2
Гідроклапани, запобіжні, гідроклапани послідовності (напірні золотники) без і із зворотнім клапаном	<p>Номінальний тиск</p> <p>Мінімальний тиск</p> <p>Перепад тисків при змінненні витрат від номінального до мінімального</p> <p>Номінальні витрати</p> <p>Перепад тиску від повного відкриття зливу до перекриття, при якому витоки не повинні перевищувати встановлену величину</p> <p>Величина витоків</p> <p>Перепад тисків на зворотньому клапані (для апаратури із зворотнім клапаном)</p>
Розподільники із ручним, електричним, гідравлічним і електрогідравлічним управлінням	<p>Відповідність циклу роботи згідно із встановленою для розподільника схемою</p> <p>Сумарні витоки через зазори розподільника</p> <p>Мінімальний тиск управління**</p> <p>Можливість регулювання часу спрацьовування**</p>
Дроселі, дроселі з регулятором, дроселі з регулятором і запобіжним клапаном, дроселі з регулятором і зворотнім клапаном	<p>Мінімальний тиск</p> <p>Відхилення витрат робочої рідини при змінненні тиску (тільки для дроселів із регулятором)</p> <p>Витоки масла через закритий дросель і із дренажного отвору при номінальному тиску</p> <p>Найменша різниця між тисками на виході і тиском налагодження (тільки для дроселів із регулятором і запобіжним клапаном)</p>

Реле тиску	Нечутливість на всьому діапазоні регулювання тиску Витоки через дренажний отвір
Редукційний клапан	Межі регулювання редукованого тиску, плавність і чіткість налагодження Стабільність редукованого тиску при незмінному режимі і зміні витрат через клапан налагодження Стабільність редукованого тиску при змінненні витрат від найбільших до нульових Стабільність редукованого тиску при змінненні підведеного тиску
Клапани зворотні, гідро замки, клапани підтримуючі	Чіткість спрацьовування і відповідність установленому циклу роботи Величина витоків Відкриття клапана при номінальному робочому тиску у над-клапановій порожнині (тільки для зворотніх керованих клапанів) Плавність регулювання величини підпору (тільки для підтримуючих клапанів)
Ділильник потоку	Похибка поділу потоку
*Перевірка здійснюється лише тоді, коли обумовлено в технічній документації **Лише у розподільників із гідравлічним і електрогідравлічним управлінням	

Перевірка на герметичність має здійснюватись зовнішнім оглядом. Робоча рідина подається у підвідний канал, а відводні канали при цьому мають бути заглушеними. Час перевірки має складати 0,5-1 хв. При випробовуваннях гідроциліндрів зовнішню герметичність перевіряють додатково при тиску холостого ходу після не менше 50-ти повних подвійних ходів. При цьому допускається утворення масляної плівки на поверхні штока без каплеутворення. Поява робочої рідини у нерухомих з'єднаннях не допускається [ ].

Витоки належить визначати при найбільшій допустимій температурі робочої рідини, адже при підвищених температурах її в'язкість значно знижується і, отже, підвищується текучість.

Для випробовування гідравлічного обладнання доцільно використовувати випробувальні стенди, які оснащуються установками для фільтрації і охолодження робочої рідини, крім постійних манометрів 4-го класу для безперервного контролю тиску в системі, необхідно тимчасово застосовувати манометри більш високого класу точності на час вимірювання параметрів. При необхідності можна використовувати контактні манометри і датчики

тиску, що дозволить реєструвати параметри у формі запису на різних носіях інформації.

### ВИПРОБОВУВАННЯ НАСОСІВ

Схема випробовування нерегульованого насоса показана на рис. 7.1, на якій вказані необхідні додаткові гідро- і електроелементи на пристрої.

Подачу, приводну потужність і об'ємний ККД насоса визначають при номінальному тиску і номінальній частоті обертання.

Об'ємний ККД насоса визначають за формулою [ ] :

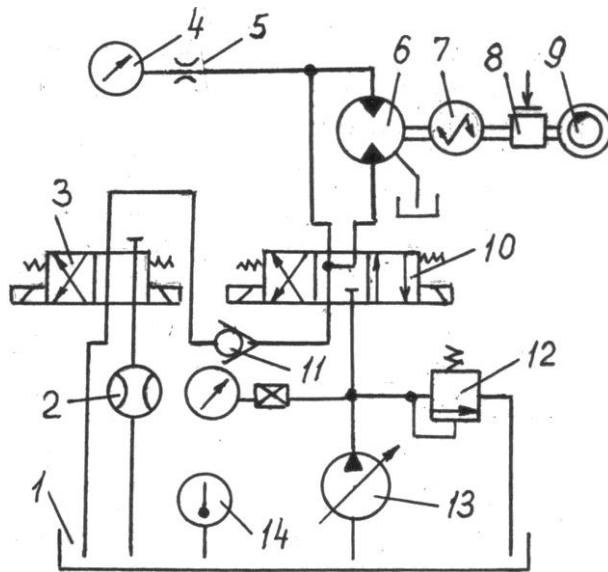
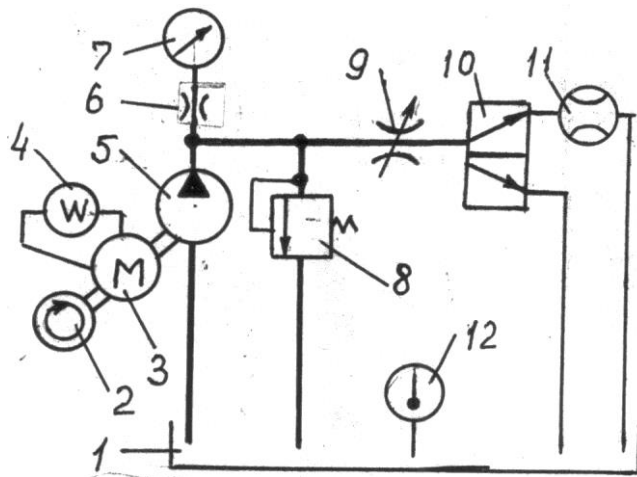
$$\eta_{ii} = \frac{Q_i}{Q_i},$$

де  $Q_i$  - подача насоса при номінальному тиску;

$Q_i$  - подача насоса при мінімально можливому тиску в напірній магістралі.

Подачі  $Q_i$  і  $Q_i$  повинні бути приведені до однакової частоти обертання.

Під час випробовування тиск з боку всмоктування має забезпечувати роботу насоса на всіх режимах без кавітації. Запобіжний клапан 8 повинен налагоджуватись на тиск ,що допускається при короткочасному перевантаженні насоса ( 1,25 від номінального тиску).



1 - бак; 2 - тахометр; 3 -  
електродвигун; 4 - ватометр;  
5- насос випробування; 6 -  
демпфер; 7 - манометр; 8 -  
запобіжний клапан; 9 -  
дросель-ний клапан  
(навантаження); 10 -  
розподільник; 11 - витра-  
томір; 12-термометр

1 - бак; 2 - витратомір; 3, 10 -  
розподільники; 4 - манометр;  
5- демпфер; 6- гідромотор  
випро-бування; 7- моментомір;  
8-пристрій навантаження; 9-  
тахометр; 11-підпірний  
клапан; 12- запобіжний клапан;  
13-регульований насос; 14-  
термо-метр

## ВИПРОБОВУВАННЯ ГІДРОМОТОРІВ

Схема випробовувань гідромоторів показана на рис 7.2, згідно з якою витрати робочої рідини, крутний момент і об'ємний ККД мають визначатись при номінальному тиску і номінальній частоті обертання.

Об'ємний ККД гідрометра визначають за формулою [ ].

$$\eta_{i i} = \frac{V_{i i} \cdot n}{Q_{\dot{a}} + Q_{\dot{c} \dot{a}}},$$

де  $V_{i i}$  - робочий об'єм гідромотора, см<sup>3</sup>/об;

$n$  - частота обертання гідромотора, об/хв.;

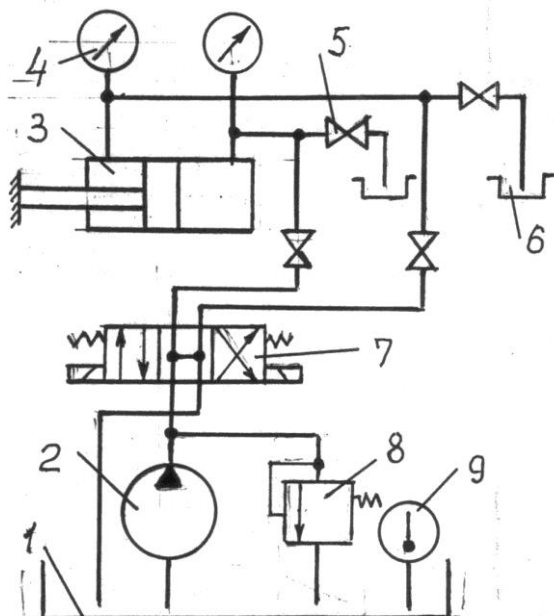
$Q_{\dot{a}}$  - номінальні витрати робочої рідини, см<sup>3</sup>/хв.

$Q_{\dot{c} \dot{a}}$  - зовнішні витоки, см<sup>3</sup> /хв.

Робочий об'єм гідромоторів вказується в паспорті чи в іншій документації на гідромотор. Крім того, в роботі [ ] описано два методи практичного визначення робочого об'єму: метод мірної ємкості і метод «двох частот обертання».

### ВИПРОБОВУВАННЯ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

Схема випробовування гідравлічних циліндрів показана на рис. 7.3. Величина внутрішніх витоків рідини визначається в кінцевих і середньому положеннях поршня при тиску не менше 1,25 від номінального на другій хвилині після зупинки поршня і стабілізації тиску. Час вимірювань витоків в кожному положенні має складати не менше 2хв.



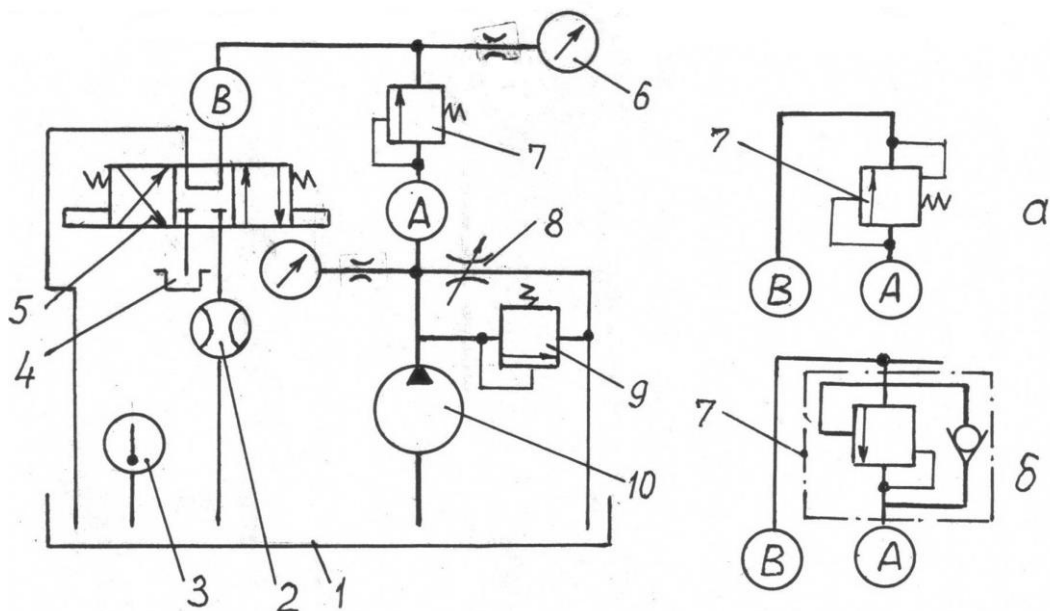
1-бак; 2-насос; 3-циліндр; 4-манометр; 5-вентиль; 6-мірна ємкість; 7-розподільник; 8-запобіжний клапан; 9-термометр

Величина тиску зрушення поршня (плунжера) визначається при подачі робочої рідини в одну із порожнин гідроциліндра при поступовому збільшенні тиску до тиску зрушення.

Тиск холостого ходу (без навантаження) визначається після зрушення подачею робочої рідини в одну із порожнин гідроциліндра. Рух поршня (плунжера) при цьому повинен бути плавним.

### ВИПРОБОВУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ КЛАПАНІВ І КЛАПАНІВ ПОСЛІДОВНОСТІ

Схеми випробовування цих клапанів показано на рис 7.4. Змінення витрат через дослідний апарат 7 тут забезпечується переналагодженням дрроселя 8. Перепад тисків на дослідному апараті визначається різницею показань манометрів, які установлені на вході і виході дослідного апарата. Вимірювання здійснюється мірною ємкістю, а також витратоміром 2, які з'єднуються незалежно один від іншого з об'єктом випробовування 7 за допомогою розподільника 5.



1-бак; 2-витратомір; 3-термометр; 4-мірна ємкість; 5-розподільник; 6-манометр; 7-апарат випробовування; 8- дрросель; 9-запобіжний клапан; 10-насос

**Рисунок 7.4**

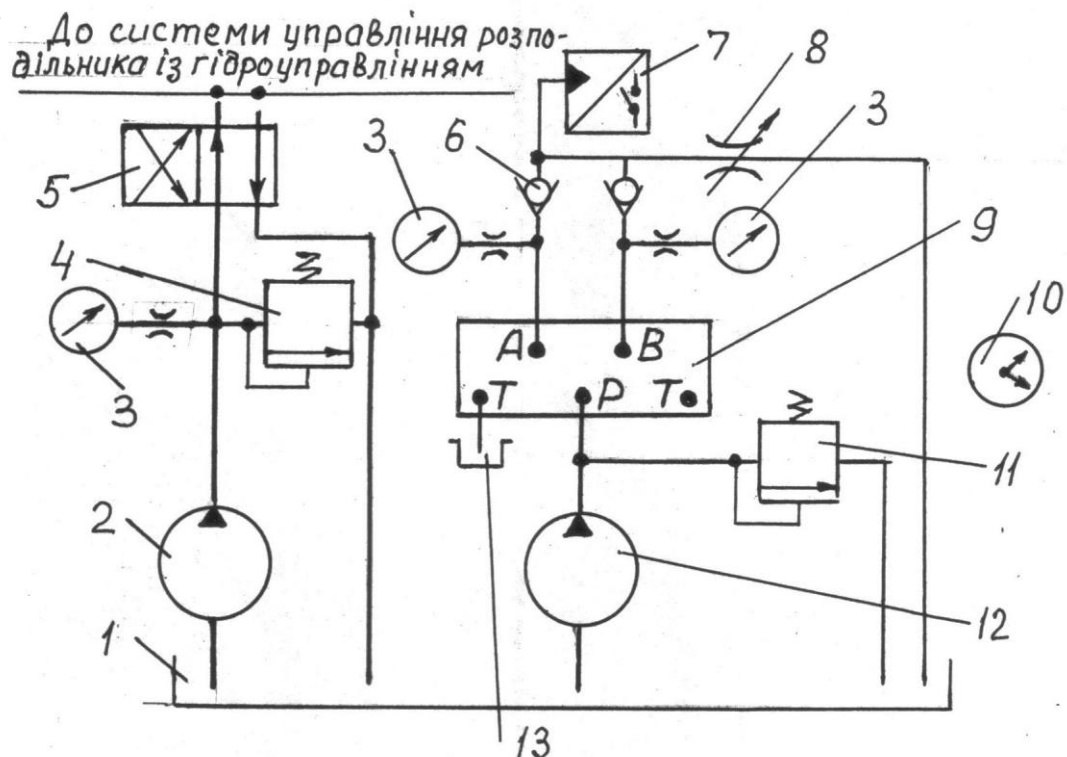
Схеми випробовування запобіжних клапанів, гідроклапанів послідовності (а) і гідроклапанів послідовності із зворотнім клапаном (б)

### ВИПРОБОВУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИКІВ

Схема випробовування розподільників із ручним, електричним, гідравлічним і електрогідравлічним управлінням показано на рис. 7.5.

Насос 2 використовується у тих випадках, коли випробовуванню піддаються розподільники з гідравлічним і електрогідравлічним управлінням, тобто позиції 2, 3, 4, 5 відносяться до системи управління і не впливають на роботу інших елементів.

Перевірка роботи розподільників здійснюється манометрами 3, які приєднані до відводів розподільника в середньому і крайніх положеннях при номінальному (робочому) тиску. Величина тиску налаштовується запобіжним клапаном 11. Функцію навантажувачу виконує дросель 8.



1-бак; 2-насос системи управління; 3-манометри; 4,11-запобіжні клапани; 5-розподільник; 6-зворотні клапани; 7-реле тиску; 8-дрозель; 9-розподільник-об'єкт випробовування (А, В- до циліндрів, Р-підвід, Т-відвід); 10-електросекундомір; 12-насос; 13-мірна ємкість



## Рисунок 7.5

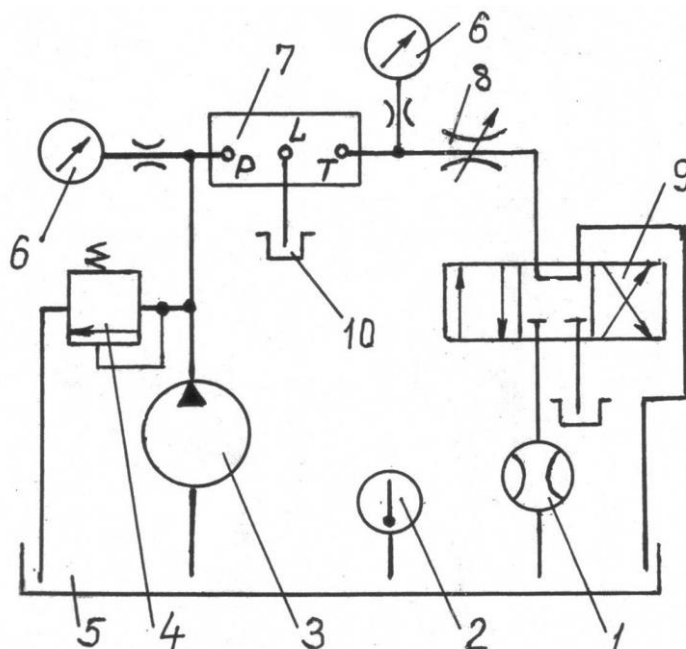
### Схема випробовування розподільників

Сумарні витoki через зазори розподільника вимірюють в двох крайніх положеннях золотника за допомогою мірної ємкості 13, що з'єднана із зливним отвором розподільника Т. При випробовуваннях розподільників із гідравлічним і електрогідравлічним управлінням виміри здійснюють при мінімальному тиску управління, яке устанавлюється шляхом відповідного налагодження запобіжного клапана 4 системи управління. При цьому розподільник повинен чутко перемикатись, а його золотник (скалка) утримуватись у крайніх положеннях.

Перевіряння можливості регулювання часу спрацьовування здійснюється за допомогою дроселів, які передбачені в окремих типах золотників.

## ВИПРОБОВУВАННЯ ДРОСЕЛЕЙ

При випробовуванні дроселей (рис. 7.6) виміряють відхилення витрат робочої рідини при зміні тиску, різницею між тиском на вході і на виході манометрами, витоків масла через закритий дросель із дренажного отвору L. Величина тиску регулюється запобіжним клапаном 4. Виток вимірюється за допомогою мірної ємкості 10, а витрати рідини, що проходить через дросель, - витратоміром 1.



1-витратомір; 2-термометр;  
3-насос; 4-запобіжний клапан;  
5-бак; 6-манометри; 7-об'єкт  
випробовування-дросель ( P-  
підвід; T-злив; D -дренаж); 8-  
навантажувальний пристрій;  
9-розподільник; 10-мірна єм-  
кість

Вихідними показниками нормальної роботи дроселя мають бути: відповідність фактичних витрат витратам, які вказані на шкалі дроселя; здатність дроселя забезпечувати стабільність витрат при змінній тиску рідини в гідросистемі; допустимі витоки рідини через дренажний отвір і втрати тиску (вказані в паспорті).

Витоки масла через дренажний отвір (при закритому дроселі) здійснюється при номінальному тиску на 2-й хвилині після налагодження тиску.

Різницею між тиском на вході і тиском налагодження перевіряється у діапазоні від мінімального до максимального.

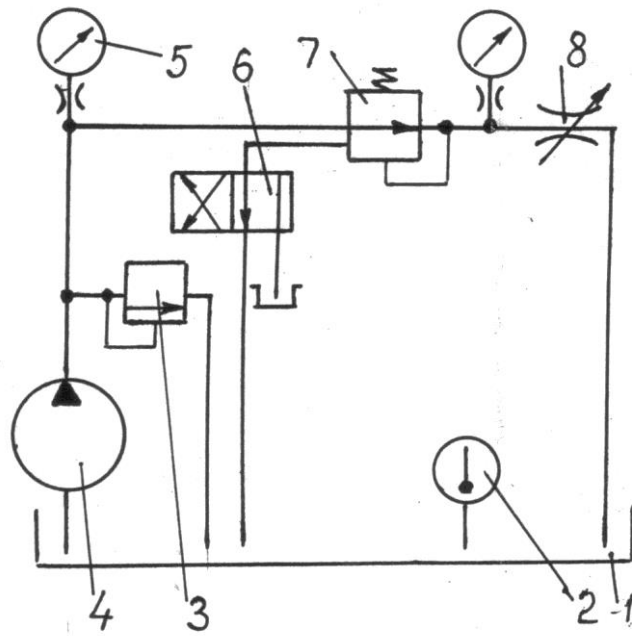
### **ВИПРОБОВУВАННЯ РЕДУКЦІЙНИХ КЛАПАНІВ**

Схема випробовування редуційних клапанів показана на рис. 7.7. Вихідними показниками випробовувань мають бути відповідність меж і плавності регулювання редукованого тиску та його стабільність.

Межі регулювання редукованого тиску перевіряють при номінальному тиску перед клапаном шляхом змінення редукованого тиску, що підлягає налагодженню, у всьому діапазоні тисків. Перевірку здійснюють не менше 2-3 разів.

Стабільність редукованого тиску при незмінному режимі перевіряють за допомогою манометра, що установлений за клапаном, і перекритих (за допомогою пристрою 8) витратах через клапан на протязі 5 хв. Одночасно за допомогою мірної ємкості перевіряють витрати рідини через клапан налагодження.

Стабільність редукованого тиску при змінній витрат від найбільших до найменших перевіряють за допомогою манометра, який установлений за клапаном, при двох-трьох значеннях витрат і найбільшій і найменшій різниці тисків перед клапаном і за ним.



1-бак; 2-термометр; 3-запобіжний клапан; 5-манометри; 6-розподільник; 7-дослідний редуційний клапан; 8-навантажувальний пристрій

**Рисунок 7.7**

Стабільність редукованого тиску при змінній підведеного до клапана тиску перевіряють за допомогою манометра, який встановлено за клапаном, при трьох-чотирьох різних діапазонах тиску перед клапаном і за ним.

Випробовування інших гідроелементів досить ґрунтовно описано в роботах [ ].