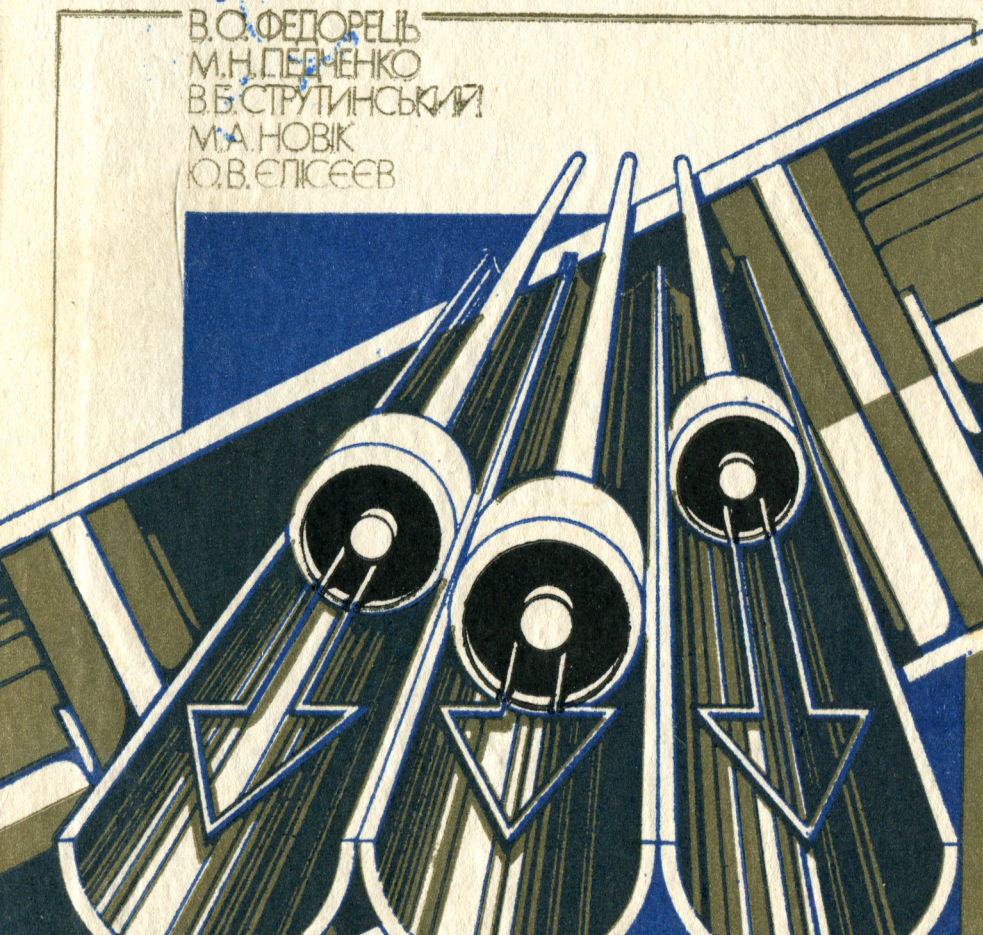


# ГІДРОПРИВОДИ ТА ГІДРОПНЕВМО- АВТОМАТИКА

В.О. ФЕДОРЕЦЬ  
М.Н. ПЕРМЕНКО  
В.Б. СТРУТИНСЬКИЙ  
М.А. НОВІК  
Ю.В. ЄПІСЄЄВ



В. О. ФЕДОРЕЦЬ, М. Н. ПЕДЧЕНКО,  
В. Б. СТРУТИНСЬКИЙ, М. А. НОВІК,  
Ю. В. ЄЛІСЄЄВ

# ГІДРОПРИВОДИ ТА ГІДРОПНЕВМО- АВТОМАТИКА

За редакцією  
доктора технічних наук  
професора  
В. О. Федорця

Затверджено Міністерством освіти  
України як підручник для студентів  
машинобудівних спеціальностей вузів,  
які вивчають дисципліни  
«Гідроприводи» і  
«Гідропневмоавтоматика»

КИЇВ  
«ВИЩА ШКОЛА»  
1995

ББК 34.447я73

Г46

УДК 62—82+62—85 (075.8)

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. *В. П. Боcharов* (Київський інститут інженерів цивільної авіації), канд. техн. наук *Є. І. Абрамов* (ОКБ ім. О. К. Антонова)

Редакція літератури з машинобудування та будівництва  
Редактор *Т. Г. Снятинська*

**Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник**  
Г46 /В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін.  
За ред. В. О. Федорця.— К.: Вища шк. 1995.—463 с.: іл.  
ISBN 5-11-004086-9.

Розглянуто схемні і конструктивні вирішення, принцип дії і методи регулювання об'ємних гідравлічних та пневматичних приводів, що використовуються в металорізальних верстатах, промислових роботах та іншому технологічному устаткуванні машинобудівного виробництва. Наведено дані про робочі середовища, джерела живлення, двигуни, апаратуру регулювання і керування. Розглянуто методи статичних та динамічних розрахунків приводів та їхніх елементів, методи синтезу гідравлічних та пневматичних систем. Наведено приклади типових розрахунків при розробці та проектуванні гідро- і пневмоприводів.

Для студентів машинобудівних спеціальностей вузів, які вивчають дисципліни «Гідроприводи» і «Гідропневмоавтоматика».

Г 2705020000—012  
211—95 96—94

ББК 34.447я73

ISBN 5-11-004086-9

© В. О. Федорець, М. Н. Педченко,  
В. Б. Струтинський, М. А. Новік,  
Ю. В. Єлісеєв, 1995

Гідравлічні приводи набули досить широкого поширення для здійснення руху робочих органів різних машин. У машинобудуванні використовуються гідравлічні приводи в системах автоматичного керування робочими органами машин, які працюють за замкнутим технологічним циклом — в циклових системах керування. До них належать системи автоматичного керування металорізальних верстатів і автоматичних ліній, роботів-маніпуляторів та пресів, технологічних машин металургійної, харчової і легкої промисловості та ін.

Значне поширення гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлюється рядом їхніх істотних переваг, до яких перш за все належать можливість одержання великих сил та обертаючих моментів при порівняно малих розмірах гідродвигунів, плавність переміщення, забезпечення безступінчатого регулювання швидкості у широкому діапазоні, мала інерційність, простота здійснення прямолінійних зворотно-поступальних рухів та автоматичного керування робочими органами, легкість запобігання перевантаженням, висока експлуатаційна надійність.

Верстатобудування належить до тих галузей, де гідравлічні приводи використовуються традиційно. В наш час у металорізальних верстатах та ковальсько-пресовому обладнанні гідропривод використовується для здійснення як головних, так і допоміжних рухів, в тому числі автоматичних слідкуючих переміщень виконавчих механізмів, приводу робочих органів технологічних машин та роботів-маніпуляторів, зажимних, фіксуєючих та транспортних пристроїв.

В останні роки об'ємний гідропривод широко використовується в сільськогосподарських, будівельно-дорожніх, транспортних машинах. У гірничному машинобудуванні гідропривод застосовують у прохідницьких та вугільних комбайнах, стругових установках, бурових верстатах, щитах для проходки тунелів, механізованому кріпленні гірничих лав та ін.

Широко застосовуються гідравлічні приводи у літальних апаратах.

При незаперечних високих якостях гідравлічного об'ємного привода слід відзначити й властиві йому недоліки. Гідроприводи поступаються електричним приводам у відстані транспортування енергії від джерела постачання до його споживачів та в швидкості передачі командних сигналів внаслідок їхнього уповільненого проходження у рідкому середовищі.

Поряд із широким застосуванням у машинобудуванні гідравлічних приводів та засобів гідропневмоавтоматики все більшого поширення

набувають пневматичні приводи та пневмоавтоматика, які використовують як енергоносії енергію стисненого повітря. Це пояснюється рядом властивих їм переваг, до яких у першу чергу належать висока економічна ефективність та експлуатаційна надійність, простота конструкції, пожежо- та вибухобезпека, широкі технічні можливості щодо реалізації дискретних систем автоматичного керування.

Технічні можливості пневмоавтоматики особливо зросли разом з розробкою та промисловим освоєнням побудованих за елементним принципом пневматичних систем, які мають у своєму розпорядженні як аналогову, так і дискретну техніку. До таких систем належать універсальна система елементів, заснована на мембранній техніці, та системи модулів струминної техніки. З розробкою елементів струминної та мембранної техніки з'явилась можливість реалізовувати дискретні системи автоматичного керування будь-якої складності, створювати програмні пристрої, що можуть задавати та зчитувати пневматичні сигнали, призначені для автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні. На базі цих пристроїв розроблено ряд пневмогідравлічних систем програмного керування для металорізальних верстатів, пресів та роботизованих технологічних комплексів. Особливо великі перспективи відкриваються перед пневмоавтоматикою при створенні систем керування гнучких автоматизованих виробництв, оскільки оптимальним вирішенням цього завдання у більшості випадків є створення комбінованих електропневмогідравлічних систем, які включають електропневматичну керуючу частину та гідравлічний виконавчий привод.

Слід зазначити, що загальною тенденцією розвитку сучасного гідропривода та гідропневмоавтоматики є перехід на високі тиски робочої рідини, створення високонадійних пристроїв та комбінованих автоматичних систем, де б оптимально використовувались переваги гідравлічного, пневматичного, електричного приводів, електричних та електронних засобів управління та засобів гідропневмоавтоматики. При цьому здійснюються роботи по уніфікації і стандартизації елементів гідропневмообладнання, вирішуються технологічні проблеми виготовлення окремих деталей та вузлів, оскільки якісний рівень технологічних процесів у виготовленні такого обладнання визначає належну надійність при його експлуатації.

Зараз важко назвати будь-яку галузь машинобудування, де б гідравлічні та пневматичні приводи і засоби гідропневмоавтоматики не знайшли найширшого застосування.

У зв'язку з цим в учбові плани машинобудівельних спеціальностей вузів введено курс лекцій з гідроприводів і гідропневмоавтоматики, що є одним з профільюючих курсів. Даний підручник знайомить студентів машинобудівельних спеціальностей вузів з принципами дії гідравлічних та пневматичних приводів і засобів гідропневмоавтоматики, методами їхніх розрахунків та проектування.

## РОЗДІЛ 1

# ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРАВЛІЧНИЙ ОБ'ЄМНИЙ ПРИВОД, РОБОЧІ РІДИНИ І ГІДРАВЛІКУ ТРУБОПРОВОДІВ

### 1.1. Принцип дії та основні параметри гідравлічного об'ємного привода

Об'ємним гідравлічним приводом називається сукупність гідравлічних пристроїв і гідроліній для приведення в дію механізмів та робочих органів машин, які використовують потенціальну енергію стисненої рідини. При цьому енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини. Згідно з законом Паскаля зміна тиску на одній з граничних поверхонь замкнутого об'єму рідини рівномірно передається кожній частині рідини, тому тиск в замкнутому об'ємі рідини можна вважати постійним.

Гідравлічний об'ємний привод (рис. 1.1) складається з таких елементів: гідроциліндра (насоса) 1, поршень якого переміщується зовнішнім пристроєм, гідроциліндра 3, який служить для виконання потрібних функцій, наприклад переміщення стола верстата, та трубопроводу 2, який зв'язує порожнини гідроциліндрів.

Для аналізу принципу дії гідропривода вважаємо, що порожнини гідроциліндрів і трубопроводу повністю заповнені рідиною. Рідина практично не стискається, герметично ізольована від навколишнього середовища і не просочується в щілини між стінками гідроциліндрів і поршнями. Втрати енергії на тертя в гідроциліндрах і в об'ємі рідини малі. Крім того, будемо розглядати рух поршнів з незначними величинами прискорення, при яких можна не враховувати сили інерції поршнів та рідини.

При дії зовнішнього пристрою з потужністю  $N_1$  на поршень гідроциліндра 1 поршень переміщується зі швидкістю  $v_1$ , а на шток діє сила  $P_1$ . Сила і швидкість визначаються потужністю зовнішнього пристрою згідно з рівнянням:

$$N_1 = P_1 v_1. \quad (1.1)$$

Сила дії зовнішнього пристрою на поршень урівноважується силою тиску рідини на поверхню поршня. Тиск являє собою силу, що діє на одиницю площі перпендикулярно до неї. Рівновага сил на поршні гідроциліндра 1 (рис. 1.1) має місце при виконанні умови

$$pF_1 = P_1, \quad (1.2)$$

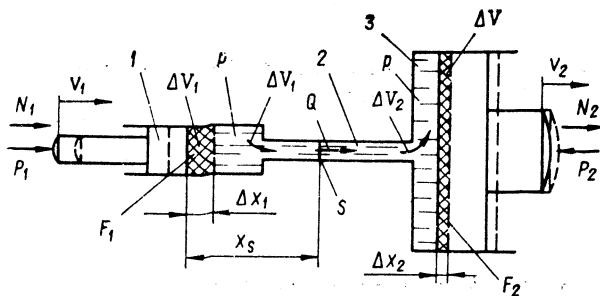


Рис. 1.1. Спрощена схема гідравлічного об'ємного привода:

1 — гідроциліндр-насос;  
2 — трубопровід; 3 — гідроциліндр для виконання потрібних функцій

де  $F_1$  — площа поверхні поршня, а  $p$  — тиск в порожнині гідроциліндра 1.

Згідно з законом Паскаля тиск рідини передається в усіх напрямках однаково. Він буде однаковим на стінках гідроциліндра 1, трубопроводу 2 і в порожнині гідроциліндра 3, а також на поверхні поршня гідроциліндра 3. Тому з боку рідини на поршень гідроциліндра 3 буде діяти сила тиску

$$P_2 = pF_2, \quad (1.3)$$

де  $F_2$  — площа поверхні поршня гідроциліндра 3.

Об'єднуючи співвідношення (1.2) та (1.3) з виключенням тиску, одержимо зв'язок між силами, що діють на поршні гідроциліндрів:

$$P_2 = \frac{F_2}{F_1} P_1, \quad (1.4)$$

звідки витікає, що за умови  $F_2 > F_1$  при невеликій силі зовнішнього пристрою  $P_1$  можна досягти значних зусиль  $P_2$  для виконання потрібних функцій привода. Це збільшення сили може досягти значної величини залежно від співвідношення площ  $F_1$  та  $F_2$ .

Розглянемо процес руху поршнів у гідроприводі. За деякий проміжок часу  $\Delta t$  поршень гідроциліндра 1 (рис. 1.1) переміститься на відстань

$$\Delta x_1 = v_1 \Delta t.$$

При цьому об'єм порожнини гідроциліндра 1 зменшиться на величину

$$\Delta V_1 = F_1 \Delta x_1.$$

Рідина з порожнини циліндра 1 в такій же кількості витісниться в трубопроводі 2, а з нього — в порожнину гідроциліндра 3. Це приведе до зміни об'єму порожнини гідроциліндра 3 за рахунок переміщення поршня, яке визначається залежністю

$$\Delta x_2 = \Delta V_2 / F_2,$$

де  $\Delta V_2$  — збільшення об'єму рідини в порожнині гідроциліндра 3.

Звідси

$$\Delta V_2 = \Delta X_2 F_2.$$

Приймаючи до уваги, що це збільшення дорівнює  $\Delta V_1$  і прирівнюючи праві частини рівнянь, дістанемо

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 \frac{F_1}{F_2},$$

або

$$v_2 = v_1 \frac{F_1}{F_2}, \quad (1.5)$$

де  $v_2 = \Delta x_2 / \Delta t$  — швидкість переміщення поршня гідроциліндра 3;  $v_1 = \Delta x_1 / \Delta t$  — швидкість переміщення поршня гідроциліндра 1. Звідси витікає, що при  $F_2 > F_1$  швидкість переміщення поршня гідроциліндра 3 буде менша, ніж швидкість поршня гідроциліндра 1.

Гідроциліндр 3 розвиває потужність

$$N_2 = P_2 v_2.$$

За умови відсутності втрат енергії на тертя потужність, що розвиває гідроциліндр 3, дорівнює потужності, яку підведено до гідроциліндра 1, тобто  $N_2 = N_1$ .

За результатами аналізу можна зробити висновок, що гідравлічний об'ємний привод є пасивним перетворювачем енергії на зразок механічних пристроїв типу важеля. Це має місце тільки в найпростіших приводах. Звичайно гідравлічний привод включає в себе велику кількість гідроагрегатів для забезпечення тиску в гідросистемі, керування потоком рідини, регулювання тиску, контрольно-вимірювальних та інших пристроїв. У цьому випадку гідравлічний об'ємний привод являє собою енергомісткий ефективний пристрій з активним перетворенням енергії, високим коефіцієнтом підсилення і широким діапазоном регулювання параметрів.

У гідравлічному об'ємному приводі енергія (потужність) передається при переміщенні об'ємів стисненої рідини. Розглянемо переміщення об'єму рідини по трубопроводу 2 (рис. 1.1). Сила, що діє в поперечному перерізі трубопровода з координатою  $x_s$ :

$$P = Sp,$$

де  $S$  — площа перерізу трубопровода;  $p$  — тиск рідини в цьому перерізі.

Швидкість переміщення фіксованого перерізу трубопровода  $\Delta x_s / \Delta t$ . Тоді потужність потоку в цьому перерізі

$$N = Sp \frac{\Delta x_s}{\Delta t}.$$

Якщо переміщуваний об'єм

$$\Delta V = S \Delta x_s,$$

тоді потужність

$$N = p\Delta V/\Delta t.$$

Зміна об'єму в часі носить назву подачі (витрати) рідини:

$$Q = \Delta V/\Delta t.$$

Таким чином, потужність, що передається по трубопроводу, може бути визначена за залежністю

$$N = pQ, \quad (1.6)$$

де  $p$  — тиск рідини;  $Q$  — подача (витрата) рідини.

Формула для визначення потужності потоку є гідравлічним аналогом потужності при переміщенні твердих тіл. При цьому роль сили відіграє тиск рідини  $p$ , а роль швидкості — подача (витрата) рідини  $Q$ . Ці параметри є основними і використовуються для кількісних характеристик гідропривода.

За одиницю подачі в Міжнародній системі одиниць (СИ) приймають  $\text{м}^3/\text{с}$ . Разом з тим широко використовують позасистемну одиницю літр за хвилину (л/хв). При цьому  $1 \text{ м}^3/\text{с} = 60\,000 \text{ л/хв}$ .

За одиницю тиску в Міжнародній системі одиниць прийнято паскаль (Па), що являє собою тиск, який спричиняється силою в 1 Н на поверхні  $1 \text{ м}^2$ . Таким чином,  $1 \text{ Па} = \text{Н}/\text{м}^2$ .

У літературі зустрічаються одиниці тиску, які виражаються у барах ( $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$ ), або  $\text{кг}/\text{см}^2$  ( $1 \text{ МПа} = 9,81 \text{ кг}/\text{см}^2 \approx 10 \text{ кг}/\text{см}^2$ ). В деяких випадках тиск вимірюють в міліметрах ртутного чи водяного стовпа ( $1 \text{ мм рт. ст.} = 133 \text{ Па}$ ,  $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$ ).

## 1.2. Робочі рідини, які використовуються в об'ємному гідроприводі, та їхні властивості

В об'ємному гідроприводі в основному використовуються мінеральні масла на нафтовій основі, які являють собою суміші продуктів дистиляції нафти із необхідними добавками — парафіном, церезином та іншими твердими вуглеводнями [1, 2, 3, 7, 8, 17].

Основними показниками оцінки якості рідини є її фізичні властивості — густина, в'язкість, поверхневий натяг, теплопровідність тощо.

Густиною рідини  $\rho$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , називають масу одиниці об'єму рідини. В загальному вигляді густина визначається диференціальним співвідношенням між масою рідини  $m$ ,  $\text{кг}$ , та її об'ємом  $V$ ,  $\text{м}^3$ :

$$\rho = dm/dV.$$

Густина робочих рідин, що використовуються в гідроприводі, знаходиться в діапазоні  $830 \dots 950 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Іноді замість густини використовують поняття питомої ваги рідини ( $\gamma$ ,  $\text{Н}/\text{м}^3$ ), якою називають вагу одиниці об'єму рідини. Питома вага

зв'язана з густиною співвідношенням

$$\gamma = \rho g,$$

де  $g$  — прискорення вільного падіння.

Густина рідини характеризує інертність рідини в робочих процесах, що протікають у гідроприводі. Вона визначає інтенсивність гідроударних явищ у гідроприводі, а також опір переміщенню рідини при наявності полів прискорення, або гравітаційного поля. Густина залежить від температури і тиску рідини.

Залежність густини від температури характеризують температурним коефіцієнтом  $\beta_T$  об'ємного розширення рідини, що являє собою відношення зміни одиниці об'єму  $V$  рідини до зміни температури  $T$ :

$$\beta_T = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}.$$

При зміні температури рідини від значення  $T_0$  до  $T$  густина  $\rho$  при температурі  $T_0$  визначається залежністю

$$\rho = \rho_0 / [1 + \beta_T (T - T_0)],$$

де  $\rho_0$  — густина рідини при початковій температурі  $T_0$ ;

$T$  — температура рідини;

$\beta_T$  — температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини.

Коефіцієнт об'ємного розширення  $\beta_T$  майже не залежить від температури та тиску рідини. Його числове значення для робочих рідин гідравлічних систем [3] в діапазоні тиску від 0 до 15 МПа становить  $(7 \dots 8) \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ . При такому значенні коефіцієнта нагрівання робочої рідини на  $12 \dots 14 \text{ K}$  призводить до збільшення її об'єму на 1 %.

Залежність густини рідини від тиску характеризується коефіцієнтом об'ємної деформації  $\beta_p$ , який являє собою відношення зміни одиниці об'єму рідини до зміни тиску  $p$ :

$$\beta_p = (1/V) dV/dp.$$

При зміні тиску від  $p_0$  до  $p$  густина  $\rho$  може бути розрахована за формулою

$$\rho = \rho_0 / [1 - \beta_p (p - p_0)], \quad (1.7)$$

де  $\rho_0$  — густина рідини при тиску  $p_0$ .

Значення коефіцієнта об'ємної деформації однорідної рідини знаходиться в діапазоні  $0,00055 \dots 0,00075 \text{ МПа}^{-1}$ .

Для характеристики деформативності рідини також використовують величину, обернену коефіцієнту об'ємної деформації, тобто об'ємний модуль пружності рідини  $E = 1/\beta_p$ .

**Об'ємний модуль пружності** рідини залежить від швидкості зміни тиску в рідині, причому при повільних процесах модуль пружності

значно менший, ніж при швидкоінливих процесах. У першому випадку при повільних змінах тиску процес зміни об'єму рідини ізотермічний і відповідно деформативність рідини характеризується ізотермічним об'ємним модулем пружності  $E_i$ .

При швидкій зміні тиску процес деформації рідини адіабатний і характеризується адіабатним об'ємним модулем пружності  $E_a$ . Відношення адіабатного та ізотермічного об'ємних модулів пружності для робочих рідин становить 1,4...1,6 [2].

Адіабатний модуль пружності рідини  $E_a$  та швидкість  $V_a$  розповсюдження акустичних хвиль в рідині зв'язані співвідношенням

$$E_a = \rho V_a^2. \quad (1.8)$$

Використовуючи залежність (1.8), експериментально визначають адіабатний модуль пружності рідини за замірами швидкості акустичних хвиль. Ізотермічний модуль пружності рідини експериментально знаходять, вимірюючи зміну об'єму рідини при її стисканні в замкненому об'ємі.

Об'ємний модуль пружності рідини залежить від її хімічного складу, температури, тиску, кількості твердих і газоподібних включень. Для робочої рідини гідросистем об'ємний модуль пружності знаходиться в діапазоні 500...2500 МПа.

Модуль пружності рідини підвищується пропорційно тиску і може бути розрахований за залежністю [2]:

$$E_a = A_a p + B_a \quad \text{або} \quad E_i = A_i p + B_i, \quad (1.9)$$

де  $A_a$ ,  $A_i$ ,  $B_a$ ,  $B_i$  — константи, які залежать від температури і виду рідини.

Об'ємний модуль пружності рідини майже не залежить від кількості розчиненого в ній повітря, але в значній мірі залежить від нерозчиненого повітря в рідині. Величини адіабатного та ізотермічного об'ємних модулів пружності можуть бути розраховані за залежностями, приведеними в літературі [2].

Результати розрахунків адіабатного та ізотермічного об'ємних модулів пружності наведено на рис. 1.2. Залежність модуля пружності рідини з нерозчиненим повітрям від тиску є суттєво нелінійною. Модуль пружності різко збільшується при зміні тиску від 0 до 10 МПа.

При зміні тиску в гідросистемі має місце деформація не тільки рідини, а також і стінок трубопроводів. Деформація стінок може бути врахована, якщо використати приведений об'ємний модуль пружності рідини  $E_{пр}$ . Він залежить від розмірів трубопровода, його діаметра  $d_t$ , товщини стінки  $S_t$ , а також від густини рідини  $\rho$  і її об'ємного модуля пружності  $E_p$  (адіабатного чи ізотермічного). Приведений об'ємний модуль пружності, маючи різні значення у різних точках гідросистеми,

розраховують за формулою [3]

$$E_{\text{пр}} = E_p \frac{1}{1 + \frac{E_p d_T}{E_T S_T}}, \quad (1.10)$$

де  $E_T$  — модуль пружності матеріалу, з якого виготовлений трубопровід.

**Текучість рідини** — це властивість вільно змінювати форму зовнішньої поверхні деякого постійного об'єму рідини. При зміні форми зовнішньої поверхні втрати енергії незначні в порівнянні з такою ж змінною поверхні твердого деформованого тіла. Ці втрати енергії обумовлені внутрішніми процесами тертя в рідині і характеризуються її в'язкістю.

**В'язкість** — одна з найважливіших характеристик робочих рідин гідросистем, що визначає кількісно і якісно втрати енергії рідиною при протіканні її по трубопроводах і керуючих пристроях гідропривода. Вона також характеризує властивість рідини змащувати поверхні деталей при терті.

В'язкість визначає опір рідини деформації зсуву, що існує між двома сусідніми шарами рідини, які переміщуються з різними миттєвими швидкостями. Деформація зсуву призводить до виникнення напруги зсуву  $\tau$ , що являє собою силу взаємодії між шарами рідини, віднесена до площі контакту шарів.

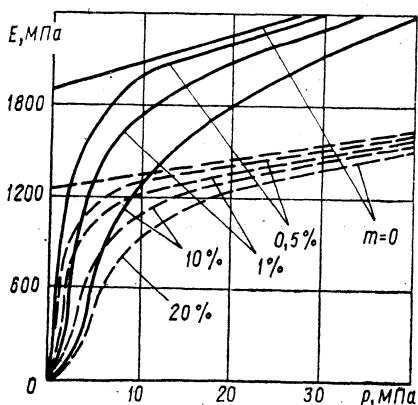


Рис. 1.2. Залежність адіабатного (суцільні криві) та ізотермічного (штрихові криві) модулів пружності рідини від тиску при різному процентному складі нерозчиненого повітря в рідині

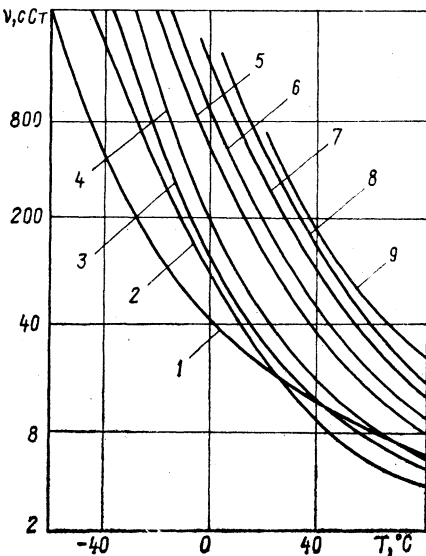


Рис. 1.3. Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин гідросистем від температури

1 — АМГ-10; 2 — МВП; 3 — трансформаторне; 4 — АУ, И-12А; 5 — Т22; 6 — И-30А; 7 — И-40А; 8 — И — 50А; 9 — ДП-11

Напруга зсуву  $\tau$  в робочих рідинах гідросистем визначається за законом Н'ютона — Петрова. Вона пропорційна градієнту швидкості рідини по нормалі  $n$  до траєкторії її руху [3]:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dn}, \quad (1.11)$$

де  $\mu$  — динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, Па · с.

У розрахунках руху рідини константою, що визначає характер потоку, є не динамічна в'язкість  $\mu$ , а її відношення до густини  $\rho$ , тобто  $\nu = \mu/\rho$ , яку називають кінематичною в'язкістю.

Кінематична в'язкість виражається в стоксах (Ст). Звичайно застосовують кратну одиницю сантостокс (сСт), що дорівнює 0,01 Ст. При цьому  $1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Іноді в'язкість виражають в умовних одиницях (градус Енглера тощо). Значення в умовних одиницях одержують порівнянням часу витікання певного об'єму робочої рідини з часом витікання такого ж об'єму дистильованої води в спеціальному приладі, що називається віскозиметр [3].

В'язкість робочих рідин гідросистем залежить від тиску, температури, а також умов експлуатації і часу роботи гідропривода.

При підвищенні тиску від атмосферного до значення  $p$  в'язкість зростає від  $\mu_0$  до  $\mu$  по експоненціальному закону [3]. Якщо тиск рідини менший 50 МПа, цей експоненціальний закон мало відрізняється від лінійної залежності і в'язкість визначають за формулою

$$\mu = \mu_0 (1 + \beta_\mu p),$$

де  $\beta_\mu$  — коефіцієнт збільшення в'язкості, що приблизно дорівнює 0,01... 0,03 МПа<sup>-1</sup>.

В середньому при зміні тиску робочої рідини на 10 МПа її динамічна в'язкість змінюється на 10...30 %.

Кінематична в'язкість робочої рідини  $\nu$  при підвищенні температури  $T$  монотонно зменшується. Це зменшення має якісно однаковий характер для різних робочих рідин (рис. 1.3).

При практичних розрахунках для визначення в'язкості використовують формулу [2]

$$\nu = \nu_0 e^{-s_\nu(T-T_0)},$$

де  $\nu_0$  — в'язкість при температурі  $T_0$  (звичайно  $T_0 = 50^\circ\text{C}$ );  
 $s_\nu$  — коефіцієнт, що залежить від температури;

$T, ^\circ\text{C}$	—40	10...40	80...100
$s_\nu$	0,07...0,09	0,03...0,05	0,012...0,02

В'язкість робочих рідин залежить від наявності повітря в рідині у вигляді розчину або дрібнодисперсної газової фази. Розчинене по-

вітря дещо зменшує в'язкість, але це зменшення незначне і не перевищує кількох процентів.

В'язкість рідини залежить також від часу експлуатації. При тривалій роботі в умовах високого тиску і дроселювання рідини її в'язкість зменшується, що пояснюється деструкцією (зминанням) молекул рідини. Зниження в'язкості може досягти 50 % від номінального рівня.

При низьких температурах в'язкість робочих рідин гідропривода нестійка. Це зумовлено виділенням з рідини твердих фракцій (парафінів) нафти [2].

**Загущенням** (застиганням) робочих рідин називають такий стан, при якому частинки рідини втрачають рухливість без фазових змін всієї рідини і без переходу її у тверде тіло. Температурою загущення вважають таку найбільш високу температуру, при якій поверхня рідини в стандартній пробірці при нахилі пробірки на 45° залишається нерухомою на протязі 5 хв. Температура загущення робочої рідини гідросистем —20...—55 °С. У гідравлічних трубопроводах рідина втрачає рухливість при температурах на 10...15 °С вищих за температуру загущення.

При нагріванні робочі рідини випаровуються. Пара разом з повітрям утворює горючу суміш. Та мінімальна температура, до якої потрібно нагріти рідину, щоб її пара в суміші з повітрям спалахнула при піднесенні полум'я, називається температурою спалаху. Для закритого тигля вона становить 85...160 °С [2]. Діапазон робочих температур для гідропривода 8...120 °С. Для роботи з більш високими температурами (до 200...250 °С) використовують синтетичні робочі рідини.

При високих температурах робочих рідин має місце фазовий перехід із рідкого стану в газоподібний (кипіння). Температура фазового переходу залежить від тиску робочої рідини.

Робочі рідини гідросистем мають здатність розчиняти гази, зокрема повітря. Об'єм газу  $V_n$ , що може бути розчинений в об'ємі рідини  $V$ , залежить від тиску і може бути визначений за формулою

$$V_n = n_n V (p_0/p),$$

де  $p_0$  — атмосферний тиск;  $V$  — об'єм рідини;  $p$  — тиск рідини;  $n_n$  — коефіцієнт розчинності повітря (газу), для робочих рідин  $n_n = 0,07...0,13$  [3].

Гази в рідині можуть знаходитись також як газоподібні включення. Вони мають вигляд ізольованих бульбашок невеликих розмірів (до десятих часток міліметра), заповнених парогазовою сумішшю повітря і пари робочої рідини. Їхні розміри залежать від тиску робочої рідини і можуть швидко змінюватись. З цим пов'язане фізичне явище — **кавітація**, що має місце при роботі гідросистем.

Під кавітацією (від лат. *cavitas* — порожнистий) розуміють процес порушення суцільності рідини, зумовлений локальним падінням

(змінною) тиску. При цьому в зоні падіння тиску має місце збільшення газових бульбашок або виникнення нових з наступним руйнуванням (конденсацією) їх у зонах високого тиску, що супроводжується місцевими гідравлічними ударами, які призводять до появи вібрацій, шуму, значних втрат енергії, а також до ерозії проточної частини елементів гідропривода.

Кавітація звичайно є небажаним явищем. Вона порушує нормальний режим роботи гідросистеми, виводить з ладу гідроагрегати, а також зменшує коефіцієнт корисної дії гідропривода.

Кавітація має місце в насосах, золотникових гідропідсилювачах, клапанах, гідродроселях і особливо часто у вхідному трубопроводі насосів.

Фізичні процеси, що відбуваються при кавітації, надзвичайно складні. Кавітаційна порожнина формується за малий проміжок часу ( $10^{-6}$ ...  $10^{-4}$  с). На поверхні порожнини відбувається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний. Навколо порожнини створюється складний напружений стан рідини, що змінює форму порожнини. В середині порожнини знаходиться газова суміш із пари робочої рідини і повітря. При руйнуванні порожнини відбувається миттєва конденсація пари і частинки рідини швидко рухаються в напрямі до центра порожнини. В рідині виникають швидкісні струмені. Їхня взаємодія з твердими стінками або між собою призводить до значних тисків (200 МПа і вище) і високих температур (1000...1500 °C).

Кавітаційні процеси розрізняються значною різноманітністю. Так, у зонах низького тиску, наприклад за виступом на стінці труби, може існувати постійна кавітаційна порожнина (каверна) з пульсуючою поверхнею. Це явище має назву *суперкавітація*. При дії акустичних коливань у рідині може виникати акустична кавітація. Аналогічне явище має місце при вібрації стінок трубопроводів (вібраційна кавітація). У турбулентних потоках рідини з інтенсивною завихреністю, де є швидке обертання невеликих об'ємів рідини, може виникнути так звана вихрова кавітація, що зумовлена падінням тиску в центрі вихора.

Згідно з сучасними уявленнями, явище кавітації має місце тоді, коли тиск в рідині зменшується до деякої межі — до тиску кавітації, який залежить від виду робочої рідини і умов її руху в гідросистемі. Тиск кавітації дещо перевищує тиск насиченої пари рідини, який для робочих рідин становить 400...1400 Па (3...10 мм рт. ст.). Основним засобом запобігання кавітації є підвищення тиску в гідросистемі.

Під час руху рідини по капілярних каналах відбувається зменшення поперечного перерізу капіляра. Це явище має назву **облітерація** (від лат. *oblitteratio* — згладження). Воно зумовлено осаджуванням поляризованих молекул рідини і твердих частинок на поверхні капіляра. Під тиском рідини на поверхні капіляра осаджується адсорбційний шар поляризованих молекул, які утримуються силами адгезії між рідиною і матеріалом стінок капіляра. В цьому шарі крім молекул рі-

дини знаходяться тверді частинки, рідкі і газоподібні домішки, розкладання рідини, смолисті утворення, що завжди є в рідині. Товщина такого шару 0,05...10 мкм залежно від тиску, хімічних і фізичних властивостей рідини і стінок капіляра.

Облітерація капілярів чи щілин зумовлює зменшення ефективної площі їхнього перерізу, що викликає збільшення гідравлічного опору протіканню рідини через капіляр.

Якщо розміри щілини чи капіляра близькі до товщини адсорбційного шару, то гідравлічний опір може зрости настільки, що призведе до повного зарощення щілини. В експериментах повне зарощення щілини мало місце при розмірі щілин близько 0,01 мм [3].

**Теплопровідність і теплоємність рідин.** Під теплопровідністю рідини розуміють процес переносу енергії теплового руху частинок від більш нагрітих частин рідини до менш нагрітих. Швидкість передачі теплоти всередині рідини характеризується коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda$ , який визначають за формулою [2]:

$$\lambda = a(1 + 0,012T),$$

де  $a$  — коефіцієнт; для робочих рідин  $a = 1,13...1,26$ ;  $T$  — температура, °С.

Робочі рідини гідросистем погано проводять тепло. Їхня теплопровідність майже в 5 разів менша за теплопровідність води і в 500 разів менша теплопровідності сталі.

Теплоємністю рідини називають кількість теплової енергії, що витрачається на нагрівання одиниці маси рідини на один градус. Для робочих рідин гідросистем теплоємність  $c = (2,1...2,90) 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

Теплопровідність і теплоємність визначають процес переносу теплоти молекулярним способом.

Разом з тим в рідині має місце перенос теплоти конвективним способом. Цей процес залежить від швидкості частинок рідини і режиму її руху. Як правило, інтенсивність конвективного переносу теплоти в робочій рідині гідросистем в тисячі разів більша за інтенсивність молекулярного переносу тепла.

**Чистота робочих рідин.** У робочих рідинах гідросистем завжди присутні сторонні домішки у вигляді твердих частинок, які негативно впливають на роботу гідропривода, насамперед спричиняють руйнування поверхонь деталей, що взаємодіють між собою.

Масова доля твердих частинок у робочій рідині невелика і не перевищує кілька сотих відсотка, але для гідроприводів, які працюють у важких умовах (гірничі обладнання) або при порушенні умов експлуатації, масова доля твердих частинок досягає 0,2 % і вище [1]. Тверді частинки потрапляють у рідину двома шляхами: перший — це зовнішнє середовище (пил повітря, бруд на стінках гідросистеми), другий — руйнування поверхні деталей, що взаємодіють між собою. Внаслідок спрацювання деталей від них відділяються частинки, що потрапляють

### 1.1. Властивості робочих рідин

Робоча рідина	Густина, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість при температурі 50 °С, сСт	Температура, °С	
			застигання	спалаху
АМГ-10 ГОСТ 6794—75	850	10	-70	92
7-50СЗ ГОСТ 20734—75	930 940	10	-70	180
132-10 (ВПС) ГОСТ 18613—88	890 960	10	-70	130
Приладне масло МВП ГОСТ 1805—76		6,3...8,5	-60	120
ГТН (рідина гідротормозна нафтова)	850	10	-63	92
Трансформаторне МО ГОСТ 982—80	884 960	9,6	-45	135
АУП	890	12...14	-70	130
Масла індустріальні 31 (ГОСТ 20799—88)				
И5А		4...5	-25	120
И8А		6...8	-20	130
И12А	876...891	10...14	-15	165
И20А	881...901	17...23	-15	180
И25А		24...27	-15	180
И30А	886...916	28...33	-15	190
А40А		35...45	-15	200
И50А	890...930	47...55	-20	200
И70А		65...75	-10	200
И100А		90...118	-10	210
Масла турбінні (ГОСТ 32—74)				
Турбінне 22	900	22...23	-15	180

Робоча рідина	Густина, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість при температурі 50 °С, сСт	Температура, °С	
			застигання	спалаху
Турбінне 30	900	28...32	-10	180
» 46	900	44...48	-10	195
» 22		20...23	-15	186
ДП-11	900	68...81	-15	190
Циліндрове 11		4...9	+5	215
Циліндрове 24	960	8...12		240

до робочої рідини. Хімічний склад частинок досить різноманітний, але в основному вони складаються із заліза та інших металів, а також із окису кремнію та аналогічних сполук. У робочій рідині також знаходяться неметалеві частинки — волокна, еластомери тощо.

Велике значення для характеристики рідини має кількісний склад частинок певного розміру. Звичайно великих за розміром частинок менше, ніж дрібних. Кількість частинок можна описати законом розподілу за їхнім розміром:

$$R_i = ae^{-bd_i},$$

де  $a$  і  $b$  — константи, які залежать від виду рідини і умов експлуатації;  $d_i$  — діаметр частинки.

Робочі рідини гідросистем згідно з ГОСТ 17216—71 розподіляються на класи в залежності від їх чистоти [1].

Рідини 0...2 класів чистоти застосовують для прецизійних приладів, точних контрольних вимірів, 3...12 класів — для відповідальних систем гідроприводів (авіація, прецизійні металорізальні верстати тощо), 13...17 класів — для гідросистем силового обладнання у загальному машинобудуванні.

Клас чистоти визначає кількісний склад частинок даного розміру в 100 см<sup>3</sup> робочої рідини. Наприклад, 12-й клас чистоти рідини допускає в ній не більше 100 частинок розмірами 100...200 мкм; до 400 частинок — 50...100 мкм; до 3150 частинок — 10...25 мкм; до 63 тис. частинок — 5...10 мкм; частинки менше 5 мкм не регламентуються.

Для забезпечення чистоти робочої рідини в гідросистемах застосовують гідроочисники (фільтри).

Властивості робочих рідин, які використовуються в гідравлічних приводах, наведені в табл. 1.1, а рекомендації по їхньому використанню — в табл. 1.2.

## 1.2. Використання робочих рідин

Область використання	Рекомендовані робочі рідини
Металорізальні верстати, промислові роботи, гнучкі виробничі системи	Індустріальне масло И (ИГП), веретенне масло АУ, турбінні Т22 та Т23
Гірничодобувні машини	Індустріальні масла, трансформаторне; водомасляні емульсії
Турбіни	Турбінні масла Т22, Т30, Т46, Т57 та з присадками Тп-22, Тп-30, Тп-46
Будівельно-дорожні машини	Індустріальні И-12А, И-20А, И-40А; трансформаторне; АУ, АУП
Ковальсько-пресове обладнання	Циліндрове масло; водомасляні емульсії
Трактори та інші сільськогосподарські машини	ДП-11, ДП-8, автол АК-10
Гідравлічне суднове обладнання	АУ, АУП, МВП, 132-10, АМГ-10
Авіаційні гідросистеми	АМГ-10, 7-50С-3, НГж-4

Експлуатація робочих рідин можлива при в'язкості не більшій 1500 сСт [3]. Запуск гідросистеми може відбутися і при в'язкості 3000...5000 сСт. Тривала стабільність робочої рідини може бути при температурах не вище 70 °С. Ці обмеження знімаються при використанні спеціальних рідин.

При тривалій роботі гідросистем робочі рідини змінюють свої характеристики. Контроль якості проводять по в'язкості, наявності забруднення твердими частинками і по кислотному числу. В системі рідина повинна бути замінена, якщо її в'язкість зменшилась на 20...30 % або забрудненість вища за норму. **Кислотне число рідини** вимірюється масою луку КОН (в міліграмах), що потрібна для нейтралізації кислот в одному грамі робочої рідини. Рідина вважається непридатною, якщо її кислотне число за час експлуатації змінилося на 4...5 мг КОН.

## 1.3. Гідравліка трубопроводів

У гідравлічному об'ємному приводі енергія переноситься об'ємами стисненої рідини, що рухається в трубопроводах і гідравлічних пристроях. При цьому рідина взаємодіє з поверхнею твердих тіл. В процесі цієї взаємодії мають місце втрати енергії. Задача гідравліки трубопроводів — це вивчення закономірностей руху рідини в трубопроводах [3, 8, 21, 24].

**Основні поняття і припущення.** В гідравліці рідина вважається суцільним середовищем, яке складається з великої кількості елементарних частинок рідини, об'єми і маси яких нескінченно малі. Кожна елементарна частинка характеризується густиною рідини  $\rho$ , швидкістю свого переміщення  $v$  та місцевим гідравлічним тиском  $p$ . Переміщуючись у трубопроводі, елементарна частинка змінює своє положення в просторі, а також змінює свою форму і об'єм. Згідно з методом Ейлера, розглядають рух різних частинок рідини, які в даний момент часу знаходяться в даній точці простору, а рухом конкретної частинки рідини не цікавляться. При цьому в кожній вибраній точці простору з координатами  $X, Y, Z$  в даний момент часу  $t$  частинка рідини має швидкість  $v$ , яка називається місцевою швидкістю. У загальному вигляді місцева швидкість є функцією координат  $X, Y, Z$  і часу  $t$ , які мають назву змінних Ейлера:

$$v = v(X, Y, Z, t).$$

Якщо всі параметри рідини (місцева швидкість тощо) не залежать від часу, то такий рух рідини називають стаціонарним. В протилежному випадку, коли параметри рідини залежать від часу, її рух називають нестаціонарним.

Визначення місцевих швидкостей для всього об'єму рідини — задача кінематики рідини, яка вивчає прискорення, швидкості та траєкторії переміщення частинок рідини в даному об'ємі. Всі кінематичні характеристики рідини вважаються рівномірно розподіленими по об'єму і являють собою векторні поля швидкостей, прискорень і набір траєкторій.

Векторною лінією поля місцевих швидкостей, або лінією течії, називають лінію, в кожній точці якої вектор швидкості розташований по дотичній до даної лінії. Якщо контур, через всі точки якого проходять векторні лінії поля місцевих швидкостей, замкнутий, то векторні лінії утворюють поверхню течії. Частина простору, що знаходиться всередині цієї поверхні, називається трубою течії, або векторною трубою поля місцевих швидкостей.

Траєкторією частинок рідини називають лінію, по якій переміщуються в просторі елементарні частинки рідини. Для стаціонарного руху рідини траєкторії збігаються з лініями течії.

Частину рідини, обмежену поверхнею траєкторій, які проходять через замкнутий контур, називають струменем.

В об'ємах рідини діють сили двох видів: *поверхневі* сили (сили тиску, внутрішнього тертя), що виникають на поверхні об'єму рідини, і *масові* (об'ємні) сили (гравітаційні сили, сили інерції), що діють на кожну елементарну частинку рідини пропорційно до її маси. Визначення цих сил, а також закономірностей перетворення енергії рідини становить предмет гідромеханіки. Для рідин, що рухаються, визначення силових і енергетичних параметрів становить задачу гідродинаміки, для нерухомих рідин — гідростатики.

Гідродинамічним тиском  $p$  в обраній точці простору називається середній тиск в елементарному об'ємі рідини, що знаходиться в цій точці. Гідродинамічний тиск є функцією координат і часу, тобто

$$p = p(X, Y, Z, t).$$

При стаціонарному русі рідини місцева швидкість і гідродинамічний тиск є функціями лише координат

$$v = v(X, Y, Z), \quad p = p(X, Y, Z).$$

Напірним рухом рідини називають її рух в каналах без наявності вільної поверхні рідини. При цьому рідина заповнює весь об'єм трубопроводу і переміщується уздовж трубопроводу під дією різниці тиску. В об'ємному гідроприводі майже завжди має місце напірний рух рідини. Рух рідини при наявності вільної поверхні, в точках якої тиск дорівнює атмосферному, називається безнапірним. Приклад безнапірного руху — потік води в каналі чи річці. В гідроприводі безнапірний рух рідини має місце в гідробаках.

Потоком рідини називають певний об'єм рідини, що протікає в одному напрямку. Для напірного руху рідини потік являє собою струмінь рідини.

Живим перерізом, або просто перерізом потоку, називають поверхню  $S$  перерізу потоку, в кожній точці якого вектор швидкості рідини має напрям нормалі до поверхні перерізу. Переріз потоку може бути розглянутий у вигляді безконечної кількості елементарних площадок. При цьому потік може розглядатись як безконечна сукупність елементарних струменів рідини, що мають різні місцеві швидкості.

Змочуваний периметр — це довжина контура  $\chi$ , що обмежує живий переріз потоку, по якому рідина контактує з поверхнею трубопроводу.

Гідравлічним радіусом потоку  $R$  називають відношення площі  $S$  живого перерізу до змочуваного периметра  $\chi$ :

$$R = S/\chi.$$

Для круглого трубопроводу діаметра  $d$  гідравлічний радіус

$$R = (\pi d^2/4)/\pi d = d/4.$$

Подача (витрата)  $Q$  рідини — це об'єм рідини, що протікає через живий переріз потоку за одиницю часу. Її можна визначити як суму складаючих потік елементарних струменів рідини:

$$Q = \int_S v ds, \quad (1.12)$$

де  $v$  — швидкість в елементарному струмені рідини, площа перерізу якого дорівнює  $ds$ .

Для характеристики потоку використовують так звану середню швидкість потоку  $v_{cp} = Q/S$ , що становить у трубопроводах гідросисте-

ми кілька метрів за секунду (для напірних трубопроводів технологічних машин до 5 м/с, авіаційних гідросистем до 30 м/с [3]).

Для потоку рідини має місце рівняння суцільності потоку, яке відображає закон збереження маси стосовно гідравліки. Це рівняння визначає подачу рідини уздовж потоку. Для потоку рідини з постійною густиною рівняння суцільності має вигляд

$$\partial Q / \partial l = 0, \quad Q = \text{const},$$

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = v_3 S_3 = \dots = \text{const},$$

де  $l$  — координата, що вимірюється уздовж потоку,  $v_1, v_2, v_3 \dots$  — швидкість потоку рідини в різних перерізах трубопроводу;  $S_1, S_2, S_3 \dots$  — площі поперечного перерізу трубопроводу.

Рівняння суцільності потоку дає можливість визначити середню швидкість у різних перерізах потоку при відомих його геометричних розмірах і подачі або середній швидкості в одному перерізі.

Якщо відома подача  $Q_0$  в потоці або його середня швидкість  $v_{\text{ср0}}$  в перерізі, площа якого  $S_0$ , то середня швидкість  $v_{\text{ср}}$  в іншому перерізі потоку з площею  $S_1$  буде визначатись за залежністю

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q_0}{S_1} = v_{\text{ср0}} \frac{S_0}{S_1}. \quad (1.13)$$

### Енергетичні співвідношення в рухомій рідині. Рівняння Бернуллі.

Для потоку рідини має місце закон збереження енергії, який звичайно записується у вигляді рівняння Бернуллі.

Згідно з теоремою про зміну кінетичної енергії до потоку рідини (рис. 1.4) приріст кінетичної енергії потоку повинен дорівнювати сумі робіт сил, що діють на потік.

Роботу виконують об'ємні гравітаційні сили та сили тиску, що діють на крайні живі перерізи потоку. Сили тиску, що діють на бокову поверхню потоку, роботи не виконують.

Спочатку розглянемо рідину без втрат енергії, або ідеальну рідину. Теорема про зміну кінетичної енергії для потоку ідеальної рідини дає рівняння енергетичного балансу

$$\Delta E = A_p + A_g, \quad (1.14)$$

де  $\Delta E$  — приріст кінетичної енергії потоку;  $A_p$  — робота сил тиску;  $A_g$  — робота гравітаційних сил.

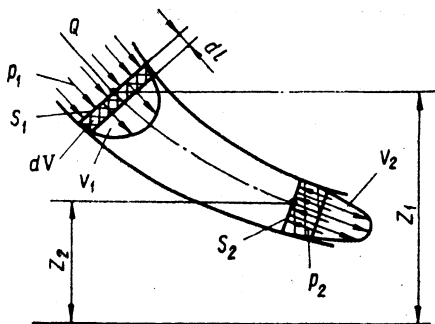


Рис. 1.4. Схема потоку рідини для виводу рівняння Бернуллі

Робота  $A_p$  сил тиску на крайніх живих перерізах  $S_1$  та  $S_2$  потоку за нескінчено малий проміжок часу  $dt$  може бути визначена як

$$A_p = \left[ \int_{S_1} p_1 v_1 ds - \int_{S_2} p_2 v_2 ds \right] dt.$$

Враховуючи залежність (1.12), знайдемо

$$A_p = (p_1 - p_2) Q dt. \quad (1.15)$$

Робота  $A_n$  сил гравітації в об'ємі рідини

$$A_n = g dm (Z_1 - Z_2), \quad (1.16)$$

де  $g$  — прискорення вільного падіння;  $Z_1, Z_2$  — рівні відповідного поперечного перерізу відносно нульової площини;  $dm$  — маса рідини, переміщуваної через переріз потоку за час  $dt$ .

Масу рідини можна визначити як об'єм, що втікає в потік через площу його перерізу, помножений на густину  $\rho$  рідини:

$$dm = \left[ \int_{S_1} \rho v_1 ds \right] dt = \rho Q dt.$$

Після підстановки значення маси в формулу (1.16) одержимо роботу гравітаційних сил

$$A_n = \rho g Q (Z_1 - Z_2) dt. \quad (1.17)$$

Кінетична енергія

$$dE = \rho dV \frac{v^2}{2}, \quad (1.18)$$

де  $v$  — місцева швидкість в об'ємі рідини;  $dV$  — елементарний об'єм рідини;  $\rho$  — густина.

Об'єм рідини для елементарного струменя може бути визначений як

$$dV = ds dl.$$

Враховуючи, що  $dl = v dt$ , за час  $dt$  через живий переріз потоку вноситься об'єм рідини

$$dV = ds v dt.$$

Підставляючи значення об'єму з даної формули в співвідношення (1.18), визначимо кінетичну енергію  $E_s$  рідини, яка поступає через переріз всього потоку за час  $dt$ :

$$E_s = \int_s \frac{\rho v^2}{2} v ds dt. \quad (1.19)$$

Це співвідношення звичайно записують з використанням середньої швидкості  $v_{cp}$  в живому перерізі потоку:

$$E_s = \rho \alpha \frac{v_{cp}^3}{2} S dt = \rho \alpha \frac{v_{cp}^2}{2} Q dt, \quad (1.20)$$

де  $\alpha$  — коефіцієнт Кориоліса в перерізі потоку, що являє собою відносну величину і визначається за залежністю

$$\alpha = \frac{1}{v_{\text{ср}}^2 S} \int_S v^3 ds.$$

Коефіцієнт Кориоліса враховує нерівномірність швидкостей у перерізі потоку. Його значення для труб  $\alpha = 1,05 \dots 1,1$ .

Приріст кінетичної енергії потоку  $\Delta E$  за час  $dt$  дорівнює різниці кінетичних енергій, а саме енергії  $E_{s2}$ , що переноситься через другий переріз, і енергії  $E_{s1}$ , що надходить через перший переріз потоку:

$$\Delta E = E_{s2} - E_{s1}. \quad (1.21)$$

Підставляючи значення енергії, згідно з (1.19, 1.20) маємо

$$\Delta E = Q \left( \frac{\rho \alpha_2}{2} v_{2\text{ср}}^2 - \frac{\rho \alpha_1 v_{1\text{ср}}^2}{2} \right) dt,$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  — відповідно коефіцієнти Кориоліса в першому і другому перерізах потоку;  $v_{2\text{ср}}$  та  $v_{1\text{ср}}$  — середні швидкості в перерізах потоку.

Підставляючи приріст кінетичної енергії (1.21) та тиску (1.15) і гравітації (1.17) у рівняння (1.14), після скорочення та стали величину  $Qdt$  дістаємо

$$\alpha_1 \frac{\rho v_{1\text{ср}}^2}{2} + p_1 + \rho g Z_1 = \alpha_2 \frac{\rho v_{2\text{ср}}^2}{2} + p_2 + \rho g Z_2. \quad (1.22)$$

Це і є рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини (без врахування втрат енергії).

Рівняння Бернуллі може бути записане для будь-якого перерізу потоку, тому можна вважати, що в потоці рідини, яка рухається без втрат енергії (потік ідеальної або нев'язкої рідини), має місце співвідношення

$$\alpha \rho \frac{v_{\text{ср}}^2}{2} + p + \rho g Z = \text{const}, \quad (1.23)$$

де всі параметри потоку відносяться до одного живого перерізу.

Складові в лівій частині рівняння (1.23) мають розмірність тиску і називаються:  $\alpha \frac{\rho v_{\text{ср}}^2}{2}$  — гідродинамічний тиск,  $p$  — п'єзометричний тиск, або просто тиск,  $\rho g Z$  — геометричний тиск, що залежить від місця розташування перерізу потоку. Геометричний тиск, як правило, набагато менший від п'єзометричного і при розрахунках гідропривода його можна не враховувати.

Часто рівняння Бернуллі (1.23) записують в вигляді

$$\alpha \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z = \text{const}, \quad (1.24)$$

де  $\gamma$  — питома вага рідини. Тут всі складові математичної залежності вимірюються в одиницях довжини. При цьому першу складову  $\alpha \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}$  називають гідродинамічним напором (висотою), другу  $\frac{p}{\gamma}$  — п'єзометричним напором (висотою),  $Z$  — геометричним напором, а всю суму напорів, що дорівнює постійній лівій частині, називають повним напором. Така форма запису рівняння Бернуллі загальноприйнята в гідравліці відкритих русел.

Кожна складова рівняння Бернуллі має певний фізичний зміст. Повний напір є мірою повної питомої енергії об'єму рідини, віднесеної до ваги об'єму. Гідродинамічний напір характеризує питому кінетичну енергію рідини, п'єзометричний напір — потенційну енергію стисненої рідини, а геометричний напір — потенційну енергію рідини, яку вона має під впливом гравітаційних сил.

Рівнянню Бернуллі можна дати таке фізичне трактування. Вздовж потоку рідини, в якій відсутні втрати енергії, повна питома енергія рідини залишається незмінною. При цьому складові повної енергії (потенційна і кінетична енергії) змінюються по довжині потоку, переходячи одна в одну.

Для реального потоку рідини, в якому є втрати енергії, рівняння Бернуллі для потоку між двома перерізами має вигляд

$$\alpha_1 \frac{\rho v_{1\text{ср}}^2}{2} + p_1 + \rho g Z_1 = \alpha_2 \frac{\rho v_{2\text{ср}}^2}{2} + p_2 + \rho g Z_2 + \Delta p_{1-2}, \quad (1.25)$$

де  $\Delta p_{1-2}$  — втрата тиску між перерізами потоку 1 і 2, що зумовлена втратами енергії.

Рівняння Бернуллі для потоку рідини з втратами енергії може бути записане через значення подачі рідини (розходу). Не враховуючи геометричний напір, дістанемо

$$\frac{\rho \alpha_1}{2} \frac{Q^2}{S_1^2} + p_1 = \frac{\rho \alpha_2}{2} \frac{Q^2}{S_2^2} + p_2 + \Delta p_{1-2}. \quad (1.26)$$

У трубопроводах рідина часто рухається нерівномірно (з прискоренням). При цьому рівняння Бернуллі для нестационарного потоку рідини

$$\frac{\rho \alpha_1 v_{1\text{ср}}^2}{2} + p_1 + \rho g Z_1 = \frac{\rho \alpha_2 v_{2\text{ср}}^2}{2} + p_2 + \rho g Z_2 + \Delta p_{1-2} + \rho \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial v}{\partial t} dl, \quad (1.27)$$

де  $l_1, l_2$  — координати першого і другого перерізів, що вимірюються вздовж потоку.

В цьому рівнянні остання складова правої частини — інерційні втрати тиску рідини. Для практичних розрахунків вважають, що місцева швидкість залежить лише від часу і змінюється так, як середня швидкість в перерізі трубопроводу. Тоді

$$\partial v / \partial t = dv / dt = dv_{cp} / dt = (1/S) dQ / dt. \quad (1.28)$$

Враховуючи на (1.28), рівняння Бернуллі для нестационарного потоку (1.27) (без урахування геометричного напору) має вигляд

$$\frac{\rho \alpha_1}{2} \frac{Q^2}{S_1^2} + p_1 = \frac{\rho \alpha_2}{2} \frac{Q^2}{S_2^2} + p_2 + \Delta p_{1-2} + \rho k_{1-2} \frac{dQ}{dt}, \quad (1.29)$$

де  $k_{1-2}$  — коефіцієнт інерційної втрати тиску. Його значення залежить від геометрії потоку:

$$k_{1-2} = \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{S}. \quad (1.30)$$

Для потоку з незмінним поперечним перерізом ( $S = \text{const}$ ) коефіцієнт інерційної втрати тиску прямо пропорційний довжині  $l$  потоку  $k_{1-2} = l/S$ .

**Режими руху рідини. Число Рейнольдса.** Дослідами встановлено, що в одному і тому ж трубопроводі, по якому протікає рідина, можуть мати місце якісно різні режими (види) руху рідини — ламінарний і турбулентний.

*Ламінарний* режим має місце при повільному русі рідини і характеризується плавним пошаровим рухом рідини без перемішування частинок сусідніх шарів. Звідси і назва режиму, що походить від лат. *lamina* — шар, пластинка, смужка.

*Турбулентний* режим має місце при значних швидкостях і характеризується інтенсивним хаотичним переміщенням окремих об'ємів рідини та пульсаціями швидкостей частинок рідини. Назва режиму походить від лат. *turbulentus* — вируючий, безладний, неспокійний.

Для визначення режиму руху рідини використовують безрозмірний комплекс параметрів, що включає швидкість  $v$ , характерний розмір потоку (як правило, діаметр трубопроводу  $d$  або гідравлічний радіус  $R$ ) та кінематичну в'язкість рідини  $\nu$ . Цей комплекс параметрів називається **числом Рейнольдса** ( $Re$ ) і має вигляд залежності:

для круглого трубопроводу  $Re = vd/\nu$ ,

в загальному вигляді  $Re = vR/\nu$ .

Число Рейнольдса має певний фізичний зміст і може бути інтерпретоване як відношення сил інерції елементарного об'єму рідини до сил в'язкості на поверхні даного об'єму

Ламінарний режим руху рідин має місце, коли число Рейнольдса менше критичного числа Рейнольдса  $Re_{кр}$ . Якщо число Рейнольдса більше критичного, то режим руху рідини стає турбулентним.

Для трубопроводів та гідравлічних пристроїв критичне число Рейнольдса може становити від кількох сотень до десятків тисяч. Значення критичного числа Рейнольдса звичайно знаходять експериментальним методом.

Для круглої труби з гладенькими стінками критичне число Рейнольдса  $Re = 2200...2300$ .

Процес переходу ламінарного руху рідини в турбулентний відбувається в деякому діапазоні чисел Рейнольдса. Перехідні явища мають місце при значеннях числа Рейнольдса, що близькі до критичного. Як правило, перехідні явища спостерігаються при  $Re = (0,9...1,1) Re_{кр}$  і супроводжуються появою в гідросистемі коливальних процесів зміни подачі і тиску. Процес зміни режиму в гідросистемі звичайно являється небажаним і його рекомендується уникати.

Ламінарний і турбулентний режими руху рідини характеризуються різними закономірностями. При ламінарному русі основні характеристики руху рідини визначаються в'язкістю. При турбулентному — характеристики руху визначаються, окрім в'язкості, сукупністю додаткових факторів, зокрема масштабними факторами.

Для руху рідин у круглому трубопроводі режим руху характеризується якісно різними розподіленнями швидкостей по перерізу трубопроводу. При ламінарному режимі закон розподілення швидкостей параболічний (рис. 1.5, а). На відстані  $r$  від центра труби швидкість дорівнює

$$v = v_{\max} \left( 1 - \frac{r^2}{r_T^2} \right),$$

де  $v_{\max}$  — максимальна швидкість в перерізі ( $v_{\max} = 2v_{\text{ср}}$ );  $r_T$  — радіус трубопроводу.

При турбулентному режимі швидкість частинок по перерізу розподіляється більш рівномірно (рис.1.5, б). При цьому біля стінок знаходиться я

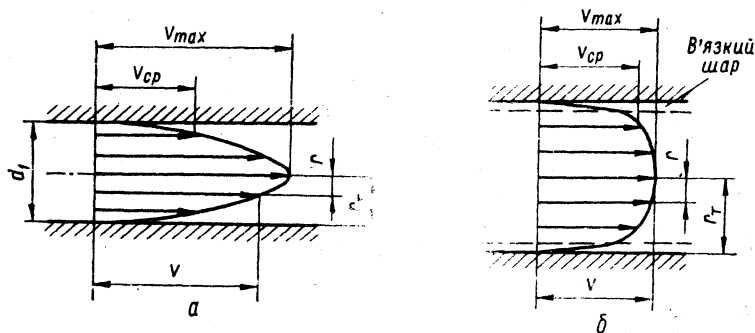


Рис. 1.5. Розподілення швидкостей частинок рідини по перерізу круглого трубопроводу при ламінарному (а) та турбулентному (б) режимах руху рідини

тонкий в'язкий шар рідини, в якому має місце ламінарний режим, а швидкості наростають лінійно залежно від відстані од стінок. Товщина цього шару залежить від в'язкості і сгановить кілька процентів від радіуса, зменшуючись з ростом числа Рейнольдса.

В основному об'ємі трубопроводу для числа Рейнольдса  $Re = 4 \times 10^3 \dots 10^5$  розподілення швидкостей

$$v = v_{\max} (1 - r/r_1)^n,$$

де значення максимальної швидкості  $v_{\max} = (1,05 \dots 1,3) v_{\text{ср}}$ , а показник  $n = 0,14 \dots 0,16$ ; ( $n \approx 1/7$ ).

Розподілення швидкостей у трубопроводах із складною формою перерізу і в каналах гідравлічних пристроїв відрізняється від розподілення швидкостей у круглих трубах. Воно визначається окремо в кожному випадку, як правило, експериментальними методами.

**Втрати напору при протіканні рідини в гідросистемі.** Експериментально показано, що втрати енергії (напору) рідини залежать від режиму руху. При ламінарному режимі втрати напору пропорційні швидкості руху (подачі) рідини, а при турбулентному приблизно пропорційні квадрату швидкості.

Втрати напору в гідросистемах умовно підрозділяються на втрати напору по довжині трубопроводів і втрати напору на місцевих гідравлічних опорах.

Втрати напору по довжині виникають в порівняно довгих трубопроводах, в яких середня швидкість залишається сталою по довжині трубопроводу, а втрати енергії спричинюються тертям шарів рідини між собою і тертям рідини об стінку трубопроводу. Втрати напору (тиску) по довжині визначаються в загальному вигляді за формулою Дарсі — Вейсбаха

$$\Delta p_{1-2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v_{\text{ср}}^2}{2}, \quad (1.31)$$

де  $l$ ,  $d$  — довжина і діаметр трубопроводу між перерізами 1 і 2;  $\lambda$  — гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі);  $v_{\text{ср}}$  — середня швидкість у трубопроводі.

Гідравлічний коефіцієнт тертя залежить від в'язкості, швидкості рідини, режиму її руху та якості поверхні трубопроводу. Коефіцієнт тертя (рис. 1.6) залежить від числа Рейнольдса при різних значеннях відносної висоти мікронерівностей поверхні.

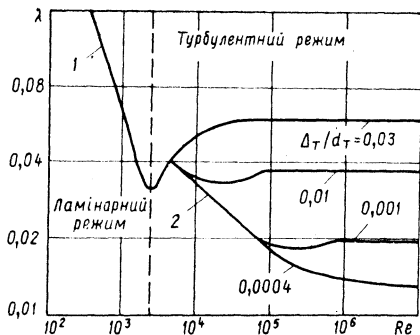


Рис. 1.6. Залежність гідравлічного коефіцієнта тертя від числа Рейнольдса для циліндричних труб з мікронерівностями на поверхні: 1 — розрахунки за формулою (1.32); 2 — розрахунки за залежністю Блазіуса (1.33)

Для ламінарного руху рідини, що має місце при числах Рейнольдса до 2000, коефіцієнт тертя

$$\lambda = 75/\text{Re}. \quad (1.32)$$

Ця залежність зображена в вигляді прямої  $I$  (рис. 1.6).

Для турбулентного руху рідини в трубопроводах, в яких висота мікронерівностей не перевищує товщини в'язкого шару в гідравлічно-гладких трубах, коефіцієнт тертя визначається за залежністю Блазіуса (пряма 2 на рис. 1.6):

$$\lambda = 0,316/\sqrt[4]{\text{Re}}. \quad (1.33)$$

Залежність (1.33) використовується при турбулентних режимах з числами Рейнольдса 4000...10<sup>5</sup>.

При числах Рейнольдса 10<sup>5</sup> і вище можна вважати, що коефіцієнт тертя не залежить від числа Рейнольдса, а залежить тільки від мікронерівностей на поверхні трубопроводу. При цьому

$$\lambda = 0,06 (\Delta_r/d)^{0,314}, \quad (1.34)$$

де  $\Delta_r$  — висота нерівностей на поверхні трубопроводу;  
 $d$  — діаметр трубопроводу.

Вплив нестационарності потоку на опір трубопроводу. Для гідроприводів, що працюють в динамічних режимах із пульсацією потоку рідини, потрібно враховувати зміну коефіцієнта тертя трубопроводу. Для цього в формулах опору трубопроводу замість в'язкості рідини використовують вихрову в'язкість:

$$\nu_v = 0,012 \text{Re} \sqrt{\lambda} \nu,$$

де  $\nu$  — в'язкість рідини;  $\text{Re}$ ,  $\lambda$  — число Рейнольдса і коефіцієнт опору трубопроводу.

Втрати напору на місцевих гідравлічних опорах виникають в місцях зміни площі поперечного перерізу або напрямку руху потоку. Втрати напору (тиску)

$$\Delta p_{1-2} = \xi \frac{\rho v_{cp}^2}{2}, \quad (1.35)$$

де  $\xi$  — коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат напору між трубопроводами 1 і 2.

Значення коефіцієнта місцевих гідравлічних втрат визначається експериментально. Для випадків гідравлічних опорів, що найчастіше зустрічаються, значення коефіцієнта втрат такі: 0,5 — для входу із резервуара в трубу з гострими краями; 0,06...0,1 — із заокругленими краями; 1...2 — для повороту трубопроводу на 90°; 1...4 — для клапанів. При раптовій зміні перерізу трубопроводу

$$\xi = k (1 - D^2/d^2)^2,$$

де  $D, d$  — діаметри з'єднаних частин трубопроводу;  $k$  — коефіцієнт, що дорівнює одиниці при розширенні трубопроводу і 0,5 при раптовому звуженні трубопроводу.

На практиці часто трапляються випадки визначення втрат напору на місцевих опорах, які мають ізольоване звуження перерізу потоку. Такі місцеві опори (дроселі) можуть бути регульовані або нерегульовані. У випадку раптового звуження і наступного розширення перерізу трубопроводу втрати енергії порівняно незначні, але тиск по довжині трубопроводу і середня швидкість змінюються в значній мірі.

Для гідравлічної характеристики таких пристроїв використовують залежність подачі (витрати) від перепаду тиску на місцевому опорі. Вона має вигляд

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (1.36)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт подачі (витрати) рідини;  $S_0$  — площа перерізу гідравлічного опору;  $\Delta p$  — перепад тиску на гідравлічному опорі.

Коефіцієнт подачі зв'язаний з коефіцієнтом місцевих гідравлічних втрат тиску залежністю

$$\mu = 1/\sqrt{\xi}.$$

Використання коефіцієнта подачі зручне тим, що його значення знаходиться в межах 0,2...1,0. Коефіцієнт подачі  $\mu = 1$  відповідає протіканню рідини без втрат енергії (ідеальної рідини). Для конічних насадків (сопел)  $\mu = 0,85...0,98$ . Для отвору в тонкій стінці при  $Re > 2000$   $\mu = 0,62...0,64$ . При протіканні рідини через отвір в тонкій стінці чи сопловому пристрої може мати місце явище відриву потоку від стінки і формування струменя рідини.

Струмінь характеризується коефіцієнтом швидкості  $\varphi$  і коефіцієнтом стиску  $\varepsilon$ .

Коефіцієнт швидкості являє собою відношення дійсної швидкості рідини в стиснутому перерізі струменя  $v_c$  до швидкості в цьому перерізі, яка мала б місце при витіканні ідеальної рідини. Для отвору в тонкій стінці  $\varphi = 0,97$ .

Коефіцієнт стиску струменя  $\varepsilon$  — це відношення площі перерізу струменя до площі отвору. Його значення для отвору в тонкій стінці 0,62...0,71.

**Розрахунок трубопроводу.** Із рівняння Бернуллі (1.29) для нестационарного руху рідини в трубопроводі дістанемо рівняння тисків, яке в загальному вигляді для трубопроводу з місцевими гідравлічними опорами може бути записане як

$$p_1 = p_2 + R_n Q + R_T Q^2 + L \frac{dQ}{dt}, \quad (1.37)$$

де  $p_1$  і  $p_2$  — тиск у першому і другому перерізах трубопроводу,  $R_n$  і  $R_T$  — сумарні ламінарний (лінійний) і турбулентний (квадратовий) гідравлічний опір трубопроводу;

$L$  — сумарний коефіцієнт інерційних (індуктивних) втрат тиску в трубопроводах.

Значення коефіцієнтів, що входять в формулу (1.37), можуть бути розраховані за такими формулами. Сумарний ламінарний опір трубопроводу складається із суми всіх  $n_n$  послідовно сполучених трубопроводів із ламінарним режимом руху, кількість яких дорівнює  $n_n$ . Враховуючи залежності (1.31) і (1.32), дістанемо

$$R_n = \frac{150}{\pi} \rho \sum_{i=1}^{n_n} \frac{v l_i}{d_i^4}, \quad (1.38)$$

де  $d_i$  і  $l_i$  — діаметр та довжина  $i$ -го трубопроводу з ламінарним режимом руху рідини;

$n_n$  — кількість трубопроводів з ламінарним режимом руху.

Розглянемо як приклад трубопровід, який має три послідовно сполучених частини з ламінарним режимом руху рідини (рис. 1.7, а). Діаметр першої частини трубопроводу 6 мм, другої 5 мм, третьої 3 мм, а довжина першої частини 4 м, другої 0,8 м, третьої 0,5 м. Якщо робоча рідина має густину  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  і в'язкість  $\nu = 50 \text{ сСт} = 5 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ , то ламінарний (лінійний) опір всього трубопроводу становитиме (всі розмірності в СІ)

$$R_n = \frac{150}{\pi} 4500 \cdot \frac{1}{10^{-7}} \left( \frac{4}{6^4} + \frac{0,8}{5^4} + \frac{0,5}{3^4} \right) = 2,27 \cdot 10^{+10} \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^4}.$$

Сумарний турбулентний (квадратовий) гідравлічний опір складається із опору всіх трубопроводів з турбулентним рухом рідини, а також із суми всіх місцевих гідравлічних опорів. Враховуючи залежності (1.31) і (1.35), маємо

$$R_T = \frac{8\rho}{\pi^2} \sum_{j=1}^{n_T} \frac{\lambda_j l_j}{d_j^5} + \frac{\rho}{2} \sum_{k=1}^{n_M} \frac{\xi_k}{S_k^2} + \frac{\rho}{2} \left( \frac{\alpha_2}{S_{\Pi}^2} - \frac{\alpha_1}{S_B^2} \right), \quad (1.39)$$

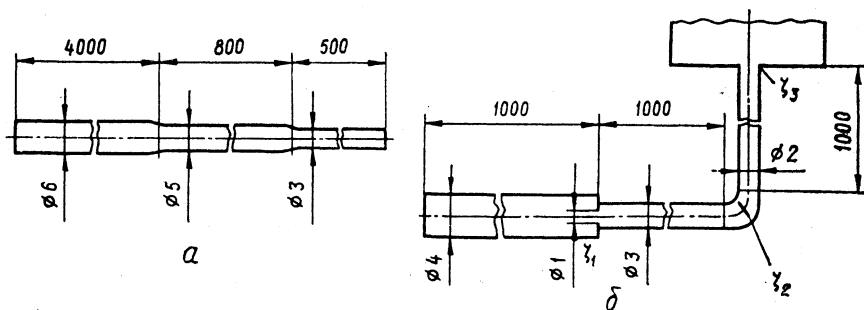


Рис. 1.7. Схеми з'єднання трубопроводів

де  $\lambda_j$  — коефіцієнт гідравлічного тертя  $j$ -го трубопроводу;  $l_j$  — довжина  $j$ -го трубопроводу;  $d_j$  — діаметр трубопроводу;  $n_t$  — число трубопроводів з турбулентним режимом руху;  $\xi_k$  — коефіцієнт втрати напору  $k$ -го місцевого гідравлічного опору;  $S_k$  — площа перерізу отвору  $k$ -го місцевого гідравлічного опору;  $n_m$  — загальне число місцевих гідравлічних опорів;  $S_{\Pi}$ ,  $S_B$  — площа перерізу трубопроводу в точках 1 і 2 відповідно;  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  — коефіцієнти Коріоліса в даних перерізах потоку.

Розглянемо як приклад трубопровід, що має три однакові послідовно сполучені частини з гурбулентним режимом руху рідини (рис. 1.7, б), причому довжина кожної частини 1,0 м, діаметри частин 4, 3 і 2 мм, а коефіцієнти гідравлічного тертя частин трубопроводу відповідно 0,02; 0,025; 0,03.

Між першою та другою частинами знаходиться діафрагма з отвором діаметром 1 мм. Для неї площа перерізу  $S_{\Pi} = \frac{\pi}{4} = 0,785 \text{ мм}^2$ , а коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат тиску  $\xi_1 = 2,7$ . Між другою та третьою частинами трубопроводу знаходиться гідравлічний опір у вигляді повороту трубопроводу на  $90^\circ$  з коефіцієнтом місцевих гідравлічних втрат  $\xi_2 = 1,5$  та з площею, рівною площі трубопроводу  $S_B = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ мм}^2$ . В кінці трубопроводу знаходиться гідробак, а отже, має місце місцевий гідравлічний опір у вигляді раптового розширення потоку. Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат  $\xi_3 = 1$ , а площа перерізу  $S_3 = S_B = 3,14 \text{ мм}^2$ .

Робоча рідина має густину  $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ , в'язкість  $\nu = 50 \text{ сСт} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ , коефіцієнт Коріоліса в перерізі на вході в трубопровід  $\alpha_1 = 1,05$ , а площа перерізу гідробака  $S_B \rightarrow \infty$ .

При цьому сумарний турбулентний (квадратовий) гідравлічний опір трубопроводу

$$R_r = \frac{8 \cdot 900}{\pi^2} \left( \frac{0,02 \cdot 1,0}{4^5 \cdot 10^{-15}} + \frac{0,025 \cdot 1,0}{3^5 \cdot 10^{-15}} + \frac{0,03 \cdot 1,0}{2^5 \cdot 10^{-15}} \right) + \\ + \frac{900}{2} \left( \frac{2,7}{0,785 \cdot 10^{-6}} + \frac{1,5}{3,14 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{3,14 \cdot 10^{-6}} \right) + \\ + \frac{900}{2} \left( 0 - \frac{1,05}{12,56 \cdot 10^{-6}} \right) = 28,1 \cdot 10^{14}.$$

Сумарний коефіцієнт інерційних (індуктивних) втрат тиску

$$L = \rho \sum_{m=1}^{n_l} \frac{l_m}{S_m} + \rho \sum_{g=1}^{n_g} \int_0^{l_g} \frac{dl}{S_{lg}}, \quad (1.40)$$

де  $l_m$  — довжина  $m$ -го трубопроводу з постійним по довжині перерізом площею  $S_m$ ;  $n_l$  — число трубопроводів з постійним по довжині перері-

зом;  $n_g$  — число трубопроводів зі змінним по довжині перерізом;  $l_g$  — довжина трубопроводу, площа якого  $S_{lg}$  змінюється залежно від довжини.

Розглянемо як приклад трубопровід діаметром 4 мм та довжиною 2 м. Для робочої рідини густиною  $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  коефіцієнт інерційних втрат тиску трубопроводу

$$L = 900 \frac{2}{\pi 4 \cdot 10^{-6}} = 1,43 \cdot 10^{-8} \frac{\text{кг}}{\text{м}^4}.$$

Рівняння тисків (1.37) має місце для трубопроводу, в якому подача рідини по довжині залишається сталою. Для розрахунків гідросистем рівняння тисків повинно бути доповнене рівнянням подач.

Для подачі, сталої по довжині, рівняння подач дає  $Q_1 = Q_2 = Q$ .

Припущення про постійність подачі означає, що рідина в трубопроводі не стискується. Це припущення справедливе майже завжди при розрахунках гідросистем. Разом з тим є ряд випадків, коли треба розглядати деформацію рідини і стінок трубопроводу. Один із цих випадків має місце при гідравлічному ударі.

**Гідравлічний удар.** При роботі гідравлічних систем часто мають місце швидкі (миттєві) зміни швидкості потоку рідини. Ці явища аналогічні процесу ударної взаємодії тіл в механіці. Гідравлічним ударом називають процес різкого підвищення тиску в гідросистемі при раптовій зміні швидкості потоку.

Розглянемо суть фізичних явищ, що мають місце при гідравлічному ударі. Для спрощення аналізу будемо вважати, що втрати енергії на тертя в потоці рідини відсутні. У трубопроводі (рис. 1.8, а) рідина протікає з середньою швидкістю  $v_0$ . У деякий момент часу  $t = 0$  трубопровід раптово перекривається гід-

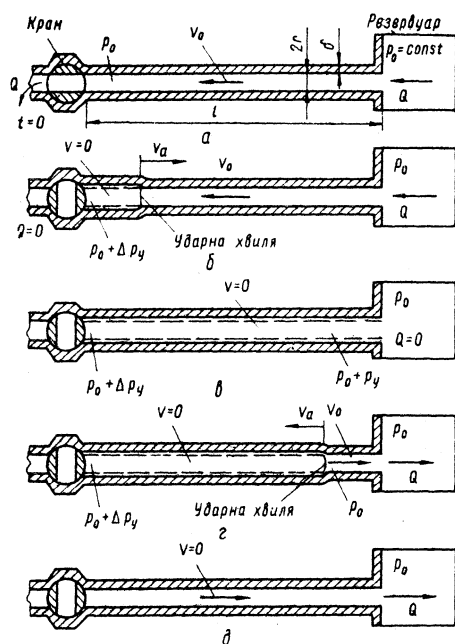


Рис. 1.8. Схема деформації трубопроводу при гідравлічному ударі, перша фаза удару:

а — рух рідини в трубопроводі при відкритому крані; б — розповсюдження ударної хвилі після перекриття крана; в — підвищення тиску у всьому об'ємі трубопроводу після повної зупинки рідини; г — рух ударної хвилі від резервуара до крана; д — рух рідини в напрямку до резервуара

ророзподільником і рідина перед ним зупиняється. Кінетична енергія рідини в трубопроводі переходить в потенціальну енергію стиснутої рідини. При цьому тиску рідини в трубопроводі підвищується на деяку величину  $\Delta p_y$ . Підвищення тиску спочатку виникає біля гідророзподільника, а потім зона підвищеного тиску розповсюджується по трубопроводу (рис. 1.8, б) зі швидкістю розповсюдження акустичних хвиль  $v_a$  (швидкість звуку в рідині). Фронт розповсюдження зони підвищеного тиску має назву гідроударної хвилі. Коли фронт ударної хвилі досягає резервуару (рис. 1.8, в), потік рідини в трубопроводі зупиняється. При цьому стиснена рідина буде мати значний запас потенціальної енергії, під дією якої

почнетися процес розширення рідини. Рідина почне рухатись у напрямку від гідророзподільника до резервуару (рис. 1.8, г), причому рух рідини почнеться з перерізів трубопроводу, які прилягають до резервуару. Коли вся рідина почне рухатись (рис. 1.8, д), потік набуде кінетичної енергії (потенціальна енергія стиснутої рідини перейде в кінетичну енергію потоку). При подальшому русі тиск рідини біля гідророзподільника почне падати. Виникає від'ємна ударна хвиля (хвиля розрідження). Вона рухається від гідророзподільника до резервуару (рис. 1.9, а). Після досягнення від'ємною хвилею резервуару (рис. 1.9, б) рідина зупиниться, а потім під дією потенційної енергії розрідження рідина почне рухатись у зворотному напрямку (рис. 1.9, в). При цьому виникне ситуація, яка мала місце при закритті гідророзподільника (рис. 1.9, г), і весь цикл гідравлічного удару повториться. В реальних трубопроводах може мати місце 10 та більше циклів зміни тиску, при цьому гідроударне підвищення тиску поступово зменшується (рис. 1.10).

Час розповсюдження фронту ударної хвилі від гідророзподільника до резервуару, а потім у зворотному напрямі від резервуару до гідророзподільника називається фазою гідравлічного удару  $\tau$ :

$$\tau = l/v_a,$$

де  $l$  — довжина трубопроводу;  $v_a$  — швидкість ударної хвилі.

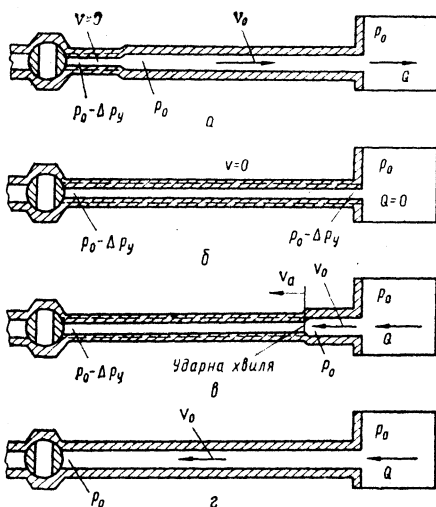


Рис. 1.9. Схема деформації трубопроводу при гідравлічному ударі (друга фаза удару)

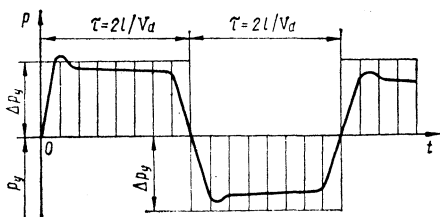


Рис. 1.10. Графік зміни тиску в трубопроводі при гідроударі

Параметри рідини при гідравлічному ударі можна визначити із рівняння балансу енергії. При гідравлічному ударі кінетична енергія рідини  $E_k$  переходить у потенціальну енергію стисненої рідини  $E_{пр}$  і потенціальну енергію стінок трубопроводу  $E_{пт}$ . Таким чином, рівняння енергетичного балансу

$$E_k = E_{пр} + E_{пт}. \quad (1.41)$$

Кінетична енергія рідини, що рухається з середньою швидкістю  $v_0$  у трубопроводі довжиною  $l$  і радіусом  $r$ , визначається формулою

$$E_k = 0,5\pi r^2 l v_0^2, \quad (1.42)$$

де  $v_0$  — середня швидкість рідини в трубопроводі перед закриттям гідророзподільника.

Потенціальна енергія стисненої рідини дорівнює роботі стиснення рідини при дії ударної зміни тиску  $\Delta p_y$  і може бути визначена як

$$E_{пр} = 0,5\pi r^2 \Delta p_y \Delta l = 0,5\Delta p_y \Delta V,$$

де  $\Delta l$  — зміна довжини стовпа рідини;

$\Delta V$  — зміна об'єму рідини в трубопроводі.

Зміна об'єму рідини лінійно залежить від зміни тиску

$$\Delta V = V \Delta p_y / E_a,$$

де  $V$  — об'єм рідини в трубопроводі;

$E_a$  — середнє значення адіабатичного модуля пружності рідини.

Визначаючи об'єм рідини в трубі як  $V = \pi r^2 l$ , дістанемо вираз для потенціальної енергії стиснення рідини

$$E_{пр} = 0,5\pi r l (\Delta p_y)^2 / E_a. \quad (1.43)$$

Потенціальна енергія деформації стінок трубопроводу

$$E_{пт} = 0,5\Delta p_y 2\pi r l \Delta r,$$

де  $\Delta r$  — деформація стінки труби в радіальному напрямі.

Згідно з законом Гука

$$\Delta r = \sigma r / E,$$

де  $\sigma$  — нормальна напруга в матеріалі стінки;  $E$  — модуль пружності стінок труби.

Визначаємо напругу як

$$\sigma = \Delta p_y r / \delta,$$

де  $\delta$  — товщина стінки труби.

Потенціальна енергія деформації

$$E_{\text{пт}} = \frac{\pi r^3 l}{\delta E} (\Delta p_y)^2. \quad (1.44)$$

Підставимо значення енергій (1.42) — (1.44) у рівняння енергетичного балансу (1.41) і дістанемо

$$0,5\pi r^2 l \rho v_0^2 = \frac{\pi r^2 l (\Delta p_y)^2}{\delta E} + \frac{\pi r^2 l (\Delta p_y)^2}{2E_a}.$$

Значення ударного тиску

$$\Delta p_y = \rho v_0 v_a, \quad (1.45)$$

де  $v_a = \sqrt{E_{\text{п}}/\rho}$  — швидкість розповсюдження гідроударної хвилі;  $E_{\text{п}}$  — приведений модуль пружності трубопроводу, що визначається за формулою (1.10);  $v_0$  — середня швидкість рідини в трубопроводі.

Для трубопроводів гідросистем швидкість розповсюдження гідроударної хвилі становить 800...1400 м/с.

Підвищення тиску розраховується за формулою (1.45) при прямому гідравлічному ударі, коли час перекриття трубопроводу менший за фазу удару і трубопровід перекивається гідророзподільником повністю.

Коли час перекриття трубопроводу більший за фазу удару, то виникає непрямий гідравлічний удар. При цьому ударна хвиля, пройшовши від гідророзподільника до резервуара, повертається знову до нього, коли він ще не повністю закритий. Гідроударне підвищення тиску при непрямому ударі

$$\Delta p_y = \rho v_0 2l/t_{\text{п}}, \quad (1.46)$$

де  $t_{\text{п}}$  — час перекриття трубопроводу краном.

У тому випадку, коли зміна швидкості рідини в трубопроводі здійснюється не до нуля, а до значення  $v_1$ , виникає неповний гідравлічний удар. При цьому гідроударне підвищення тиску

$$\Delta p_y = \rho (v_0 - v_1) v_a. \quad (1.47)$$

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що в реальних умовах розрахункові значення гідроударного підвищення тиску дещо менші (на 10...20 %) за експериментальні. Це пояснюється підвищенням модуля пружності рідини при підвищенні тиску.

Гідравлічний удар в гідросистемах є небажаним явищем і може призвести до аварії. Для боротьби з гідроударом збільшують час спрацювання гідравлічних пристроїв, встановлюють пристрої для зменшення гідроударного тиску (гідроаккумулятори, дроселі).

#### 1.4. Тепловий баланс гідросистем

При роботі гідропривода мають місце значні втрати механічної енергії, яка перетворюється в теплову і спричинює нагрівання робочої рідини та гідроапаратів системи. При розробці та експлуатації гідро-

привода повинні бути враховані процеси виділення та поширення теплоти і сформульовані критерії роботи гідروпривода в оптимальних термічних режимах.

**Виділення теплоти в гідроприводі.** Виділення теплоти має місце у всіх гідравлічних пристроях та трубопроводах. Теплота виділяється при стисненні рідини, при терті в об'ємі рідини, а також на поверхні твердих тіл, що обтікаються рідиною. Теплота також виділяється в процесі механічного тертя контактуючих деталей, в тому числі в вузлах герметизації рухомих з'єднань, а також у механічних з'єднаннях і підшипниках. Інтенсивне тепловиділення має місце при роботі елементів гідропривода в кавітаційних режимах. Виділення теплоти наявне при роботі деяких службових пристроїв гідропривода, які мають відмінні від гідравлічних джерела енергії, наприклад гідроаккумулятори, електростатичні або електромагнітні елементи і т. ін.

Основна кількість теплоти виділяється в рідину в окремих гідроагрегатах, таких як гідродроселі, гідронасоси тощо.

Процеси виділення теплоти можуть бути стаціонарними (постійними в часі) або нестаціонарними, коли тепловиділення змінюється у часі.

Розглянемо стаціонарний процес тепловиділення на окремих гідроагрегатах.

При протіканні рідини через дросель мають місце втрати енергії (тиску), які визначаються гідравлічним опором дроселя. Ці втрати енергії у вигляді теплоти в кількості  $I_T$  ідуть на нагрівання об'єму рідини (всього  $I_Q$  теплоти), що протікає через дросель, та на виділення теплоти в кількості  $I_C$  в навколишнє середовище із зовнішньої поверхні дроселя. Тому рівняння теплового балансу при стаціонарному тепловиділенні на дроселі має вигляд

$$I_T = I_Q + I_C. \quad (1.48)$$

Кількість теплоти, що виділяється на дроселі за час  $dt$ ,

$$I_T = Q \Delta p_d dt, \quad (1.49)$$

де  $Q$  — подача рідини через дросель;  $\Delta p_d$  — втрата тиску на дроселі.

Кількість теплоти, що йде на нагрівання рідини, яка протікає через дросель,

$$I_Q = C \Delta T_d \rho Q dt, \quad (1.50)$$

де  $C$  — теплоємність рідини;

$\Delta T_d$  — різниця температур рідини, що витікає і втікає в дросель;

$\rho$  — густина рідини;

$Q$  — подача рідини через дросель.

Кількість теплоти, що виділяється з поверхні дроселя в навколишнє середовище,

$$I_C = K_d F_d \Delta T_{dc} dt, \quad (1.51)$$

де  $K_d$  — коефіцієнт теплопередачі від поверхні дроселя до навколишнього повітря;

$F_d$  — поверхня дроселя;

$\Delta T_{дс}$  — різниця температур дроселя і навколишнього повітря.

Після підстановки величин згідно з формулами (1.49) — (1.51) у рівняння теплового балансу (1.49) і скорочення на  $Qdt$  маємо

$$\Delta p_d = \left( C\rho + \frac{\Delta T_{дс} K_d F_d}{\Delta T_d Q} \right) \Delta T_d.$$

Звідси визначаємо температуру, на яку нагрівається робоча рідина, протікаючи через дросель:

$$\Delta T_d = \Delta p_d \frac{1}{[C\rho + K_d F_d \Delta T_{дс} / (\Delta T_d Q)]}. \quad (1.52)$$

Як правило, поверхня дроселя  $F_d$  мала і виділення теплоти з поверхні корпусу дроселя незначне. Тому для розрахунків можна використати простішу залежність

$$\Delta T_d = \Delta p_d / (C\rho).$$

Розрахунки за формулою (1.52) показують, що при дроселюванні робочої рідини з втратами тиску до 10 МПа температура рідини за дроселем підвищується на 4...6 К.

Розглянемо тепловий баланс гідронасоса. Кількість теплоти  $I_n$ , що виділяється у насосі, йде на нагрівання рідини в гідросистемі (всього  $I_p$  теплоти) і на виділення теплоти з поверхні насоса в навколишнє середовище (всього  $I_{сн}$  теплоти).

Рівняння теплового балансу насоса має вигляд

$$I_n = I_p + I_{сн}. \quad (1.53)$$

Кількість теплоти, що виділяється у насосі, визначається сумарними втратами енергії, які можна розраховувати з використанням загального ККД гідронасоса.

За час  $dt$  кількість теплоти, що виділяється,

$$I_n = N_n (1 - \eta_s) dt,$$

де  $N_n$  — приводна потужність гідронасоса;

$\eta_s$  — загальний коефіцієнт корисної дії гідронасоса.

Кількість теплоти може бути також визначена через ефективну вихідну потужність гідронасоса

$$N_{еф} = p_n Q_n,$$

де  $p_n$ ,  $Q_n$  — тиск і подача насоса.

Ефективна потужність зв'язана із приводною через загальний ККД:

$$N_{еф} = N_n \eta_s.$$

З урахуванням цього, кількість теплоти, що виділяється в насосі,

$$I_n = p_n Q_n (1/\eta_3 - 1) dt. \quad (1.54)$$

Кількість теплоти, що йде на нагрівання рідини в гідроприводі,

$$I_p = C \Delta T_n \rho Q_n dt, \quad (1.55)$$

де  $\Delta T_n$  — підвищення температури рідини, що протікає через гідронасос.

Кількість теплоти, що виділяється із зовнішньої поверхні насоса в навколишнє середовище,

$$I_{cn} = K_n F_n \Delta T_{nc} dt, \quad (1.56)$$

де  $K_n$  — коефіцієнт теплопередачі від поверхні корпусу насоса до навколишнього повітря;

$F_n$  — площа поверхні корпусу насоса;

$\Delta T_{nc}$  — різниця температур корпусу насоса і навколишнього повітря.

Після підстановки величин згідно з (1.54) — (1.56) у рівняння теплового балансу (1.53) і скорочення на  $Q_n \cdot dt$  дістанемо

$$p_n (1/\eta_3) = \left( C\rho + \frac{K_n F_n \Delta T_{nc}}{Q_n \Delta T_n} \right) \Delta T_n.$$

Звідси визначається підвищення температури рідини, що протікає через насос:

$$\Delta T_n = \frac{p_n (1/\eta_3 - 1)}{C\rho + K_n F_n \Delta T_{nc} / (\Delta T_n Q_n)}.$$

Виділення теплоти з поверхні корпусу насоса, як правило, набагато менше, ніж кількість теплоти, що йде на нагрівання рідини. Тому для визначення підвищення температури рідини можна використати спрощену залежність

$$\Delta T = p_n (1/\eta_3 - 1) / (C\rho).$$

**Віддача теплоти від гідропривода в навколишнє середовище.** Теплота, що виділяється у всіх гідроагрегатах, розсіюється у навколишнє середовище з зовнішньої поверхні гідросистеми. Основна зовнішня поверхня гідросистеми припадає на гідробак.

Розглянемо рівняння теплового балансу для гідробака при нестационарному режимі його нагрівання. Теплота, яка виділяється у всій гідросистемі  $I_6$ , йде на нагрівання рідини і стінок бака  $I_{нрм}$  і на тепловіддачу в навколишнє середовище  $I_{c6}$ :

$$I_6 = I_{нрм} + I_{c6}.$$

В розгорнутому вигляді рівняння теплового балансу матиме вигляд [5]

$$qdt = (Cm_p + C_n m_m) dT + K_6 F_6 (dT + T_1 - T_0) dt, \quad (1.57)$$

де  $q$  — кількість теплоти, що виділяється у всій гідросистемі за одиницю часу;

$dT$  — приріст температури рідини в баці за час  $dt$ ;

$C, C_n$  — теплоємність рідини і матеріалу стінок гідробака;

$m_p, m_m$  — маса рідини в гідробаці та маса його стінок;

$K_6$  — коефіцієнт теплопередачі бака до навколишнього повітря;

$F_6$  — розрахункова площа поверхні гідробака;

$T_1$  — температура рідини на початку розглядуваного безконечно малого проміжку часу;

$T_0$  — температура навколишнього повітря.

Диференціальне рівняння теплового балансу (1.57) має рішення [5]

$$T = T_0 + (T_n - T_0) e^{-\left[\frac{-K_6 F_6}{C m_p + C_n m_m} t\right]} + \frac{q}{K_6 F_6} \left\{1 - e^{-\left[\frac{-K_6 F_6}{C m_p + C_n m_m} t\right]}\right\},$$

де  $T_n$  — початкова температура робочої рідини.

Рідина заповнює не весь об'єм гідробака. Тому для визначення поверхні тепловіддачі вводять припущення, що рідина заповнює бак приблизно на 80 %. При цьому поверхня тепловіддачі

$$F_6 = \alpha_6 \sqrt[3]{V_6^2},$$

де  $\alpha_6$  — коефіцієнт, що залежить від співвідношення сторін бака ( $\alpha = 0,06 \dots 0,07$ );

$V_6$  — об'єм рідини.

Коефіцієнт теплопередачі від бака до навколишнього повітря

$$K_6 = \frac{1}{1/K_1 + \alpha_c/\lambda_c + 1/K_2},$$

де  $K_1$  — коефіцієнт теплопередачі від рідини до стінки бака;

$\alpha_c$  — товщина стінки гідробака;

$\lambda_c$  — коефіцієнт теплопровідності стінки бака;

$K_2$  — коефіцієнт теплопередачі від стінки гідробака до навколишнього повітря.

Значення коефіцієнти  $K_1$  та  $K_2$  змінюються залежно від виду рідини, умов циркуляції рідини та повітря, розмірів і форми стінки, температури рідини, стінки і повітря.

Для розрахунків можна прийняти

$$K_6 = 17,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{к}).$$

Усталену температуру рідини  $T_y$  можна знайти із рівняння теплового балансу, в якому  $t \rightarrow \infty$ . При цьому

$$T_y = T_0 + q/(K_6 F_6).$$

Якщо замість поверхні тепловіддачі підставити значення об'єму рідини в гідробаці, дістанемо рівняння для визначення об'єму рідини

при заданій температурі в гідробаці

$$V_0 = \sqrt[3]{\left[ \frac{q}{K_0 \alpha_0 (T_y - T_0)} \right]^3}$$

На практиці температуру робочої рідини обмежують значеннями 50...70 °С. Якщо прийняти допустиму температуру 50 °С то для розрахунків об'єму рідини в гідробаці можна використати формулу [3, 6]:

$$V_0 \geq \sqrt[3]{[q_r/100]^3}$$

де  $q_r$  — кількість теплоти, що виділяється всією гідросистемою за 1 год;  
 $V_0$  — об'єм бака, л.

Якщо гідросистема має значні розміри і добре охолоджується, то розрахунковий об'єм рідини можна знизити на 10...30 %. А якщо в гідросистемі об'єм рідини менший розрахункового, то для зниження температури робочої рідини використовують повітряні або водяні охолоджувальні пристрої.

### 1.5. Принципова схема гідравлічного привода

Гідравлічним приводом називають систему агрегатів та машин, яка служить для передачі механічної енергії за допомогою рідини. В таких приводах застосовують гідронасоси та гідродвигуни, в яких енергія потоку рідини виражена головним чином потенціальною енергією. Такі приводи називають об'ємними (рис. 1.11).

Структурна схема об'ємного привода включає три складові частини:

— силову, куди входять приводний двигун та гідронасос, де механічна енергія електродвигуна перетворюється на потенціальну енергію тиску робочої рідини;

— керуючу та регулюючу, куди входять апарати та пристрої регулювання параметрів потоку рідини (тиску, витрати або подачі рідини) та швидкості руху гідродвигуна;

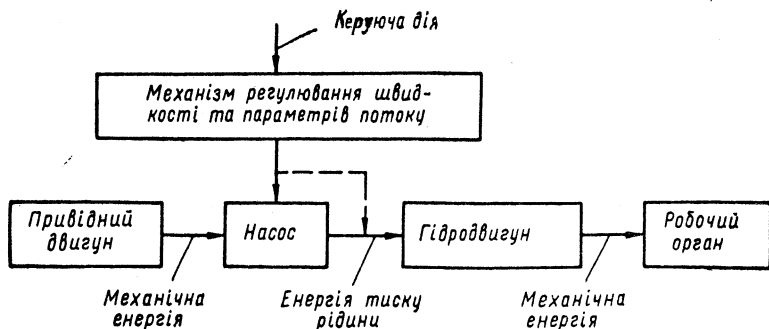


Рис. 1.11. Структурна схема об'ємного привода

— роботу, куди входять гідродвигун (зворотно-поступальної, обертальної чи поворотної дій) та робочий орган.

Гідравлічні приводи (рис. 1.12) широко використовуються для переміщення робочих органів металорізальних верстатів, пресів, роботів-маніпуляторів та інших технологічних машин і зокрема тих, де здійснюється зворотно-поступальний рух робочих органів, особливо в тих випадках, коли необхідно одержати значні зусилля на робочих органах машин при малих габаритних розмірах привода, а також забезпечити високу плавність переміщення та експлуатаційну надійність.

Застосування гідравлічних приводів є доцільним і тоді, коли необхідно забезпечити безступінчасте регулювання швидкості їхнього руху, високу частоту реверсування й автоматичне керування.

Привод складається з гідронасоса 1, що забезпечує безперервну подачу робочої рідини в систему, напірного (запобіжного) гідроклапана 2, який створює необхідний робочий тиск у системі і запобігає її перевантаженню, регулятора швидкості робочого органа — дроселя 3, гідророзподільника 4, гідроциліндра 5, поршня 6 і штока, з'єднаних з робочим органом 7, а також гідроклапана 8, що створює певний тиск на лінії зливу і забезпечує плавність переміщення робочого органу.

Привод працює так. Робоча рідина від насоса 1, приведеного в рух електродвигуном (на схемі не зображено), під тиском, створюваним напірним гідроклапаном 2, через дросель 3 і гідророзподільник 4 поступає до лівої (поршневої) порожнини гідроциліндра. Під дією тиску масла в цій порожнині поршень 6 і зв'язаний з ним за допомогою штока робочий орган 7 переміщуються праворуч зі швидкістю  $v_1$ . При цьому робоча рідина з правої (штокової) порожнини гідроциліндра через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 витискується у бак. У кінці ходу робочому органу подається керуючий сигнал  $Y_1$  на гідророзподільник 4, який переключає золотник гідророзподільника. При цьому робоча рідина поступає під тиском від насоса 1 через дросель 3 і гідророзподільник 4 до правої (штокової) порожнини гідроциліндра. Ліва (поршнева) порожнина через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 з'єднується з

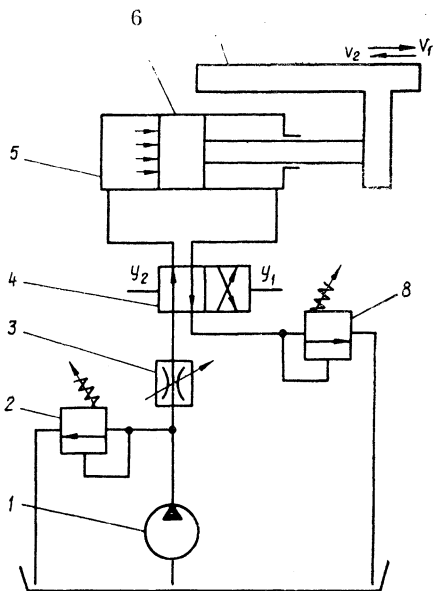


Рис. 1.12. Принципова схема гідравлічного привода

баком. Відбувається реверс робочого органу. Поршень із штоком і робочим органом переміщується ліворуч зі швидкістю  $v_2$ . У кінці ходу робочого органу ліворуч керуючий сигнал  $Y_2$  подається на гідророзподільник 4. При цьому знову з'єднується поршнева порожнина гідропоршнівального циліндра з нагнітальною, а штока — із зливною гідролінійною системою, і робочий орган переміщується праворуч зі швидкістю  $v_1$ .

## РОЗДІЛ 2

### ГІДРАВЛІЧНА АПАРАТУРА

#### 2.1. Регулюючі гідроапарати

Основними параметрами, що потребують регулювання в гідросистемах, є тиск і витрата робочої рідини. Їхня зміна в деякому діапазоні або обмеження на певному рівні досягаються за допомогою спеціальних гідроапаратів, до яких відносяться гідроклапани тиску, дроселі та регулятори витрати, подільники і суматори гідравлічних потоків, а також дроселюючі гідророзподільники. Нижче розглядаються конструктивні схеми, принцип дії і приклади застосування типових регулюючих гідроапаратів. Виняток становлять дроселюючі розподільники, яким присвячено окремі розділ (див. розд. 5).

**Гідроклапани тиску** використовуються для регулювання, підтримання на заданому рівні або обмеження тиску робочої рідини в гідросистемах. Залежно від виконуваних функцій вони поділяються на запобіжні, напірні (переливні), редуційні і клапани різниці та співвідношення тисків, а за конструкцією — на клапани прямої і непрямої дії.

Запобіжний клапан захищає гідросистему або окремі її ланки від підвищення тиску робочої рідини зверх встановленого рівня, який задається настройкою зусилля пружини, діючої на запірно-регулюючий елемент. Обмеження тиску досягається шляхом відводу в зливну лінію частини або всієї стискуваної рідини через запобіжний клапан, запірно-регулюючий елемент якого відкривається під дією тиску, коли він досягає встановленої настройкою величини. Заданий тиск повинен бути децю вищим від тиску при нормальній роботі гідросистеми і водночас безпечним для неї. При правильній настройці запобіжний клапан під час роботи гідросистеми закритий і спрацьовує періодично при різких змінах витрати робочої рідини або при перевантаженні робочих органів.

Напірний (переливний) клапан має призначення підтримувати в гідроліній, до якої він підключений, стабільний, заданий настройкою рівень тиску, відводячи (переливаючи) в бак надлишки робочої рідини, що надходить від насоса або іншого джерела живлення. Як правило, клапан ставиться на вході гідросистеми, що живиться від насоса з постійною подачею робочої рідини. Оскільки подача вибирається з деяким запасом, то в гідросистемі завжди є надлишок рідини, отже напірний кла-

пан, на відміну від запобіжного, знаходиться постійно в дії і не тільки обмежує тиск, а й підтримує його на постійному рівні.

Редукційний клапан служить для зниження тиску і використовується в тих випадках, коли в гідросистемі, що живиться від одного насоса, потрібно мати два (чи більше) рівні робочого тиску. Високий тиск регулюється напірним клапаном, а більш низький — редукційним. На базі напірних та редукційних клапанів реалізуються і інші варіанти регулювання та обмежування тисків.

Обов'язковою конструктивною деталлю гідроклапана тиску є чутливий запірно-регулюючий елемент, врівноважуваний силами пружини і тиску рідини. В гідроклапанах прямої дії сила тиску, що діє на цей елемент, врівноважується безпосередньо зусиллям регульованої пружини. Такий варіант виконання гідроклапана відзначається конструктивною простотою, але потребує використання жорсткої потужної пружини, що при збільшенні номінального тиску зумовлює значні габарити клапана і втрату ним чутливості до зміни тиску. Тому в гідросистемах з високим тиском використовуються гідроклапани непрямої дії, що являють собою сукупність двох клапанів — основного з нерегульованою пружиною малої жорсткості і малогабаритного допоміжного клапана з регульованою пружиною.

Запобіжні клапани (рис. 2.1) по конструкції запірно-регулюючого елемента поділяються на шарикові, тарільчасті, конусні та плунжерні. Кожен із них складається із корпусу 1, перекриваючого елемента 2, циліндричної пружини 3 і регулюючого гвинта 4. У корпусі кожного клапана є канали, один з яких з'єднаний з джерелом живлення (з тиском  $p_{ж}$ ), а другий — із зливною лінією (з тиском  $p_3$ ).

Витрата рідини через клапан [7]

$$Q_k = \mu_f \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{ж} - p_3]}, \quad (2.1)$$

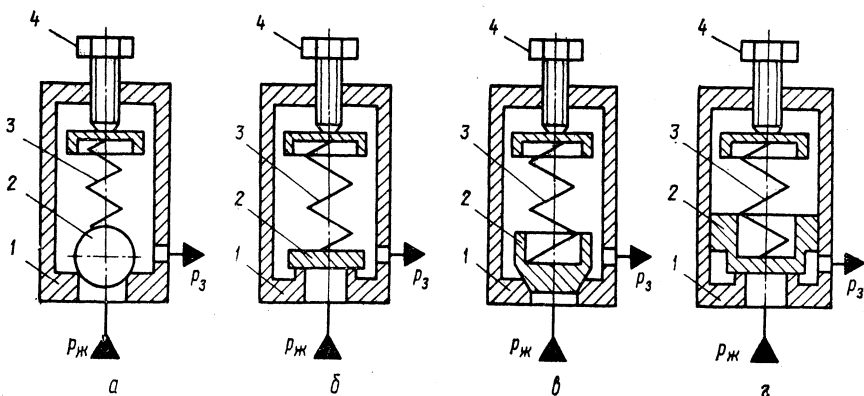


Рис. 2.1. Схеми запобіжних клапанів прямої дії

де  $f$  — площа робочого вікна клапана, яка залежить від величини тиску, що діє на перекриваючий елемент;  $p_{ж}$  і  $p_3$  — тиск на вході клапана і після нього;  $\mu$  — коефіцієнт витрати (для шарикових і конусних клапанів  $\mu = 0,6 \dots 0,65$ );  $\rho$  — густина рідини.

Рівняння руху перекриваючого елемента клапана з врахуванням діючих сил має вигляд

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c(x_0 + x) = p_{ж}f_k + p_{ср}f + P_{тр} - p_3(f_k + f) \pm mg, \quad (2.2)$$

де  $m$  — маса рухомих частин перекриваючого елемента;  $c$  — жорсткість пружини клапана;  $x_0$  — початкова деформація пружини;  $x$  — осьове переміщення перекриваючого елемента при його відкритті;  $f_k$  — площа поперечного перерізу каналу, по якому підводиться робоча рідина;  $f$  — площа робочого вікна клапана;  $p_{ср}$  — середній тиск в робочій щілині клапана висотою  $t$ ;  $p_3$  — тиск у зливній гідролінії;  $P_{тр}$  — сила сухого та в'язкого тертя;  $mg$  — масова сила рухомих частин клапана;  $g$  — прискорення вільного падіння. Якщо не враховувати тиск в гідролінії зливу, масову силу рухомих частин та силу тертя, то залежність (2.2) матиме вигляд

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c(x_0 + x) = p_{ж}f_k + p_{ср}f. \quad (2.3)$$

Звідси виходить, що перехідний процес визначається зміною тиску  $p_{ср}$  в робочій щілині клапана.

В момент відкриття клапана сили інерції  $\left[ m \frac{d^2x}{dt^2} \right]$  дорівнюють нулю і можна вважати (для герметичного клапана), що  $p_{ср} = 0$ , а тому тиск, необхідний для відкриття клапана (для всіх типів),

$$p_0 = \frac{cx_0}{f_k} = \frac{4cx_0}{\pi D_y^2},$$

де  $D_y$  — умовний діаметр каналу, по якому підводиться робоча рідина. При досягненні тиску  $p_0$  клапан починає відкриватися, долаючи зусилля пружини. Відкриття клапана визначається висотою  $h$  (рис. 2.2) підняття його перекриваючого елемента над сідлом [7]

$$h = \frac{Q_k}{\mu \pi d_{ср} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_k}}, \quad (2.4)$$

де  $d_{ср}$  — середній діаметр щілини клапана;  $\alpha$  — кут нахилу щілини клапана (для шарикового клапана  $\alpha = 45^\circ$ , для конусного —  $\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$ );  $\Delta p_k$  — перепад тисків на щілині клапана.

В клапанах з конусним сідлом висота підняття  $h$  перекриваючого елемента знаходиться в межах  $(0,25 \dots 0,5) D_y$ . Ширина сідла  $b$  повинна бути меншою 0,25 мм [7].

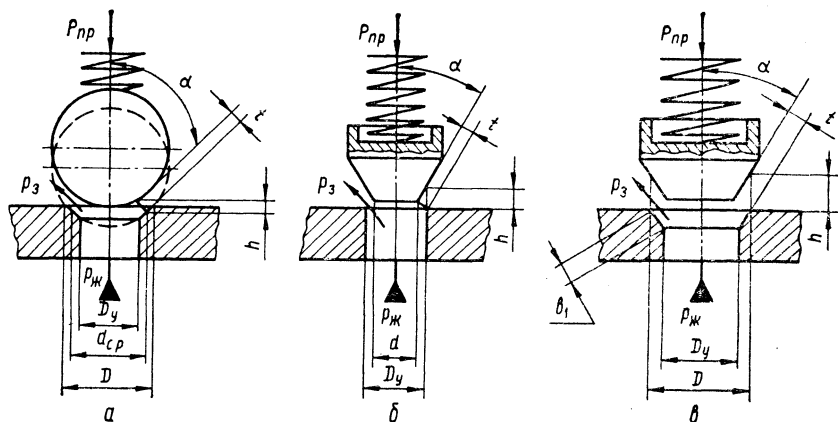


Рис. 2.2. Розрахункові схеми запобіжних клапанів

Швидкість руху рідини в клапанах рекомендується вибирати в залежності від перепаду тисків. Якщо клапани працюють при перепадах  $\Delta p < 10$  МПа, швидкість руху рідини  $\leq 15$  м/с, якщо  $\Delta p < 20$  МПа — швидкість руху рідини  $\leq 30$  м/с [7]. Зміна перепаду тисків  $\Delta p_k$  обумовлена зміною зусилля пружини пропорційно деформації  $x$ . Якщо при проектуванні клапана  $\Delta p_k$  задано, то коефіцієнт жорсткості пружини визначається залежністю

$$c = \Delta p_k \frac{\pi D_y^2}{4h} . \quad (2.5)$$

При підйомі перекриваючого елемента клапана з гострокромочним сидлом (рис. 2.2, б) на висоту  $h$  діаметр ефективної площі перерізу конуса зменшується з  $D_y$  до  $d = D_y - h \sin 2\alpha$ . Крім того, за рахунок деформації пружини на величину  $h$  збільшується сила її протидії, тому для підтримки клапана у відкритому стані потрібен тиск більший, ніж при відкритті клапана:

$$p_{ов} = \frac{4c(x_0 + h)}{\pi(D_y - h \sin 2\alpha)^2} . \quad (2.6)$$

Після відриву перекриваючого елемента від конічного сидла (рис. 2.2, в) тиск робочої рідини діє на більш ефективну площу конуса. Якщо припустити, що в щілині клапана тиск змінюється по лінійному закону, а тиск у зливній гідролінії дорівнює нулю ( $p_з = 0$ ), то тиск закриття клапана визначиться залежністю

$$p_{з.к} = \frac{cx_0}{f_k + 0,5f} = \frac{4cx_0}{\pi[D_y^2 + 0,5(D^2 - D_y^2)]} = \frac{8cx_0}{\pi(D_y^2 + D^2)} , \quad (2.7)$$

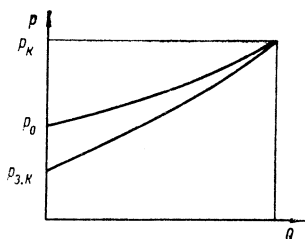


Рис. 2.3. Графік залежності величини гістерезиса від витрат

де  $D$  — найбільший діаметр контакту конусної поверхні клапана і сідла. При  $f = 0$   $p_0 = p_{з.к.}$ , що має місце в клапанах з гострою кромкою сідла. Різниця між тиском відкриття і закриття називається гістерезисом клапана ( $\Delta p_r = p_0 - p_{з.к.}$ ). Графік залежності величини гістерезиса від витрат показаний на рис. 2.3. При проектуванні запобіжних клапанів намагаються одержати мінімальне значення гістерезиса. Стабільність функціонування клапана підвищується із зменшенням величини гістерезиса. Знизити цю величину можна шляхом зменшення площі контакту опорного пояска, сил тертя та зміною параметрів пружини. Величина гістерезиса зменшується також при збільшенні тиску настроювання  $p_k$ . Нестабільність роботи запобіжного клапана характеризується відношенням  $(p_{ов} - p_0)/p_{ов}$ . Придатними для експлуатації вважаються клапани, для яких виконується умова

$$(p_{з.к.} - p_0)/p_{з.к.} \leq 0,2.$$

На величину перепаду тисків впливає також сила інерції рухомих частин клапана. Частота власних коливань клапана

$$\omega_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (2.8)$$

де  $m$  — маса рухомих частин клапана;  $c$  — жорсткість пружини клапана. Період коливань клапана

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

Нехтуючи силами в'язкого та сухого тертя, час спрацьовування клапана можна визначити із залежності

$$t_k = \frac{1}{4} T.$$

Діапазоном регулювання клапана називається відношення максимального тиску до мінімального. Звичайно цей діапазон регулювання лежить в межах 1..5. Висоту підняття перекриваючого елемента клапана над слідом визначають із умови рівності площ каналу підводу та робочої щілини. Для шарикового клапана (рис. 2.2, а) при умові, що

$$d_{сп} = D_y + (0,3 \dots 0,5) \text{ мм},$$

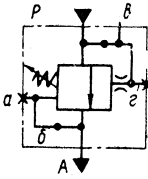
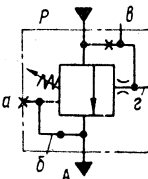
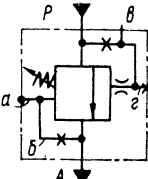
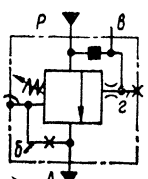
$$h = \frac{D_y^2}{4d_{сп} \sin 2\alpha}. \quad (2.9)$$

Для конусного клапана (рис. 2.2, е)

$$h = \frac{Dy}{4 \sin 2\alpha} . \quad (2.10)$$

Гідроклапани тиску прямої дії Г54-3 використовуються в гідросистемах в ролі напірних та запобіжних, а також як клапани різниці тисків, послідовного включення і блокування по тиску. Вони випускаються в двох конструктивних модифікаціях (по способу монтажу): з

### 2.1. Схема роботи гідроклапанів тиску Г54-5

№ схеми	Призначення	Наявність заглушок у каналі (рис. 2.4)				Умовне графічне позначення на схемі
		а	б	в	г	
1	Підтримання заданої різниці тисків у каналах P і A, запобігання перевантаженню	Є	Немає	Немає	Є	
2	Розвантаження гідросистеми при досягненні заданої величини тиску в управляючому потоці (дистанційне керування). Злив потоку відбувається без тиску	Є	Немає	Є	Немає	
3	Пропускання потоку в обох напрямках при досягненні заданої величини тиску в управляючому потоці (дистанційне керування)	Немає	Є	Є	Немає	
4	Пропускання потоку при досягненні в ньому заданої величини тиску	Немає	Є	Немає	Є	

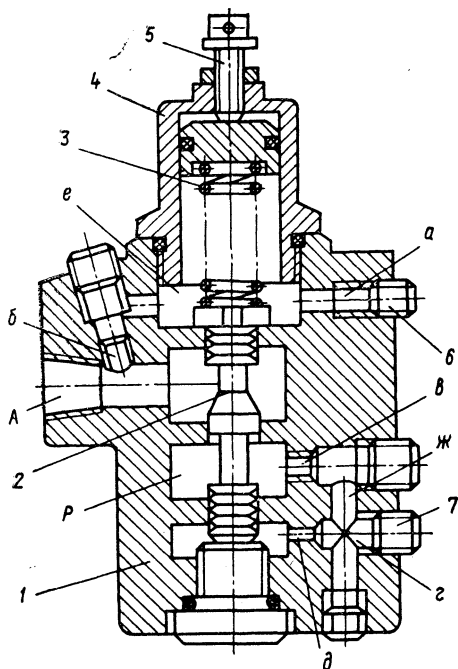


Рис. 2.4. Гідроклапан тиску Г54-3 різьбового виконання

При підключенні клапана по основній схемі (схема 1 в табл. 2.1) робоча рідина з каналу підводу *P* (рис. 2.4) через канали *ж* і демпферний отвір *д* підводиться під нижній торець золотника 2. Сила тиску рідини на торець золотника 2 врівноважується зусиллям пружини 3. Якщо сила тиску перевищує зусилля пружини, золотник піднімається вгору і з'єднує підвод *P* з відводом *A*. Оскільки порожнина *e* під кришкою 4 через канал *б* з'єднана з відводом, різниця тисків в каналах *P* і *A* визначається тільки відрегульованим зусиллям пружини і підтримується постійною.

Якщо канал *A* з'єднаний із зливною лінією, клапан працює як напірний або запобіжний. Для демпфювання золотника 2 канал *д* виконується з малим проходом ( $d \approx 0,5$  мм).

При підключенні гідроклапана по схемі 2 (табл. 2.1) заглушка 7 вгвинчується із каналу *г* і встановлюється в канал *в*, а до каналу *г* підводиться потік дистанційного керування. Коли сила тиску цього потоку на золотник перевищує зусилля пружини, золотник зміщується вгору і з'єднує між собою канали *P* і *A*. Така схема підключення клапана дозволяє здійснювати дистанційне керування його відкриттям і за-

різьбовим приєднанням трубопроводів і з притичною установкою на платі, в якій виконано комунікаційні канали. Клапани виготовляються з умовними проходами 10, 20 та 30 мм, розрахованими на номінальні витрати рідини 32, 125 і 200 л/хв відповідно. Номінальні тиски настройки: 1; 2,5; 6,3; 10 та 20 МПа. Умовні графічні зображення гідроклапанів при різних варіантах їхнього використання приведені в табл. 2.1.

Гідроклапан Г54-3 (рис. 2.4) складається із корпусу 1, у розточці якого розміщений золотник 2. На золотник в осьовому напрямі діє пружина 3, зусилля якої регулюється гвинтом 5, вгвинченим в кришку 4. У корпусі виконані канали підводу *P* та відводу *A* робочої рідини і канали керування *а*, *б*, *в* і *г* з різьбами під заглушки *б* і 7, перестановкою яких можна змінювати функції апарата згідно з табл. 2.1.

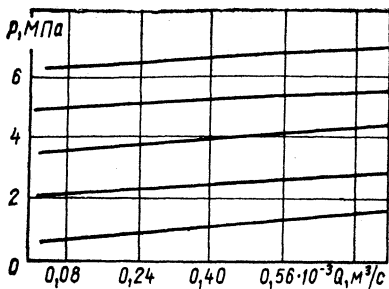


Рис. 2.5. Графіки залежності похибок підтримуваного тиску від витрати рідини

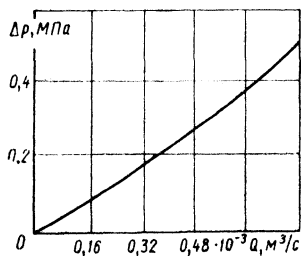


Рис. 2.6. Графік залежності перепаду тисків на клапані від витрати рідини

криттям, причому відкриття можливе лише по досягненні в лінії дистанційного керування заданого настроюючої пружини тиску.

Якщо канали *б* і *в* заглушити, а до каналів *а* і *г* підвести потоки керування (схема 3, табл. 2.1), то відкриття клапана і пропускання через нього основного потоку рідини відбувається лише тоді, коли різниця тисків в каналах керування досягає заданого рівня.

У варіанті підключення гідроклапана Г54-3 по схемі 4 (табл. 2.1) в канал *б* встановлюється заглушка, а порожнина *е* з'єднується з каналом дистанційного керування. Така схема забезпечує пропускання через клапан потоку рідини при заданому настроюючої пружини тиску у відсутність сигналу керування, подача якого блокує відкриття клапана.

Гідроклапани тиску ПГ54-3 притичного виконання відрізняються конструкцією корпусу. Він має притичну площину, на яку виведено канали підводу; відводу і дистанційного керування. При монтажі клапан встановлюється на комутаційну плату, до якої підключені відповідні трубопроводи. В місці стиків канали клапана ущільнюються гумовими кільцями.

В технічній характеристиці гідроклапанів ПГ54-3 приводяться: умовний прохід, м; витрата робочої рідини, м³/с; робочий тиск, МПа; номінальний, максимальний і мінімальний тиски на вході, МПа; номінальний, максимальний і мінімальний тиски управління, МПа; внутрішній втрати рідини, м³/с; залежність зміни тиску настроювання від витрати; номінальний перепад тисків, МПа; залежність перепаду тисків (втрати тиску) від витрати рідини.

Підтримуваний гідроклапаном Г53-4 тиск або перепад тисків залежить від витрати рідини, що проходить через нього. Приклади такої залежності для клапана Г54-3 з умовним проходом  $D_y = 10$  мм при номінальному тискові  $p_{ном} = 6,3$  МПа показані на рис. 2.5 і 2.6. Збільшення витрати рідини вимагає збільшення проходу через клапан, тобто

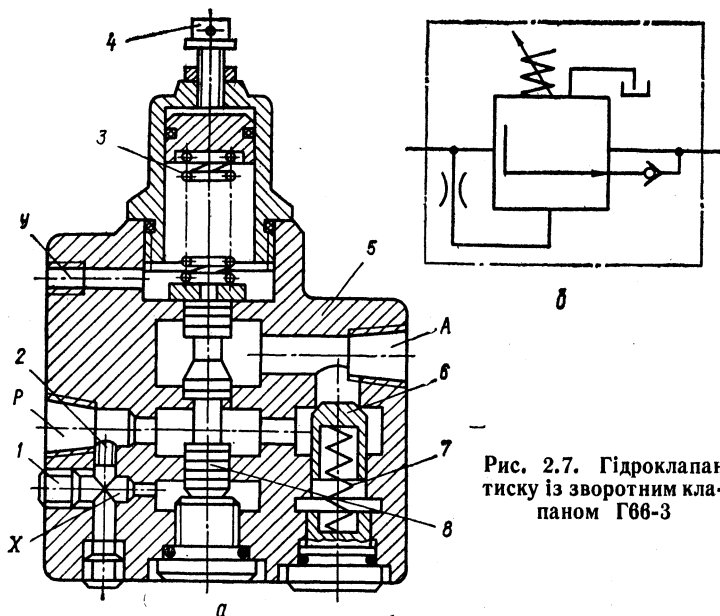


Рис. 2.7. Гідроклапан тиску із зворотним клапаном Г66-3

додаткового переміщення золотника і деформації пружини за рахунок зростання тиску або перепаду тисків.

Варіанти використання гідроклапанів Г54-3 в гідросхемах показані на рис. 2.40.

Гідроклапан тиску із зворотним клапаном Г66-3 призначений для пропускання потоку робочої рідини з заданим тиском у прямому напрямку і з мінімальним опором — у зворотному.

В корпусі 5 гідроклапана (рис. 2.7, а) розміщені золотник 8 з регульованою пружиною 3 і зворотний клапан 6 з неругульованою пружиною 7. Корпус має основні канали А і Р та канали керування Х, У. Канал У завжди має окремий вивід, а канал Х з'єднується з каналом Р або має окремий підвід. В останньому випадку необхідно заглушку 1 встановити в різьбовий отвір 2.

Якщо робоча рідина підводиться до каналу А, вона відкриває зворотний клапан 6 і поступає у вихідний канал  $P_*$  з мінімальним опором завдяки незначному зусиллю пружини зворотного клапана. При підводі робочої рідини до каналу Р вона може пройти на вихід А тільки тоді, коли тиск в каналі Х буде достатнім для відкриття золотника 8, навантаженого зусиллям пружини 3, яке регулюється гвинтом 4.

Умвне зображення гідроклапана Г66-3 показано рис. 2.7, б, а приклад його використання на рис. 2.41.

Гідроклапани тиску непрямої дії використовуються в гідросистемах з потужними потоками робочої рідини при необхідності підтримувати

стабільний рівень робочого тиску. Збільшення витрати робочої рідини та тиску обумовлюють застосування в клапанах прямої дії більш жорстких пружин із значними зусиллями і габаритними розмірами. При цьому значно збільшуються габарити клапана і знижується його чутливість до зміни тиску. Тому в гідроприводах часто використовують клапани тиску непрямої дії, в яких невеликий за розміром допоміжний клапан керує переміщенням основного переливного золотника. Застосування в клапанах тиску непрямої дії двох невеликих пружин забезпечує підтримку з високою точністю встановленого в гідросистемі тиску в широкому діапазоні зміни витрати робочої рідини, яка проходить через клапан.

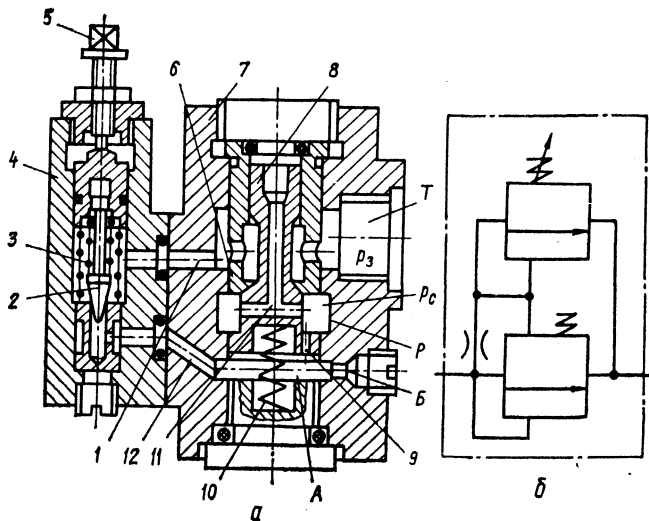
Клапани тиску непрямої дії випускаються в двох варіантах: з різьбовим приєднанням трубопроводів (рис. 2.8, *а*) та з притичним монтажем (рис. 2.8, *в*). Проте вони мають ідентичні конструкції і відрізняються тільки корпусами. В корпусі 7 кожного з клапанів розміщено основний золотник 8 з нерегульованою пружиною 10, а на притичній площині корпусу встановлено допоміжний клапан 4 з запірним елементом 2, навантаженим зусиллям пружини 3, яке регулюється гвинтом 5. У корпусі виконані канали підводу *P* та відводу *T* і комунікаційні канали 1, 9, 11 та 12. Гідроклапан (рис. 2.8, *в*), крім того, обладнано додатковим розподільником 13 з електрокеруванням для розвантаження гідросистеми.

Гідроклапан встановлюється на напірній лінії гідросистеми або в її відгалуженні зразу після насоса. Потрібний в напірній лінії тиск встановлюється регулюванням пружини 3 допоміжного клапана 4. Робоча рідина з напірної лінії підводиться до каналу *P* і через комунікаційні канали — в торцьові камери золотника 8 та під запірний елемент 2 допоміжного клапана. Якщо тиск рідини не перевищує заданий, допоміжний клапан і золотник 8 закриті для проходу рідини. Золотник, який має ступінчасту форму, знаходиться в стані гідравлічної рівноваги, тобто сили тиску, що діють на його торцьові поверхні, взаємно урівноважені (рівні тиски діють на рівні площі торцьових поверхонь, створюючи однакові, але протилежно направлені сили). Пружина 10 притискує урівноважений золотник до сідла 6, перекриваючи прохід рідини з каналу *P* в канал *T* і на злив.

Якщо тиск рідини в напірній лінії і в каналах гідроклапана досягне заданого рівня і трохи перевищить його, спрацьовує допоміжний клапан. Його запірний елемент піднімається силою тиску, відкриваючи прохід для рідини із порожнини *A* до вихідного каналу *T*. Оскільки в порожнину *A* рідина підводиться через демпферний канал 9 з малою пропускною спроможністю, то тиск рідини в цій порожнині різко падає. Допоміжний клапан негайно закривається, але миттєве падіння тиску порушує гідравлічну рівновагу золотника 8, який починає рухатись вниз, відриваючись від сідла 6. Проте величина його ходу дуже незначна, тому що зменшення об'єму порожнини *A* з одночасним підводом до неї рідини через канал 9 відновлюють тиск, врівноважуючий золот-

**Рис. 2.8.** Гідроклапани тиску непрямої дії:

*a* — з різьбовим приєднанням; *б, г* — умовне зображення; *в* — притичного виконання

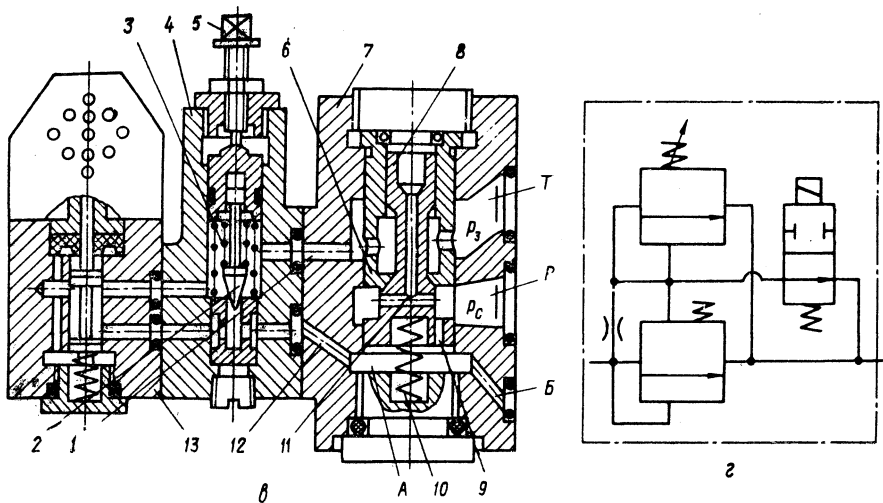


ник. Якщо цей тиск перевищує заданий, знову спрацьовує допоміжний клапан і золотник ще зміститься на деяку величину. В такому пульсуючому режимі відкривається прохід для рідини з каналу *P* в канал *T*. Його величина встановлюється автоматично в залежності від кількості робочої рідини, яка повинна відводитись в бак в даний момент роботи гідросистеми. Якщо ця кількість залишається деякий час постійною, гідроклапан продовжує працювати в пульсуючому режимі, а його золотник виконує осцилюючі рухи з частотою 20...25 Гц, підтримуючи прохід для зливу «зайвої» рідини і забезпечуючи заданий рівень тиску в напірній лінії.

Для розвантаження гідросистеми від робочого тиску без зупинки насоса використовується канал *B* (рис. 2.8, *a*), до якого приєднується зовнішня лінія з розподільником. Якщо порожнину *A* через розподільник з'єднати із зливною лінією, то навіть незначний тиск в каналі *P* викличе максимальне відкриття проходу через клапан і насос буде перекачувати практично нестиснуту робочу рідину в бак. З такою ж метою використовується додатковий розподільник гідроклапана на рис. 2.8, *в*. При виключеному електромагніті порожнина *A* через розподільник зв'язана з вихідним каналом *T* і гідросистема розгружена від тиску. Включення електромагніту перериває цей зв'язок і гідроклапан працює як напірний.

Умовні зображення гідроклапанів тиску непрямої дії показані на рис. 2.8, *б, г*. Типові варіанти їхнього використання в гідросхемах приведено на рис. 2.42.

**Редукційні клапани** призначені для зниження тиску в будь-якій частині гідросистеми в тих випадках, коли від одного насоса живляться



декілька споживачів, що працюють при різних тисках і величини цих тисків в процесі роботи повинні бути постійними. Вони бувають як прямої, так і непрямої дії і в гідросхему включаються послідовно. На відміну від запобіжних і напірних клапанів, які в початковому положенні завжди закриті, в редуційних клапанах (рис. 2.9, а) золотник 2 під дією пружини 1 постійно утримує затвор 3 клапана відкритим, забезпечуючи рух потоку робочої рідини із порожнини підводу 5 до порожнини відводу 4. Величина тиску в порожнині відводу визначається силою пружини і перепадом тисків, які діють на торцеві поверхні золотника. При підвищенні тиску в порожнині 4 золотник зміщується вліво і при досягненні величини тиску настройки пружини затвор

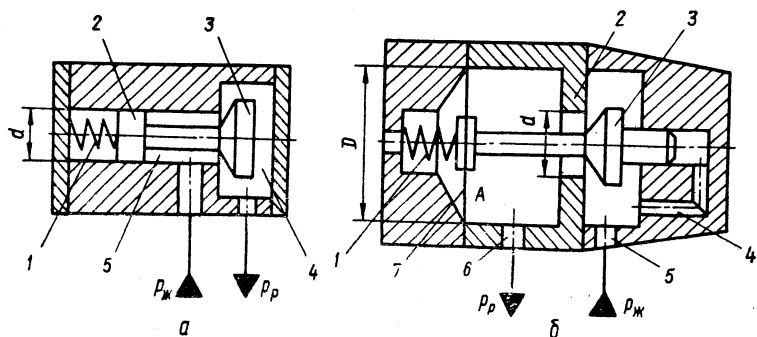


Рис. 2.9. Редуційні клапани прямої дії:  
а — золотникового типу; б — діафрагмового типу

закривається. В закритому стані дія тиску живлення  $p_{ж}$  на золотник урівноважена, оскільки ефективні площі конусного затвору і лівого торця золотника 2 в порожнині 5 рівні.

Якщо знехтувати силами тертя, силами інерції золотника, пружини та робочої рідини, то умова рівноваги сил, які діють на золотник у відкритому положенні, буде мати вигляд

$$p_{ж} \frac{\pi d^2}{4} = p_p \frac{\pi D^2}{4} + (x_0 + x) c, \quad (2.11)$$

звідки величина редукованого тиску

$$p_p = p_{ж} - \frac{(x_0 + x) c}{F_3}, \quad (2.12)$$

де  $\frac{\pi d^2}{4} = F_3$  — ефективна площа торцевої поверхні, на яку діє тиск рідини;  $x_0$  — початкова деформація пружини;  $x$  — деформація пружини;  $c$  — жорсткість пружини. Для пружин з малим коефіцієнтом жорсткості і малою величиною деформації, тобто при  $x = 0$ ,

$$p_p = p_{ж} - \frac{x_0 c}{F_3}. \quad (2.13)$$

Щоб одержати стабільні малі значення редукованого тиску, використовують клапани тиску діафрагменного типу (рис. 2.9, б). Принцип дії такого редуційного клапана прямої дії такий. Рідина під тиском  $p_{ж}$  підводиться до клапана через канал 5 і, пройшовши через щілину між сідлом 2 і затвором 3, поступає в порожнину А і через канал 6 в систему низького тиску. Із збільшенням редукованого тиску  $p_p$  в порожнині А збільшується і сила, що діє на затвор 3 зліва, і коли зусилля від тиску рідини стане більше зусилля пружини 1, затвор 3 зміститься вліво і перекриває дроселюючу щілину. З метою демпфірування коливань затвора 2 в корпусі клапана зроблено отвір 4 з малим прохідним перерізом. Витрата робочої рідини через клапан

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (2.14)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати;  $f$  — площа дроселюючої щілини;  $\Delta p = p_{ж} - p_p$  — перепад тисків на клапані.

Умова рівноваги сил, що діють на відкритий затвор клапана,

$$c(x_0 + x) - \frac{\pi d^2}{4} p_{ж} - \frac{\pi d^2}{4} (D^2 - d^2) p_p = 0. \quad (2.15)$$

Звідси величина редукованого тиску

$$p_p = \frac{c(x_0 - x) - F_3 p_{ж}}{F_d - F_3}, \quad (2.16)$$

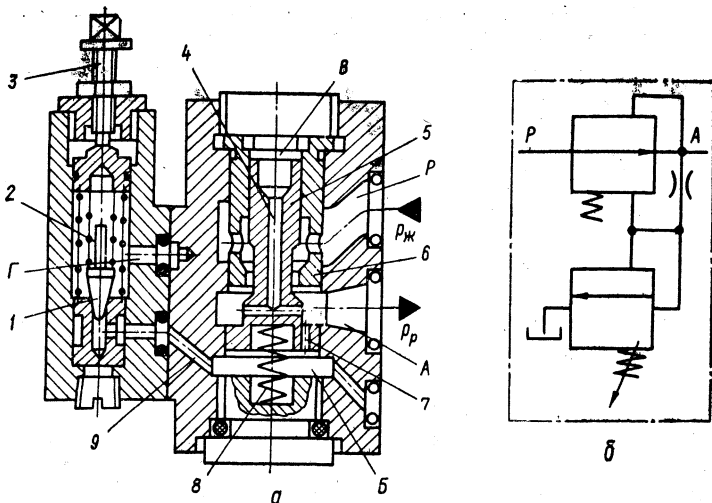


Рис. 2.10. Редукційний клапан непрямої дії:  
 а — конструктивна схема; б — умовне зображення

де  $F_{д1} = \frac{\pi D^2}{4}$ ,  $F_3 = \frac{\pi d^2}{4}$  — відповідно ефективні площі діафрагми 7 і сідла 1.

В гідроприводах більш широке застосування знайшли редукційні клапани тиску непрямої дії, в яких площа проходу головного запірно-регулюючого органу змінюється під дією потоку робочої рідини на допоміжний запірно-регулюючий елемент.

Редукційні клапани непрямої дії подібні до напірних клапанів тиску непрямої дії. Вони відрізняються тим, що в початковому положенні редукційний клапан завжди відкритий, а напірний — закритий. Крім того, комунікаційні канали в редукційному клапані виконані із сторони вихідного отвору, а в напірних — із сторони вхідного.

Принцип дії редукційного клапана розглянемо на прикладі клапана М-КР (рис. 2.10, а).

Робоча рідина від джерела живлення підводиться в порожнину *P* клапана і через дроселюючу щілину, утворену золотником 5 та сідлом 6, поступає в порожнину *A*, а звідси по каналу 4 в золотнику 5 поступає в порожнину *B* і одночасно через дросельний отвір 7 в порожнину *B*. Із порожнини *B* через отвір 9 рідина поступає під запірний елемент 1 допоміжного клапана, настроєного на певний тиск відкриття, який регулюється з допомогою пружини 2 та гвинта 3.

Поки зусилля від тиску рідини, що діє на запірний елемент 1, не перевищує зусилля пружини 2, запірний елемент притиснутий до сідла і витрати рідини через дросельний отвір 3 відсутні. При цьому золотник

5 знаходиться в стані рівноваги, що визначається зусиллям тиску в порожнинах  $B$  і  $A$  з однієї сторони і зусиллям пружини 8 і тиску в порожнині  $B$  — з другої. Це положення золотника 5 забезпечує розмір дроселюючої щілини, необхідної для створення перепаду тисків, що відповідає рівню заданого редукованого тиску. Коли тиск рідини в порожнині  $B$  перевищить зусилля настройки пружини 2, запірний елемент 1 відійде від сідла і відкриє доступ додатковому потоку рідини через канал  $\Gamma$  на злив. При цьому в дросельному отворі 7 буде збільшуватись втрата тиску, тому тиск рідини в порожнині  $B$  зменшиться на величину втрати тиску в отворі 7. Рівновага сил на золотнику 5 порушиться і він, долаючи зусилля пружини 8, займає нове положення, дроселюючи потік рідини, яка проходить із порожнини  $P$  в порожнину  $A$ , внаслідок чого тиск в порожнині  $A$  знизиться по відношенню до тиску в порожнині  $P$  на величину додаткової втрати в дроселюючій щілині.

Коли сили, які діють на золотник 5 від тиску в порожнинах  $B$  і  $A$ , урівноважать сили, які створює тиск в порожнині  $B$  та пружина 6, тиск в порожнині  $A$  буде автоматично підтримуватись постійним.

Якщо тиск в порожнині  $A$  стане менше тиску настройки, рівновага сил, які діють на золотник 5, порушиться. Під дією пружини 8 золотник зміщується, збільшуючи дроселюючу щілину до тих пір, поки тиск в порожнині  $A$  не досягне початкової величини, при цьому рівновага золотника 1 відновиться. При роботі редуційного клапана в режимі редукування через допоміжний клапан на злив постійно надходить масло в кількості 1...2 л/хв.

Схеми включення редуційних клапанів непрямої дії приведені на рис. 2.43.

**Гідроклапани тиску ПГ57-6** використовуються із зрівноважувальними гідроциліндрами для забезпечення стабільних зрівноважувальних зусиль. Особливістю роботи таких гідроциліндрів є невизначеність напрямку руху їхніх поршнів, зв'язаних із зрівноважуваними масивними елементами машини. Гідроклапан повинен підтримувати постійний тиск в робочій камері циліндра при прямому ході поршня з підводом робочої рідини, при зворотному ході з витісненням рідини в зливну лінію та при нерухомому поршні.

Гідроклапан (рис. 2.11, *a*) складається з корпусу 1, в розточці якого розміщено ступінчастий золотник 2 з отвором 3 малого діаметра ( $d = 0,5$  мм), що з'єднує між собою торцеві порожнини  $a$  і  $b$ . В корпусі виконані канали  $T$ ,  $A$  і  $P$ , які з'єднані з кільцевими порожнинами  $v$ ,  $g$  і  $d$ . Порожнини  $a$ ,  $g$  і  $e$  з'єднані між собою каналом  $X$ , а порожнина  $ж$  з'єднана каналом  $Y$  з каналом  $T$ . Розточка корпусу закрита кришкою 9, в якій змонтовано шариковий клапан, що складається із сідла 5, шарика 6, пружини 7 і регулюючого гвинта 8. Золотник 2 навантажений зусиллям нерегульованої пружини 4.

У вихідному положенні шариковий клапан закритий, а золотник 2 під дією пружини 4 займає нижню (по схемі) позицію. При цьому по-

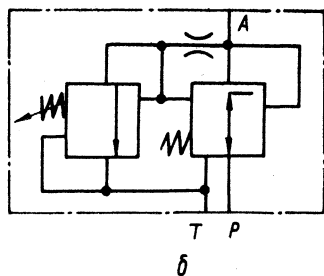
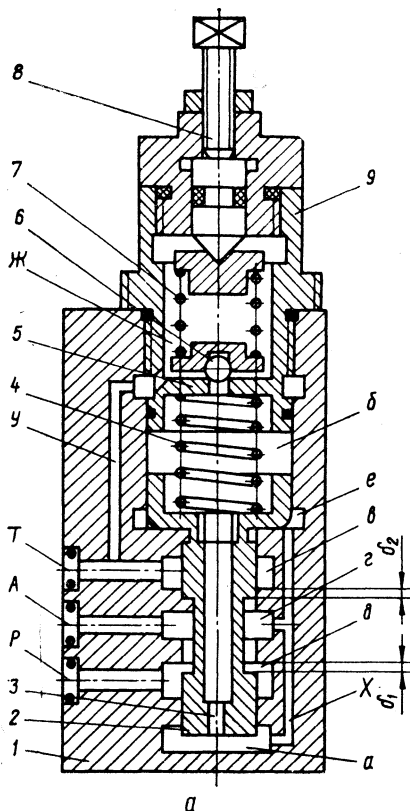


Рис. 2.11. Гідроклапан тиску ПГ57-6:

*a* — конструктивна схема;  
*б* — умовне зображення

порожнини  $\epsilon$  і  $\delta$  з'єднані між собою через дроселюючу щілину  $\delta_1$ , а порожнини  $\epsilon$  і  $\epsilon$  роз'єднані пояском золотника шириною  $\delta_2$ . Золотник має позитивне перекриття дроселюючих щілин, тобто  $\delta_2 > \delta_1$ .

Робоча рідина, підведена до каналу  $P$ , через щілину  $\delta_1$  поступає в канал  $A$  і через канал  $X$  — в порожнини  $a$  і  $e$ , а також в порожнину  $б$  через отвір  $Z$ . Коли сила тиску, що діє на шарик  $б$ , стане більшою від зусилля пружини 7, шариковий клапан відкривається і рідина з порожнини  $б$  через канал  $Y$  поступає на злив.

Внаслідок втрати тиску на демпферному отворі  $Z$  тиск в порожнинах  $a$  і  $e$  буде більшим, ніж в порожнині  $б$ , і коли результуюче зусилля від тисків, що діють на торці золотника, перевищить силу пружини 4, золотник 2 зміститься вгору. При цьому прохід дроселюючої щілини  $\delta_1$  зменшується і обмежується подальше зростання тиску в каналі  $A$ . При деякій величині прохідного перерізу щілини тиск в каналі буде підтримуватись постійним. Якщо тиск в каналі  $A$  падає, зменшується перепад тисків на золотнику 2, і він під дією пружини 4 зміщується

вниз. Таким чином, якщо потік рідини направлений від  $P$  до  $A$  ( $P \rightarrow A$ ), гідроклапан працює як редукційний непрямої дії. Якщо робоча рідина витісняється з камери зрівноважувального циліндра під дією масових сил зрівноважуваного об'єкта, він працює як клапан непрямої дії. При збільшенні тиску в каналі  $A$  і порожнині  $g$  спочатку перекривається щілина  $\delta_1$  і канал підводу  $P$ , а потім поступово відкривається кільцева щілина  $\delta_2$ , яка з'єднує порожнини  $g$  і  $e$ , відводячи робочу рідину із камери гідроциліндра в зливний канал  $T$ .

Настройка гідроклапана, що працює в режимі то редукційного, то переливного, здійснюється однією і тією ж пружиною 7. Завдяки малій жорсткості пружини при обох режимах роботи тиск рідини в каналі  $A$  майже однаковий. Деяка відмінність тисків при різних режимах обумовлюється позитивним перекриттям золотника 2. Воно виключає можливість перетоку робочої рідини з каналу  $P$  в зливний канал  $T$ , проте при переході від одного режиму роботи до другого збільшує осьове переміщення золотника і викликає додаткову зміну деформації пружини 4. Знаходячи найбільший тиск  $p_A$  в каналі  $A$  для кожного режиму з рівнянь рівноваги сил, що діють на золотник, можна визначити різницю тисків при різних режимах та одній і тій же настройці. Рівняння рівноваги сил при редукційному режимі роботи

$$p_A(F_a + F_e) = p_6 F_6 + (x_{04} + \delta_1) c_4, \quad (2.17)$$

де  $c_4$  — коефіцієнт жорсткості пружини 4;  $x_{04}$  — початкова величина деформації пружини 4;  $p_A$  — тиск у каналі  $A$ ;  $p_6$  — тиск у порожнині  $b$ ;  $F_a$ ,  $F_6$  і  $F_e$  — площі торців золотника 2 у порожнинах  $a$ ,  $b$  і  $e$  відповідно. Враховуючи, що  $F_a + F_e = F_6$ , тиск у каналі  $A$

$$p_A = p_6 + \frac{1}{F_6} (x_{04} + \delta_1) c_4. \quad (2.18)$$

Рівняння рівноваги сил на золотнику при роботі в режимі переливного клапана

$$p_{An}(F_a + F_e) = p_6 F_6 + (x_{04} + \delta_1 + \Delta + \delta_3) c_4, \quad (2.19)$$

де  $\Delta = \delta_2 - \delta_1$  — величина позитивного перекриття;  $\delta_3$  — величина відкриття дроселюючої щілини між порожнинами  $e$  і  $g$  в цьому режимі, звідки

$$p_{An} = p_6 + \frac{1}{F_6} (x_{04} + \delta_1 + \Delta + \delta_3) c_4. \quad (2.20)$$

Тоді різниця тисків при різних режимах роботи клапана

$$p_{An} - p_A = \frac{(\Delta + \delta_3) c_4}{F_6}.$$

Для гідроклапанів ПГ57-6 вона не перевищує 0,4 МПа. Умовне зображення гідроклапана ПГ57-6 приведено на рис. 2.11, б, а варіант його використання — на рис. 2.44.

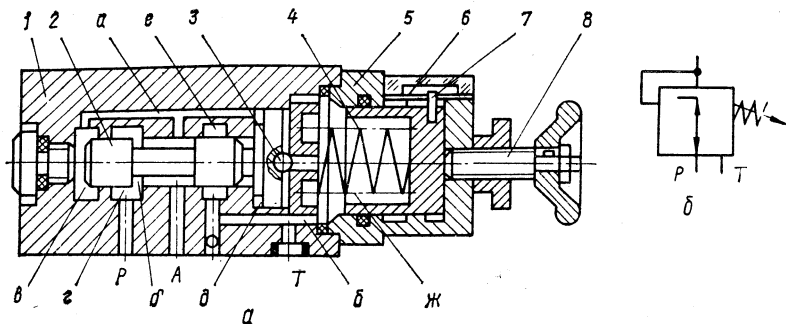


Рис. 2.12. Гідроклапан підтримки зусилля затиску:  
*a* — конструктивна схема; *б* — умовне зображення

**Редукційний гідроклапан ПГ57-7** прямої дії використовується для підтримки постійного, але більш низького, ніж в напірній лінії гідросистеми, тиску робочої рідини в камерах затискних гідроциліндрів. Клапан (рис. 2.12, *a*) складається з корпусу 1, в розточці якого розміщено ступінчатий золотник 2, навантажений через шарик 3 зусиллям пружини 4. Пружина регулюється гвинтом 8, встановленим в кришці 5, що має шкалу 6 і показчик 7. В корпусі виконані канали *P*, *A*, *T*, *a* і *б*. Канал *a* з'єднує між собою кільцеві камери *в* і *д*, а канал *б* — камери *е* і *ж*.

В початковому положенні під дією зусилля пружини 4, яка регулюється на потрібний знижений тиск, золотник займає крайнє ліве (за рисунком) положення. Робоча рідина із каналу *P* через дроселюючу щілину  $\delta$  надходить в канал *A*, з'єднаний з торцевими порожнинами *в* і *д* клапана і з робочою камерою *г* затискного гідроциліндра. В міру підвищення тиску в каналі *A* збільшується зусилля, що діє на лівий торець золотника, і коли воно стане більшим від зусилля пружини, золотник починає зміщуватись вправо, зменшуючи щілину  $\delta$  і відкриваючи другу дроселюючу кільцеву щілину, яка з'єднує канал *A* з порожниною *е* та зливним каналом *T*. При цьому в робочій камері затискного гідроциліндра підтримується заданий тиск, а через клапан з каналу *P* в камеру *е* через дроселюючі щілини весь час протікає на злив невеликий потік рідини ( $\sim 0,8$  л/хв).

Особливістю гідросистеми, в якій успішно використовується редукційний гідроклапан прямої дії (рис. 2.45), є стабільність витрати рідини через нього, завдяки чому наявність жорсткої потужної пружини не впливає на стабільність підтримуваного тиску.

**Гідравлічні дроселі та регулятори витрати.** Гідродроселями називають пристрої, призначені для обмеження або регулювання витрати робочої рідини в гідросистемах. Вони можуть бути постійними та регульованими. Перші використовуються в тих випадках, коли виникає потреба

в певному сталому обмеженні витрати рідини в гідролінії, другі — при необхідності не тільки обмеження, а й регулювання витрати. Регульовані дроселі широко застосовуються в гідроприводах для регулювання швидкості руху вихідних ланок гідродвигунів. За принципом дії розрізняють дроселі в'язкісного та інерційного опорів, а по конструкції запірно-регулюючого елемента їх поділяють на золотникові та кранові.

Головною характеристикою дроселя є залежність витрати робочої рідини, що протікає через нього, від величини проходу дроселюючого елемента та перепаду тисків на ньому:  $Q = \varphi(f, \Delta p)$ , де  $f$  — площа поперечного перерізу дроселюючої щілини;  $\Delta p$  — перепад тисків на ній.

Для розрахунку перепаду тисків рідини для дроселів в'язкісного опору з круглим перерізом дроселюючого каналу користуються формулою Дарсі — Вейсбаха (див. розд. 1), а для каналів з поперечним перерізом іншого профілю

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2R} \rho.$$

де  $\lambda$  — коефіцієнт Дарсі;  $R = \frac{f}{P}$  — гідравлічний радіус;  $f$  — площа поперечного перерізу каналу;  $P$  — периметр живого перерізу;  $l, d$  — довжина і діаметр каналу;  $\rho$  — густина рідини;  $v$  — середня швидкість руху рідини в каналі.

Витрати рідини через дроселі в'язкісного опору регулюють, змінюючи довжину їхніх каналів. Найбільш розповсюдженими дроселями цього типу є гвинтові дроселі з прямокутною або трикутною формою поперечного перерізу каналу. Вони дають змогу виконувати регулювання витрати в широкому діапазоні.

**Гвинтовий дросель** з прямокутним профілем поперечного перерізу (рис. 2.13) складається з корпусу 2, в якому з невеликим діаметральним зазором розташовані робочий (дроселюючий) гвинт 1 і регулюючий гвинт 3. Робоча рідина підводиться до каналу  $P$ , проходить по канавці гвинта 1 і поступає в камеру  $A$ . За допомогою гвинта 3 можна змінювати довжину тієї частини гвинтової канавки, по якій проходить рідина, і таким чином регулювати витрату рідини через дросель.

Для прямокутної канавки ( $a \times b$ ) втрата тиску на дроселі

$$\Delta p = \lambda \frac{lP}{4f} \frac{v^2}{2R} \rho = \lambda \frac{l(a+b)}{2ab} \frac{v^2}{2R} \rho.$$

де  $l$  — довжина дроселюючої ділянки гвинтової лінії.

В'язкісні дроселі називають лінійними, тому що вони мають лінійну характеристику, тобто лінійну залежність перепаду тисків від довжини дроселюючої ділянки гвинтової лінії. Через те що в процесі роботи гідропривода в'язкість рідини змінюється внаслідок її нагрівання, лінійні дроселі мають нестабільні характеристики і тому знаходять обмежене застосування в гідроприводах.

В інерційних (нелінійних) дроселях довжина робочого вікна в поперечному перерізі менша від його ширини. Втрати тиску в таких дроселях пояснюються головним чином інерційними властивостями потоку робочої рідини. Конструктивно (рис. 2.14) нелінійні дроселі виконуються у вигляді шайби з круглим отвором і гострими кромками. Вони характеризуються незалежністю перепаду тисків від в'язкості рідини. В отворах з рівними площами поперечного перерізу відношення площі живого перерізу до периметра має найбільшу величину для круглих отворів, що сприяє зменшенню гідравлічного опору та облітерації. Крім того, круглий отвір нескладний у виготовленні.

При дроселюванні потоку частина його енергії перетворюється в теплоту, величина якої росте із збільшенням перепаду тисків і швидкості руху рідини. Швидкість руху рідини в дроселі, як правило, не перевищує десятикратного значення її швидкості в підвідному каналі. Таким чином, найменше значення площі поперечного перерізу дроселя можна визначити із співвідношення  $f_d = 0,1f_{тр}$ , де  $f_d$  — площа прохідного перерізу дроселя;  $f_{тр}$  — площа поперечного перерізу підвідного трубопроводу. Якщо в дроселі передбачена можливість зміни його гідравлічного опору в процесі роботи, то такий дросель називається регульованим.

Принципові схеми регульованих дроселів показано на рис. 2.15. Найбільш розповсюдженими є дроселі щільного (рис. 2.15, а) та голчастого (рис. 2.15, б) типів. У деяких випадках застосовуються дроселі (опори) кільцевого типу (рис. 2.15, в), з ексцентричною проточкою прямокутного або трикутного профілю (рис. 2.15, г, д), а також дроселі золотникового типу (рис. 2.15, е).

В тих випадках, коли необхідна висока чутливість, застосовують дроселі з гострими кромками (рис. 2.15, ж). Мінімальне значення площі перерізу прохідного вікна дроселя вибирається з умови відсутності облітерації. Для мінеральних масел, які застосовуються в гідроприводах верстатів, ця площа більша  $0,3 \text{ мм}^2$ . При перепаді тисків на дроселі  $10 \text{ МПа}$  мінімальна витрата через дросель становить  $\approx 600 \text{ см}^3/\text{хв}$ . Для зменшення облітерації в деяких конструкціях дроселів застосовують

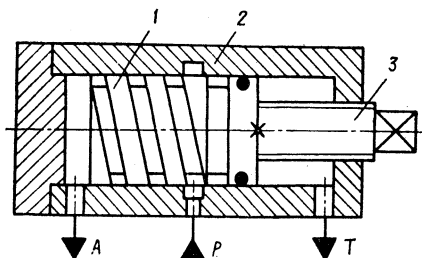


Рис. 2.13. Гвинтовий дросель

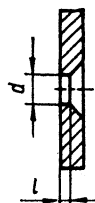


Рис. 2.14. Нелінійний дросель

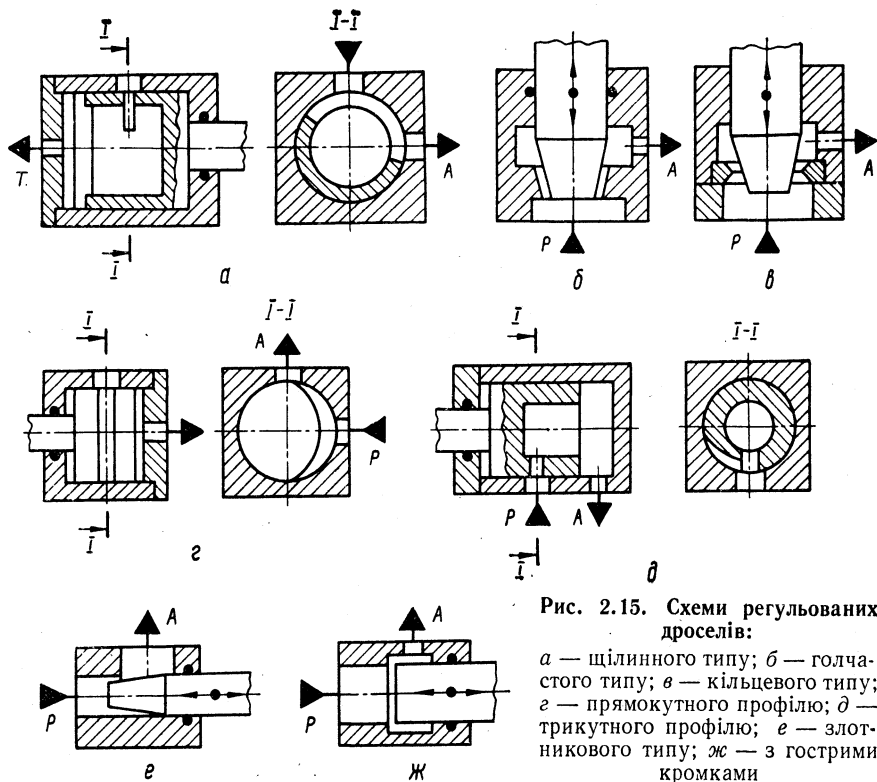


Рис. 2.15. Схеми регульованих дроселів:

*a* — щілинного типу; *б* — голчастого типу; *в* — кільцевого типу; *г* — прямокутного профілю; *д* — трикутного профілю; *е* — злотникового типу; *ж* — з гострими кромками

осцилюючий рух перекриваючих елементів з великою частотою і малою амплітудою.

**Типовий дросель ПГ77-1** (рис. 2.16, *a*), який часто застосовується в гідроприводах верстатів, складається з корпусу 1, встановленої в нього втулки 2 з вирізом *a*, в осьовій розточці якої розміщений перекривний елемент 3 дроселя, що має вигляд короткої рухомої втулки, притиснутої пружиною 10 до гвинта 4, осьове положення якого регулюється валіком 6 з лімбом 8. В конструкції дроселя є ще контргайка 7, заглушка 11, штифт 9 і покажчик обертів 5 з шариковим фіксатором.

Робоча рідина з гідросистеми підводиться до отвору *П* (підвід), проходить через дроселючу щілину, утворену трикутним вирізом *a* у втулці 2 (див. вид *A*) та торцевою поверхнею перекривного елемента 3, і відводиться через радіальні отвори втулки 2 в канал *B* (відвід). Витрата рідини регулюється осьовим зміщенням елемента 3 відносно трикутного вирізу *a* з допомогою гвинта 4 і пружини 10. Положення гвинта регулюється поворотом лімба 8, зв'язаного з гвинтом через зубчасту втулку і валік 6. Зубчаста втулка дає змогу встановити лімб відносно

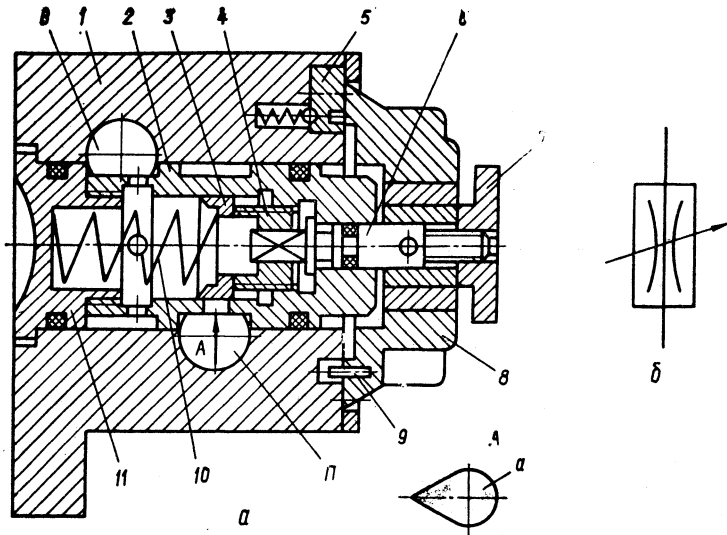


Рис. 2.16. Дрозель ПГ77-1:

*a* — конструктивна схема; *б* — умовне зображення

валика так, що при повному перекритті дроселюючої щілини витрата рідини через неї не перевищує  $50 \text{ см}^3/\text{хв}$ . Максимальному осьовому зміщенню елемента 3 відповідають чотири повні оберти лімба, що забезпечує плавність регулювання витрати в усьому діапазоні. Після кожного повного оберту лімба за допомогою штифта 9 повертає на  $90^\circ$  покажчик 6, виконаний у вигляді чотирипазового мальтійського хреста з шариковим фіксатором, який запобігає самовільному повороту покажчика. На торцевій поверхні покажчика нанесені цифри відрахунку обертів лімба 8. Трикутна форма вирізу *a* у втулці 2 зменшує можливість забруднення та зарощування дроселюючої щілини при малих величинах відкриття дроселя, а гострі кромки по всьому периметру дроселюючої щілини практично виключають залежність встановленої величини витрати робочої рідини від її температури.

**Дрозелі із зворотними клапанами** призначені для обмеження та регулювання подачі робочої рідини в одному напрямку і вільного її пропускання в протилежному.

Дрозель із зворотним клапаном КВМК (рис. 2.17, *a*) встановлюється безпосередньо на трубопроводі. Він складається з корпусу 1, муфти 2 та зворотного клапана 3 з пружиною 4. Корпус має різьбові канали А і В для приєднання трубопроводів. Якщо потік робочої рідини підводиться до каналу В, він відкриває клапан 3 і вільно проходить на вихід до каналу А. Зворотний потік дроселюється в отворах *a*. Площа перері-

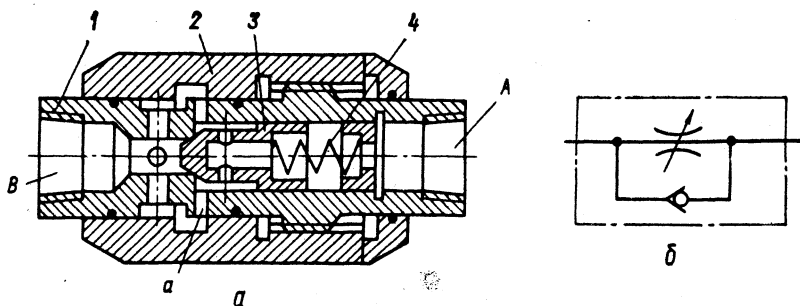


Рис. 2.17. Дросель КВМК:  
а — конструктивна схема; б — умовне зображення

зу дросельованого потоку може змінюватися за рахунок осьового зміщення різьбової муфти 2 відносно корпусу 1.

Дроселі КВМК регулюють витрати робочої рідини в діапазоні від 3 до 400 л/хв. Діапазон робочих тисків 0,5...35 МПа. Умовне зображення дроселя такого типу показано на рис. 2.17, б.

Дросель із зворотним клапаном ДК (рис. 2.18) складається з корпусу 1, зворотного клапана 2 з пружиною 3, кришки 4, лімба 5 та золотника 6 з пружиною 8. Корпус має різьбові канали А і В для приєднання трубопроводів і підводу та відводу рідини. Потік робочої рідини, підведений до каналу В, відкриває зворотний клапан 2 і вільно поступає в канал А. При переміщенні рідини від каналу А до каналу В вона проходить через кільцеву щілину а, величина прохідного перерізу якої регулюється поворотом лімба 5. При повороті лімба зв'язаний з ним штифт 7, який входить у гвинтову канавку золотника 6, забезпечує його осьове переміщення, внаслідок чого змінюється площа робочого перерізу щілини а.

Дроселі ДК бувають як різьбового, так і притичного виконання. Діапазон регулювання витрати рідини від 3 до 400 л/хв. Діапазон робочих тисків 0,5...35 МПа [23].

Дроселі МДО (рис. 2.19) призначені для регулювання шляхової швидкості робочих органів, гальмування в кінці ходу і забезпечення швидкого повернення їх у вихідне положення. Дросель складається з корпусу 1, в розточці якого розміщено золотник 2, взаємодіючий через шток 3 з важілом і роликом 4, зворотного клапана 5 з пружиною 6, кришки 7, в якій розміщено пружину 8,

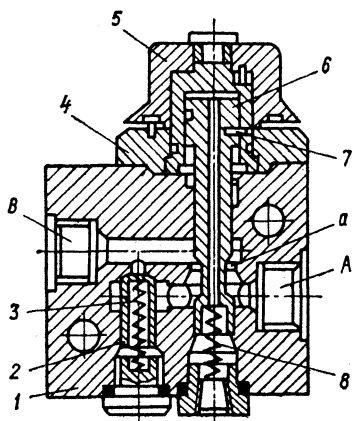


Рис. 2.18. Дросель ДК

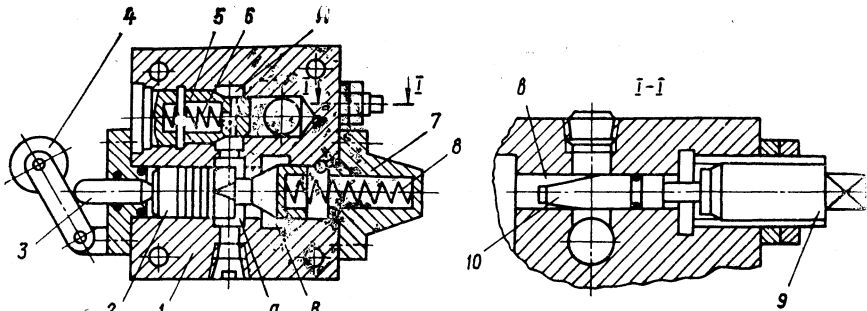


Рис. 2.19. Дрозель МДО

регулюючого гвинта 9 і дроселюючого елемента 10. У корпусі виконано канали А і В.

Дрозель встановлюється на виході гідродвигуна (гідроциліндра), тобто на лінії, по якій рідина відводиться з неробочої камери гідроциліндра на злив. На основній дільниці руху робочого органу рідина протікає від каналу А до каналу В через робочу щілину а. В кінці робочого ходу, коли кулачок, встановлений на робочому органі, переключить золотник 2 в праве положення (за рисунком), прохід робочої рідини із каналу А в канал В можливий тільки через щілину в (див. переріз I—I) елемента 10. Величина прохідного перерізу цієї щілини визначає інтенсивність гальмування робочого органу. При зворотному ході робочого органу потік рідини рухається в зворотному напрямку: з каналу В він поступає в канал А при натиснутому ролику 4 через зворотний клапан 5, а після відпускання ролика — через щілину а. Шляхові дрозелі МДО випускаються у притичному і різьбовому виконанні.

**Регулятори витрати.** Регулятор витрати — гідроапарат, призначений для регулювання і підтримування на заданому рівні витрат рідини незалежно від зміни величини тиску в підводному і відводному його каналах. Конструктивно регулятори витрати являють собою модулі, які складаються з регульованого дрозеля і гідроклапана тиску. З допомогою дрозеля встановлюється потрібна величина проходу для рідини (тобто потрібна її витрата), а клапан автоматично забезпечує постійний перепад тисків на дрозелі, а отже і постійну швидкість руху робочого органу незалежно від зміни навантаження на нього. Клапан тиску, який входить в склад регулятора потоку, може включатися як послідовно, так і паралельно з дроселем. Прикладом послідовного з'єднання клапана тиску і дрозеля може бути регулятор витрати Г55-2.

**Регулятор витрати Г55-2** (рис. 2.20, а) складається з корпусу 1, в розточках якого розміщено дрозель 2 і редуційний клапан, виконаний у вигляді золотника 3 з пружиною 4. Порожнина В клапана з'єднана каналом а з виходом регулятора, а порожнини В і Г з'єднані отворами з порожниною А.

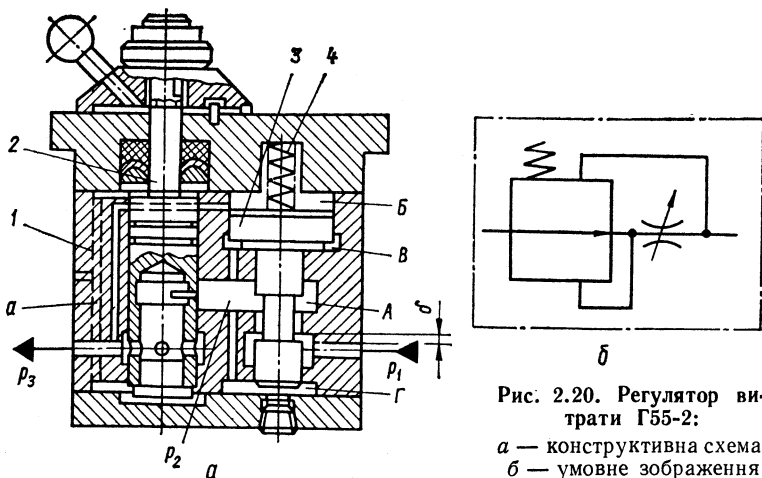


Рис. 2.20. Регулятор ви-  
трати Г55-2:  
а — конструктивна схема;  
б — умовне зображення

Робоча рідина під тиском  $p_1$  поступає через щілину  $\delta$  редукційного клапана в порожнину А, де створюється тиск  $p_2$ , з яким рідина поступає на вхід щілини дроселя 2. Дросельований потік проходить у вихідний канал регулятора, де діє тиск  $p_3 < p_2$ . Тиск  $p_2$  передається в порожнини В і Г, діючи на відповідні поверхні золотника 3. Вихід регулятора через систему каналів зв'язаний з порожниною Б, в яку передається тиск  $p_3$ , тому з боку цієї порожнини на золотник діють дві сили, створювані пружиною 4 і тиском  $p_3$ . Рівняння рівноваги діючих на золотник сил (без врахування сил тертя та масових сил) має вигляд

$$p_3 \frac{\pi D^2}{4} + cx = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) + p_2 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.21)$$

де  $D$  і  $d$  — діаметри головки і штока золотника 3;  $p_2$  — редукований тиск в порожнині А;  $p_3$  — тиск робочої рідини у вихідному каналі регулятора і в порожнині Б;  $c$  — коефіцієнт жорсткості пружини;  $x$  — деформація пружини.

З рівняння (2.21) можна знайти перепад тисків на дроселі

$$\Delta p = p_2 - p_3 = 4 \frac{cx}{\pi D^2}. \quad (2.22)$$

Оскільки переміщення золотника 3 редукційного клапана в процесі регулювання дуже малі і викликають незначну деформацію пружини, то праву частину рівняння (2.22) в першому припущенні можна прийняти постійною, отже,  $\Delta p = p_2 - p_3 = \text{const}$ .

Процес автоматичної підтримки постійного перепаду тисків на дроселі 2 розглянемо на прикладі, коли тиск на вході регулятора постійний ( $p_1 = \text{const}$ ), а на виході (тиск  $p_3$ ) — змінний. Зростання тиску  $p_3$

передається в порожнину *Б*, рівновага сил, діючих на золотник *З*, порушується, і золотник буде зміщуватись вниз (за рисунком) від того положення, яке він займав у стані рівноваги. Внаслідок цього збільшується розмір  $\delta$  щілини редукційного клапана і зростає тиск  $p_2$ . Це продовжується до тих пір, поки перепад тисків  $\Delta p$  не досягне свого попереднього значення і не відновиться рівновага сил на золотнику. При зменшенні тиску  $p_3$  золотник зміщується вгору, зменшуючи розмір щілини  $\delta$ , що викликає падіння тиску  $p_2$  в порожнині *А* і відновлення перепаду тисків на дроселі *2*. Аналогічно підтримується постійність перепаду тисків на дроселі і при зміні тиску  $p_1$ . Завдяки стабільності перепаду тисків на дроселі, рівень якого залежить від жорсткості пружини *4*, витрата робочої рідини при встановленому проході буде постійною. Щоб змінити витрату робочої рідини, необхідно регулювати величину прохідного перерізу дроселя *2* шляхом його повороту.

З аналізу рівняння (2.22) можна встановити, що перепад тисків залежить від жорсткості пружини *4*. Для зменшення втрат тиску необхідно знижувати жорсткість пружини *4*, але значне її зменшення може призвести до того, що зусилля пружини буде недостатнім для подолання сил тертя, масових та гідродинамічних сил. В розглянутих регуляторах пружина вибирається так, щоб забезпечувався перепад тисків на дроселі в діапазоні  $\Delta p = 0,2 \dots 0,3$  МПа.

Прикладом паралельного з'єднання клапана тиску і дроселя може бути регулятор витрати з запобіжним клапаном Г55-1 (рис. 2.21, *а*), який складається з корпусу *1*, дроселя кранового типу *2*, золотника *З* з пружиною *4* і запобіжного клапана *б* з пружиною *5*. Робоча рідина з напірної магістралі підводиться до порожнини *В*, а з неї через щіли-

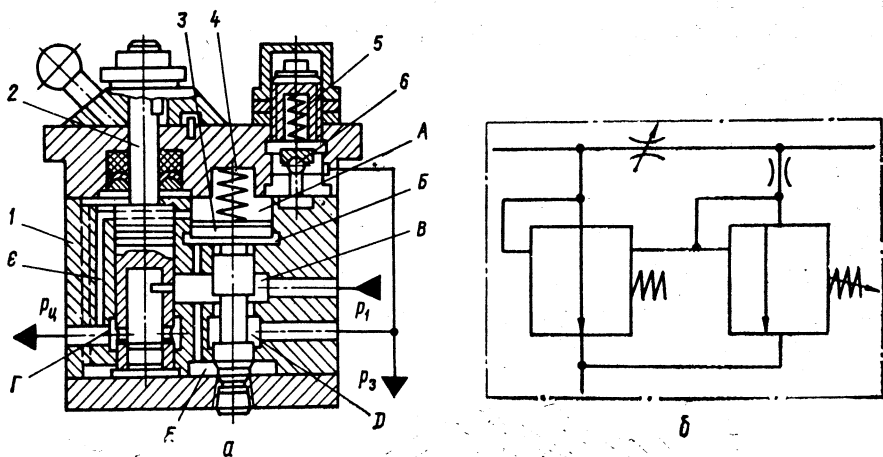


Рис. 2.21. Регулятор витрати Г55-1:  
*а* — конструктивна схема; *б* — умовне зображення

ну дроселя надходить до порожнини *Г*. Порожнина *В* сполучається отворами з порожнинами *Б*, *Е* і через кільцеву щілину з порожниною *Д*. Порожнина *Г* через канал *Е* з малим прохідним перерізом з'єднується з порожниною *А*. В процесі роботи золотник *З* знаходиться в стані рівноваги під дією сили тиску  $p_{ц}$  на виході регулятора, який передається в порожнину *А*, сили пружини *4* і сили тиску  $p_1$  живлення в порожнинах *Б* та *Е*. Характерна особливість роботи регулятора витрати Г55-1, порівняно з регулятором Г55-2, зумовлена конструкцією золотника *З*, який розділяє потік рідини, підведений до порожнини *В*, на два: один надходить до щілини дроселя *2*, а другий через кільцеву розточку золотника *З* відводиться в зливну гідролінію. Це забезпечує автоматичне підтримування сталого перепаду тисків на дроселюючій щілині за рахунок тиску  $p_1$ , який змінюється залежно від тиску  $p_{ц}$ . Якщо тиск  $p_{ц}$  досягає рівня, на який відрегульовано запобіжний клапан *б*, останній відкривається і з'єднує порожнину *А* зі зливною гідролінією. Внаслідок цього під дією тиску  $p_1$  золотник *З* піднімається вгору і сполучає порожнини *В* і *Д*, захищаючи гідросистему від перевантаження.

Більш досконалими апаратами являються регулятори витрати МПГ55-2, МПГ55-3 та ПГ55-6 [23]. По основних параметрах (мінімально допустима витрата, рівень робочого тиску, ширина діапазону та чутливість регулювання) вони мають кращі показники, ніж регулятори Г55-1 та Г55-2.

**Регулятори витрати МПГ55-2** [23] являють собою комбінацію дроселя з клапаном, який підтримує постійний перепад тисків на дроселюючій щілині, завдяки чому практично виключається залежність витрати рідини від змін тиску в підвідній та відвідній лініях, а значить і від зміни величини навантаження на робочий орган. Регулятор (рис. 2.22, *а*) складається з корпусу *1*, деталей *2* — *11*, функціональне призначення яких аналогічне деталям дроселя ПГ77-1 (рис. 2.20), втулки *18*, золотника *20*, пружини *13* і заглушок *12*. Робоча рідина з напірної магістралі поступає в канал «Підвід» — і далі через отвори *19* у втулці *18*, частково перекриті робочою кромкою золотника *20*, і отвір *16* в цій же втулці — до щілини втулки *2*, а потім в канал «Відвід». Золотник *20* знаходиться в рівновазі під дією зусилля пружини *13* і зусиль від тиску робочої рідини в його торцевих порожнинах *14*, *15* і *21*. Порожнини *15* і *21* з'єднані з порожниною *17* входу в дроселюючу щілину. При осьових переміщеннях золотника змінюється гідравлічний опір отворів *19*, завдяки чому тиск  $p_1$  на вході в дроселюючу щілину зменшується в порівнянні з тиском в напірній магістралі. Рівняння рівноваги сил, діючих на золотник в статисти, має вигляд

$$p_1(F_1 + F_2) = p_2F + P_{пр}, \quad (2.23)$$

де  $p_2$  — тиск на виході з дроселюючої щілини;  $F$ ,  $F_1$  і  $F_2$  — площі торцевих поверхонь золотника в порожнинах *14*, *15* і *21*;  $P_{пр}$  — зу-

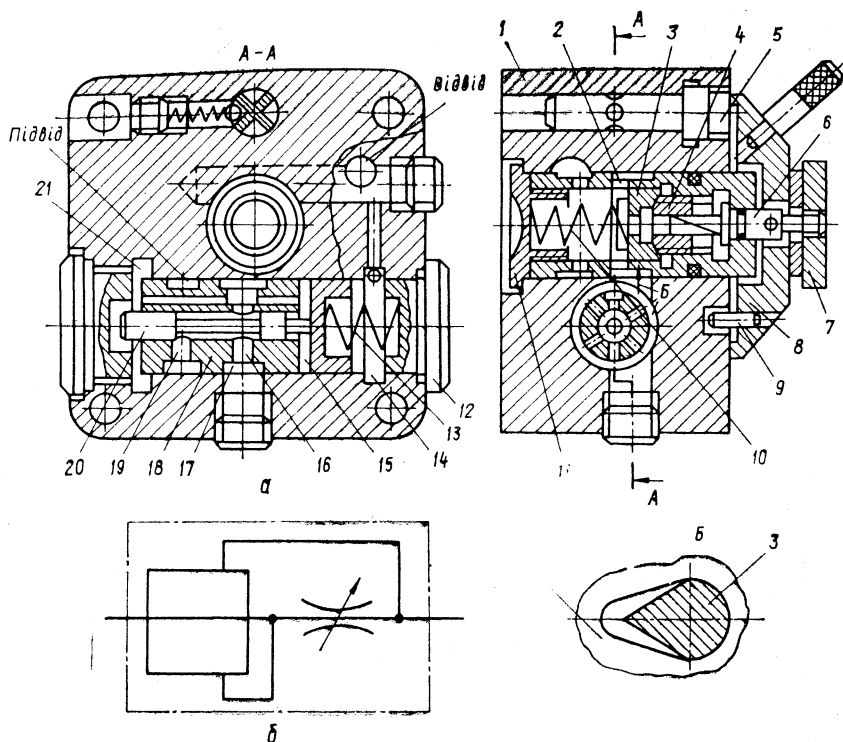


Рис. 2.22. Регулятор витрати МПГ55-2:  
 а — конструктивна схема; б — умовні зображення

силля пружини 13. Враховуючи, що  $F_1 + F_2 = F$  і  $p_1 - p_2 = \Delta p$ , рівняння рівноваги сил приводиться до виду

$$\Delta p = P_{\text{пр}}/F. \quad (2.24)$$

З ростом  $\Delta p$  золотник зміщується вправо, при зниженні — вліво, автоматично підтримуючи  $\Delta p = 0,2 \dots 0,25$  МПа. Внаслідок цього забезпечується стабільність витрати рідини при даній настройці дроселя в широкому діапазоні зміни тисків в підвідному і відвідному каналах.

Регулювання витрати рідини здійснюється так само, як і в дроселях ПГ77-1. Потрібна витрата встановлюється шляхом осьового зміщення втулки 3 дроселя за допомогою гвинта 4, обертальний рух якому передається через валик 6 від лімба 8. Між гвинтом і валиком встановлена втулка з зубчастим зачепленням так, що при повністю закритому дроселі витрата через нього не перевершує 30 см<sup>3</sup>/хв. Повне осьове зміщення втулки 3 дроселя відбувається за чотири оберти лімба, що дає змогу плавно регулювати витрату робочої рідини. Після кожного повного

оберту лімба з допомогою штифта 9 повертає на 1/4 оберту покажчик 5, на торці якого нанесені цифри 1...4. Самовільному повороту покажчика запобігає шариковий пружинний фіксатор. Гострі кромки по всьому периметру дроселюючої щілини (рис. 2.22, вид Б) практично виключають залежність встановленої витрати від температури робочої рідини, а трикутна форма щілини при малому відкритті зменшує загрозу забруднення.

Інші модифікації регуляторів дають змогу виконувати ряд додаткових функцій [23]:

— регулятор витрати МПГ55-3 із зворотним клапаном застосовується для регулювання швидкості гідродвигунів в одному напрямку руху незалежно від навантаження і повернення у вихідне положення на максимальній швидкості з мінімальними втратами тиску в гідроапараті;

— регулятор витрати ПГ55-6 із зворотним клапаном і розподільником забезпечує виконання такого циклу руху гідроциліндра: швидкий підвід — робоча подача — швидкий відвід. Переходом від швидкої до робочої подачі керує кулачок, встановлений на рухомій частині гідроциліндра.

**Гідравлічні клапани співвідношення витрат.** Клапани співвідношення витрат призначені для підтримування заданого співвідношення витрат робочої рідини в двох чи декількох паралельних потоках. Залежно від виконуваних функцій вони поділяються на подільники і суматори потоків. Подільники потоків використовуються для розподілу одного потоку робочої рідини на два. Суматори потоків служать для об'єднання двох потоків в один.

Подільник потоку типу КД (рис. 2.23, а) складається з корпусу 1, розподільного золотника 2 із змінними діафрагмами 3, зрівнювального золотника 4 і заглушок. Зрівнювальний і розподільний золотники

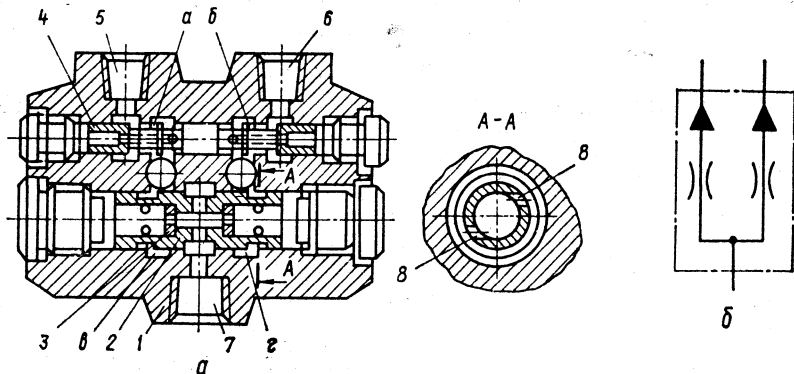


Рис. 2.23. Подільник потоку КД:  
а — конструктивна схема; б — умовне позначення

утворюють з розточками корпусу 1 дроселюючі щілини  $a$ ,  $b$  і  $v$ ,  $z$ . В корпусі виконані відповідні 5, 6 і підвідний 7 канали.

При рівних тисках у відповідних каналах 5 і 6 золотники 2 і 4 знаходяться в середніх положеннях. Перепади тисків на діафрагмах 3 однакові і потік робочої рідини з підвідного каналу 7, ділячись на дві рівні частини, надходить в канали 5 і 6. Якщо тиск рідини в одному з відвідних каналів змінюється, наприклад, через зміну навантаження гідродвигуна, який одержує живлення через цей канал, то розподіл потоків буде порушуватись: у відвідний канал з меншим тиском рідина стане подаватись більш інтенсивно і навпаки. Але завдяки тому, що зміна тиску у відвідному каналі передається у відповідну торцеву порожнину зрівнювального золотника 4, останній зміщується в бік порожнини з меншим тиском, змінюючи ступінь дроселювання потоків в щілинах  $a$  і  $b$  так, що відновлюється рівновага тисків на виходах діафрагм 3. В процесі відновлення рівноваги тисків бере участь і розподільний золотник 2 завдяки деякій зміні тисків в його торцевих порожнинах при порушенні розподілу потоків. Зміщення золотника в бік торцевої порожнини з меншим тиском викликає зміну в перекритті дроселюючих щілин  $v$  і  $z$ , чим забезпечується остаточне вирівнювання тисків на виходах діафрагм з компенсацією похибок, викликаних неточностями положення золотника 4. В результаті потоки рідини на виходах вирівнюються. Чутливість і точність роботи розподільника забезпечуються тим, що золотник 2 спрацьовує при незначному перепаді тисків в торцевих порожнинах і що він постійно обертається навколо своєї осі під дією реактивної сили струменів рідини, які витікають через радіальні отвори 8 золотника, чим виключається дія сил тертя спокою.

Установкою діафрагм 3 з різними прохідними перерізами забезпечується поділ потоку в заданому співвідношенні. Подільник потоку комплектується трьома парами діафрагм, які забезпечують три варіанти розподілу.

## 2.2. Направляючі гідроапарати

Направляючі гідроапарати призначені для зміни напрямку, пуску та зупинки потоку робочої рідини в одній або декількох гідравлічних лініях. До цієї групи апаратів відносяться гідророзподільники золотникового і кранового типів, зворотні клапани, гідрозамки, а також деякі гідроклапани тиску.

**Розподільна гідроапаратура.** Гідравлічним розподільником називається гідроапарат, призначений для зміни напрямку потоку робочої рідини в двох чи більше гідролініях залежно від зовнішньої керуючої дії.

За рядом ознак розподільники поділяються:

— за конструкцією запірно-розподільного елемента — на золотникові, кранові і клапанні;

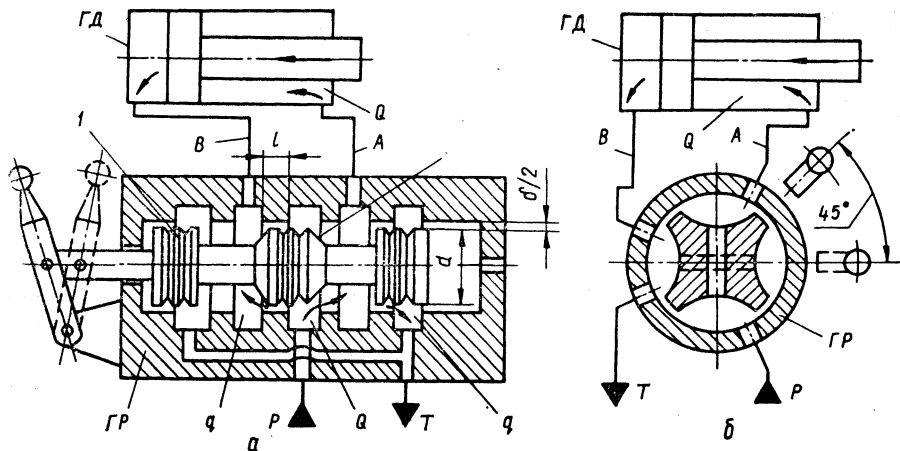


Рис. 2.24. Схеми розподільників:  
 а — золотникового; б — кранового типу

- за кількістю зовнішніх гідроліній — на дволінійні і багатолінійні;
- за кількістю позицій запірно-розподільного елемента — на двопозиційні, трьохпозиційні і багатопозиційні;
- за видом керування — на розподільники з ручним, механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним і комбінованим управлінням;
- за способом відкриття прохідних каналів — на направляючі і дроселюючі.

Запірно-розподільний елемент розподільника виконується у вигляді золотника, рухомого в осьовому напрямку (рис. 2.24, а), або поворотного крана (рис. 2.24, б). Потік робочої рідини  $Q$  із напірної магістралі  $P$  через розподільник  $ГР$  по лінії  $A$  надходить в штокову порожнину гідродвигуна  $ГД$ , поршень якого рухається, витискуючи із поршневої порожнини робочу рідину через лінію  $B$  і розподільник  $ГР$  в зливну лінію  $T$ . При переключенні золотникового розподільника вправо (чи повороті рукоятки кранового розподільника на  $45^\circ$ ) потоки рідини міняють напрям, викликаючи реверс гідродвигуна.

Переміщення золотника в корпусі можливе тільки при наявності деякого діаметрального зазору  $\delta$  (рис. 2.24, а), який виключає заклинювання, але викликає втрати робочої рідини через її перетікання в зливну лінію. Ці втрати ( $\text{см}^3/\text{хв}$ ) розраховуються як витрата робочої рідини через кільцеву концентричну щілину:

$$q = 5 \cdot 510^{-3} \frac{d\delta^3 \Delta p}{\nu l}, \quad (2.25)$$

де  $d$  — діаметр золотника, мм;  $\nu$  — кінематична в'язкість,  $\text{сСт}$ ;  $l$  —

довжина ущільнюючих поясків, мм;  $\Delta p$  — перепад тисків на щілині, МПА;  $\delta$  — діаметральний зазор, мкм.

Із рівняння видно, що для зниження  $q$  необхідно зменшувати  $\delta$ , але технологічно забезпечити  $\delta < 10$  мкм важко; крім того, при надто малих зазорах через деформації корпусу створюється загроза заклинювання золотника.

Осьове зусилля, необхідне для переміщення золотника, залежить від робочого тиску, розмірів золотника, а також від величини відхилень геометричної форми та розмірів золотника і отвору в корпусі. Між золотником та корпусом виникає сила тертя внаслідок нерівномірного розподілу тиску в зазорі  $\delta$  і появи неврівноваженого радіального зусилля, яке діє на ущільнюючі пояски золотника. Причиною заклинювання золотника може бути попадання в радіальний зазор між корпусом і золотником твердих частинок, які приносяться робочою рідиною. Для зменшення неврівноважених зусиль, діючих на золотник, на його ущільнюючих поясках прорізують розвантажувальні канавки  $1$  перерізом приблизно  $0,4 \times 0,4$  мм.

При переключенні розподільвачів можливі гідравлічні удари в гідросистемах. Щоб запобігти появі їх, на робочих кромках золотника роблять конічні фаски  $2$  або дроселюючі прорізи, які забезпечують більш помірну зміну тиску в порожнинах робочих органів. В розподільниках з гідравлічним та електрогідравлічним керуванням передбачена можливість регулювання швидкості руху золотника (час реверсу  $0,05 \dots 3$  с) дроселюванням потоку рідини, що витісняється золотником із відповідної камери управління. Швидкість руху золотника при переключенні регулюється незалежно для кожного напрямку дроселями із зворотними клапанами. Безпосередньо електричне керування застосовується для розподільників з умовними проходами  $D_y \leq 10$  мм. Для розподільників з більшими проходами застосовується електрогідравлічне керування [23].

Розподільники можуть мати п'ятикамерну (рис. 2.24, а) або трикамерну (рис. 2.25, а) конструкції корпусів. В останньому випадку

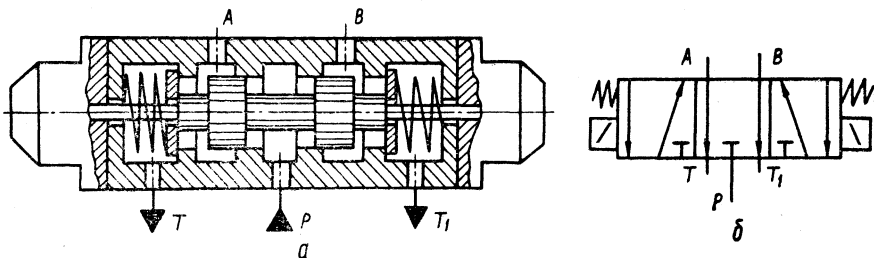


Рис. 2.25. Схема трикамерного розподільника:  
а — конструктивна схема; б — умовне зображення

злив проходить через торцеві порожнини золотника. В п'ятикамерній конструкції золотник краще центрується в корпусі, завдяки чому зменшуються його знос і вірогідність заклинювання, ущільнення штока електромагніту не навантажуються зусиллями від тиску рідини, відсутнє обмеження на тиск у зливній гідролінії, зменшуються гідравлічні удари при реверсі і збільшується ресурс розподільника. Проте в п'ятикамерній конструкції виникає потреба в додаткових дренажних лініях для відведення з торцевих порожнин золотника рідини, що перетікає туди через зазори.

Розподільники мають два основних конструктивних виконання: типів *B* (рис. 2.25, *a*) і *P* з міжнародними приєднувальними розмірами і типу ПГ (рис. 2.24, *a*).

Правила побудови умовних графічних зображень розподільників на схемах встановлені ГОСТ 2.781—68. В зображенні розподільника вказується число позицій розподільного елемента, число приєднаних зовнішніх ліній і зв'язки між ними в кожній позиції, вид управління. Позиції розподільного елемента відображаються відповідним числом квадратів. Всі зовнішні лінії підводяться до одного з квадратів, який приймається за вихідний. Кількість зовнішніх ліній (ходів) визначає лінійність розподільника. Зв'язки між лініями в кожній позиції показуються лініями з стрілками в напрямках потоків робочої рідини. Місця з'єднання потоків виділяються точками. Закриті ходи позначаються тупиковими лініями.

Щоб визначити розподіл потоків в різних позиціях розподільника за його умовним зображенням, необхідно умовно встановлювати на схемі відповідні квадрати зображення на місце квадрата вихідної позиції, залишаючи незмінними зовнішні лінії. Нові напрямки потоків робочої рідини покажуть стрілки кожного з квадратів.

Умовні графічні зображення єдині для золотникових, кранових і клапанних розподільників. Крім них використовуються також цифрові позначення розподільників у вигляді дробових чисел: в чисельнику вказують число зовнішніх ліній розподільника, в знаменнику — число позицій. Наприклад, чотирьохлінійний двопозиційний розподільник позначають дробовим числом  $4/2$ . В табл. 2.2 показані умовні графічні і цифрові позначення розподільників з різними видами керування.

На практиці часто використовують різноманітні варіанти з'єднання вихідних і вхідних каналів розподільників при реверсі, гальмуванні чи зупинці гідродвигунів (табл. 2.3).

Клапанні розподільники в порівнянні з золотниковими і крановими мають більшу герметичність і надійність, хоча і потребують більших зусиль на переключення. По конструкції запірно-розподільних елементів клапанні розподільники поділяють на шарикові і конічні. Вони можуть мати електричне, гідравлічне або ручне керування.

**Клапанний розподільник з механічним керуванням** (рис. 2.26) складається з корпусу 1, конічного клапана 2, пружини 3 і штока 4. Порож-

## 2.2. Умовні цифрові позначення розподільників

Графічне позначення	Цифрове позначення	Спосіб керування	Число ліній	Число позицій
	4/3	Ручне	4	3
	2/2	Ножне	2	2
	3/2	Від кулачка	3	2
	4/2	Гідравлічне	4	2
	4/3	Електричне	4	3
	5/3	Електрогідравлічне	5	3
	4/2	Пневматичне	4	2
	4/3	Пневмогідравлічне	4	3

нини  $P$  і  $A$  лініями зв'язку з'єднані з підводом живлення (з тиском  $p_{ж}$ ) і з гідродвигуном (наприклад, циліндром). Під дією зусилля  $R$  клапан 2 переміщується вниз (за рисунком) і робоча рідина з порожнини  $P$  поступає в порожнину  $A$ . Якщо зусилля  $R$  зняти, пружина закриє клапан. Зусилля відкриття клапана з конічним сідлом (без врахування масових сил та тертя)

$$R_1 = cx_0 + \frac{\pi D_2^2}{4} p_{ж} - \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4} p_1, \quad (2.26)$$

### 2.3. Умовні графічні позначення розподільників

Номер схеми	Умовне позначення	Номер схеми	Умовне позначення	Номер схеми	Умовне позначення
14		15		35	
24		25		512	
34		35		542	
44		45		73	
54		55		573	
574		575		573E	

де  $c$  — жорсткість пружини;  $x_0$  — попередня деформація пружини;  $D_1$  і  $D_2$  — діаметри сідла клапана;  $d$  — діаметр штока;  $p_{ж}$  і  $p_1$  — тиски живлення на вході і на виході розподільника.

Сила утримання клапана у відкритому положенні

$$R_2 = cx + \frac{\pi D_2^2}{4} p_{ж} - \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) p_1 - \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \frac{p_{ж} + p_0}{2}, \quad (2.27)$$

де  $x$  — деформація пружини при відкритому клапані.

З рівнянь (2.26) і (2.27) знаходимо

$$R_2 - R_1 = c(x - x_0) - \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) \frac{p_{ж} + p_1}{2}.$$

Для гострокромочного сідла (коли  $D_1 = D_2 = D$ ) зусилля  $R_1$ , необхідне для відкриття клапана,

$$R_1 = cx_0 + \frac{\pi D^2}{4} p_{ж} - \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) p_1. \quad (2.28)$$

По заданій витраті  $Q$  діаметр клапана розподільника

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_d} + d^2}, \quad (2.29)$$

де  $v_d$  — допустима швидкість руху робочої рідини.

**Клапанний розподільник з гідравлічним керуванням** (рис. 2.27) складається з корпусу 1, поршня 2, клапана 3, додаткового поршня 4 і пружини 5. Із схеми видно, що при  $D = D_1$  осьове зусилля  $R_1$ , необхідне для відкривання клапана, визначається силами пружини та тертя.

**Зворотні клапани.** Зворотні клапани призначені для вільного пропускання потоку робочої рідини в одному напрямі і для перекриття його руху в зворотному напрямі.

Зворотний клапан конусного типу (рис. 2.28) складається з корпусу 1, заглушки 2, пружини 3 і клапана 4. При підводі робочої рідини до каналу  $P$  плунжер піднімається і пропускає її в канал  $A$ . Якщо ж робоча рідина під тиском підводиться в канал  $A$ , то її вихід в канал  $P$  пе-

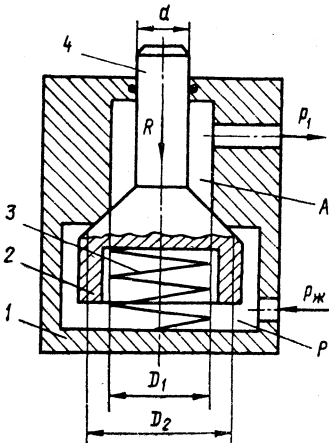


Рис. 2.26. Схема клапанного розподільника

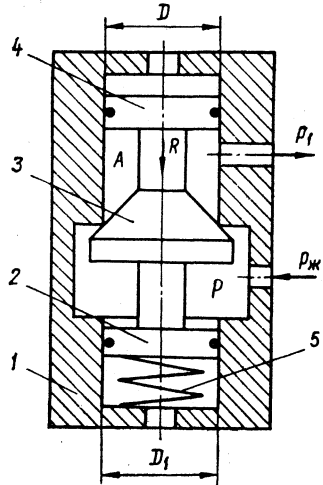


Рис. 2.27. Клапанний розподільник з гідравлічним керуванням

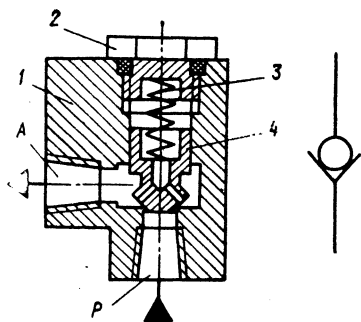


Рис. 2.28. Зворотний клапан Г51-3

рекривається плунжером, який притискається до сидла пружиною і тиском рідини. Напрямок руху потоку рідини вказується стрілкою на корпусі клапана.

**Гідралічні замки.** Гідралічним замком називають направляючий гідроапарат, призначений для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і перекриття цього потоку в зворотному напрямку при відсутності сигналу керування, а при його наявності — для пропускання зворотного потоку. Таким чином, гідрозамок являє собою керова-

ний зворотний клапан, який завжди пропускає прямий потік робочої рідини, а зворотний потік — тільки при наявності спеціальної команди керування.

Гідрозамки застосовуються в гідроприводах для автоматичного перекриття виходу робочої рідини з камер гідродвигунів з метою фіксації їхніх вихідних ланок. Вони поділяються на односторонні і двосторонні, шарикові і конічні, а по виду керування — на електричні, гідралічні, пневматичні та механічні.

Односторонній гідрозамок КУ (рис. 2.29) складається з корпусу 1, поршня 2 з штоком, запірного елемента 3, пружини 4 і двох камер; камери 5, з'єднаної із зливною лінією, і камери керування 6. У вихідному положенні пружина 4 закриває клапан 3, притискаючи його до сидла. При підводі потоку робочої рідини на вхід А (прямий потік) клапан 3 відкривається і пропускає його на вихід В. Зворотний потік (від В до А) можливий тільки при одночасному підводі допоміжного потоку робочої рідини в камеру керування 6. Під дією тиску рідини поршень 2 переміщується вправо і своїм штоком відкриває запірний елемент 3. Варіант використання гідрозамка показано на рис. 2.48.

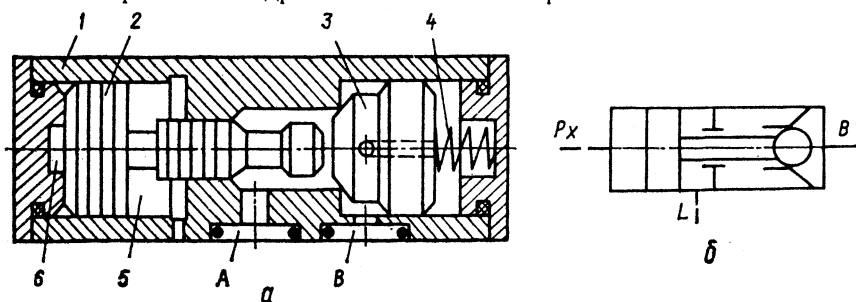


Рис. 2.29. Односторонній гідрозамок КУ:  
а — конструктивна схема; б — умовне зображення

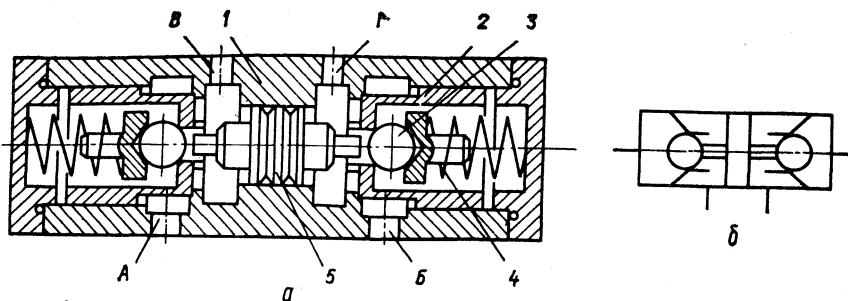


Рис. 2.30. Подвійний гідрозамок ГМ36-3:  
*а* — конструктивна схема; *б* — умовне зображення

**Подвійний гідрозамок ГМ36/3** (рис. 2.30) складається з корпусу 1, в розточках якого розміщена пара запірних клапанів 2 з вмонтованими декомпресійними клапанами 3. Клапани притискаються до сідел пружинами 4. Між запірними клапанами встановлено поршень 5 з двостороннім штоком. Корпус має чотири камери з каналами А, Б, В і Г, до яких підключаються зовнішні лінії. Канали В і Г використовуються для підводу-відводу робочої рідини, а канали А і Б приєднуються до камер гідродвигуна. Якщо, наприклад, робочий потік підведено до каналу Г, правий (по рисунку) запірний клапан відкривається під дією тиску рідини і пропускає потік через канал Б в робочу камеру гідродвигуна. Одночасно поршень 5 відкриває декомпресійний і запірний клапани зліва, з'єднуючи другу камеру гідродвигуна із зливною лінією через канали А і В. Якщо робоча рідина під тиском не подається ні в канал Г, ні в канал В, то запірні та декомпресійні клапани пружинами закриваються, а камери гідродвигуна ізолюються (рис. 2.49), чим виключається можливість руху вихідної ланки гідродвигуна, тобто у відсутність живлення рух гідродвигуна блокується.

### 2.3. Кондиціонери робочої рідини

При дотримуванні регламентованих вимог до чистоти робочої рідини в гідросистемах значно підвищується надійність та довговічність гідроприводів, а експлуатаційні витрати можуть зменшуватись до 50 %. Підвищення якості фільтрації робочого масла в гідросистемі з 25 до 5 мкм збільшує ресурс насоса в 10 разів, а гідроапаратури — в 5—7 разів [23]. Проте фільтрація робочої рідини забезпечує найбільший ефект лише тоді, коли вона є складовою всього комплексу мір по експлуатації робочих рідин в гідросистемах, в який входять і правильний вибір марки робочої рідини, і дотримання правил її транспортування та

зберігання, і міра та якість очистки, і відповідний умовам регламент експлуатації [23].

**Фільтри.** Фільтром називають гідроапарат для видалення із робочої рідини зважених механічних часток методом фільтрування. В основі методу лежить процес, при якому рідину пропускають через пористе середовище чи поверхню з отворами або щілинами, де механічні частки затримуються. Конструкція фільтра звичайно включає корпус і змінний фільтруючий елемент. В залежності від типу фільтруючого елемента фільтри поділяються на сітчаті, пористі і щілинні.

До основних експлуатаційних параметрів фільтрів відносяться: ступінь фільтрації  $\delta$ , мкм; номінальний тиск  $p_n$ , МПа; номінальна витрата рідини через фільтр  $Q_n$ , л/хв; умовний прохід  $d_u$ , мм; допустима різниця тисків на фільтроелементі  $\Delta p$ , МПа; ресурс роботи.

ГОСТ 14066—68 встановлює ряд номінальних ступенів фільтрування: 1; 2; 5; 10; 16; 25; 40; 63 і 80 мкм. Розрізняють абсолютну і номінальну тонкість фільтрації. Абсолютна тонкість характеризується мінімальним розміром часток, повністю затримуваних фільтром, а номінальна тонкість — номінально-мінімальним розміром часток, затримуваних на 90 %.

Робота фільтра характеризується коефіцієнтом очистки

$$K = (1 - n_2/n_1) \cdot 100 \%,$$

де  $n_2$  і  $n_1$  — число часток заданого розміру після і до очистки відповідно.

Під номінальною витратою  $Q_n$  розуміють витрату робочої рідини із заданою в'язкістю через фільтр з чистим фільтроелементом при допустимій різниці тисків на ньому.

У гідроприводах верстатів використовуються приймальні, зливні, напірні і магнітні фільтри.

**Приймальні (або всмоктувальні) фільтри** запобігають попаданню в насос порівняно великих механічних часток, зважених у робочій рідині. Вони встановлюються на лінії всмоктування насоса і, маючи значний гідравлічний опір, суттєво погіршують умови всмоктування, зменшуючи глибину всмоктування та створюючи загрозу кавітації. Для забезпечення безкавітаційної роботи втрати на фільтрі не повинні перевищувати 0,018...0,02 МПа. Приймальний сітчатий фільтр СЧ1-2-80 з тонкістю фільтрації 80 мкм складається (рис. 2.31) з сітчатого гофрованого стакану 5, закріпленого між кришкою 4 і дном 7. Для збільшення жорсткості стакану в ньому розміщена циліндрична пружина 6. У дні 7 зроблено отвір 8, який перекривається клапаном 1 з пружиною 2, встановленою на штоці. Тиск, необхідний для відкривання клапана, становить 0,01 МПа.

Фільтр встановлюється на всмоктуальному трубопроводі, зануреному в робочу рідину. При роботі насоса рідина проходить через сітку фільтра всередину стакану і попадає у всмоктувальний трубопровід.

Якщо сітка забруднюється, зростає її гідравлічний опір і знижується тиск рідини в трубопроводі і в стакані. Коли це зниження досягає величини 0,01 МПа, відкривається клапан 1 і рідина всмоктується через нього без фільтрації, але і без кавітації.

**Приймальний фільтр ФВСМ** (рис. 2.32) складається з корпусу 1, в якому розміщено сітчатий фільтруючий елемент 2 з клапаном 3. В корпусі також встановлено індикаторний пристрій у вигляді мембрани 4 з штоком 5, який виконує роль фіксатора підпружиненого плунжера 6 з магнітом 9, що діє на магнітокеровані контакти геркона 10 та 11. Камера ліворуч від мембрани з'єднана з атмосферою, а камера праворуч — через канал 7 з вихідним отвором А фільтра. При роботі насоса робоча рідина проходить через фільтруючий елемент 2 з каналу Р в канал А. По мірі забруднення фільтроелемента 2 тиск в каналі А поступово знижується і при деякій його рівні мембрана 4 під дією більш високого атмосферного тиску зліва змістить шток 5 праворуч. При цьому плунжер 6 під дією пружини переміститься на сходинку вниз, а магніт 9 своїм полем замкне контакти геркона 10, який сигналізує про першу стадію забруднення. Якщо фільтроелемент забрудниться ще більше, звільняється друга сходинка плунжера

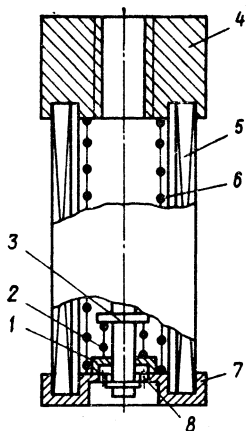


Рис. 2.31. Приймальний сітчатий фільтр СЧ1-2-80

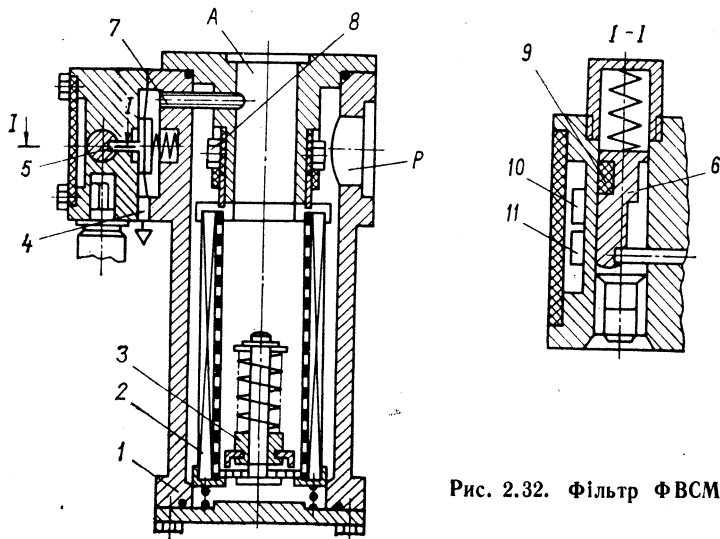


Рис. 2.32. Фільтр ФВСМ

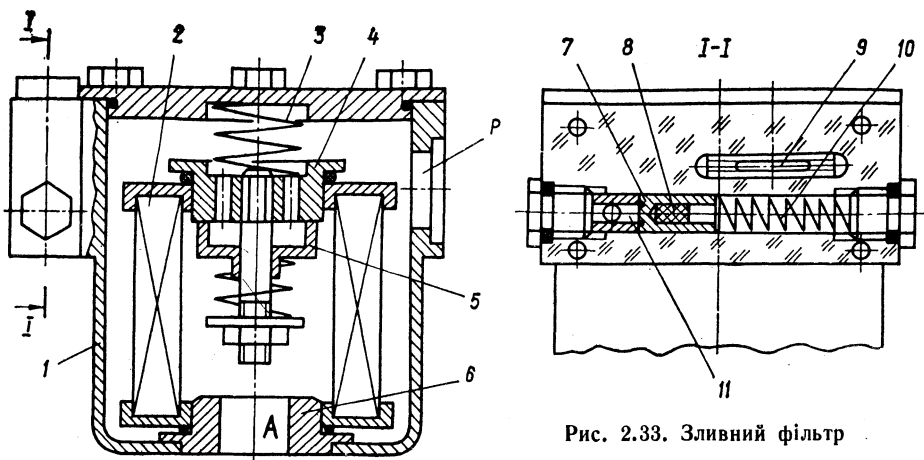


Рис. 2.33. Зливний фільтр

6, спрацьовує геркон *11* і видається аварійний сигнал «Фільтр забруднено». Одночасно, щоб запобігти кавітації, відкривається клапан *3*. Забруднений фільтроелемент промивається в керосині, продувається стисненим повітрям і використовується знову. Плунжер *6* встановлюється у вихідне положення.

**Зливний фільтр ФС** (рис. 2.33) складається з корпусу *1*, в якому встановлено фільтроелемент *2*. Пружиною *3* фільтроелемент притискується до сідел *4* і *6*. В сідло *4* вмонтовано клапан *5*. В корпусі також встановлено індикаторний пристрій, виконаний у вигляді підпружиненого плунжера *7* з магнітом *8* і герконом *9* (див. переріз *I—I*). Порожнина *11* перед плунжером з'єднана з камерою фільтра і каналом *P*, а порожнина *10* — з атмосферою.

Фільтр встановлюється на гідробак. До його каналу *P* приєднується зливний трубопровід, а канал *A* з'єднується із зливним відсіком бака. При забрудненні фільтра тиск у зливному трубопроводі, в камері фільтра і в порожнині *11* зростає і плунжер *7* поступово зміщується вправо, поки не спрацює геркон *9*, який подає сигнал про забруднення.

Висока якість фільтрації робочої рідини досягається включенням в гідросистему приймальної (тонкість фільтрації 80 або 160 мкм) і зливого (10 або 25 мкм) фільтрів.

**Щілинний пластинчатий фільтр** (рис. 2.34) складається з стакана *4*, кришки *6*, в якій закріплено фільтроелемент *3* у вигляді набору основних і проміжних пластин, зібраних на осі *2* таким чином, щоб між кожною парою основних пластин утворилась кільцева щілина шириною, яка дорівнює товщині проміжної пластини.

Робоча рідина підводиться в корпус фільтра через канал *P* і через щілини між основними і проміжними пластинами проходить у внутрішню порожнину фільтруючого елемента і до вихідного каналу *A*. Меха-

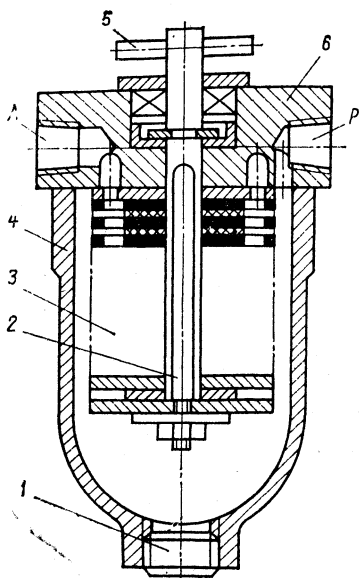


Рис. 2.34. Пластинчастий фільтр

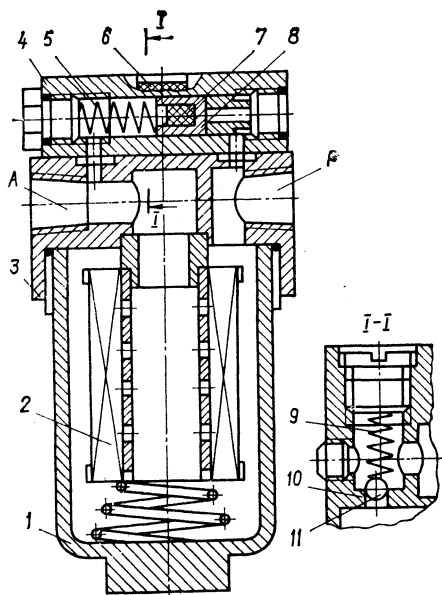


Рис. 2.35. Напірний фільтр

нічні частки, що відфільтровуються з рідини, осідають на пластинах фільтра, зарощуючи з часом його щілини. Тому фільтр потребує періодичної очистки. Для цього в корпусі встановлено вузький пакет скребок-ових пластин (на рис. не показано), які входять в щілини фільтра. Якщо за допомогою рукоятки 5 повертати вісь 2, пакет основних пластин також буде повертатися, а скребки будуть зчищати з них осад. Залишається тільки вивернути заглушку 1 і видалити бруд з корпусу.

**Фільтр напірний** складається з корпусу 1, фільтроелемента 2 і кришки 3, в яку вмонтовано перепускний клапан, що складається з сідла 10, пружини 9 і шарика 11 (рис. 2.35, переріз I—I). Кришка має канали підводу P і відводу A робочої рідини. Зверху на ній кріпиться індикаторний пристрій. Він виконаний у вигляді самостійного корпусу 4, в розточках якого розміщені пружина 5, плунжер 8 з магнітом 7 і диск 6 візуальної індикації. У виконанні з електровізуальною сигналізацією в корпусі встановлюються додатково геркон і штепсельний роз'єм.

Якщо перепад тисків у каналах P і A не перевищує  $0,36 \pm \pm 0,03$  МПа, робоча рідина через фільтроелемент 2 поступає з каналу P в канал A. По мірі забруднення фільтроелемента перепад тисків між каналами P і A зростає, і коли він досягне рівня 0,36 МПа, плунжер 8, що поступово переміщується ліворуч, займе таку позицію, що під

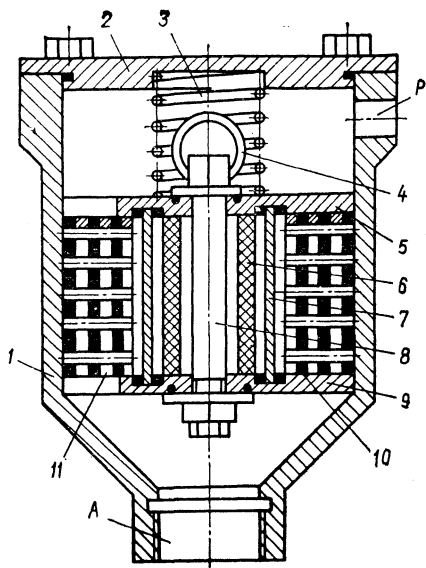


Рис. 2.36. Магнітний фільтр

складаються з коагульованих дрібнодисперсних магнітних і немагнітних речовин [23].

**Магнітний фільтр ФМ** (рис. 2.36) складається з алюмінієвого корпусу 1, в якому розміщено фільтруючий пакет, що складається з магніту 6, латунної трубки 7, дисків 5 і 9, стяжки 8 з кільцем 4 і решітки, зібраної з полосок 10 і планок 11. Корпус закривається кришкою 2, яка герметизує його і через пружину 3 фіксує фільтруючий пакет. У корпусі виконані підвідний P і відвідний A канали. Забруднена робоча рідина з каналу P проходить через прорізи диска 5 і попадає в щілини решітки. Під дією магнітного поля в решітці затримуються феромагнітні частки і разом з ними деякі інші утворення, а очищена робоча рідина через прорізи диска 9 і канал A надходить в гідросистему. Періодична очистка фільтра проводиться через 500 год роботи шляхом промивки всіх деталей в керосині з наступною продувкою стиснутим повітрям.

Типові варіанти установки розглянутих фільтрів в гідросистемах приводяться в розд. 2.5 (див. рис. 2.50).

## 2.4. Гідроаккумулятори

Гідравлічним акумулятором називається пристосування для накопичення (акумулявання) в працюючій гідросистемі енергії стиснутої рідини з наступним поверненням її (при певних режимах роботи) в гід-

дією магніту 7 диск 6 повернеться і у вікні індикатора стане видимим сектор червоного кольору. Одночасно відкриється перепускний клапан і рідина буде проходити з каналу P в канал A, міняючи фільтроелемент 2. Тонкість фільтрації для фільтрів такого типу — 10, 20 або 40 мкм, номінальний тиск робочої рідини — до 20 МПа.

Для вилучення з робочої рідини феромагнітних часток застосовують магнітні фільтри. Їхні фільтроелементи являють собою пакет намагнічених решіток чи пластин, які притягують до себе феромагнітні частки, зважені в робочій рідині. Досвідом експлуатації магнітних фільтрів встановлено, що в процесі очистки з робочої рідини вилловлюються не тільки феромагнітні частки, а й неметалеві утворення, що

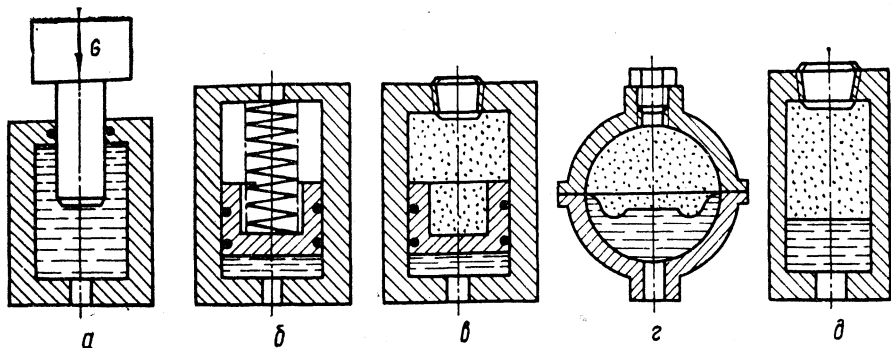


Рис. 2.37. Схеми акумуляторів:

*a* — вантажний; *б* — пружинний; *в* — газовий; *г* — діафрагмовий; *д* — без розділителя

росистему. В залежності від способу накопичення енергії розрізняють акумулятори вантажні, пружинні та пневмогідравлічні.

**Вантажний акумулятор** (рис. 2.37, *a*) являє собою вертикально встановлений плунжерний циліндр, плунжер якого зв'язаний з масивним вантажем, що створює направлену вниз масову силу  $G$ . При зарядці акумулятора плунжер з вантажем силою тиску робочої рідини підіймається на деякий рівень і виконана рідиною робота по підйому перетворюється в потенційну енергію піднятої маси. Якщо в гідросистемі з таким акумулятором виникає потреба в короткочасному і значному збільшенні витрати робочої рідини, акумулятор розряджається: під дією масової сили вантажу з циліндра витісняється в гідросистему об'єм  $V = F \cdot h$  робочої рідини при стабільному тискові  $p = G/F$  (нехтуючи силами тертя). Тут  $F$  — площа перерізу плунжера, а  $h$  — величина його ходу.

В пружинному гідроакумуляторі (рис. 2.37, *б*) робоча рідина підведена в поршневу камеру циліндра, поршень якого навантажений зусиллям попередньо стиснутої пружини. Під дією тиску рідини поршень додатково деформує пружину. Кожному його положенню відповідає певний рівень тиску робочої рідини:  $p = c \cdot h/F$ , де  $c$  — жорсткість пружини,  $h$  — її деформація,  $F$  — площа поршня. Зарядка і розрядка такого акумулятора можлива тільки при змінах тиску в гідросистемі. При збільшенні тиску зростає об'єм поршневої камери і вона наповнюється додатковою кількістю рідини, яка буде повернена назад в гідросистему при зниженні тиску до попереднього рівня.

При заданих рівнях найбільшого  $p_{\max}$  і найменшого  $p_{\min}$  тисків величина робочої деформації пружини (і ходу поршня)

$$h_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{c} F. \quad (2.30)$$

Найбільший об'єм рідини, що віддається акумулятором при розрядці,

$$V_{\max} = F \cdot h_p = \frac{(p_{\max} - p_{\min}) \cdot F^2}{c} \quad (2.31)$$

Пневмогідравлічні (газові) акумулятори по принципу дії аналогічні пружинним, тільки роль пружини у них виконує стиснений газ. Рідина і газове середовище можуть бути розділені поршнем (рис. 2.37, в) чи діафрагмою (рис. 2.37, з) або мати безпосередній контакт (рис. 2.37, д). В останньому випадку конструкція акумулятора найбільш проста і технологічна, але при його роботі має місце швидке зниження акумуляуючої здатності через втрати газу, який виноситься рідиною, розчиняючись в ній. Це також може викликати появу в гідросистемі газових пробок, які призводять до нерівномірності руху гідродвигунів, вібрацій при їхній роботі і т. ін. Названі недоліки усунені в конструкціях з розділювачами.

**Пневмогідравлічний акумулятор АП** (рис. 2.38) складається з циліндра 1, поршня 3, кришок 2 і 10, ущільнювальних кілець 4 і 5, розрізних металевих кілець 6, шайб 7, гвинтів 8 і зарядного

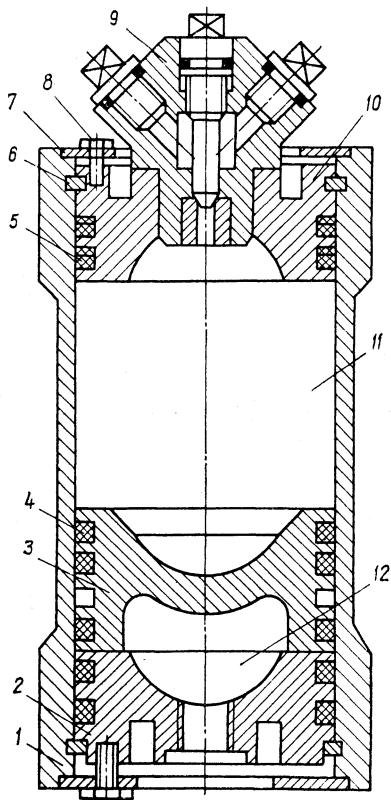


Рис. 2.38. Акумулятор АП

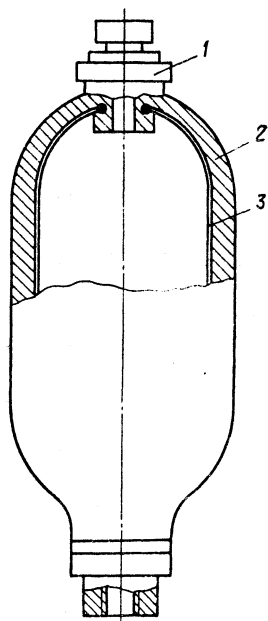


Рис. 2.39. Акумулятор АПГ-Б-20

пристрою 9. Камера 11 заряджається технічним азотом через зарядний пристрій 9. Камера 12 з'єднується з напірною лінією гідросистеми. Тиск зарядки  $p_3$  не повинен виходити за межі діапазону

$$0,13p_{\max} \leq p_3 \leq (0,9 - 0,94) p_{\min}.$$

Акумулятори АП розраховані на номінальний тиск 16 або 32 МПа.

Конструктивна схема пневмогідроакумулятора АПГ-Б-20 з розділювачем середовищ у вигляді еластичного балона показана на рис. 2.39. Він складається з корпусу 2, резинового балона 3 і пневмозамка 1, який служить для зарядки газової порожнини і контролю тиску зарядки. Номінальний тиск — 20 МПа, максимальне відношення робочого тиску до тиску зарядки  $p_{\max}/p_3 = 4$ .

При розрахунках пневмогідролічних акумуляторів встановлюють зв'язок між акумулятованим об'ємом рідини, конструктивними розмірами камери акумулятора і діапазоном зміни тисків та величиною тиску зарядки.

Акумуляований об'єм рідини

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{Г max}} - V_{\text{Г min}}, \quad (2.32)$$

де  $V_{\text{Г max}}$  — об'єм газу в камері акумулятора при мінімальному тисковій  $p_{\min}$ ,  $V_{\text{Г min}}$  — об'єм газу в камері при максимальному тисковій  $p_{\max}$ . Нехтуючи втратами на тертя при рухові розділювача, можна прийняти, що величина тиску в газовому середовищі така сама, як і в рідині, отже, діапазон зміни тиску повністю визначається параметрами гідросистеми.

Для політропного процесу зміни стану газу при роботі акумулятора можна записати

$$p_3 V_{\text{к}}^n = p_{\min} V_{\text{Г max}}^n = p_{\max} V_{\text{Г min}}^n, \quad (2.33)$$

де  $p_3$  — тиск зарядки;  $V_{\text{к}}$  — конструктивний об'єм камери акумулятора;  $n$  — показник політропи.

Тоді

$$V_{\text{Г max}} = V_{\text{к}} \cdot (p_3/p_{\min})^{1/n}; \quad V_{\text{Г min}} = V_{\text{Г max}} (p_{\min}/p_{\max})^{1/n}.$$

Підставляючи ці значення у рівняння (2.33), знаходимо

$$\begin{aligned} V_{\text{ак}} &= V_{\text{Г max}} - V_{\text{Г max}} (p_{\min}/p_{\max})^{1/n} = V_{\text{Г max}} [1 - (p_{\min}/p_{\max})^{1/n}] = \\ &= V_{\text{к}} \cdot [(p_3/p_{\min})^{1/n} - (p_3/p_{\max})^{1/n}]. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Для розрахунків рекомендується [7] приймати значення показника політропи  $n = 1,3$ , для короточасних процесів  $n = k = 1,4$ , вважаючи їх адіабатними, і для дуже повільних процесів  $n = 1$ . В останньому випадку параметри газу в акумуляторі змінюються по ізотермі. Розрахункові залежності при цьому спрощуються.

## 2.5. Приклади використання елементів гідроапаратури в гідросистемах

Послідовне включення гідроклапанів тиску Г54-3 дає змогу встановлювати різні величини тиску в магістралях гідросистеми, що живляться від однієї насосної установки. У схемі на рис. 2.40, *а* гідроклапани тиску 2, 4, 6 включені послідовно. Клапан 6 використовується як переливний і призначений для підтримки певного тиску робочої рідини в магістралі 5. Клапан 4 (схема 4 табл. 2.1) настроєний на більш високий тиск, ніж клапан 6. Цей тиск встановлюється в магістралі 3 і не залежить від тиску в магістралі 5 завдяки тому, що канал *d* клапана 4 у цьому виконанні безпосередньо зв'язаний із зливною лінією. Клапан 2 в даній схемі забезпечує стале перевищення тиску в магістралі 1 над тиском в магістралі 3. Різниця між тисками в цих магістралях визначається регулюванням пружини клапана 2.

У гідросхемі на рис. 2.40, *б* клапан тиску 2 використовується як клапан послідовності, що автоматично забезпечує початок роботи гідромотора 3 тільки після того, як поршень циліндра 1 закінчить рух вправо і тиск в робочій камері циліндра досягне рівня, при якому відкриється клапан 2. Цей рівень регулюється пружиною клапана 2. Клапан 4 в цій схемі виконує роль переливного і регулюється на тиск дещо більший, ніж для клапана 2.

У гідросхемі на рис. 2.40, *в* гідроклапан тиску 4 (у виконанні за схемою 3, табл. 2.1) забезпечує рух поршня циліндра 3 тільки при певній частоті обертання гідромотора 2, тобто при певному перепаді тисків на дроселі 1, при якому відкривається клапан 4.

На рис. 2.40, *г* показана гідросхема, в яку включено клапан 4, виконаний за схемою 2 (див. табл. 2.1). Разом з пілотом керування 3 і дроселем 5 клапан забезпечує швидкий рух поршня гідроциліндра 2 вправо з наступним переходом на робочу подачу. Якщо пілот 3 не переключено, клапан 4 відкривається і пропускає потік робочої рідини з штокової камери гідроциліндра у бак при мінімальному опорі, забезпечуючи швидке переміщення поршня циліндра 2. Коли кулачок, розміщений на штокові гідроциліндра, переключає пілот 3, канал керування клапана 4 з'єднується із зливом і клапан закривається. Подальший злив робочої рідини можливий тільки через дросель 5, настройка якого забезпечує потрібну робочу подачу.

Прикладами застосування гідроклапана тиску із зворотним клапаном Г66-3 можуть бути гідросхеми затискних пристроїв для фрезерних, свердлильних та інших верстатів. Один із варіантів такої гідросхеми приведено на рис. 2.41. При затискуванні деталі гідроциліндром 3 робоча рідина від насоса 1 через розподільник 2 і зворотний клапан 6 гідроклапана тиску 4 вільно поступає в поршневу порожнину гідроциліндра. Зусилля затискування деталі, що залежить від рівня тиску, що діє на поршень, регулюється клапаном тиску 7. У випадку раптового

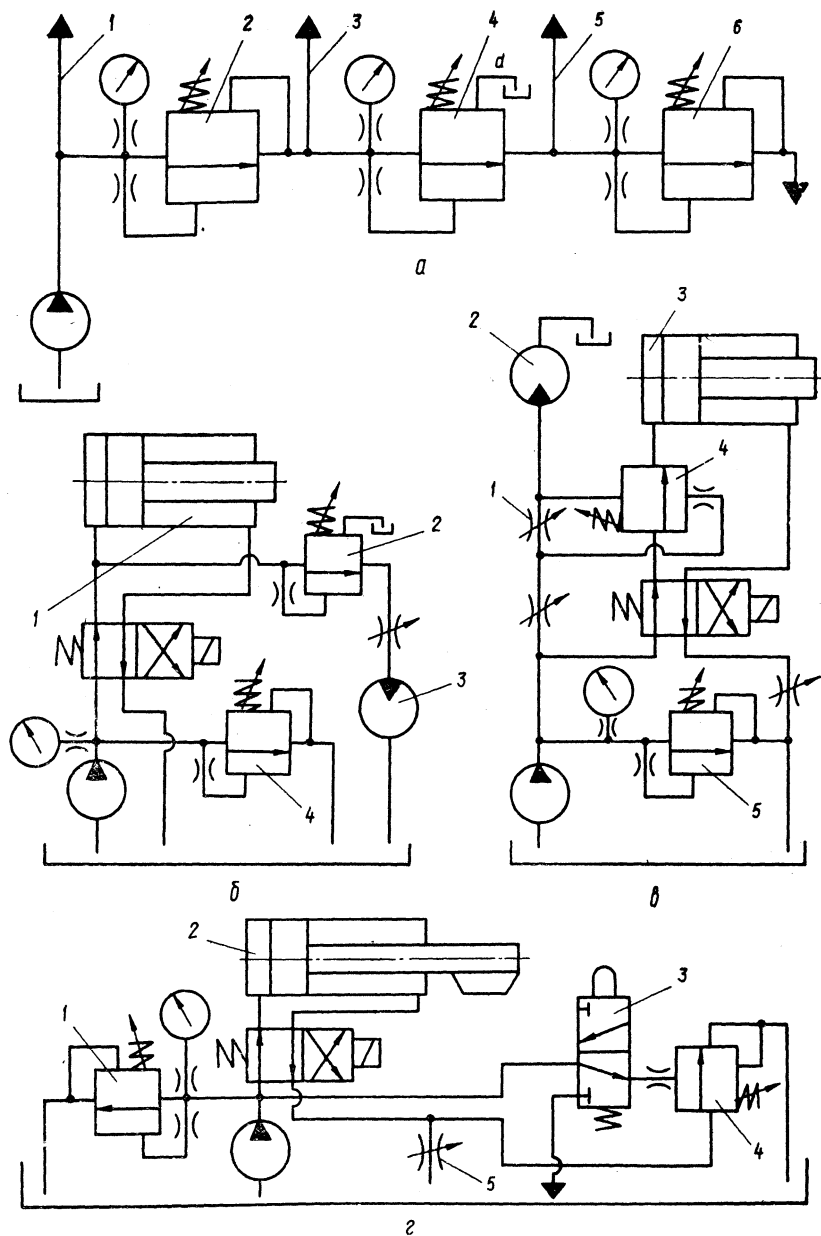


Рис. 2.40. Схеми включення гідроклапанів тиску Г54-3

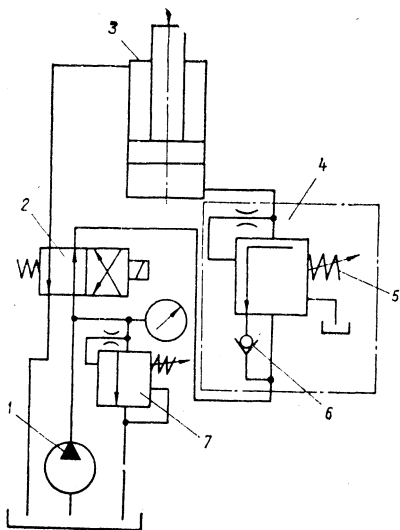


Рис. 2.41. Гідросхема затискного пристрою

гідроциліндра 4, а із штокової порожнини — витісняється в бак. Робочий тиск у системі регулюється гідроклапаном тиску непрямої дії 2, а швидкість руху поршня — дроселем 5. Клапан працює в переливному режимі, тобто в процесі руху поршня частина  $Q_1$  подачі насоса підводиться в робочу порожнину гідроциліндра, а друга її частина  $Q_2$  відводиться через клапан на злив. При зупинці поршня в кінці ходу через клапан відводиться на злив вся робоча рідина, що подається насосом.

У схемі на рис. 2.42, б гідроклапан тиску 1 не тільки підтримує заданий рівень тиску в напірній лінії, а й використовується для розвантаження гідросистеми від тиску без зупинки насоса. При включеному електромагніті 5 допоміжного розподільника робоча рідина з тиском, встановленим настройкою клапана, підводиться до гідромотора 2, частота обертів вала якого регулюється дроселем 3. Якщо електромагніт 5 виключити, переливний золотник гідроклапана (нижній квадрат) відкривається і робоча рідина відводиться через нього в бак при мінімальному тискові.

Варіанти включення редукційних клапанів непрямої дії показані на рис. 2.43. Включення в схему двох редукційних клапанів 6 і 10 (рис. 2.43, а) дає змогу від одного насоса 1 здійснювати живлення двох гідроциліндрів 7 і 8, які повинні працювати при різних робочих тисках. При виключених електромагнітах розподільників 3 і 12 масло від насоса під тиском поступає в штокові порожнини гідроциліндрів 7 і 8,

падіння тиску в системі, клапан 4 для зворотного потоку закритий, вихід рідини з поршневої порожнини циліндра і розжим деталі неможливі. Для розжиму деталі необхідно переключити розподільник 2. При цьому робоча рідина буде подаватись насосом у штокову порожнину гідроциліндра 3, а поршнева порожнина з'єднується через клапан 4 із зливом. Проте зворотний хід поршня можливий лише тоді, коли сила тиску, що діє на золотник клапана 4, стане більшою від зусилля пружини 5.

Типові гідросхеми з використанням гідроклапанів тиску непрямої дії показані на рис. 2.42. У схемі на рис. 2.42, а робоча рідина від насоса 1 через реверсивний розподільник 3 з електричним керуванням надходить в поршневую порожнину

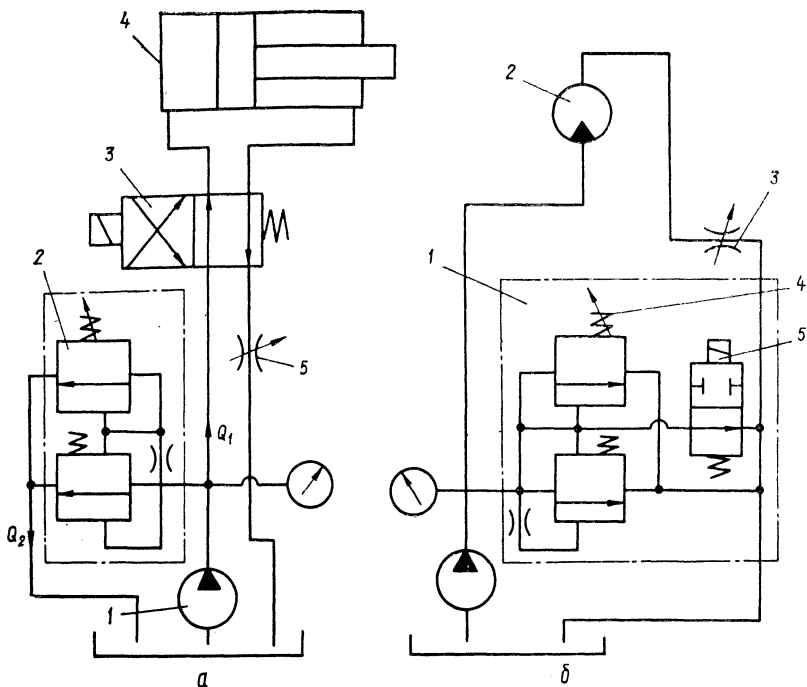


Рис. 2.42. Схеми включення гідроклапанів тиску непрямої дії

а поршневі порожнини через зворотні клапани 4 і 11 і розподільники 3 і 12 з'єднані із зливом. Максимальний тиск в штокових порожнинах гідроциліндрів визначається настройкою клапана тиску 2 і контролюється манометром 13. При переключенні розподільників 3, 12 масло подається в поршневі порожнини гідроциліндрів 7 і 8 через редукційні клапани тиску 6 і 10. При цьому тиск в поршневій порожнині гідроциліндра 7 визначається настройкою редукційного клапана 6 і контролюється манометром 5, а в поршневій порожнині гідроциліндра 8 — настройкою редукційного клапана 10 і контролюється манометром 9.

У схемі на рис. 2.43, б редукційним клапаном 2 регулюється робочий тиск в гідроциліндрі 1 як при прямому, так і при зворотному ході поршня. Поворотний двигун 3 працює при більш високому робочому тиску, який регулюється гідроклапаном 5. Швидкість повороту регулюється дроселем 4.

Схема, в якій гідроклапан ПГ57-6 забезпечує сталий тиск в поршневій порожнині зрівноважувального гідроциліндра, показана на рис. 2.44. Гідроклапан 1 регулюється на потрібний рівень тиску в

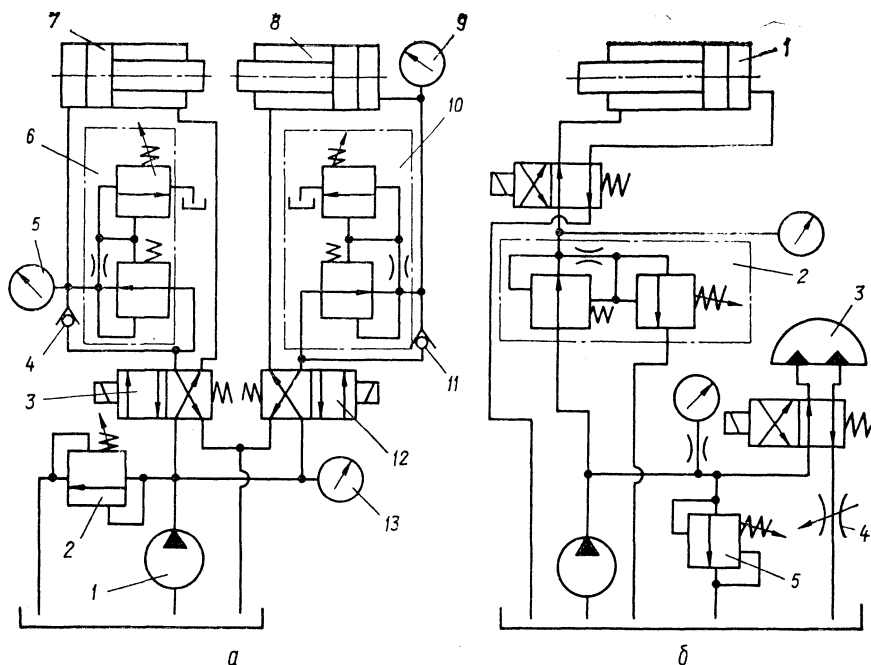


Рис. 2.43. Схеми з редукційними клапанами

робочій камері зрівноважувального гідроциліндра 2 з постійним навантаженням на штокові  $R$ . Якщо поршень, зв'язаний з рухомою масою, зміщується вгору, потік рідини поступає в порожнину гідроциліндра із каналу  $P$  і клапан працює як редукційний. При рухові поршня гідроциліндра вниз рідина з гідроциліндра витісняється через канал  $A$  в канал  $T$ . В цьому випадку клапан працює як переливний. При зупинці поршня гідроциліндра тиск в його поршневій порожнині також підтримується клапаном у відповідності з настройкою пружини 3.

У схемі на рис. 2.45 гідроклапан ПГ57-7 підтримує в робочій камері затискного гідроциліндра 1 сталій і більш низький, ніж в напірній лінії гідросистеми, тиск. Робоча рідина підводиться із напірної лінії до вхідного каналу  $P$  гідроклапана 4, проходить на його вихід  $A$  і через зворотний клапан 3 і розподільник 2 — в робочу камеру гідроциліндра. Рівень тиску в камері, який забезпечує зусилля затиску  $R$ , регулюється пружиною гідроклапана. В процесі його підтримування через гідроклапан в зливний канал  $T$  постійно перетікає близько 0,8 л/хв робочої рідини. При раптовому падінні тиску в напірній лінії зворотний клапан 3 перекриває вихід рідини з робочої камери, захищаючи

затискний циліндр від швидкого самовільного розтискання, керує розтискання досягається переключенням розподільника.

Гідравлічні схеми з цифровим регулюванням швидкості робочих органів показані на рис. 2.46 і 2.47.

У схемі на рис. 2.46 використано редукційний клапан з послідовно включеним набором дроселів. Вона має насос 1, розподільник 3, гідрочиліндр 4 і гідроклапан тиску 2. Зливний канал розподільника з'єднаний з входом редукційного клапана 5, до виходу якого підключені розрядні розподільники 7—9 з дроселями 12, 11 і 10. Дроселі регулюються так, щоб ефективні площі їхніх проходів були  $f$ ,  $2f$  і  $4f$  відповідно.

При виключених електромагнітах розподільників 6—9 поршень циліндра 4 нерухомий. Якщо переключити розподільник 6, поршень буде рухатись з максимальною швидкістю. При переключенні тільки розподільника 7 першого розряду швидкість поршня

$$v_1 = \frac{\mu \cdot f}{F} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати для дроселя;  $F$  — площа поршня;  $\Delta p$  — перепад тиску на дроселі;  $\rho$  — густина робочої рідини. При переключенні тільки розподільника 8 другого розряду швидкість руху буде  $2v_1$ . При одночасному переключенні розподільників 7 і 8 швидкість буде  $3v_1$  і т. д.

Залежність швидкості руху поршня від комбінацій включення електромагнітів розподільників приведена в табл. 2.4, де символ «0» означає електромагніт виключений, а «1» — включений. Число

2.4. Залежність швидкості руху поршня від комбінації включення електромагнітів

N пор.	E3	E2	E1	$v_i$
0	0	0	0	0
1	0	0	1	$v_1$
2	0	1	0	$2v_1$
3	0	1	1	$3v_1$
4	1	0	0	$4v_1$
5	1	0	1	$5v_1$
6	1	1	0	$6v_1$
7	1	1	1	$7v_1$

можливих варіантів включення  $n$  розподільників  $N = 2^n$ , а кількість можливих швидкостей як при прямому, так і зворотному ходах знаходиться за формулою  $N_v = 2^n - 1$ .

На рис. 2.47 показана схема з цифровим керуванням швидкістю руху поршня гідроциліндра на базі паралельно включених на виході регуляторів витрати. Схема включає гідроклапан тиску 1, насос 2, розподільник 3, гідроциліндр 4, регулятори витрати 5—7, розрядні розподільники 8—10 та зворотний клапан 11.

Регулятори витрати 5, 6 і 7 настраюються відповідно на витрату рідини  $Q_1$ ,  $2Q_1$  і  $4Q_1$ . При переключенні розподільника 10 першого розряду швидкість поршня буде  $v_1 = Q_1/F$ . При переключенні розподільника 9 другого розряду швидкість  $v_2 = 2Q_1/F = 2v_1$ , при одночасному переключенні розподільників 10 і 9  $v_3 = (Q_1 + Q_2)/F = 3v_1$  і т. д. Таким чином, швидкість поршня регулюється ступінчасто в діапазоні від  $1v_1$  до  $(2^n - 1)v_1$ , де  $n$  — число регуляторів витрати в схемі.

Схеми з використанням гідрозамків показані на рис. 2.48 і 2.49. Гідрозамок 3 односторонньої дії (рис. 2.48) при виключенні електромагніт 2 працює як зворотний клапан. Перекриваючи вихід робочої рідини з поршневої камери гідроциліндра 4, він запобігає переміщенню його горшня вниз. При включеному електромагніті Е1 робоча рідина підводиться з напірної лінії в камеру гідроциліндра, поршень якого буде переміщуватись вгору. Якщо включити електромагніт Е2 (при виключеному Е1), то рідина підводиться в камеру Р гідрозамка, відкриває його і дає можливість поршню під дією масової сили опустити-

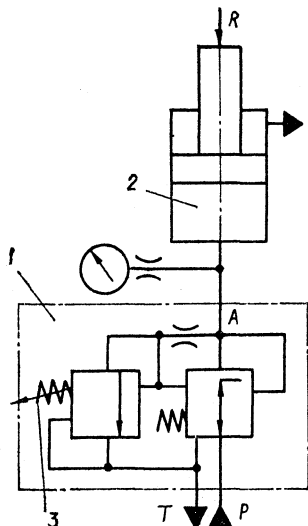


Рис. 2.44. Схема включення гідроклапана ПГ57-6

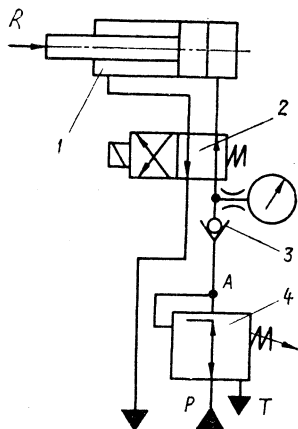


Рис. 2.45. Схема включення гідроклапана ПГ57-7

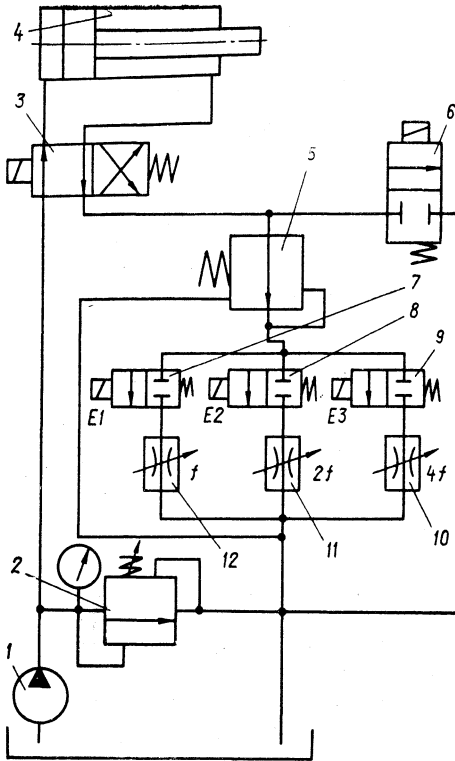


Рис. 2.46. Схема з цифровим регулюванням швидкості поршня

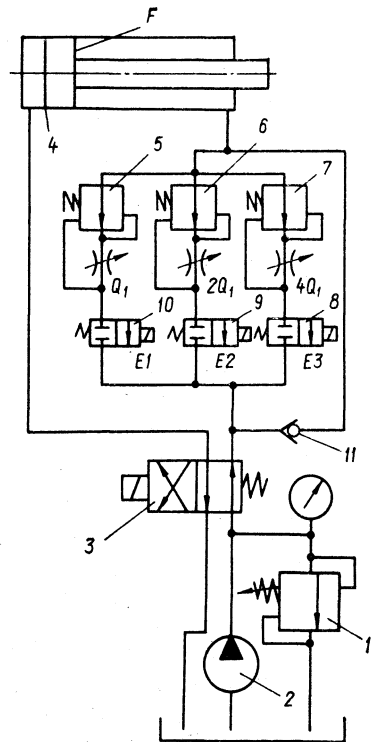


Рис. 2.47. Варіант схеми з цифровим регулюванням швидкості на базі регуляторів витрати

тись вниз. Рідина при цьому витісняється з поршневої камери через порожнини *B* та *A* гідрозамка у зливну магістраль.

На рис. 2.49 показана схема включення подвійного гідрозамка. При виключенні електромагнітх розподільвача 2 камери *A* і *B* гідроциліндра 4 перекриті гідрозамком 3. При включенні електромагніта *E1* робоча рідина поступає в камеру *A*, а камера *B* циліндра з'єднується із зливом. Поршень при цьому буде рухатись праворуч. Якщо включити електромагніт *E2*, напрямку руху поршня змінюється на протилежний.

Приклади установки фільтрів в гідросистемах приведені на рис. 2.50. При виборі місця установки фільтра [23] враховують його тип, номінальну витрату рідини через нього, ступінь фільтрації, а також номінальний тиск робочої рідини. Для фільтра *F*, встановленого на всмоктувальній лінії насоса *H* (рис. 2.50, *a*), характерна робота

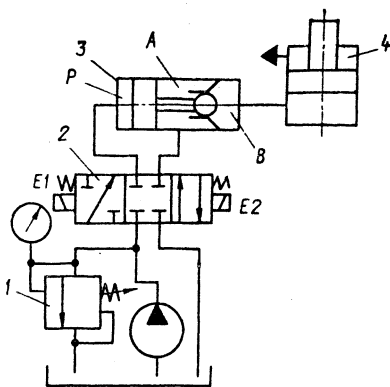


Рис. 2.48. Схема включення гідрозамка КУ

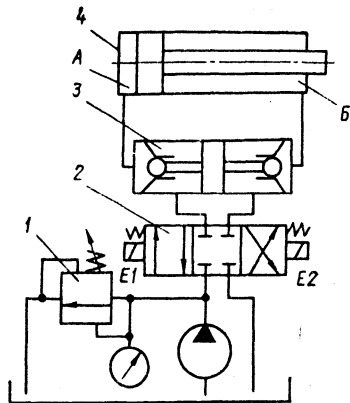


Рис. 2.49. Варіант використання в гідросистемі подвійного гідрозамка ГМ363

при мінімальному тискові робочої рідини. По мірі забруднення фільтра підвищується опір у всмоктувальній лінії і тим самим погіршується кавітаційна характеристика самовсмоктувального насоса. В таких випадках встановлюють фільтри грубої очистки з невеликим перепадом тисків при значній витраті. Для фільтрів  $\Phi$ , включених в напірні лінії насосів (рис. 2.50, б і в), характерна робота при максимальному тискові робочої рідини. При цьому підвищуються вимоги до міцності корпусу. По мірі забруднення фільтроелементів збільшується їхній опір і, щоб запобігти їхньому руйнуванню, паралельно включають запобіжний КЗ (рис. 2.50, в) або переливний КП (рис. 2.50, а) клапани. На рис. 2.50, г показана схема включення фільтра  $\Phi$  в гідролінію

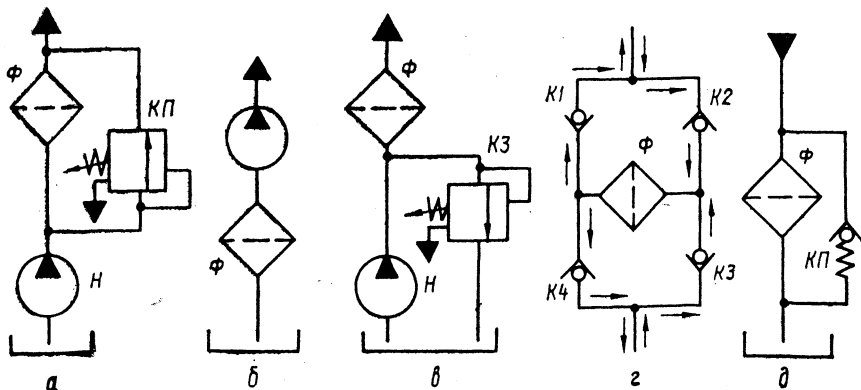


Рис. 2.50. Схеми установки фільтрів

з реверсивним потоком робочої рідини. Чотири зворотних клапани К1—К4 забезпечують постійний напрямок потоку робочої рідини через фільтр Ф незалежно від напрямку потоку в гідролінії.

На рис. 2.50, д показана схема включення фільтра Ф у зливну гідролінію. Такий варіант установки фільтра має суттєві переваги, бо при цьому фільтр працює при мінімальному тискові. Але і ця схема має недоліки: по мірі забруднення фільтра підвищується перепад тисків на фільтроелементі, що може призвести до його руйнування. Для запобігання руйнуванню фільтроелемента паралельно фільтру включають підпорний клапан КП, який регулюється на максимально допустимий тиск у зливній гідролінії.

## РОЗДІЛ 3

### ОБ'ЄМНІ НАСОСИ І ГІДРОДВИГУНИ

#### 3.1. Класифікація та принцип дії об'ємних гідромашин

*Об'ємна гідромашина* — енергетична машина, що призначена для перетворення механічної енергії твердого тіла в механічну енергію рідини (або навпаки) в процесі поперемінного заповнення рідиною робочих камер і витіснення її з цих камер.

Об'ємні гідромашини за своїм призначенням поділяються на об'ємні насоси, гідродвигуни та насоси-мотори. *Насосом* називають пристрій, який перетворює механічну енергію обертання в гідравлічну енергію течії робочої рідини. *Гідродвигун* — це гідромашина для перетворення механічної енергії потоку рідини в механічну енергію вихідної ланки. *Насос-мотор* може працювати як у режимі об'ємного насоса, так і в режимі гідродвигуна.

В об'ємних насосах та гідродвигунах переміщення робочої рідини відбувається за рахунок витіснення її з робочих камер за допомогою витискувачів, виконаних у вигляді поршнів, пластин тощо. Робоча камера — це обмежений робочими поверхнями деталей простір об'ємної гідромашини, який періодично змінює свій об'єм і поперемінно з'єднується з місцями входу та виходу робочої рідини. При цьому входом об'ємного насоса буде всмоктувальна гідролінія, а виходом — нагнітальна (напорна), в якій робоча рідина завжди знаходиться під тиском, більшим за атмосферний. Для гідродвигуна вхідною гідролінією буде нагнітальна, а вихідною — зливна.

Гідродвигуни за характером руху вихідної ланки поділяють на три групи: *гідроциліндри* зі зворотно-поступальним рухом штока або плунжера, *поворотні гідродвигуни* з обмеженим зворотно-поворотним рухом вала та *гідромотори* з необмеженим обертальним рухом вала. Гідромотори мають ряд переваг порівняно з електромоторами. Вони

мають у 4...5 разів меншу масу, ніж електромотори, а об'єм гідромоторів у середньому в 6 разів менший за об'єм, який займає електромотор. При найбільшій частоті обертання до  $50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/хв) найменше значення стабільної частоти обертання становить 0,33...  $0,5 \text{ с}^{-1}$  (20...30 об/хв), а для гідромоторів слідкуючих гідроприводів —  $0,016...0,06 \text{ с}^{-1}$  (1...4 об/хв) і менше. Крутний момент можна регулювати змінюванням перепаду тисків в його камерах, а частоту обертання — змінюванням витрат робочої рідини, що проходить через робочі камери гідромотора [4].

Об'ємні гідромашини за характером руху робочих органів бувають двох типів — роторні і безроторні. У *роторній* гідромашині робочі органи здійснюють простий або складний обертальний рух, у *безроторній* — тільки зворотно-поступальний, тому що робочі камери в них нерухомі. У роторних гідромашинах витіснення рідини здійснюється з камер, які виконують обертальний рух, завдяки чому відбувається перенесення робочої рідини зі входу на вихід гідромашини.

Відповідно до форми робочих органів розрізняють: зубчасті, шибєрні та поршневі об'ємні гідромашини. Робочі камери *поршневих* гідромашин утворені робочими поверхнями поршнів та циліндрів. У радіально-поршневих гідромашинах вісь обертання ротора перпендикулярна до осей робочих органів (поршнів) або утворює з ними кут більший  $45^\circ$ . Осі поршнів аксіально-поршневої гідромашини паралельні осі обертання ротора (блока циліндрів) або утворюють з ним кут менший  $45^\circ$ . Аксіально-поршневі гідромашини бувають з похилим диском і похилим блоком циліндрів. В аксіально-поршневій гідромашині з похилим диском осі ротора і вала гідромашини розташовані на одній лінії, а головки поршнів контактують з торцевою поверхнею диска, нахиленого до цієї осі. В гідромашині з похилим блоком осі ротора і вала перетинаються під гострим кутом.

*Шибєрною* називають роторну або безроторну гідромашину, в якій робочі органи у вигляді шибєрів здійснюють зворотно-поступальний або зворотно-поворотний рух. Робочі камери цих машин утворюються робочими поверхнями ротора, статора, двох суміжних шибєрів та бокових кришок. Робочі органи (шибєри) виконуються у вигляді пластин або шибєрів фігурного профілю.

До класу *роторно-обертальних* гідромашин, в яких робочі органи здійснюють тільки обертальний рух, належать зубчасті та гвинтові машини. В *зубчастій* гідромашині робоча рідина переміщується в напрямку, перпендикулярному до осі обертання робочих органів (шестерен), а в *гвинтовій* — уздовж осі обертання робочих органів. Зубчасту гідромашину називають шестерінною, якщо її робочими органами є шестірні, а робоча камера утворена робочими поверхнями зубчастих коліс, корпусу та бокових кришок.

За можливістю змінювання робочого об'єму гідромашини поділяються на *регульовані*, тобто із змінюваним робочим об'ємом, і *не-*

регульовані, які мають сталий робочий об'єм. Регульовані насоси забезпечують змінювання в заданих межах подачі рідини  $Q$ , а гідромотори — частоти обертання  $n$  вихідного вала.

Реверсивним вважається гідромотор, вал якого під час роботи може обертатися як в одному, так і в протилежному напрямку. Реверсивність насосів передбачає змінювання напрямку течії робочої рідини на протилежний. Реверсивні насоси використовують в насосних гідроприводах із замкненим потоком, в яких робоча рідина з виходу об'ємного гідродвигуна повертається безпосередньо на вхід насоса.

У верстатобудуванні найбільшого поширення знаходять насосні гідроприводи з розімкненим потоком, в яких робоча рідина після об'ємного гідропривода надходить у гідробак. У таких гідроприводах застосовують нереверсивні (з точки зору зміни напрямку течії рідини) насоси, конструктивні особливості яких пов'язані з процесами всмоктування та нагнітання. Тому для зменшення опору течії рідини у всмоктувальній гідролінії і запобігання кавітації розмір отвору на вході в насос вибирається з урахуванням допустимої швидкості ( $U_{вс} \leq \leq 1,2 \text{ м/с}$ ) течії рідини в лінії всмоктування. Розмір отвору на виході насоса вибирається меншим від вхідного і узгоджується з діаметром трубопроводу, розрахованого згідно з допустимою швидкістю течії рідини в нагнітальній лінії, яка вибирається в межах  $3 \dots 10 \text{ м/с}$  залежно від необхідного робочого тиску рідини в гідросистемі [23].

Принцип дії об'ємного насоса розглянемо на прикладі однопоршневого насоса з клапанним розподіленням рідини та приводом від ексцентрика (рис. 3.1). Нагнітання рідини в об'ємному насосі здійснюється витісненням її з робочої камери під час змінювання об'єму цієї камери. Обертання ексцентрика 1 навколо осі  $O_1$  приводного вала двигуна примушує поршень 2, який притиснуто до ексцентрика пружиною 4, здійснювати зворотно-поступальний рух. При повороті ексцентрика з початкового положення поршень починає рухатись в корпусі 3 праворуч, об'єм робочої камери 9 збільшується, а тиск у ній

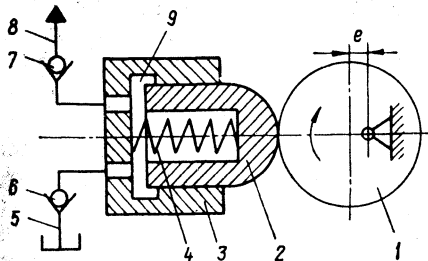


Рис. 3.1. Схема однопоршневого насоса

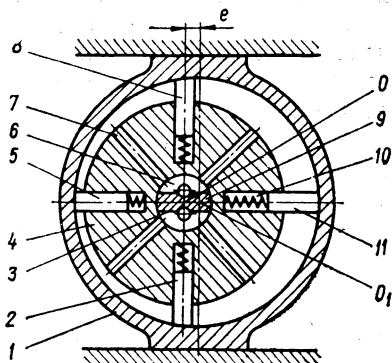


Рис. 3.2. Схема пластинчастого гідромотора з цапфовим розподіленням рідини

зменшується. Під дією перепаду тисків, який визначається різницею між атмосферним тиском на поверхні робочої рідини в гідробаці, та тиском у робочій камері, відкривається клапан *б*. Рідина по всмоктувальній гідролінії *5* надходить до робочої камери, заповнюючи її простір. Процес усмоктування буде відбуватись до повороту ексцентрика на кут  $180^\circ$ , коли поршень доходить до крайнього правого положення і зупиняється. В цей момент об'єм робочої камери досягає максимальної величини  $V_2$ , тиск у камері перестає зменшуватись, а всмоктувальний клапан *б* закривається, відокремлюючи робочу камеру *9* від усмоктувальної гідролінії *5*. Подальше обертання ексцентрика призводить до руху поршня в протилежному напрямку і до зменшення завдяки цьому об'єму робочої камери. Тиск у камері *9* збільшується, нагнітальний клапан *7* відкривається і рідина з робочої камери під тиском подається в нагнітальну гідролінію *8*. Процес нагнітання буде здійснюватися до повороту ексцентрика на кут  $360^\circ$ . У цьому положенні поршень зупиняється, тиск в робочій камері і нагнітальній гідролінії вирівнюється, нагнітальний клапан *7* закривається. Робоча камера має в цей момент мінімальний об'єм  $V_1$  і відокремлюється від гідролінії *8*.

Таким чином, цикл роботи об'ємного однопоршневого насоса можна поділити на такі етапи:

- 1) створення розрідження в робочій камері за рахунок збільшення об'єму цієї камери та заповнення її рідиною із всмоктувальної гідролінії під дією атмосферного тиску;
- 2) відокремлення всмоктувальної лінії від робочої камери при досягненні нею найбільшого об'єму  $V_2$ ;
- 3) витіснення робочої рідини з камери в нагнітальну гідролінію за рахунок зменшення об'єму цієї камери;
- 4) відокремлення нагнітальної лінії від робочої камери при досягненні нею мінімального об'єму  $V_1$ .

Принцип дії об'ємного гідромотора можна показати на прикладі пластинчастої гідромашини (рис. 3.2). На нерухомій цапфі *9* з гарантованим зазором встановлено циліндричний ротор *4*, який може обертатись навколо своєї осі. В роторі зроблені радіальні пази, в яких розміщені з гарантованим зазором пластини *2*, *5*, *8*, *11*. Ротор разом з пластинами встановлено всередині статора *1*. Вісь *О* ротора зміщена відносно осі  $O_1$  статора на величину ексцентриситету  $e$ . Пластини притискаються пружинами *10* до внутрішньої поверхні статора. Гідромотор (за наведеною схемою) має чотири робочі камери, кожна з яких утворена циліндричними поверхнями ротора і статора, плоскими поверхнями суміжних пластин та торцевими поверхнями бокових дисків (на схемі не показані). Робочі камери з'єднуються з нагнітальною та зливною гідролініями за допомогою наскрізних радіальних отворів *7* у роторі, пазів *3*, *6* і осьових отворів, зроблених у цапфі.

З нагнітальної гідролінії по пазу 6 цапфи 9 і радіальних отворах 7 ротора 4 робоча рідина подається до робочих камер, розташованих вище горизонтальної осі, яка проходить через точки  $O$  та  $O_1$  гідромотора. Ексцентричність розташування ротора і статора зумовлює різницю відстаней від центра  $O$  ротора до верхньої статора і, таким чином, різну величину виходу пластин з ротора. Так, наприклад, пластина 8 висунута з ротора більше, ніж пластина 5. Тиск рідини на різні за розміром площини пластин створює відповідне зусилля, прикладене до цих пластин (на пластині 5 — мінімальне, а на пластині 11 — максимальне). Різниця сил, прикладених до цих пластин, створює крутий момент, який повертає ротор і жорстко зв'язаний з ним вал гідромотора за годинниковою стрілкою. При обертанні ротора робоча рідина витісняється з робочих камер, розташованих нижче горизонтальної осі, по радіальних отворах 7, пазу 3 і осьовому отвору цапфи 9 у зливну гідролінію. Розділення ліній високого і низького тиску здійснюється поверхнею перемички, яка залишилась на цапфі між пазами 3 і 6. У моменти досягнення робочими камерами максимального і мінімального об'ємів радіальні отвори 7 ротора 4 перекриваються перемичкою цапфи, тобто ці камери відокремлюються від нагнітальної та зливної гідролінії.

Цикл роботи об'ємного гідромотора можна поділити на такі етапи:

- 1) заповнення робочої камери рідиною під тиском із напорної гідролінії і створення завдяки цьому крутного моменту, під дією якого ротор повертається і збільшується об'єм робочої камери;
- 2) відокремлення напорної гідролінії від робочої камери при досягненні нею найбільшого об'єму;
- 3) витіснення рідини з робочої камери в зливну гідролінію при зменшенні об'єму цієї камери;
- 4) відокремлення зливної гідролінії від робочої камери при досягненні мінімального об'єму.

Цикл роботи насоса та гідромотора показує, що обов'язковими етапами роботи гідромашин є заповнення рідиною об'ємів робочих камер на вході, перенесення ними цих об'ємів рідини з витісненням на виході, а також відокремлення вхідних і вихідних гідромагістралей від робочих камер при досягненні ними максимального і мінімального об'ємів. Виходячи з циклу роботи гідромашин, їх основні характеристики — потужність та механічний ККД. Крім того, насоси характеризуються: подачею та ступенем її нерівномірності, коефіцієнтом подачі, об'ємним ККД, а гідромотори — витратою рідини, крутним моментом та гідромеханічним ККД.

Найважливішим параметром об'ємної гідромашини безперервної дії є *робочий об'єм*, який характеризується змінюванням об'ємів робочих камер протягом одного циклу роботи гідромашини. Робочий об'єм — це сумарна різниця найбільшого й найменшого значень замкнених об'ємів (робочих камер) гідромашини за один оберт або

подвійний хід робочого органу. Якщо позначити залежно від положення робочих органів в процесі роботи об'єми робочих камер:  $V_1$  — мінімальний,  $V_2$  — максимальний, то для кількості  $z$  камер гідромашини її робочий об'єм

$$q = (V_2 - V_1) z. \quad (3.1)$$

Робочий об'єм можна визначити як об'єм рідини, що протікає через гідромашину протягом одного циклу. Для роторних гідромашин

$$q = Q/n, \quad (3.2)$$

де  $Q$  — подача (або витрати) рідини;  $n$  — частота обертання вала насоса (або гідромотора).

Розрахунок робочого об'єму деяких конструкцій роторних гідромашин (шестеренних, гвинтових, пластинчастих) викликає певні труднощі. Тому цю величину визначають за результатами вимірів подачі (або витрати) гідромашини в режимі нульового перепаду тисків ( $p_1 - p_2 \approx 0$ , де  $p_1$  та  $p_2$  — тиски на вході і виході) та при малій частоті обертання вала ( $n \leq 1 \text{ с}^{-1}$ ), коли витік рідини і недозаповнення робочих камер мінімальні:

$$q = Q_{x.x}/n,$$

де  $Q_{x.x}$  — вимірювана подача холостого ходу.

Регулювання робочого об'єму може здійснюватись зміною величини геометричного ходу робочих органів (поршнів, шибєрів) і характеризується параметром регулювання

$$\varepsilon = q/q_{\max}, \quad (3.3)$$

де  $q$  та  $q_{\max}$  — діючий (настроєний) і максимальний робочі об'єми.

Параметр регулювання може змінюватись у межах  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  для нереверсивних гідромашин (наприклад, для насоса за рис. 3.1 параметр регулювання  $\varepsilon = 0$ , якщо ексцентриситет  $e = 0$ ) або  $-1 \leq \varepsilon \leq +1$  — для реверсивних. У гідромашині (рис. 3.2) параметр регулювання може стати від'ємним, якщо центр  $O_1$  статора переміститься ліворуч від центра  $O$  ротора, що відповідає від'ємному значенню ексцентриситета  $e$ .

### 3.2. Енергетичні характеристики гідромашин

У реальних гідромашинах мають місце об'ємні втрати, внаслідок чого фактична кількість рідини, що проходить через робочі камери за одиницю часу, буде менша за геометричну подачу. Під об'ємними втратами розуміють втрати енергії внаслідок вигоку рідини через зазори між деталями гідромашин, що переміщуються одна відносно одної, та втрати на лінії всмоктування. Сума подачі та об'ємних втрат

називається *ідеальною (теоретичною) подачею* об'ємної гідромашини і визначається за формулою

$$Q_T = \varepsilon q n, \quad (3.4)$$

де  $n$  — частота обертання приводного вала.

*Фактична подача*  $Q_H$  насоса завжди менша від теоретичної на величину об'ємних втрат  $Q_{вт}$ :

$$Q_H = Q_T - Q_{вт} = Q_T - (Q_v + Q_{вс}), \quad (3.5)$$

де  $Q_v$  — витік рідини по зазорах у робочих камерах і розподільному механізмі;  $Q_{вс}$  — втрати на всмоктуванні.

*Об'ємні втрати* на всмоктуванні  $Q_{вс}$  обумовлені стисливістю рідини, присутністю бульбашок нерозчиненого повітря, дією на рідину відцентрових сил, а також недостатнім заповненням робочих камер у зоні всмоктування внаслідок гідравлічного опору трубопроводів та каналів розподільних вузлів.

*Витік рідини* через зазори відбувається під дією перепаду тисків із зони високого в зону низького тиску. Оскільки зазори в робочих елементах гідромашин при змінюванні частоти обертання практично не змінюються, а швидкість течії рідини в зазорах значно більша за швидкість відносного переміщення елементів пар, які утворюють ці зазори, витік практично не залежить від частоти обертання.

Досвід експлуатації гідромашин показує, що витік через зазори практично змінюється прямо пропорційно перепаду тисків, як при ламінарному режимі течії рідини,

$$Q_v = c \Delta p / \mu_d, \quad (3.6)$$

де  $\Delta p$  — перепад тисків на щілині;  $c$  — коефіцієнт пропорційності, що враховує форму і параметри щілини;  $\mu_d$  — динамічна в'язкість рідини.

*Об'ємним ККД насоса*  $\eta_{o.n}$  називають відношення корисної потужності  $N_k$  насоса до суми корисної потужності  $N_k$  та потужності  $N_{вт}$ , втраченої через витік рідини:

$$\eta_{o.n} = \frac{N_k}{N_k + N_{вт}} = \frac{Q_H \Delta p}{Q_H \Delta p + N_{вт}}. \quad (3.7)$$

*Коефіцієнт подачі*  $K_p$  насоса — це відношення подачі  $Q_H$  до його теоретичної подачі  $Q_T$ :

$$K_p = Q_H / Q_T. \quad (3.8)$$

Враховуючи, що тиск нагнітання об'ємних насосів значно більший за тиск усмоктування, витік  $Q_v$  рідини визначають за формулою (3.6), а втрати на всмоктуванні при відсутності кавітаційного режиму незначні, тому можна вважати, що потужність  $N_{вт}$  прямо пропорційна перепаду тисків  $\Delta p$  і об'ємний ККД можна визначити за

формулою (3.8), підставляючи вирази (3.4) ... (3.6),

$$\eta_{o,n} \approx K_n = 1 - \frac{Q_{вт}}{Q_p} = 1 - c \frac{\Delta p}{\varepsilon q n \mu_d} - \frac{Q_{вс}}{\varepsilon q n}. \quad (3.9)$$

Витік рідини прямо пропорційний перепаду тисків, тому при сталій частоті обертання приводного вала і безкавітаційному режимі роботи насоса залежність об'ємного ККД від перепаду тисків лінійна (рис. 3.3, а). При зростанні перепаду тисків і зменшенні параметра регулювання  $\varepsilon$  об'ємний ККД насоса знижується. Витік  $Q_{в}$  рідини в насосі відбувається з порожнини нагнітання з тиском  $p_n$  у порожнину всмоктування з тиском  $p_{вс}$ , тобто спрямований проти основного потоку рідини, створюваного насосом.

Оскільки теоретична подача насоса прямо пропорційна частоті обертання його вала, а витік  $Q_{в}$  рідини залежить від перепаду тисків і практично не залежить від частоти обертання, то при змінюванні частоти обертання від  $n_0$  до  $n_1$  втрати на всмоктуванні незначні і об'ємний ККД  $\eta_{o,n}$  збільшується (рис. 3.3, б). Подальше збільшення частоти обертання викликає зростання втрат на всмоктуванні. Об'ємний ККД при  $n_1 < n < n_2$  змінюється мало, а потім при  $n > n_2$  зменшується, тому що в лінії всмоктування виникає кавітація — розрив потоку рідини, що супроводжується пульсацією тиску на виході і підвищенням шумом. Кавітація може призвести до руйнування поверхонь деталей, біля яких мають місце кавітаційні явища. Таким чином, максимальна частота обертання насоса визначається, крім міцності деталей, також надійністю заповнення робочих камер насоса. Змістити кавітаційну точку  $n_2$  праворуч можна створенням підпору в порожнині всмоктування або надлишкового тиску на поверхні рідини в гідробаці, чи застосуванням спеціального підживлюючого насоса [3].

Насоси, подача яких залежить від частоти обертання (рис. 3.3, б) або параметра регулювання (рис. 3.3, в), мають зону нечутливості  $0 \dots n_0$  і  $0 \dots \varepsilon_0$ , пов'язану з наявністю витіку рідини в насосі. Фактична подача насоса в цій зоні, а отже і його об'ємний ККД, дорівнює нулю, тому що вся подача насоса витрачається на компенсацію витіку,

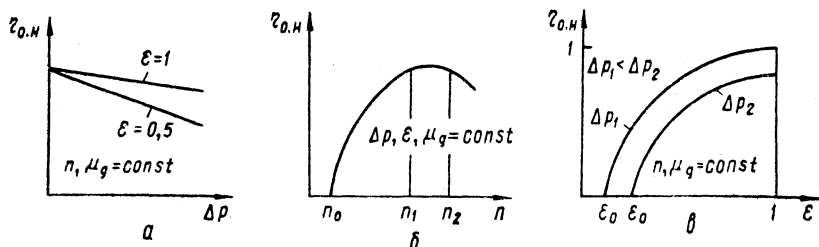


Рис. 3.3. Залежність об'ємного ККД насоса від перепаду тисків (а), частоти обертання (б), параметра регулювання (в)

тобто  $Q_T \leq Q_B$ . При зростанні перепаду тисків  $\Delta p$  насоса збільшуються витік рідини і зона нечутливості. Значення  $n_0$  або  $\epsilon_0$  можна знайти з виразу (3.9), якщо підставити в нього  $\eta_{0,n} = 0$ . Мінімальна частота обертання вала насоса визначається герметичністю його робочих камер (витоком рідини).

Об'ємний ККД у значній мірі залежить від зазорів у робочих елементах насоса. Насос більшого розміру серед насосів однієї конструктивної схеми матиме більші зазори і подачу, але в зв'язку з тим, що зазори збільшуються не прямо пропорційно теоретичній подачі, він матиме вищий ККД.

Кількість рідини, що проходить через гідромотор, так само як і через насос, за одиницю часу визначається за формулою (3.4). У гідромоторі втрати всмоктування  $Q_{вс}$  відсутні, тому що рідина до робочих камер подається під високим тиском  $p_n$ , а витік рідини через зазори спрямовується з напірної порожнини з тиском  $p_n$  до зливної лінії з тиском  $p_{зл}$ , тобто співпадає з напрямом основного потоку рідини. Тому фактична витрата рідини в гідромоторі більша за теоретичну і визначається за формулою

$$Q_M = Q_T + Q_B \quad \epsilon q n + c (\Delta p / \mu_d). \quad (3.10)$$

Об'ємним ККД гідромотора називають відношення його теоретичної подачі  $Q_T$  до фактичної  $Q_M$ :

$$\eta_{0,m} = \frac{Q_T}{Q_M} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_B} = \frac{1}{1 + c \Delta p / (\epsilon q n \mu_d)}. \quad (3.11)$$

При збільшенні перепаду тисків на гідромоторі до максимально допустимого для підтримання заданої частоти обертання треба збільшити подачу  $Q_M$  рідини в гідромотор для компенсації збільшеного в зв'язку з цим витоку рідини. Максимально допустимий перепад тисків визначається міцністю деталей, насамперед роботоспроможністю підшипників. При  $Q_M \leq Q_B$  вся подача витрачається на компенсацію витоку, а частота обертання вала гідромотора дорівнює нулю. В регульованому гідромоторі зменшення параметра  $\epsilon_2$  регулювання може призвести до необмеженого зростання частоти обертання вала гідромотора і до зниження крутного моменту на його валу. Тому діапазон зміни параметра регулювання гідромоторів вибирається в межах  $1 \geq \epsilon_2 \geq \epsilon_k$ , де звичайно  $\epsilon_k \geq 0,3$  [4].

Втрати енергії на подолання сил тертя механічних частин і рідини в кінематичних парах гідромашин називають механічними. Причинами механічних втрат, що виникають при подоланні опору рухові деталей та вузлів гідромашин, можуть бути: а) обертання блока циліндрів у корпусі, заповненому рідиною; б) відносне ковзання деталей в опорах валів, ущільненнях, шарнірних з'єднаннях, у парі поршень — циліндр; в) відносне кочення деталей, наприклад, у зубчастих парах, шарикопідшипниках. Найбільші механічні втрати мають місце в

опорах, розподільних механізмах, підшипниках, циліндро-поршневих парах.

*Крутний момент*  $M_n$  прикладений до вала насоса для перетворення механічної енергії на енергію потоку рідини, більший за теоретичний момент  $M_T$ , що створюється перепадом тисків  $\Delta p$  у порожнинах насоса. Оскільки гідромотор споживає гідравлічну енергію, перетворюючи її на механічну, то  $M_T > M_n$ , де  $M_m$  — крутний момент на валу гідромотора. Враховуючи це, механічні втрати  $\Delta M$  насоса та гідромотора можна подати у вигляді

$$\Delta M_n = M_n - M_T; \quad \Delta M_m = M_T - M_m. \quad (3.12)$$

Механічні втрати при обертанні ротора у в'язкому середовищі

$$\Delta M = 2\pi l \mu_d r^3 \omega / \delta, \quad (3.13)$$

де  $l$  — довжина ротора;  $\mu_d$  — коефіцієнт динамічної в'язкості;  $\omega$  — кутова швидкість обертання ротора;  $\delta$  — зазор між ротором і корпусом;  $r$  — середній радіус дії сил тертя.

*Теоретичний (індикаторний) момент* об'ємної гідромашини з урахуванням виразу (3.4)

$$M_T = N_T / \omega = Q_T \Delta p / 2\pi l = \epsilon q \Delta p / 2\pi, \quad (3.14)$$

де  $N_T$  — теоретична потужність (потужність на виході насоса або на вході гідромотора).

Механічні втрати в об'ємних гідромашинах характеризуються механічним ККД. *Механічний ККД* [див. вирази (3.12), (3.14)] насоса

$$\eta_{м.н} = \frac{M_T}{M_n} = \frac{1}{1 + \Delta M / M_T} = \frac{1}{1 + 2\pi \Delta M / \epsilon q \Delta p}. \quad (3.15)$$

*Механічний ККД гідромотора*

$$\eta_{м.м} = \frac{M_m}{M_T} = \frac{M_T - \Delta M}{M_T} = 1 - \frac{2\pi \Delta M}{\epsilon q \Delta p}. \quad (3.16)$$

При зростанні перепаду тисків (від 0 до  $\Delta p_1$ ) механічний ККД насоса зростає, тому що механічні втрати  $\Delta M$  зростають значно повільніше, ніж момент  $M_n$  на валу насоса (рис. 3.4, а). В діапазоні зміни перепаду тисків від  $\Delta p_1$  до  $\Delta p_2$  механічний ККД практично не змінюється, тому що втрати збільшуються так само, як момент  $M_n$ . Подальше зростання тиску нагнітання призводить до зниження ККД, що зумовлено зростанням механічних втрат через зміну характеру тертя деталей насоса. Чисто рідинне тертя переходить в сухе через вичавлювання мастильної плівки в зоні взаємодії рухомих деталей, що зумовлено зростанням контактного тиску в ущільненнях.

Залежність механічного ККД гідромотора від перепаду тисків  $\Delta p$  (рис. 3.4, б) характеризується зоною нечутливості  $0 \dots \Delta p_0$ . Перепад тисків  $\Delta p_0$  створює необхідний момент для зрушення вала гідромотора при подоланні опору тертя без зовнішнього навантажен-

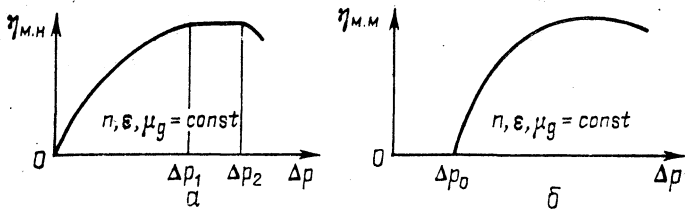


Рис. 3.4. Залежність механічного ККД насоса (а) та гідромотора (б) перепаду тисків ня. Для гідромоторів з регульованим робочим об'ємом  $\Delta p_0$  матиме більше значення при зменшенні робочого об'єму.

Втрати на подолання сил тертя між частинками в'язкої рідини, яка рухається в каналах гідромашини, називають гідравлічними, а втрати моменту, викликані зменшенням тиску в напорній лінії через втрати по довжині каналів і в місцевих опорах об'ємної гідромашини, враховують *гідравлічним ККД*. Через складність вимірювання втрат напору, обумовлених гідравлічним опором, гідравлічні втрати окремо не обчислюють, а всі втрати на подолання сил тертя (контактних і між частинками рідини) враховують механічним ККД.

Загальним ККД гідромашини називають відношення корисної потужності (на виході) до витраченої потужності (на вході), враховуючи при цьому як об'ємні, так і механічні втрати енергії. Значення цього ККД обчислюється як добуток об'ємного і механічного ККД. Якщо через  $N$  позначити потужність на валу насоса або гідромотора, то з урахуванням (3.9), (3.11), (3.15), (3.16) загальні ККД насоса  $\eta_n$  та гідромотора  $\eta_m$  такі:

$$\eta_n = N_T / N = \varphi_{o.n} \eta_{m.n} = Q_n M_T / Q_T M_n; \quad (3.17)$$

$$\eta_m = N / N_T = \eta_{o.m} \eta_{m.m} = Q_T M_m / Q_m M_T. \quad (3.18)$$

Для забезпечення високого значення загального ККД суттєву роль відіграє вибір рідини з відповідною динамічною в'язкістю. Застосування рідини з підвищеною динамічною в'язкістю позитивно впливає на об'ємний ККД гідромашини, зменшуючи витік. Однак підвищення в'язкості збільшує втрати на подолання сил тертя, зменшуючи механічний ККД. Вибір в'язкості, яка забезпечує в сумі найменші об'ємні та механічні втрати, дає можливість експлуатувати гідромашину з найбільшим загальним ККД.

### 3.3. Статичні характеристики об'ємних гідропередач

Для регулювання швидкості руху вихідної ланки гідропривода найчастіше використовуються дросельний або машинний способи. У гідроприводі з *машинним керуванням* швидкість руху вихідної ланки регулюється за рахунок зміни робочого об'єму: насоса, гідромотора

або обох об'ємних гідромашин. Цей спосіб більш складний і дорогий порівняно з дросельним керуванням, але при потужності гідропередачі  $N > 10$  кВт він більш економічний, бо характеризується значно меншими втратами енергії [17].

Гідропередача є частиною насосного гідропривода, за допомогою якої передається рух від приводного двигуна до відповідної ланки машини. Розрізняють об'ємні гідропередачі роздільного та нероздільного виконання. Останні складаються з гідропристроїв, які конструктивно оформлені в одному агрегаті.

Особливості роботи гідропередач з машинним керуванням при різних варіантах використання регульованих гідромашин можна розглянути, проаналізувавши їхні *ідеальні статичні характеристики*, тобто нехтуючи об'ємними та механічними втратами. Регульовальні характеристики гідропередач (рис. 3.5), які відображають залежності частоти обертання  $n_2$  вала гідромотора, крутного моменту  $M_2$  та потужності  $N_2$  на його валу від параметрів регулювання  $\epsilon_1$  насоса та  $\epsilon_2$  гідромотора, дають змогу зробити такі висновки:

1. Гідропередача з регульованим насосом дає змогу плавно змінювати частоту обертання  $n_2 = Q_H/q_M = \epsilon_1 q_H n_1/q_M$  вихідного вала в діапазоні від 0 до  $\pm n_{2\max}$  (рис. 3.5, а). При  $\epsilon_1 = 0$  забезпечується включення приводного двигуна без навантаження з подальшим плавним розгоном системи до заданої швидкості. При постійному перепаді тисків  $\Delta p$  рідини і незмінюваному робочому об'ємі гідромотора  $q_M$  гідропередача забезпечує роботу в режимі постійного моменту  $M_2 = q_M \Delta p / 2\pi$  на вихідному валу незалежно від частоти обертання при постійному навантаженні. Недоліком такого способу регулювання гідропередачі, наприклад у під'ємно-транспортних машинах, робота яких вимагає незмінної потужності при різних швидкостях вихідної ланки, є залежність потужності від параметра регулювання  $N_2 = M_2 n_2 = \epsilon_1 q_H n_1 \Delta p / 2\pi$ .

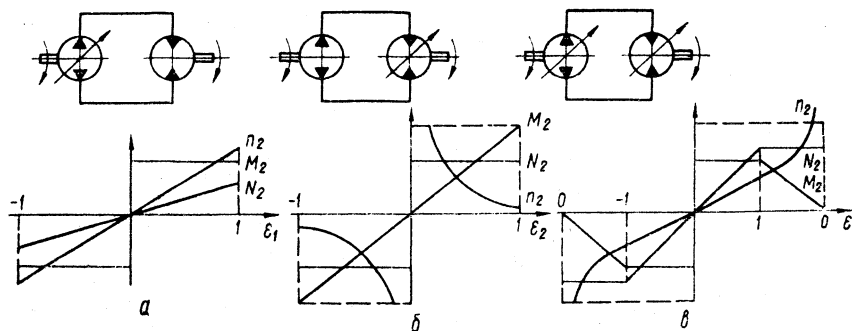


Рис. 3.5. Схеми та ідеальні статичні характеристики об'ємних гідропередач з регульованими:

а — насосом; б — гідромотором; в — насосом і гідромотором

2. Гідропередача з регульованим гідромотором (рис. 3.5, б) працює в режимі постійної потужності  $N_2 = \epsilon_2 q_M \Delta p n_2 / 2\pi$ , тому що частота обертання вала гідромотора  $n_2 = q_n n_1 / q_M \epsilon_2$  обернено пропорційна параметру регулювання. При  $\epsilon_2 \rightarrow 0$  частота обертання вихідного вала  $n_2 \rightarrow \infty$ , а момент на валу гідромотора  $M_2 \rightarrow 0$ . Тому параметр регулювання гідромотора змінюється у межах  $\epsilon_2 = 1 \dots \epsilon_{2\min}$ , де  $\epsilon_{2\min} = \epsilon_k \geq 0,3$ . Особливістю такої гідропередачі є високий рівень мінімальної частоти обертання вихідного вала гідромотора. Нульова швидкість при зрушенні з місця забезпечується використанням додаткового дросельного способу регулювання.

3. Гідропередача з регульованими насосом та гідромотором (рис. 3.5, в) має найширший діапазон регулювання, який досягає значення  $\approx 1000 : 1$ , причому подача насоса можна регулювати в діапазоні  $50 : 1$ , а робочий об'єм гідромотора — в діапазоні  $20 : 1$ . Такий комбінований спосіб регулювання об'єднує переваги розглянутих раніше способів і дає можливість регулювати частоту обертання вихідного вала гідромотора, забезпечуючи режим постійного моменту (параметри регулювання  $\epsilon_1 = 0 \dots 1$ ,  $\epsilon_2 = 1$ ) або режим сталої потужності ( $\epsilon_1 = 1$ ,  $\epsilon_2 = 1 \dots \epsilon_{2\min}$ ).

### 3.4. Радіально-поршневі насоси

Радіально-поршневі насоси поділяються за рухом робочих ланок на роторні і безроторні, а за способом передачі руху — на кривошипні та кулачкові. У верстатобудуванні знаходять застосування роторні радіально-поршневі насоси, потужність яких може дорівнювати 3000 кВт, а подача  $0,13 \text{ м}^3/\text{с}$  (8000 л/хв) при максимальному тиску 50 МПа. Радіально-поршневі насоси бувають одноразової і багаторазової дії. Робоча камера в них утворюється поверхнями циліндрів і торцями поршнів, всі яких розташовані перпендикулярно до осі блока циліндрів, або утворюють з нею кут більше  $45^\circ$  [3, 4, 5, 17].

У корпусі 1 насоса (рис. 3.6) на плоских напрямних статор 2 має можливість зміщуватись в горизонтальній площині на величину ексцентриситета  $e$  відносно ротора 4, який встановлено з гарантовано малим зазором на розподільній цапфі 6. В ци-

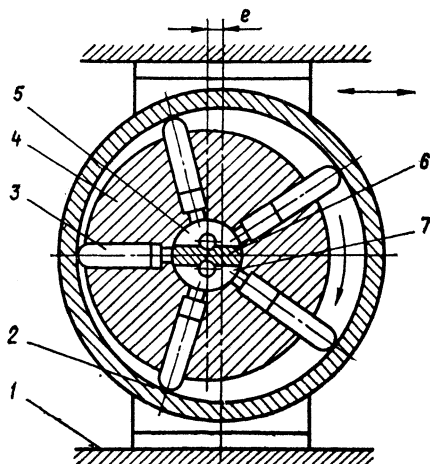


Рис. 3.6. Схема роторного радіально-поршневого насоса

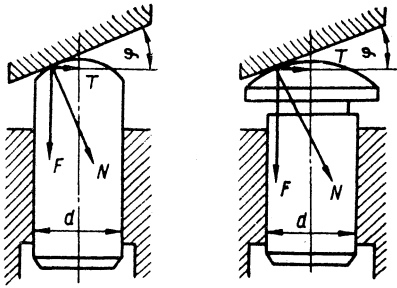


Рис. 3.7. Схема взаємодії плунжерів із статорним кільцем

які виникають при терті головок поршнів по статору, в ньому встановлюють кругові напрямні на підшипниках кочення.

В радіальних насосах здебільшого застосовують цапфове розподілення рідини, яке здійснюється через пази 5 і 7 цапфи 6, з'єднані за допомогою осьових каналів відповідно з усмоктувальною і нагнітальною гідролініями. Поршні здійснюють зворотно-поступальний рух відносно ротора, який обертається в напрямку стрілки. В робочих камерах, які знаходяться вище горизонтальної осі насоса, поршні рухаються в напрямку від центра до периферії. Ці робочі камери через паз 5 сполучаються з усмоктувальною гідролінією. Завдяки збільшенню об'єму робочих камер в них створюється розрідження і робоча рідина заповнює ці об'єми, здійснюючи процес усмоктування.

Робочі камери, розташовані нижче горизонтальної осі насоса, сполучені з каналом нагнітання 7. Поршні в цих камерах переміщуються в напрямку до центра ротора, витісняючи рідину з робочих камер у нагнітальну гідролінію. Робоча камера матиме мінімальний (ліворуч) або максимальний (праворуч) об'єми, коли поршень знаходиться навпроти перемички цапфи 6, яка, крім того, відокремлює цю камеру від усмоктувальної або нагнітальної гідроліній. Ширина перемички більша за отвір у торці циліндра.

Для зменшення зносу при терті поршня по стінці циліндра і поліпшення умов змащення поршню надають поворотний рух відносно його осі. Для цього опорну поверхню статорного кільця виконують під кутом  $\varphi = 15...20^\circ$  (рис. 3.7) або розташовують вісь циліндра під таким же кутом до площини обертання ротора. Точка контакту статорного кільця зі сферичною головкою поршня зміщена відносно його осі і завдяки цьому поршень під дією сил тертя буде обертатись в циліндрі. При такій установці поршнів опори ротора навантажуються крім радіального ще осьовим зусиллям. У насосах з багаторядним розташуванням поршнів за рахунок симетричного встановлення статорних кільць компенсується дія осьового зусилля.

В радіально-поршневих гідромашинах з багаторядним розташуванням поршнів у кількох паралельних площинах збільшується їхній робочий об'єм, завдяки чому досягаються великі значення подачі насоса або крутного моменту на валу гідромотора. Поршні в рядах розміщують з однаковим кутовим кроком  $\varphi = 2\pi/z$ , де  $z$  — кількість поршнів у ряду. Довжину поршня вибирають  $L \geq 2(e + d)$ , де  $d$  — діаметр поршня.

Робочий об'єм радіально-поршневого насоса визначається досить просто. За один оберт ротора поршень робить один подвійний хід і, отже, теоретично можна перекачати кількість рідини  $(\pi d^2/4) h$ , де  $h$  — хід поршня,  $h_{\max} = 2e$ . Якщо насос має  $z$  поршнів, то його робочий об'єм

$$q = (\pi d^2/4) 2ez. \quad (3.19)$$

Враховуючи, що ротор насоса обертається з частотою  $n$ , дістаємо формулу для визначення середньої теоретичної подачі

$$Q = qn. \quad (3.20)$$

Тиск нагнітання  $p_n$  рідини, діючий на торцеву поверхню  $F_n = \pi d^2/4$  поршня (рис. 3.8), створює силу

$$P = F_n p_n, \quad (3.21)$$

яка сприймається статорним кільцем і може бути розкладена на складові  $T$  і  $N$ :

$$T = P \operatorname{tg} \gamma;$$

$$N = P/\cos \gamma.$$

Сила  $T$  утворює крутний момент на роторі  $M = Tr_1$ , де  $r_1 = r + x$  — поточний радіус положення точки контакту поршня зі статорним кільцем (рис. 3.8). Привідний двигун насоса повинен подолати цей момент при створенні насосом тиску  $p_n$  в лінії нагнітання. Сила  $N$  сприймається опорами статорного кільця.

Миттєва подача рідини в процесі повороту ротора непостійна і залежить від кута повороту  $\alpha = \omega t$  (рис. 3.8). Закон руху поршня уздовж його осі, який відбувається при обертанні ротора з кутовою швидкістю  $\omega$ , визначається положенням точки  $A_1$  при повороті ротора від вертикальної осі на кут  $\alpha$ . Рух поршнів відбувається за допомогою кінематики шатунно-кривошипного механізму. Нехтуючи впливом сферичної головки поршня, будемо вважати, що він контактує з

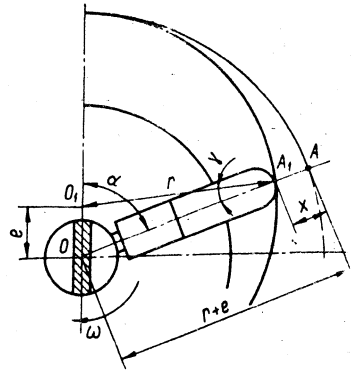


Рис. 3.8. Розрахункова схема радіально-поршневого насоса

поверхню статорного кільця тільки в точці  $A_1$ , яка лежить на осі циліндра.

Шлях поршня  $x$  відносно циліндра при повороті ротора на кут  $\alpha = \omega t$  (де  $\omega$  — кутова швидкість,  $t$  — час повороту ротора) визначається як різниця відрізків

$$x = OA - OA_1 = r + e - (e \cos \alpha + r \cos \gamma).$$

У зв'язку з малим кутом  $\gamma$  з достатньою мірою точності можна прийняти

$$x = e(1 - \cos \alpha). \quad (3.22)$$

Миттєва швидкість  $v$  руху поршня відносно циліндра при вказаному допущенні

$$v = dx/dt = e\omega \sin \alpha. \quad (3.23)$$

Геометрична подача одного поршня пропорційна відносній швидкості  $v$  його руху в циліндрі

$$Q_{\Gamma}^i = F_{\Pi} v = (\pi d^2/4) e\omega \sin \alpha_i. \quad (3.24)$$

Миттєва подача рідини насосом

$$Q_{\Gamma} = (\pi d^2/4) e\omega \sum_{i=1}^m \sin \alpha_i, \quad (3.25)$$

де  $\sum_{i=1}^m$  — сума по всіх поршнях, які знаходяться в зоні нагнітання.

З простих геометричних побудов визначають для парної кількості циліндрів  $m = z/2$  і поточного кута  $\alpha_i$  повороту першого поршня при  $0 \leq \alpha \leq 2\pi/z$

$$\sum \sin \alpha_i = \frac{\cos(\pi/z - \alpha_i)}{\sin(\pi/z)}, \quad (3.26)$$

а для непарної кількості циліндрів ( $m = \frac{z \pm 1}{2}$ ) при  $0 \leq \alpha \leq \pi/z$

$$\sum \sin \alpha_i = \frac{\cos(\pi/2z - \alpha_i)}{2 \sin(\pi/2z)}. \quad (3.27)$$

З виразів (3.25)...(3.27) виходить, що геометрична подача радіально-поршневого насоса непостійна і залежить від кількості  $z$  циліндрів [3].

Геометрична подача залежить від кута  $\alpha$  повороту приводного вала насоса при різній кількості поршнів (рис. 3.9). Пульсацію потоку рідини звичайно оцінюють *коефіцієнтом нерівномірності*, який характеризує відношення змінювання миттєвої подачі до середнього її значення. При парній кількості поршнів нерівномірність подачі

$$\sigma_{\Pi} = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z} \approx 5/z^2, \quad (3.28)$$

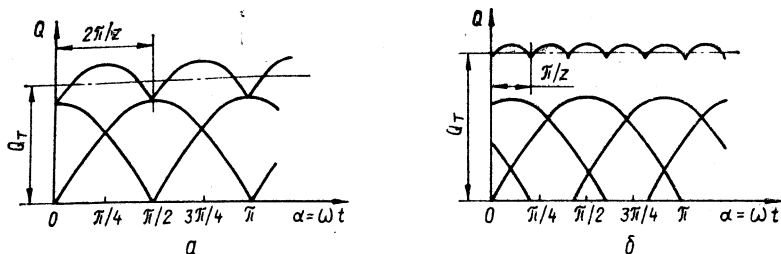


Рис. 3.9. Залежність геометричної подачі  $Q_T$  насоса від кута  $\alpha$  повороту ротора для парної (а) та непарної (б) кількості циліндрів в одному ряді

а при непарній кількості поршнів

$$\sigma_n = 2 \sin^2 \frac{\pi}{4z} \approx 1,25/z^2. \quad (3.29)$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі  $\sigma$  характеризує амплітуду її пульсації. Частота пульсації залежить від кількості  $z$  поршнів. Коливання подачі відбувається з періодом  $T = \frac{2\pi}{\omega z}$  для парної кількості поршнів та  $T = \frac{\pi}{\omega z}$  — для непарної. Пульсація подачі рідини впливає на роботу гідропривода в перехідних режимах і може сприяти виникненню вимушених коливань, які призводять до резонансу.

В безроторних радіально-поршневих насосах використовується клапанне або клапанно-щільинне розподілення рідини. Клапанне розподілення забезпечує високу герметичність. Насоси з таким розподіленням виготовляються на тиск до 100 МПа [4].

У насосі з клапанним розподіленням рідини (рис. 3.10, а) кулачком-ексцентриком 3 забезпечується зворотно-поступальний рух поршня 2, який притискається до нього пружиною або іншими засобами. Заповнення робочої камери насоса рідиною відбувається через усмоктувальний клапан 1. Під час руху догори поршня 2 об'єм робочої камери збільшується і через усмоктувальний клапан 1 до неї надходить рідина. Зворотний рух поршня призводить до зменшення об'єму робочої камери. При цьому клапан 1 закривається, а через клапан 4 рідина витісняється в нагнітальну гідролінію. Такі насоси відзначаються високим об'ємним ККД, надійністю та довговічністю. В цих насосах відсутні компресія (збільшення тиску в камері вище тиску нагнітання) та гідравлічні удари. При переході поршня через крайні положення відповідні клапани закриваються, але з запізненням через дію сил інерції. Запізнення при закритті нагнітального клапана на початку такту всмоктування призводить до повернення деякої частини рідини із нагнітальної гідролінії в робочу камеру.

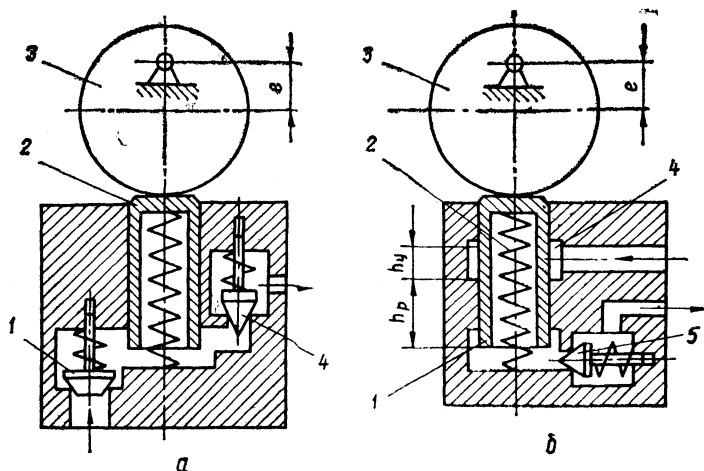


Рис. 3.10. Схеми безроторних радіально-поршневих насосів з клапанним (а) і клапанно-щілинним (б) розподіленням рідини

Запізнення при закритті всмоктувального клапана призводить до того, що рідина на початку такту нагнітання витісняється в усмоктувальну гідролінію замість нагнітальної. Запізнення зростає при збільшенні маси клапанів. Оскільки всмоктувальний отвір в насосах вибирається більшого розміру, ніж нагнітальний, і перепад тиску на всмоктувальному клапані невеликий, то його розміри і маса більші, ніж нагнітального, і, як правило, обмежують частоту обертання вала насоса. Зменшення ходу клапана, збільшення жорсткості пружини та вибір мінімальної маси клапана забезпечують зменшення його запізнення при закритті. Збільшення частоти обертання може призвести до стуку клапанів, викликаного ударом при посадці їх на сідло. Робочий об'єм і середня теоретична подача таких насосів визначаються за формулами (3.19), (3.20).

Насос із клапанно-щілинним розподіленням (рис. 3.10, б) має тільки нагнітальний клапан, а всмоктування рідини здійснюється через спеціальну щілину в стінці циліндра. При повороті кулачка 3 плунжер 1, притиснутий до нього пружиною 2, піднімається, об'єм робочої камери збільшується, а тиск в ній знижується. Після проходження поршнем краю кільцевої канавки 4 під дією перепаду тисків (атмосферного і в робочій камері) вона заповнюється рідиною з усмоктувальної магістралі через відкриту кільцеву канавку 4. Процес усмоктування відбувається на ділянці ходу  $h_y$  при переміщенні плунжера і вгору, і вниз. При подальшому русі плунжера вниз кільцева канавка 4 перекривається плунжером 1, тиск в робочій камері підвищується, відкривається нагнітальний клапан 5 і рідина

під тиском надходить у гідросистему. Повний хід плунжера 1 визначається ексцентриситетом кулачка ( $h = 2e$ ), але робочий хід є лише часткою цього ходу. Витіснення відбувається (на шляху  $h_p$ ) після того, як плунжер відокремлює робочу камеру від усмоктувальної магістралі.

Відсутність усмоктувального клапана дає змогу збільшити допустиму частоту обертання кулачка. Хід усмоктування вибирається залежно від частоти обертання і дорівнює  $h_y = (0,2 \dots 0,3) h_p$ . Оскільки робочий хід плунжера насоса з клапанно-щілинним розподіленням складає лише частку повного (геометричного) ходу, нерівномірність подачі буде вища, ніж у насосів, в яких робочий хід дорівнює геометричному ходу. Робочий об'єм насоса

$$q = (\pi d^2/4) h_p z. \quad (3.30)$$

Середня теоретична подача визначається співвідношенням (3.20). Клапанно-щілинне розподілення забезпечує високу герметичність робочих камер.

Розглянемо деякі конструкції радіально-поршневих насосів. Конструкція **радіально-поршневого насоса** (рис. 3.11) відповідає схемі на рис. 3.6. Ротор 11 із запресованою бронзовою втулкою 12 має чотири ряди радіально розташованих циліндричних отворів, в яких можуть вільно рухатись поршні 9. Ротор з гарантованим зазором встановлено на розподільну цапфу 14, яка жорстко закріплена в

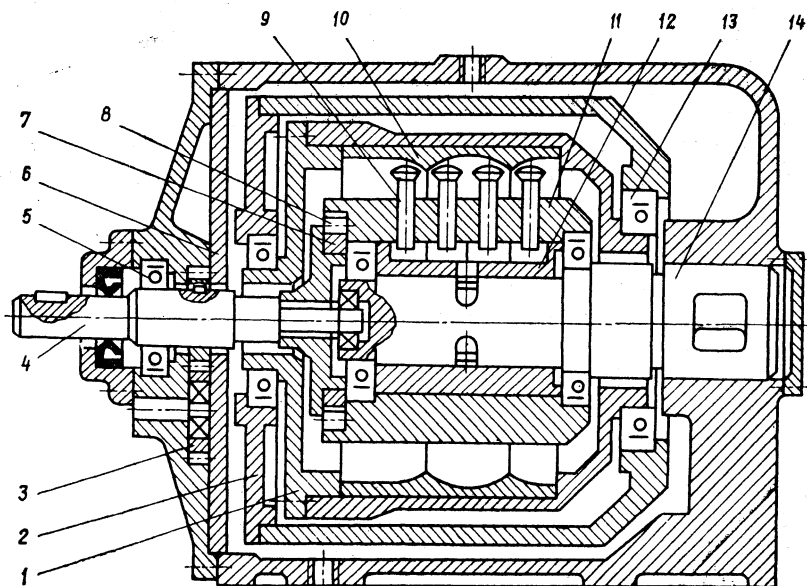


Рис. 3.11. Роторний радіально-поршневий насос НП

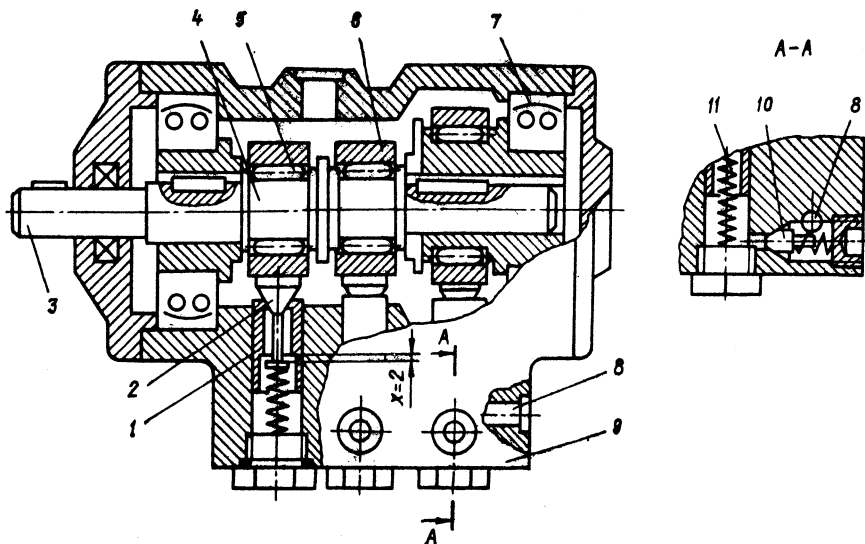


Рис. 3.12. Радіально-поршневі насос з нерухомим блоком циліндрів

корпусі насоса. Нагнітальна і всмоктувальна гідролінії через осьові отвори і пази розподільної втулки з'єднуються з робочими камерами насоса, які обмежені поверхнями циліндричних отворів ротора 11, зовнішньою поверхнею втулки 12 та торцями поршнів.

Обертання ротора здійснюється приводним валом 4, встановленим на два підшипники, один з яких розташований в кришці корпусу, а другий в розточці цапфи 14. Для компенсації відхилень від співвісності при установці ротора і приводного вала вони з'єднуються муфтою з проміжним кільцем 7. У ньому знаходяться чотири ролики 8, два з них передають крутний момент від фланця 6, встановленого на шліцах приводного вала, на кільце 7, а два інших — від кільця до ротора. Поршні 9 спираються сферичними поверхнями на конічні поверхні статорних кілець 10, запресованих у барабан 1. Завдяки цьому крім зворотно-поступального руху в циліндричних отворах ротора поршні здійснюють поворотний рух навколо своєї осі, зменшуючи зношування тертьової пари поршень — циліндр та поліпшуючи умови змащування.

На приводному валу встановлена ведуча шестірня допоміжного шестеренного насоса 3, призначеного для живлення системи керування зміною подачі насоса, а також для створення надлишкового тиску в усмоктувальній гідролінії для надійного притиску поршнів 9 до статорного кільця 10.

Регулювання подачі насоса здійснюється змінюванням ексцентриситета між осями ротора 11 і барабана 1, встановленого на підшипниках 5 і 13 в ковзному блоці 2, який може переміщатись в горизонтальній площині в напрямку, перпендикулярному до осі насоса.

У радіально-поршневому насосі типу Н (рис. 3.12) за схемою (рис. 3.10, а) безроторного насоса з клапанним розподіленням вал 3 насоса з трьома ексцентричними шийками 4 встановлюється на підшипниках кочення 7. Осі ексцентричних шийок зміщені одна відносно одної на кут  $120^\circ$ . На кожній шийці на голчастих підшипниках 5 встановлені кільця 6. Усмоктувальний клапан 2 притискається пружиною 11 до кільця 6.

При обертанні вала 3 насоса під час такту всмоктування дією пружини 11 спочатку вгору переміщується клапан 2 відносно поршня 1, утворюючи зазор  $x = 2$  мм. Через одержаний всмоктувальний отвір при подальшому переміщенні клапана разом з поршнем рідина з корпусу 9 надходить під поршень, заповнюючи робочу камеру. Під час такту витіснення кільце 6 вала натискує на клапан, який переміщується вниз, долаючи протидію пружини. Вибравши зазор, клапан закривається і разом з поршнем продовжує рух вниз. Рідина витісняється з робочої камери через нагнітальний клапан 10 в вихідний канал 8 насоса.

### 3.5. Високомоментні гідромотори

Для досягнення великого крутного моменту застосовують високомоментні радіально-поршневі гідромотори одноразової та багаторазової дії, які забезпечують привод виконавчого органа без проміжних механізмів. Це дає змогу зменшити масу і габаритні розміри та підвищити динамічні якості привода. Високомоментні гідромотори розвивають крутний момент звичайно в межах 200...3000 Нм при номінальному тиску 10...32 МПа та частоті обертання вала 0,016...10  $\text{с}^{-1}$  (1...600 об/хв) [3, 5, 10, 12]. Мотори одноразової дії, розвиваючи менші крутні моменти, мають більшу частоту обертання. В моторах багаторазової дії для створення великих крутних моментів за один оберт вала в кожній робочій камері здійснюється кілька робочих циклів. Суттєвою властивістю цих гідромоторів є здатність працювати стабільно з високим ступенем рівномірності навіть при невеликій частоті обертання  $n = 0,016...0,08 \text{ с}^{-1}$  (1...5 об/хв).

В гідромоторі з повзунами (рис. 3.13, а) застосовується цапфове розподілення рідини. Ротор 9 встановлюється на нерухомому цапфу 8 з гарантовано малим зазором. У радіально розташованих циліндричних отворах ротора 9 поршні 12 через повзуни 4 (з закріпленими на їхніх кінцях роликами 3) взаємодіють з чотирма ділянками, утвореними в статорі 1 криволінійними профілями 10 та 11. Через отвори в цапфі

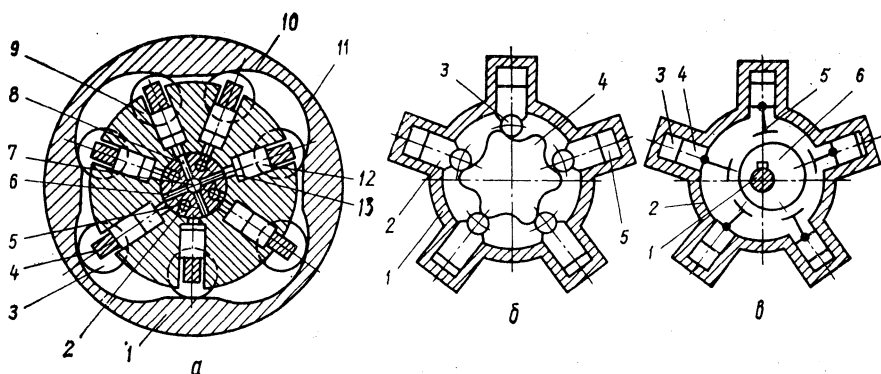


Рис. 3.13. Схеми високомоментних гідромоторів:

багаторазової дії роторний (а) та з нерухомим циліндром (б); одноразової дії безроторний (в)

робочі камери, утворені поверхнями циліндрів 13 та торцями поршнів 12, сполучаються з нагнітальною та зливною гідролініями.

У цапфі 8 зроблено: осьовий центральний отвір 7, з'єднаний зі зливом, і чотири симетрично розташовані осьові отвори 5, з'єднані з лінією нагнітання. В цапфі для з'єднання робочих камер з лінією зливу є чотири симетрично розташовані радіальні отвори 6, які сполучаються з центральним отвором 7, а між ними радіальні отвори 2, які сполучаються через отвори 5 з лінією нагнітання.

Рідина з нагнітальної гідролінії через радіальні отвори 2 згідно зі схемою подається під поршні, які розташовані вище горизонтальної осі гідромотора і знаходяться навпроти робочих ділянок 10. Тиск рідини на торці цих поршнів створює силу  $P$  (визначається за формулою 3.21), яка через повзуни 4 з роликками 3 передається на профільовану ділянку 10 статора 1. Нормаль до профілю напрямної в усіх, крім «мертвих», точках робочих ділянок складає з віссю поршня кут  $\beta$ , який відрізняється від нуля. Внаслідок цього при взаємодії поршня з напрямною, крім нормальної до її поверхні сили  $N$ , яка сприймається корпусом гідромотора, виникає тангенціальна сила  $T$ , нормальна до осі повзуна. Її величина та радіус прикладання визначають частку крутного моменту, який створює кожен із поршнів. Крутний момент  $M_n$ , створюваний поршнем, повертає ротор 9 за годинниковою стрілкою відносно нерухомо закріпленого корпусу 1 і визначається за формулою

$$M_n = Tr = F_n r_{np} \operatorname{tg} \beta. \quad (3.31)$$

Діюче значення крутного моменту на вихідному валу дорівнює алгебраїчній сумі моментів, утворюваних кожним поршнем.

Перехід ролика на ділянку 11 профільованої напрямної статора примушує поршень 12 рухатись до центра гідромотора. Це викличе

вितіснення робочої рідини з циліндра 13 в канал 6 і далі по каналу 7 в зливну гідролінію.

Кількість  $m$  профільованих западин статора, по яких перекочуються ролики, вибирають із співвідношення

$$z = 2m \pm 1,$$

де  $z$  — кількість циліндрів. При виконанні цієї умови в значній мірі урівноважуються сили тиску рідини на ротор і забезпечується плавність роботи гідромотора. В роторних високомоментних гідромоторах найбільше розповсюдження знаходить цапфове розподілення рідини.

Безроторні гідромотори за циклом роботи виготовляють за схемами багаторазової (рис. 3.13, б) та одноразової (рис. 3.13, в) дії. У гідромоторі багаторазової дії з нерухомими робочими камерами 5 профільовані напрямні виконані у вигляді криволінійного багатокутника (кулачка) 4. Кулачок закріплено на вихідному валу. В радіально розташованих у корпусі 1 нерухомих циліндрах 5 вільно переміщуються поршні 2, які через ролики 3 взаємодіють з профільованими поверхнями кулачка. Робочі камери обмежені поверхнями циліндричних отворів корпуса та торцями поршнів.

При сполученні робочої камери 5 з нагнітальною гідролінією сила  $P$ , утворена тиском рідини, розкладається на дві складові  $N$  і  $T$ . Тангенціальна сила  $T$  створює крутий момент (3.31), який повертає кулачок 4 з валом за годинниковою стрілкою.

Найчастіше високомоментні гідромотори одноразової дії виконують з нерухомими робочими камерами (рис. 3.13, в). В таких моторах привод витискувачів-поршнів здійснюється шатуно-кривошипним механізмом з ексцентриком 6, який жорстко з'єднаний з вихідним валом 1. У корпусі 2 виконані радіальні циліндричні отвори 3, в яких переміщуються поршні 4. Поршні через шатуни 5 взаємодіють з ексцентриком 6. При подачі рідини під тиском, наприклад, в робочу камеру 3 сила тиску рідини на поршень передається через шатуни на ексцентрик, завдяки чому вал 1 повертається в напрямку годинникової стрілки. Розподілення рідини в безроторних гідромоторах може бути торцеве, цапфове, клапанне і клапанно-щілинне. Крутий момент на валу гідромашини одноразової дії змінюється як подача роторного радіально-поршневого насоса (рис. 3.9). Мінімальний крутий момент визначається як пусковий

$$M_{\min} = (1/2) Fe\Delta p [\operatorname{ctg} \pi/2z - (e/2R) \operatorname{tg} \pi/z], \quad (3.32)$$

де  $R$  — радіус ексцентрика.

Безроторний гідромотор багаторазової дії (рис. 3.13, б) з дискретним регулюванням робочого об'єму за рахунок змінювання ефективного діаметра поршнів, який розроблено у ВНДГідроприводів, призначається для використання в приводах металорізальних верстатів, ковальсько-пресового обладнання та підйомно-транспортних машин

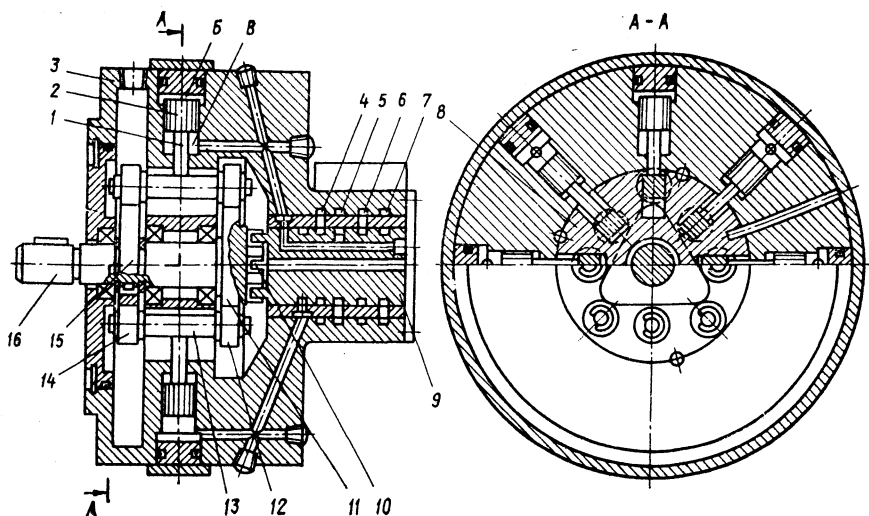


Рис. 3.14. Безроторний високомоментний гідромотор багаторазової дії зі ступінчастим змінюванням робочого об'єму

[10]. Ці гідромотори (рис. 3.14) мають два значення робочих об'ємів. Вісім поршневих груп встановлені в циліндричних отворах корпуса 3. Кожна поршнева група з відповідними поверхнями ступінчастих циліндричних отворів утворює робочі камери *Б* і *В*. У цих камерах розміщуються поршні 1 та 2 діаметрами  $d_1$  і  $d_2$ . Для підключення робочих камер *Б* і *В* до нагнітальної і зливної гідролінії використовується цапфовий розподільник рідини 9, в якому зроблено два ряди вікон і чотири кільцевих колектори 4, 5, 6 і 7. Колектори 4 і 5 за допомогою каналів сполучені з робочими камерами *Б*, два інших — з камерами *В*. Розподілення рідини здійснюється втулкою 9, яка за допомогою хрестоподібної муфти 10 з'єднана з валом 16 гідромотора. Сила тиску поршнями передається через траверсу 13, ролики 12 та 14 на два профільовані кулачки 11 і 15 з трьома виступами і далі на вал 16. Траверси 13, які виконано окремо від поршнів, переміщуються по радіальних напрямних втулки 8. Завдяки цьому на поршні не діє тангенціальна складова сили тиску рідини.

Керування зміною робочих об'ємів досягається за допомогою гідравлічних розподільників (на рисунку не показані), які здійснюють відповідну комутацію каналів 4, 5, 6 і 7 колекторів з нагнітальною та зливною гідролініями. При подачі рідини під тиском у камери *Б* і одночасному з'єднанні камер *В* із зливною магістраллю величина робочого об'єму визначається діаметром  $d_2$  поршнів 2, що відповідає максимальному робочому об'єму гідромотора. Сполучення камер *В* з нагнітальною, а камер *Б* із зливною гідролініями підключає до

роботи поршні 1 діаметром  $d_1$ . Це відповідає мінімальному робочому об'єму гідромотора. Найбільша частота обертання вала при цьому становить  $5 \text{ с}^{-1}$  (300 об/хв). Розглянутий спосіб дискретної зміни робочого об'єму відзначається високою економічністю (при редукції об'єму 7,8 ККД зменшується з 90 % до 75 %) і не погіршує рівномірності роботи гідромотора.

### 3.6. Аксіально-поршневі насоси і гідромотори

Аксіально-поршневі гідромашини знаходять широке застосування в гідроприводах верстатів, ковальсько-пресового обладнання, підйомно-транспортних машин, літальних апаратів і відзначаються значною кількістю різновидів конструктивних виконань: з похилими диском або блоком циліндрів, з карданною передачею та безкарданні з обертовим та нерухомим блоком циліндрів. Номінальний тиск насосів середньої потужності — 16...20 МПа (рідше — до 32 МПа), подача — до  $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$  (1800 л/хв), частота обертання вала насоса —  $16,6...33 \text{ с}^{-1}$  (1000...2000 об/хв), але в деяких випадках виготовляються насоси з максимальною частотою обертання до  $333 \text{ с}^{-1}$  (20 000 об/хв). Потужність спеціальних насосів, наприклад для прокатних станів, досягає 3000 кВт (подача до  $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Аксіально-поршневі насоси і гідромотори надійні в роботі, компактні, мають високий ККД (об'ємний — до 0,92...0,95, загальний — до 0,9), малу металомісткість та високу енергоємність. Регулювання подачі рідини здійснюється змінюванням кута  $\gamma$  нахилу диска або блока циліндрів, причому максимальний кут  $\gamma_{\text{max}}$  приймають для насосів 20...25°, для гідромоторів 25...30°. Для гідромашин із похилим диском характерним є менший кут нахилу [2, 4, 17, 23].

Аксіально-поршневі гідромашини з обертовим блоком циліндрів мають головним чином торцеве розподілення, що значно зменшує як об'ємні втрати через зменшення витоку рідини в насосі, так і гідравлічні втрати за рахунок виконання всмоктувальних отворів більших розмірів, ніж у цапфовому розподільнику.

Розглянемо схеми та принципи дії основних типів аксіально-поршневих машин.

У гідромашині з похилим диском та точковим дотиком поршнів (рис. 3.15, а) похилий диск 3 закріплено на осі 1, яка розташована в корпусі насоса нормально до площини рисунка. Похилий диск встановлюється під кутом  $\gamma$ , який може змінюватись у межах  $0... \gamma_{\text{max}}$ . На похилий диск встановлено опорний підшипник 4, на обویму якого спираються поршні 5. Поршні переміщуються аксіально (паралельно осі приводного вала 2) в блоці циліндрів 6, який через шпінку 11 з'єднується з приводним валом.

Попередній притиск поршнів до похилого диска здійснюється пружинами 7, розташованими в робочих камерах насоса. Ці пружини

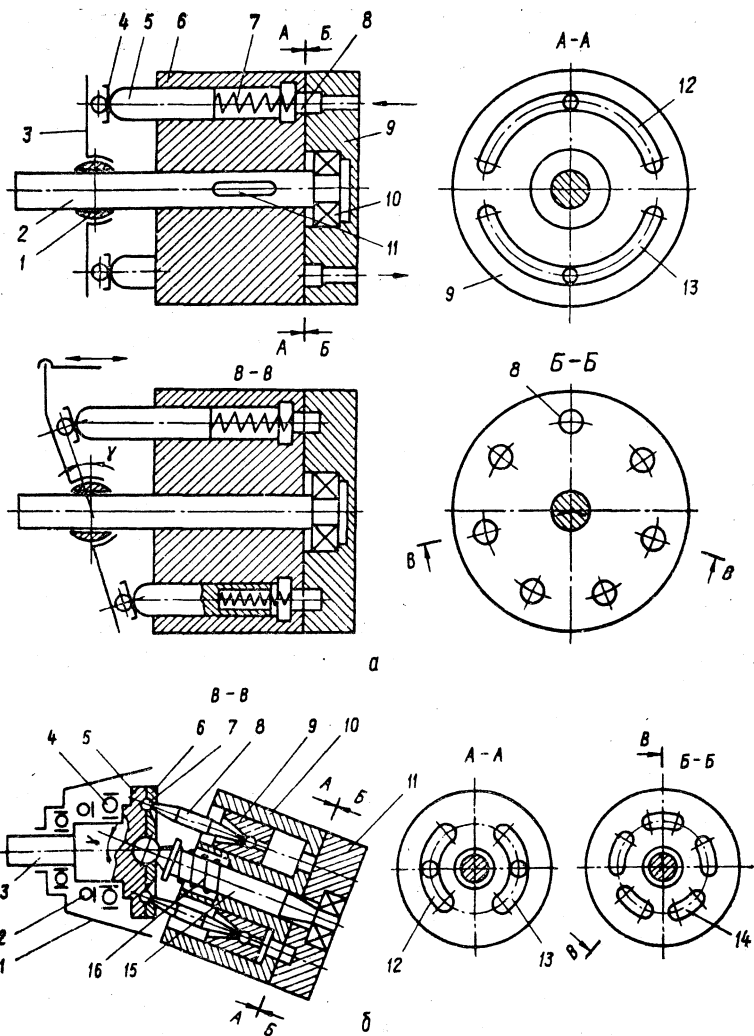


Рис. 3.15. Схеми аксіально-поршневих гідромашин з похилим диском і точковим дотиком поршнів (а) та з похилим блоком циліндрів (б)

також забезпечують попередній притиск блока циліндрів до диска 9 торцевого розподілення рідини. Вузол торцевого розподілення рідини складається з нерухомого розподільного диска 9 з двома серпоподібними пазами 12 і 13, сполученими з гідролініями високого та низького тиску. Блок циліндрів контактує з розподільним диском

торцевою поверхнею, в якій по осі кожного з циліндрів зроблені отвори 8. Задній кінець приводного вала 2 встановлюється на підшипнику 10 в нерухомий розподільний диск 9, а опорою переднього кінця вала є підшипники, встановлені в корпусі (на рисунку не показані). Робочі камери утворюються торцевими поверхнями поршнів 5, циліндричними і торцевими поверхнями отворів 8 блока 6.

В режимі насоса гідромашина працює таким чином. При обертанні вала 2 в напрямку годинникової стрілки через шпонку 11 надається рух блоку циліндрів 6. Поршні, обертаючись разом з блоком циліндрів і контактуючи своїми сферичними головками з похилим диском 3, здійснюють зворотно-поступальний рух відносно блока. Під час руху поршнів відносно блока за схемою ліворуч об'єми робочих камер збільшуються, завдяки чому поршні будуть усмоктувати рідину через осьові отвори 8 в блоці циліндрів 6 і серпоподібний паз 12 розподільного диска 9 з усмоктувальної гідролінії. При зворотному русі поршнів робочі камери сполучаються через серпоподібний паз 13 з нагнітальною гідролінією, куди витісняється під тиском рідина. В момент переходу через вертикальну вісь робочі камери мають мінімальний або максимальний об'єми, осьовий отвір 8 однієї з них знаходиться на перемичці між серпоподібними пазами 12 та 13, завдяки чому робочі камери будуть відокремлені від ліній нагнітання та всмоктування.

Блок циліндрів притискується до розподільного диска 9, а поршні 5 — до похилого диска 3 тиском рідини в робочих камерах, який діє на торцеві поверхні поршнів та циліндрів блока. Завдяки попередньому притиску поршнів до похилого диска пружинами 7 насос може працювати як самовсмоктувальний.

В гідромашині з похилим блоком (рис. 3.15, б) у корпусі 1 на радіальних підшипниках 4 встановлено приводний вал 3, виконаний як одне ціле з опорним диском 5, який через упорний підшипник 2 спирається на корпус 1. До опорного диска шайбою 6 притиснуті опори 7 сферичних головок шатунів 8. З другого кінця сферичні головки шатунів завальцьовані в поршнях 9, розташованих у блоці циліндрів 10. Центрування блока 10 відносно торцевого розподільника 11 здійснюється центральним пальцем 15. Вісь блока циліндрів нахилена до осі приводного вала під кутом  $\gamma$ , який можна змінювати в межах  $0 \dots \gamma_{\max}$  за рахунок повороту блока 10 навколо осі, яка проходить через центр сферичної головки пальця 15. Попередній притиск блока циліндрів до торцевого розподільника 11 здійснюється встановленою на центральний палець пружиною 16, а під час роботи — силою тиску рідини, яка діє на торцеві поверхні циліндричних отворів блока. Нерухомий розподільний диск 11 має серпоподібні пази 12 та 13, які сполучені відповідно з усмоктувальною та нагнітальною гідролініями. На торцевій поверхні блока зроблені отвори 14 для з'єднання серпоподібних пазів 12 або 13 з робочими камерами.

Обертання блока і крутний момент, необхідний для подолання сил тертя між торцями блока і розподільного диска, передається від приводного вала 3 з опорним диском 5 до блока 10 через шатуни 8, які послідовно контактують з внутрішніми конічними поверхнями на певних кутах повороту блока навколо центрального пальця 15. Привод блока циліндрів здійснюється за рахунок безперервного закономірного чергування контакту шатунів при обкатуванні їх по внутрішніх конічних поверхнях поршнів. При цьому приводний вал і блок циліндрів обертаються з однаковою кутовою швидкістю, але є деяке відставання  $\delta$  по куту повороту між валом і блоком циліндрів. Оскільки осі блока циліндрів і приводного вала перетинаються під кутом  $\gamma$ , поршні 9, обертаючись разом із блоком, здійснюють зворотно-поступальний рух відносно блока. Рідина всмоктується в робочі камери через серпоподібний паз 12 і витискується з робочих камер через паз 13. У момент досягнення робочою камерою максимального або мінімального об'єму вона відокремлюється від усмоктувальної або нагнітальної гідролінії, тому що вікно 14 на торцевій поверхні блока знаходиться на перемичці між серпоподібними пазами 12 та 13.

Максимальний шлях зворотно-поступального руху поршня аксіально-поршневої гідромашини  $h = D_6 \operatorname{tg} \gamma$ , а її робочий об'єм

$$q = FD_6 z \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.33)$$

де  $z$  — число поршнів;  $D_6$  — діаметр розташування осей циліндрів в блоці;  $F = \pi d^2/4$  — площа поршня;  $d$  — діаметр поршня.

Геометрична подача аксіально-поршневого насоса аналогічна подачі радіально-поршневого насоса (рис. 3.9). Оскільки амплітуда коливань подачі при  $z$  парному значно більша, а частота удвічі менша,

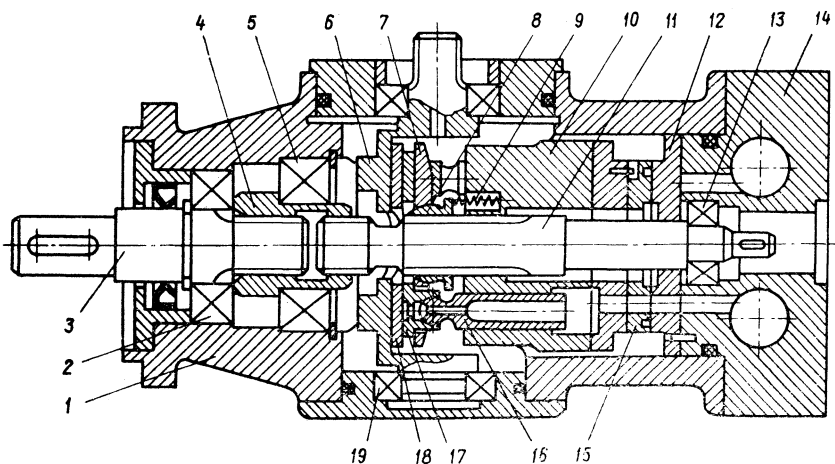


Рис. 3.16. Аксіально-поршковий регульований насос типу Г13 з похилим диском

ніж при  $z$  непарному, аксіально-поршневі насоси конструюють з непарною кількістю циліндрів (звичайно  $z = 7, 9, 11$ ) [4].

Аксіально-поршневі гідромашини з похилим блоком мають порівняно з машинами з похилим диском більш високий ККД, кращу усмоктувальну спроможність, допускають більшу максимальну і меншу мінімальну частоти обертання при роботі в режимі гідромотора, що дуже важливо при зрушенні з місця. Але вони поступаються гідромашинам з похилим диском в габаритних розмірах і масі, мають меншу довговічність та більш трудомісткі у виготовленні.

Розглянемо конструкції деяких аксіально-поршневих гідромашин. **Аксіально-поршневий регульований насос з похилим диском та гідростатичними опорами головок поршнів** (рис. 3.16), виконаний за схемою рис. 3.15, *а*, складається з аксіально-поршневого агрегата та механізму керування з допоміжним пластинчастим насосом. В передньому корпусі 1 насоса в шарикопідшипнику 2 розміщено приводний вал 3, правий кінець якого через шліцьову втулку 4 спирається на підшипник 5. Приводний вал 3 передає обертання блоку циліндрів 10 через шліцьову втулку і проміжний вал 11, встановлений у підшипнику 13.

У блоці циліндрів розташовані поршні 16 з наскрізними центральними отворами і сферичними головками з завальцьованими на них під'ятниками 17, які за допомогою пружин 9, шарової втулки 8 і натискного диска 7 притискаються до опорної поверхні шайби 18. Опорна шайба розташована на траверсі 6, яка може повертатися в шарикопідшипниках 19. Пружини 9 забезпечують також попередній притиск блока циліндрів через перехідний диск 15 до розподільного диска 12, закріпленого на задньому корпусі 14. На задній корпус 14, який з'єднується болтами з корпусом 1, встановлюється допоміжний пластинчастий насос. Обертання його валу передається від проміжного вала 10 через шпоночне з'єднання.

Величина ходу зворотно-поступального руху поршнів 16 при обертанні блока циліндрів 11 визначається кутом нахилу траверси 6. Напрямок і величина подачі робочої рідини залежить від напрямку зміщення від нейтрального положення траверси механізмом керування. Принцип дії насоса описаний раніше (рис. 3.15, *а*).

Характерною особливістю **гідромотора з похилим диском і точковим дотиком поршнів** (рис. 3.17) є подвійний ротор, який складається з блока циліндрів 7 і барабана 5. В блоці циліндрів розташовані поршні 12, а в барабані — штовхачі 14, які сферичними головками контактують із спеціальним упорним шарикопідшипником 4. На вихідному валу 3, встановленому на підшипниках 2 і 11, блок циліндрів центрується тільки вузькою циліндричною поверхнею, що дає можливість йому самовстановлюватись відносно торця розподільного диска 10, який є задньою кришкою гідромотора. На вихідному валу встановлена пружина 8, яка натискає на блок циліндрів і цим

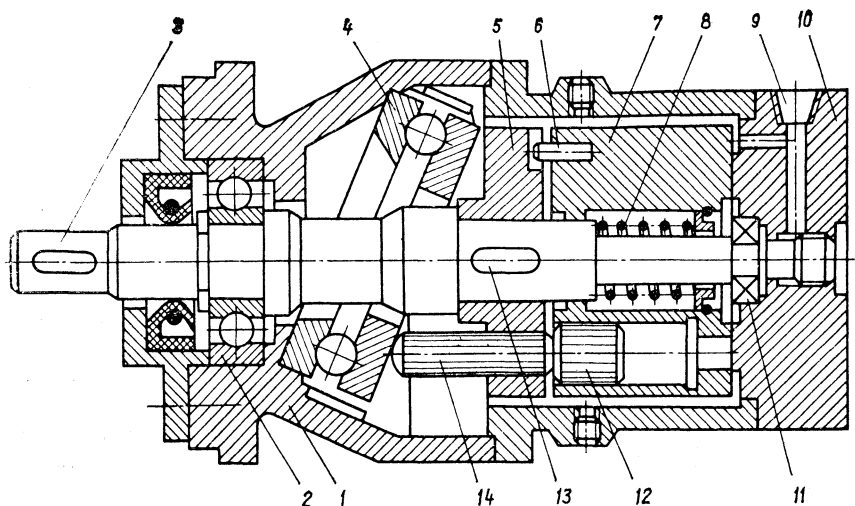


Рис. 3.17. Аксиально-поршневий гідромотор з похилим диском і подвійним ротором

забезпечує попередній притиск блока циліндрів до розподільного диска. Під час роботи притиск здійснюється силами тиску рідини на торцеві поверхні циліндрів блока.

В розподільному диску зроблені серпоподібні пази торцевого розподілення (див. рис. 3.15, а, поз. 12, 13), які з'єднуються з нагнітальною і зливною гідролініями. Рідина, яка витікає через зазори у вузлах насоса і збирається всередині його корпусу, відводиться через дренажний отвір 9.

Рідина з нагнітальної гідролінії по одному з серпоподібних пазів розподільного диска надходить до робочих камер, розташованих з одного боку від вертикальної осі насоса. Осьове зусилля від поршнів через штовхачі передається на підшипник 4, встановлений у корпусі 1 під кутом до осі блока циліндрів. На штовхачах виникають тангенціальні сили, які примушують повертатись барабан 5, а разом з ним — блок циліндрів 7 за допомогою штифта 6. Крутний момент від барабана 5 через шпонку 13 передається вихідному валу 3. Радіальні складові сил тиску на штовхачах сприймаються тільки барабаном, завдяки чому на блок циліндрів 7 не діють радіальні сили. Поршни, що знаходяться по інший бік вертикальної осі мотора, всовуються в блок циліндрів, витісняючи рідину через другий серпоподібний паз у зливну лінію. Частота обертання гідромотора визначається кількістю рідини, що проходить через його робочий об'єм, а напрям обертання залежить від того, який із серпоподібних пазів з'єднується з нагнітальною гідролінією.

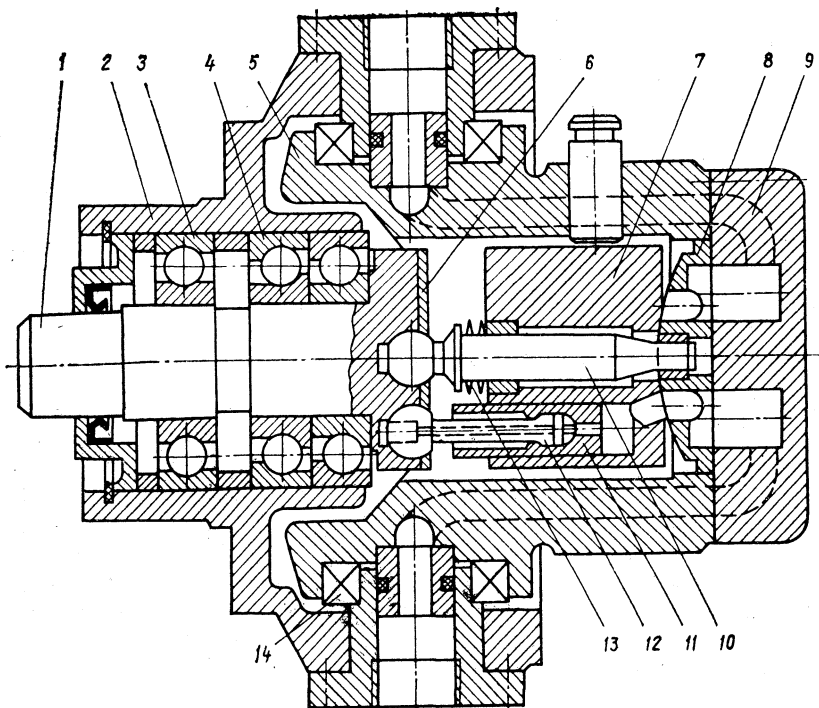


Рис. 3.18. Регульований аксіально-поршневий насос безкарданного типу з похилим блоком циліндрів

Величина крутного моменту приблизно пропорційна різниці тисків  $\Delta p$  у вхідному та вихідному каналах:

$$M = q\Delta p / 2\pi\eta_m, \quad (3.34)$$

де  $q$  — робочий об'єм;  $\eta_m$  — механічний ККД гідромотора.

Регульований аксіально-поршневий насос безкарданного типу з похилим блоком (рис. 3.18) побудовано за схемою 3.15, б. Приводний вал 1 насоса встановлено на радіальному 3 і здвоєному радіально-упорному 4 підшипниках. Правий кінець вала виконаний у вигляді опорного диска, на торці якого рівномірно по колу розташовані гнізда 11 для кріплення сферичних головок шатунів 12. Шатуни завальцьовані в поршні і мають осьові отвори, крізь які здійснюється змащування опорних поверхонь сферичних головок. В осьовому отворі опорного диска кріпиться сферична головка центрального пальця 10, який виконує роль осі для блока циліндрів 7. Постійний контакт сферичних головок шатунів і центрального пальця з опорним диском вала забезпечується притисною шайбою 6. За допомогою тарільчастих пружин

13 блок циліндрів притискується до сферичної поверхні торцевого розподільника 8, який прилягає до кришки 9 люльки 5. Люлька, яка встановлена в корпусі 2 за допомогою двох цапф і підшипників 14, може повертатися навколо вертикальної осі на нерухомих фланцях, в яких зроблені канали для сполучення відповідних серпоподібних пазів сферичного торцевого розподільника з нагнітальною та всмоктувальною гідролініями. При обертанні вала шатуни з поршнями здійснюють зворотно-поступальний рух відносно блока циліндрів, а осьові отвори циліндрів поперемінно з'єднуються з магістралями всмоктування та нагнітання.

Принцип дії насоса описаний раніше (див. рис. 3.15, б).

### 3.7. Пластинчасті насоси і гідромотори

Пластинчасті гідромашини мають відносно просту конструкцію, досить надійні, довговічні і малошумні, завдяки чому вони знаходять дуже широке застосування в гідроприводах металорізальних верстатів з помірним тиском до 14 МПа. Насоси такого типу виготовляються на подачу рідини  $(0,055...3,3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  і мають об'ємний ККД  $\eta_0 = 0,7...0,95$ , а загальний (повний) ККД  $\eta = 0,5...0,85$ . За кількістю циклів роботи за один оберт вала розрізняють гідромашини одноразової та багаторазової дії. Гідромашини одноразової дії виготовляються як регульовані, так і нерегульовані [3, 5, 23].

У пластинчастих гідромашинах одноразової дії з торцевим розподіленням рідини (рис. 3.19) при обертанні ротора 4 радіально розміщені пластини 3 під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої напрямної поверхні статора 1, вісь якого зміщена відносно осі ротора на величину  $e$ . Оскільки геометрична вісь напрямної поверхні статора ексцентрична відносно осі ротора, об'єм робочої камери, обмежений двома суміжними пластинами, поверхнями ротора

і статора та боковими кришками (на схемі не показано), змінюється при обертанні ротора. Обертання ротора в напрямку стрілки призводить до збільшення об'єму камери А і зниження в ній тиску. Під дією перепаду між атмосферним тиском та тиском у робочій камері остання наповнюється робочою рідиною з бака через усмоктувальний отвір 5. Зменшення об'єму камери Б супроводжується витісненням рідини в нагнітальний отвір 2 насоса. Всмоктувальними та нагнітальними отворами є серпоподібні пази, виконані в бокових кришках насоса.

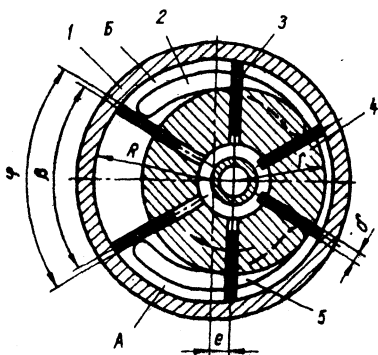


Рис. 3.19. Схема пластинчастого насоса одноразової дії

Для відокремлення зони нагнітання від зони всмоктування серпоподібні пази розділяються перемичками, які розташовані всередині кута  $\varphi$ , величина якого  $\varphi \geq \beta$ , де  $\beta = 2\pi/z$  — кут між пластинами,  $z$  — кількість пластин. подача насоса може регулюватись зміною ексцентриситета  $e$ .

Робочий об'єм  $q$  насоса дорівнює об'єму, який обходить робоча частина пластини заввишки  $h = 2e$  за один оберт ротора. Без урахування товщини пластини робочий об'єм машини одноразової дії

$$q_1 = 2\pi Rbh = 4\pi beR, \quad (3.35)$$

де  $R = D/2$  — радіус внутрішньої поверхні статора;  $b$  — ширина ротора.

Вираз (3.35) не враховує, що пластини, маючи кінцеву товщину  $\delta$ , займають частину робочого простору гідромашини, зменшуючи її робочий об'єм. Величина втраченого робочого об'єму для  $z$  пластин

$$q_2 = b\delta z [(R + e - r) - (R - e - r)] = 2be\delta z, \quad (3.36)$$

де  $r$  — радіус ротора, а робочий об'єм насоса

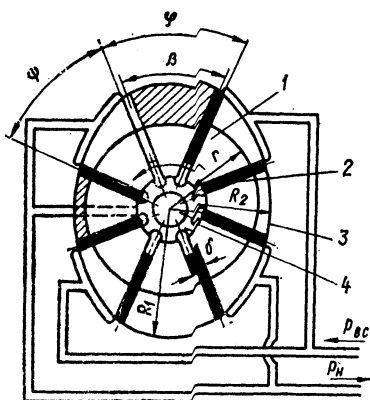
$$q = q_1 - q_2 = 2be(2\pi R - \delta z).$$

Якщо пази ротора (див. рис. 3.2) з'єднати радіальними каналами з центральним отвором, то пластини, притиснуті пружинами до статора, будуть виконувати роль поршнів і подаватимуть з лінії всмоктування в лінію нагнітання за один оберт ротора додатковий об'єм  $q_2$ , внаслідок чого робочий об'єм такої машини визначиться виразом (3.35).

При діаметрально протилежному розміщенні зон усмоктування та нагнітання на ротор діє велика одностороння сила  $P = 2Rbp$ , де  $p$  — тиск в лінії нагнітання. Тому максимально допустимий тиск у лінії нагнітання визначається параметрами підшипників, які сприймають силу тиску на ротор. Для запобігання надмірного збільшення конструктивних розмірів валів і підшипників насоси одноразової дії звичайно проектують на тиск до 10 МПа [4].

Для визначення характеру нерівномірності подачі насоса треба визначити сумарну подачу робочої рідини, яка нагнітається всіма камерами при геометричному змінюванні їхніх об'ємів. Аналіз кінематики пластинчастих гідромашин одноразової дії показує, що вона не відрізняється від кінематики радіально-поршневих гідромашин. Тому геометрична подача і крутний момент у насосі з парною кількістю пластин змінюється як подача радіально-поршневого насоса (рис. 3.9), а коефіцієнт нерівномірності  $\sigma_n$  визначається за виразом (3.28). У насосах з непарною кількістю пластин для наближеного визначення  $\sigma_n$  можна застосувати вираз [3]:

$$\sigma_n \approx 1,25/z^2. \quad (3.37)$$



Фиг. 3.20. Схема пластинчатого насоса дворазової дії

**У насосах дворазової дії** (рис. 3.20) пластини 2 вільно переміщуються в пазах ротора 1 і в момент пуску насоса дією відцентрової сили притискуються до внутрішньої поверхні статора 3. У подальшому їхній контакт з напрямною поверхнею статора забезпечується сумарною дією відцентрової сили та сили тиску рідини, що подається під торці пластин через кільцеву канавку 4 із нагнітальної гідролінії. Процеси всмоктування та нагнітання відбуваються в робочих камерах насоса, які утворені двома суміжними пластинами та відповідними поверхнями ротора, статора і торцевих дисків.

Внутрішня (напрямна) поверхня статора є замкненою кривою, яка складається з чотирьох перевальних ділянок (кути  $\beta$ ), виконаних по дугах кіл з радіусами  $R_1$  і  $R_2$ , та чотирьох перехідних ділянок (кути  $\varphi$ ), на яких робочі камери з'єднуються з усмоктувальною та нагнітальною гідролініями. За один оберт ротора кожна камера двічі здійснює всмоктування і нагнітання робочої рідини. Таким чином, насос дворазової дії має дві порожнини всмоктування і дві нагнітання, які з'єднані в одну всмоктувальну і одну нагнітальну гідролінії каналами в корпусі насоса. Для відокремлення всмоктувальних та нагнітальних порожнин  $\varphi \geq \beta = 2\pi/z$ , де  $\varphi$  — кут між пластинами,  $z$  — їхня кількість. Діаметрально протилежне розташування порожнин нагнітання дає змогу урівноважити сили тиску робочої рідини на ротор насоса і зняти навантаження на його опори. Для повного урівноваження сил тиску кількість пластин вибирають парною.

При обертанні ротора 1 у зазначеному напрямку об'єм робочих камер на перехідних ділянках змінюється, а самі камери поперемінно з'єднуються з усмоктуванням та нагнітанням (п. 3.1, етапи циклу роботи об'ємного насоса). Профіль перехідних кривих повинен забезпечувати плазний безударний рух пластин і тому його виконують по кривій постійного прискорення.

Робочий об'єм  $q_1$  визначається як різниця максимального і мінімального об'ємів робочих камер (рис. 3.20, заштриховані ділянки), помножена на їхню кількість,

$$q_1 = z[(R_1^2 - r^2)\varphi/2 - (R_2^2 - r^2)\varphi/2]bz = 2\pi b(R_1^2 - R_2^2), \quad (3.38)$$

де  $b$ ,  $r$  — ширина і радіус ротора;  $\varphi = 2\pi/z$  — кут між пластинами.

З урахуванням об'єму, який займають пластини завтовшки  $\delta$ , робочий об'єм повинен бути зменшений на величину

$$q_2 = 2(R_1 - R_2) b \delta z, \quad (3.39)$$

а повний робочий об'єм гідромашини дворазової дії визначається за формулою

$$q = q_1 - q_2 = 2b(R_1 - R_2) [\pi(R_1 + R_2) - \delta z]. \quad (3.40)$$

**Пластинчастий насос одноразової дії з регулюванням подачі в функції тиску** (рис. 3.21) складається з ротора 1 з пластинами 4, статора 2, зовнішнього кільця 5, переднього 14 та заднього 24 розподільних дисків, встановлених в корпус 7, з'єднаний гвинтами з кришкою 15. Статор розміщено між нерухомою 11 та рухомою 6 плоскими опорами, шийки ротора спираються на підшипники ковзання, розташовані в розподільних дисках. Крутний момент на ротор через шліцеве з'єднання передається з приводного вала 17, встановленого на шарикопідшипниках 16, 23. В передньому диску є серпоподібні пази 13, 18, зроблені таким чином, що забезпечують постійне з'єднання робочих камер під час збільшення їхніх об'ємів з лінією всмоктування, а під час зменшення — з лінією нагнітання. Притиск пластин до статора з силою, пропорційною тиску в усмоктувальній або нагнітальній лініях, здійснюється підведенням рідини під торці пластин через пази 12, 19, які сполучаються каналами з відповідними гідролініями. Задній диск 24, виконаний плаваючим, має сполучену з напорною гідролінією кільцеву порожнину 20, обмежену шайбою 22 та гумовими кільцями 21.

При обертанні ротора тиск нагнітання в кільцевій порожнині 20 створює осьову силу, яка стискає робочі елементи насоса. Пластини відцентровою силою і тиском масла притискаються до ексцентрично розташованої внутрішньої поверхні статора. Величина найбільшого ексцентриситета обмежується упором у гвинт 3, до якого статор притискується пружиною 9 регулятора тиску насоса. До механізму регулятора входять також штовхач 8 та регулювальний гвинт 10. Серпоподібні пази 13 і 18 виконані несиметрично відносно горизонтальної осі 1—1 насоса. Вони зміщені на деякий кут  $\alpha$  в напрямку обертання ротора. Завдяки цьому сила тиску рідини, діючи на внутрішню поверхню статора з боку робочих камер (рис. 3.21, б), відхиляється від вертикалі і її можна представити складовими, одна з яких  $R$  намагається зрушити статор в напрямку мінімальної подачі праворуч, долаючи зусилля пружини 9 регулятора тиску і забезпечуючи автоматичне регулювання подачі в функції тиску [23].

Статична характеристика насоса (рис. 3.21, в) показує, що при зростанні тиску подача насоса  $Q$  поступово зменшується в зв'язку із зростанням внутрішнього витoku рідини. При досягненні величини тиску  $p_1$  зусилля  $R$  долає опір пружини 9 і при подальшому зростанні

тиску подача насоса практично зменшується до нуля. Змінювання статичної характеристики насоса можна здійснити за рахунок деформації пружини 9 регулювальним гвинтом 10 або регулюванням положення упора 3, який обмежує максимальний ексцентриситет.

У пластинчастому нерегульованому насосі дворазової дії (рис. 3.22) в розточках корпуса 2 і кришки 14 розміщені робочі елементи насоса:

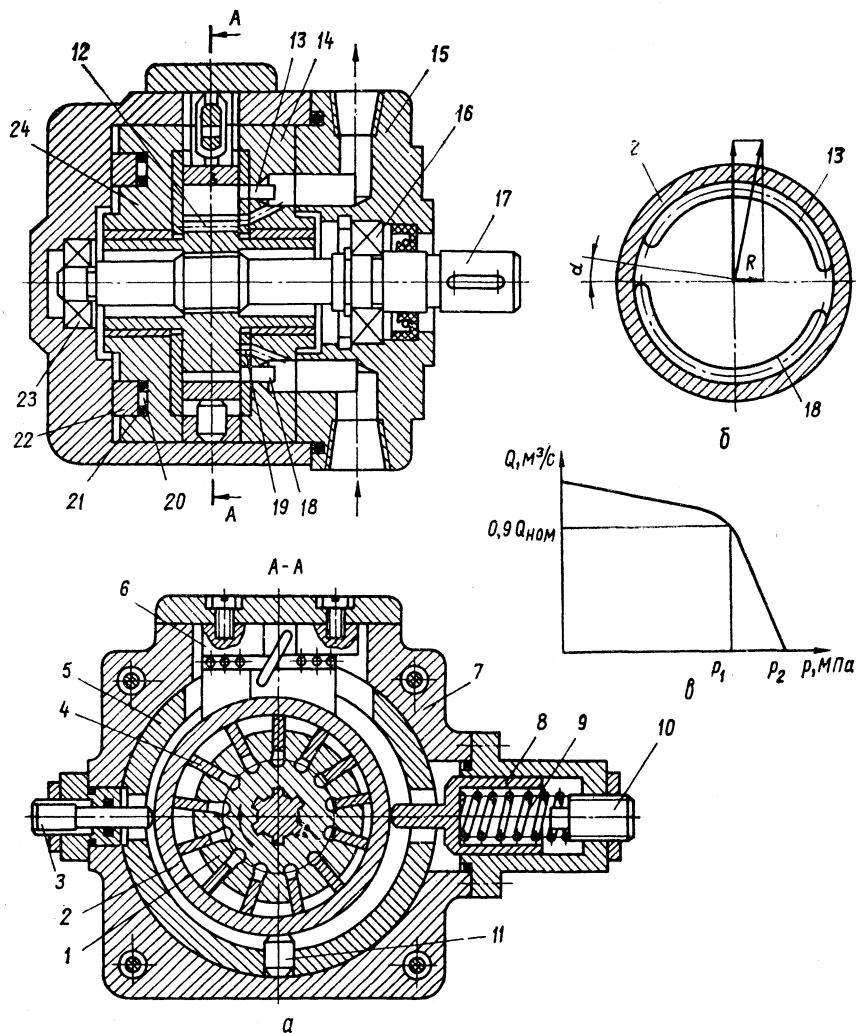


Рис. 3.21. Регульований пластинчастий насос одnorазової дії Г12-5М:

а — конструкція; б — схема сил, діючих на статор; в — статична характеристика]

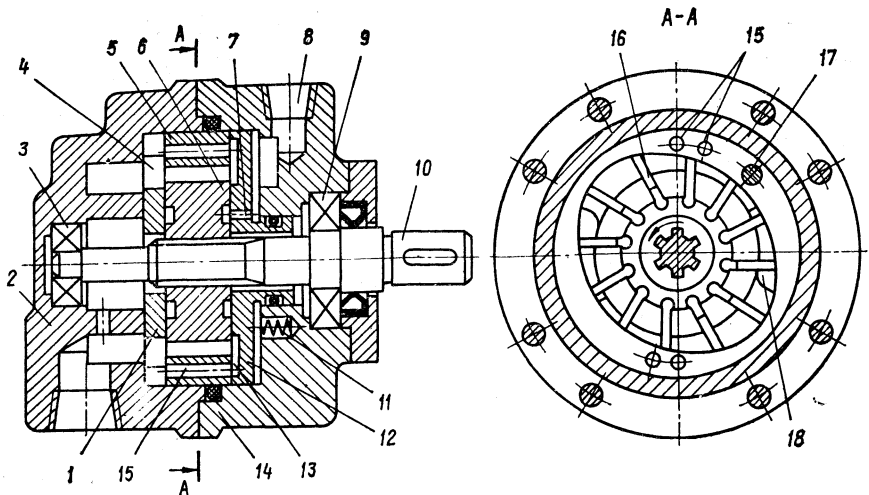


Рис. 3.22. Нерегульований пластинчастий насос дворовозової дії

розподільні диски 1 і 12, статор 5, ротор 6, пластини 16. Диски разом із статором притискаються до корпусу 2 попередньо трьома пружинами 11, а при роботі насоса — тиском масла з нагнітальної лінії 8, який діє на торець плаваючого диска 12. Від провороту відносно корпусу диски і статор утримуються штифтом 17. Ротор за допомогою шліців з'єднується з приводним валом 10, встановленим на шарикопідшипниках 3, 9.

При обертанні ротора 6 пластини 16, розташовані в його пазах, притискаються до статорного кільця 5 відцентровою силою і тиском рідини, яка з камери нагнітання підводиться під їхні торці через отвори 7. Внутрішня поверхня статора має форму овала, і тому пластини здійснюють зворотно-поступальний рух у пазах ротора, забезпечуючи при цьому змінювання об'єму робочих камер. Два діаметрально розташованих усмоктувальних вікна 4 розподільного диска 1 для полегшення умов усмоктування сполучаються отворами 15 в статорі 5 з двома глухими пазами 13 плаваючого диска 12, в якому є також два вікна 18 для нагнітання. Вони виконані симетрично осі насоса і зміщені на  $90^\circ$  відносно вікон усмоктування.

Недоліком цих насосів є високі питомі тиски між напрямною поверхнею статора і пластинами, які знаходяться в зоні всмоктування, що обмежує номінальний тиск в таких насосах до 6,3 МПа [23].

У насосах високого тиску (до 12,5 МПа) БГ12-2 в кожному пазу ротора встановлено по дві пластини 14, які мають скошені кромки на гранях, прилеглих до розподільних дисків 16, 17 і до статора 6 (рис. 3.23). Внаслідок цього на торці пластин діє тиск нагнітання (на

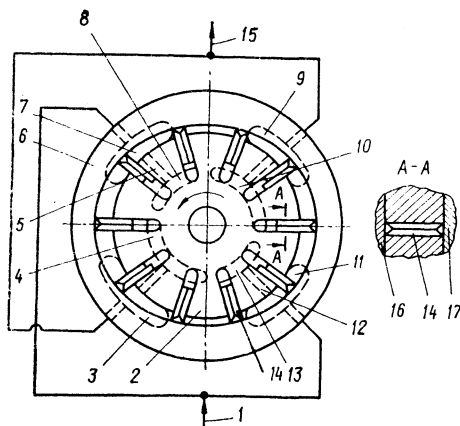


Рис. 3.23. Схема пластинчастого насоса з подвійними пластинами

парами пластин, здійснюється через основні вікна нагнітання 3 і 9, а з камер під пластинами — через допоміжні вікна 4 і 10. Робоча рідина з вікон нагнітання надходить до загальної напорної гідролінії. Пластини через допоміжні вікна здійснюють всмоктування і нагнітання, як поршні в радіально-поршневому насосі. Повний робочий об'єм такого насоса визначається за формулою (3.39).

Пластинчаста гідромашина може працювати в режимі гідромотора, якщо забезпечити притиск пластин до статора в момент пуску. Пластини притискаються коромислоподібними пружинами (гідромотор Г16-1) або тиском робочої рідини, яка спочатку подається під торці пластин, а потім — до робочих камер.

### 3.8. Шестеренні насоси і гідромотори

У металорізальних верстатах широке застосування знаходять шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням і прямими зуб'ями. Їх використовують на номінальний тиск до 15 МПа і подачу до 0,033 м<sup>3</sup>/с (200 л/хв). Такі насоси мають об'ємний ККД до 0,9 і повний ККД 0,6...0,8, конструктивно прості, надійні в роботі. Відсутність зворотно-поступального руху деталей робочих органів усуває обмеження на частоту обертання приводного вала із-за інерційних сил, однак пульсація і шум в цих машинах більші, ніж у пластинчастих і поршневих. Шестеренні машини оборотні, тобто можуть працювати в режимі як насоса, так і гідромотора [3, 4, 5].

На конструктивній схемі шестеренного насоса (рис. 3.24) ведуче 1 і ведене 3 зубчасті колеса розміщені в розточках корпусу 2, який має порожнини: всмоктування А і нагнітання Б. Робочі камери обмежені профілями западин зуб'їв, поверхнями розточок корпусу і бокових

ділянках нагнітання) або всмоктування (на ділянках усмоктування), а самі пластини розвантажені від сил тиску. До статора пластини притискаються тільки відцентровими силами. Всмоктування робочої рідини здійснюється по гідролінії 1, сполученій з діаметрально протилежними порожнинами всмоктування. В робочі камери між парами пластин рідина надходить через основні вікна 7 і 11, сполучені каналами 5 та 12 з допоміжними вікнами всмоктування 8 та 13, через які заповнюються камери під пластинами. Нагнітання рідини з робочих камер, утворених

кришок. При обертанні шестерень 1 і 3 в напрямку стрілок зуб'я виходять із зачеплення в порожнині А і в ній утворюється вакуум, тому що об'єм порожнини збільшується. Під дією перепаду тисків в гідробаці і порожнині А рідина з бака надходить до цієї порожнини і заповнює вивільнений простір. Шестірні при обертанні переносять рідину, що заповнила западини між зуб'ями, в порожнину В. Зуб'я входять в зачеплення, робоча рідина витісняється із западин і надходить до нагнітальної гідролінії.

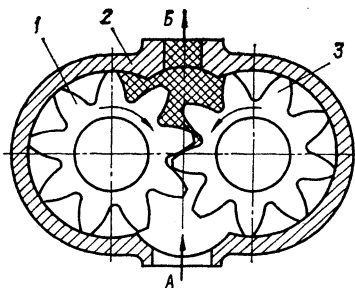


Рис. 3.24. Конструктивна схема шестеренного гідронасоса

Рідина, що знаходиться в западинах шестерень, не повністю витісняється в порожнині нагнітання. Частина її через радіальні зазори між поверхнею розточки в корпусі і вершинами зуб'їв шестерень та по торцевих зазорах (між торцями шестерень і бокових кришок) перетікає в порожнину всмоктування, а інша частина залишається в западинах між зуб'ями в зоні зачеплення шестерень. Внаслідок того що зачеплення зуб'їв шестерень відбувається на довжині  $l$ , більшій за шаг між ними, в западинах утворюється замкнений об'єм (рис. 3.25). Якщо зуб, входячи при повороті шестірні в западину, щільно контактує зі спряженими поверхнями двох других зуб'їв, що утворюють цю западину, то в ній відбувається замкнення деякого об'єму рідини, поміченого на рис. 3.25, а крапковим штрихуванням. Оскільки замкнений об'єм при повороті шестерень спочатку зменшується, то в западині при належній герметизації спряжених поверхонь створюється великий тиск, дія якого може призвести до пошкодження насоса. Замкнений об'єм досягає найменшого значення в положенні, коли геометричний центр замкнутої площі співпадає з осью ліній. При подальшому повороті шестерень об'єм западин збільшується, але ще не з'єднується з порожниною А (рис. 3.24). Тиск у замкнутому об'ємі різко падає, що може викликати кавітаційні явища рідини в цій зоні. Для зменшення шкідливого впливу замкнутої в западинах шестерень рідини передбачають спеціальні пази К, виконані на торцях бокових кришок (рис. 3.25, б), або радіальні непересічні канали в западинах шестерень, які забезпечують рівність тисків

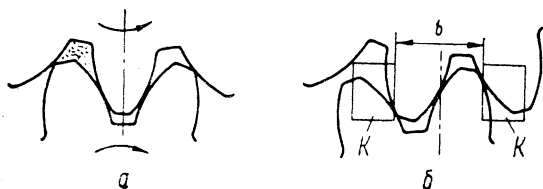


Рис. 3.25. Схема утворення замкнутого об'єму в шестеренному насосі

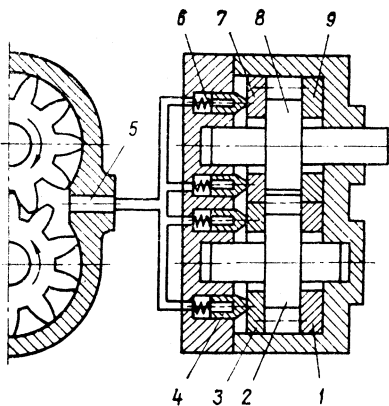


Рис. 3.26. Схема автоматичної компенсації торцевих зазорів шестеренного насоса

в діаметрально протилежних западинах шестерень. Відстань між пазами  $b$  повинна бути такою, щоб вони не сполучались через западину між зуб'ями.

В шестеренних насосах основним шляхом перетікання рідини з порожнини  $B$  в порожнину  $A$  є торцеві зазори ( $\sim 70\%$  витоку). Зменшення їх можливе, але тільки до певної межі, що пов'язано з необхідністю високої точності виготовлення деталей. Крім того, зазори збільшуються внаслідок зносу третюх поверхонь насоса. Для зменшення витоку рідини в торцевих зазорах застосовують пристрої компенсації величини торцевих зазорів, які автоматично зменшують

зазори при збільшенні тиску нагнітання. Плаваючі диски  $3$  і  $7$  тиском  $p_H$  із нагнітальної порожнини  $5$  насоса притискаються до торцевих поверхонь шестерень  $2$  і  $8$ , в свою чергу, притискаючи їх до опорних дисків  $1$  і  $9$  (рис. 3.26). Попередній притиск плаваючих дисків здійснюється через поршні  $4$  пружинами  $6$ . З урахуванням нерівномірності сили відтискання, яка має різні значення в зоні нагнітання і в зоні всмоктування насоса, рівномірне притискання дисків можна забезпечити диференціальною схемою прикладення сил притиску до плаваючих дисків. Рівномірний притиск дисків забезпечується відповідним підбором діаметрів поршнів (рис. 3.26), або штучним зменшенням площі дії тиску на плаваючі втулки в зоні всмоктування. Відношення притискуючого зусилля  $P_{пр}$  до зусилля віджиму  $P_{від}$ , яке створюється тиском у зазорі між плаваючим диском і шестірнею, повинно бути

$$k = P_{пр}/P_{від} = f_1 p_H / f_2 p_{ср} \approx 1,2, \quad (3.41)$$

де  $f_1 = \pi (D_{ш}^2 - d_1^2)/4$ ;  $f_2 = \pi (D_{ш}^2 - d_2^2)/4$ ;  $p_{ср}$  — середнє значення тиску в торцевому зазорі між шестірнями і плаваючим диском, для попередніх розрахунків  $p_{ср} = p_H/2$ ;  $d_1$  — діаметр вала шестірні;  $d_2$  — діаметр ущільненої поверхні плаваючого диска;  $D_{ш}$  — зовнішній діаметр шестірні.

Для наближених розрахунків робочого об'єму (насоса з однаковими шестірнями) застосовують емпіричну формулу, виведену при допущенні, що насос за один оберт подає кількість рідини, яка дорівнює сумі об'ємів западин (приймаємо рівність об'ємів западин і зуб'їв) обох шестерень за відрахуванням об'ємів радіальних зазорів у зачепленні:

$$q = \pi D_d h b = 2\pi m^2 z b, \quad (3.42)$$

де  $D_d = mz$  — діаметр діляльного кола шестірні;  $h \approx 2m$  — висота зуба;  $m$  — модуль зачеплення;  $z$  — кількість зуб'їв шестірні;  $b$  — ширина шестірні. Шестеренна гідромашина є нерегульованою, тому що параметри, якими визначається робочий об'єм, є величини сталі.

Для збільшення робочого об'єму кількість зуб'їв шестерень вибирають мінімальною:  $z = 10 \dots 12$ , причому підрізання ніжок зуб'їв усувають коригуванням, а робочий об'єм визначають за формулою

$$q \approx 2\pi b m^2 (z + 1). \quad (3.43)$$

Миттєва подача рідини шестеренним насосом є періодична функція з періодом, який дорівнює  $T = 2\pi/z$ , тобто пульсація подачі відбувається при повороті шестірні на кут, відповідний одному кроку. Коефіцієнт нерівномірності подачі шестеренного насоса з циліндричним евольвентним зачепленням можна визначити за емпіричною формулою

$$\sigma = 1,25 \cos^2 \alpha_w / z, \quad (3.44)$$

де  $\alpha_w = 20^\circ$  — кут зачеплення. Рівномірність подачі рідини шестеренним насосом залежить від кількості зуб'їв ведучої шестірні і кута зачеплення. Зменшення пульсації подачі можна досягти застосуванням шевронних або складених шестерень, а також збільшенням кількості зуб'їв. Але при цьому зменшується подача при тих же габаритах насоса.

Круглий момент на валу насоса

$$M = m^2 z b (p_n - p_{вс}) = m^2 z b \Delta p, \quad (3.45)$$

де  $p_n, p_{вс}$  — тиск відповідно в нагнітальній та всмоктувальній гідролініях,  $\Delta p = p_n - p_{вс}$ .

Перепад тисків в нагнітальній і всмоктувальній гідролініях створює радіальні сили, які діють на шестірні. Зменшення тиску в радіальному зазорі по периметру шестірні відбувається поступово

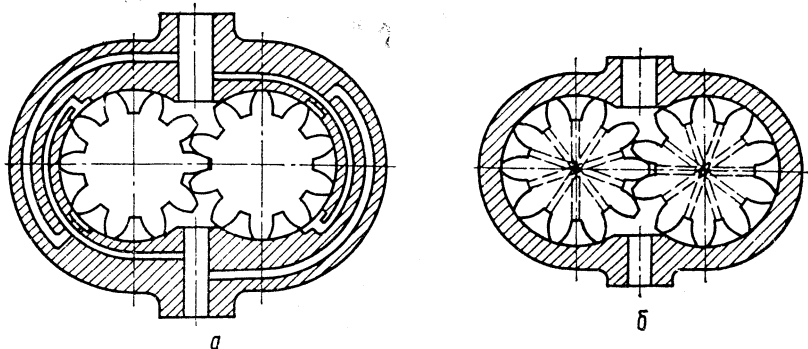


Рис. 3.27. Конструктивні схеми розвантаження опор шестеренного насоса

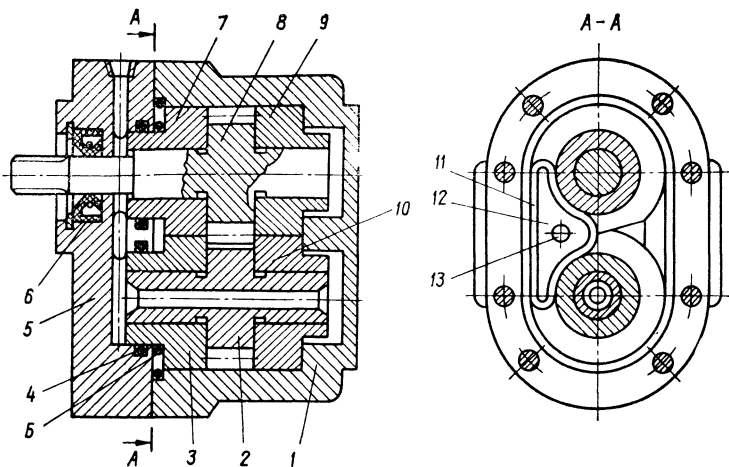


Рис. 3.28. Шестеренний насос з автоматичною компенсацією торцевих зазорів

від порожнини *Б* до порожнини *А*, а закон розподілення тиску в зазорі, згідно з дослідженням, параболічний. Для практичних розрахунків результуючу радіальну силу з достатньою точністю можна визначити за формулою

$$P = (0,7 \dots 0,8) b D_{\text{ш}} \Delta p, \quad (3.46)$$

де  $D_{\text{ш}}$  — зовнішній діаметр шестірни.

Для розвантаження опор шестерень від сил тиску рідини використовують схеми гідравлічного балансування. З цією метою діаметрально протилежні камери з'єднують каналами відповідно з порожнинами нагнітання і всмоктування (рис. 3.27, *а*), значно зменшуючи величину результуючих сил тиску. Більш досконалим є розвантаження за допомогою радіальних непересічних каналів, які сполучають кожен пару діаметрально розташованих западин шестірни (рис. 3.27, *б*). Такий спосіб розвантаження сприяє усуненню шкідливого впливу замкненого об'єму на роботу насоса.

**Шестеренний насос з системою автоматичної компенсації торцевих зазорів** (рис. 3.28) складається із сілумінового корпусу *1*, в якому розміщені ведуча *8* і ведена *2* шестірни, виготовлені спільно з цапфами, які спираються на бронзові втулки: нерухомі *9*, *10* і плаваючі *3*, *7*. Втулки є підшипниками для валів шестерень і виконують роль ущільнень торцевих поверхонь. Для зменшення витoku через торцеві зазори в насосі застосовується автоматична компенсація цих зазорів. Робоча рідина з порожнини нагнітання надходить до порожнини *Б*, яка утворена поверхнями плаваючих дисків *3*, *7* і кришки *5*, і притискує втулки до торців шестерень. Тиск рідини з боку шестерень в

торцевому зазорі нерівномірний і поступово зменшується від порожнини нагнітання до порожнини всмоктування. Для усунення можливого перекосу втулок внаслідок нерівномірності навантаження в зонах нагнітання і всмоктування частина торцевої поверхні плаваючих втулок у зоні всмоктування ізолювана від дії тиску нагнітання спеціальним гумовим ущільненням 11, за допомогою якого утворюється фігурна камера 12. Ця камера з'єднується отвором 13 з лінією всмоктування. Для усунення витoku рідини з порожнини Б встановлено ущільнення 4, а привідний вал ущільнюється манжетною 6.

### 3.9. Гідродвигуни для поступального та поворотного руху

Гідродвигуни, які забезпечують зворотно-поступальний рух вихідної ланки поршня або штока, називають *гідроциліндрами*, а ті, що мають обмежений обертовий рух, — *поворотними гідродвигунами*.

Гідроциліндри та поворотні гідродвигуни застосовуються в механізмах подач верстатів (здійснюють переміщення робочого органу, інструмента), в приводах роботів, допоміжних та транспортних пристроїв, в механізмах затиску та фіксації заготовок [3, 4, 5, 16, 23].

Основні конструктивні схеми гідроциліндрів: одно- і двобічної дії, з одно- і двостороннім штоком, телескопічні, поршневі, мембранні та плунжерні (рис. 3.29).

Для затискних та фіксуючих пристроїв широко застосовуються циліндри одnobічної дії (рис. 3.29, а) із зворотною пружиною. Вони мають тільки одну робочу порожнину. Найбільшою простотою відзначаються плунжерні циліндри (рис. 3.29, б), які здатні переміщувати вертикально розташований робочий орган тільки вгору. Рух донизу відбувається під дією сили ваги або зовнішньої сили. Швидкість руху  $v_1$  та зусилля  $P_1$ , які розвиває гідроциліндр, спрямовані вгору і визначаються виразами

$$v_1 = Q/f = 4Q/\pi d^2, \quad (3.47)$$

$$P_1 = p_n f = (\pi d^2/4) p_n, \quad (3.48)$$

де  $Q$  — кількість рідини, яка надходить до циліндра;  $f$ ,  $d$  — площа і діаметр штока;  $p_n$  — тиск в напірній порожнині циліндра. Для забезпечення руху в обидва кінці використовують кілька плунжерних циліндрів.

В гідроциліндрі двобічної дії з одностороннім штоком (рис. 3.29, в) при однаковій кількості рідини, яка подається в кожен з порожнин циліндра, швидкість штока буде різною. Рух праворуч відбувається зі швидкістю  $v_2$  більшою, ніж швидкість  $v_1$  руху ліворуч, у відношенні  $F_1/F_2$ , де  $F_2 = F_1 - f = \pi (D^2 - d^2)/4$  — площа штокової порожнини. Такі циліндри зручно використовувати в приводах подач для

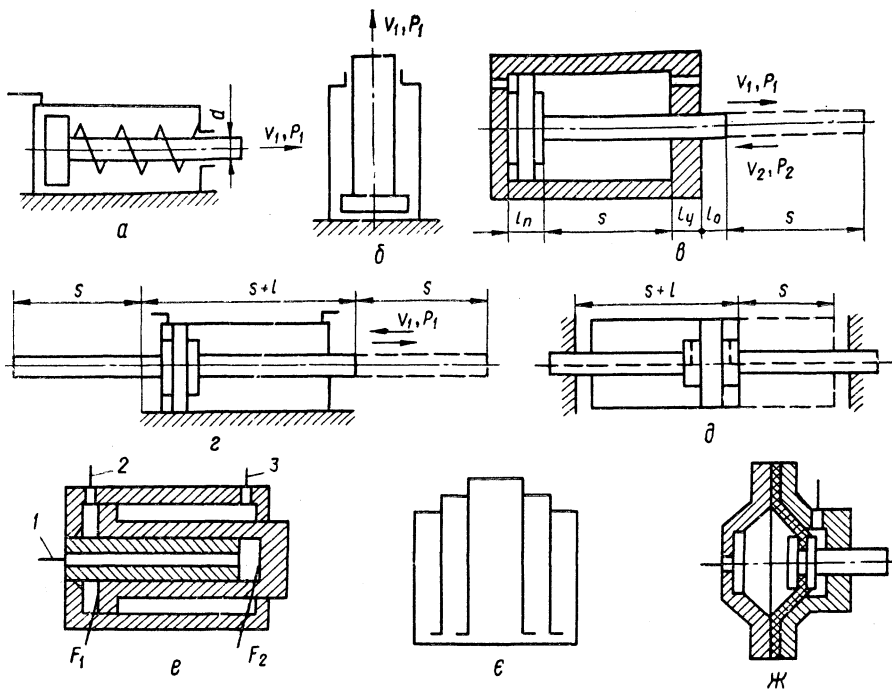


Рис. 3.29. Схеми гідроциліндрів:

плунжерні одnobічної дії (а, б); двобічної дії з одностороннім (в) та двостороннім штоком (г, д); зі ступінчастим поршнем (е); телескопічний (е) та мембранний (ж)

забезпечення малої швидкості робочого ходу і прискореного повернення у вихідну позицію. Габаритні розміри гідроциліндра  $l_{\min} = s + l_0 + l_n + l_y = s + l$ , а  $l_{\max} = 2s + l$ , де  $s$  і  $l_n$  — хід та ширина поршня;  $l_0$  — конструктивний розмір;  $l_y$  — довжина ущільнюваної частини циліндра.

Гідроциліндр з двостороннім штоком (рис. 3.29, г) має однакові площі  $F$  поршня, і тому швидкості руху штока праворуч  $v_1$  і ліворуч  $v_2$  та відповідні зусилля  $P_1, P_2$  на штоці циліндра не залежать від напрямку руху і визначаються виразами

$$v_1 = v_2 = 4Q/\pi(D^2 - d^2); \quad (3.49)$$

$$P_1 = P_2 = \pi(p_n - p_{зл})(D^2 - d^2)/4, \quad (3.50)$$

де  $p_{зл}$  — тиск у зливній порожнині циліндра. Недоліком такого циліндра є збільшена довжина  $l_{\max} = 3s + l$  і необхідність ущільнення другого штока.

В деяких випадках, наприклад у шліфувальних верстатах, зручніше гільзу циліндра з двостороннім штоком з'єднати зі столом, що рухається, а шток закріпити на станині (рис. 3.29, д). При цьому довжина циліндра не збільшується, тобто  $l_{\max} = l_{\min} = 2s + l$ , а подача робочої рідини здійснюється через отвори в штоці. Для видалення повітря з робочих порожнин в самих верхніх точках циліндра виконують спеціальні отвори, які затуляються пробками з нарізкою.

Однакові швидкості  $v_1$  і  $v_2$  в циліндрі з одностороннім штоком можна забезпечити диференціальною схемою підключення (рис. 3.30). Штокова порожнина завжди з'єднана з джерелом тиску, а поршнева поперемінно з'єднується з нагнітальною та зливною гідролініями.

При переключенні трьохпозиційного розподільника ліворуч поршень рухається ліворуч, швидкість  $v_2$  та зусилля  $P_2$  визначаються за виразами (3.49) і (3.50). Якщо розподільник переключено праворуч, то обидві порожнини гідроциліндра підключаються до нагнітальної гідролінії і тиск в них стає однаковим. Завдяки різниці ефективних площ поршня в поршневій та штоковій порожнинах циліндра шток буде рухатись праворуч. Виходячи з умов нерозривності потоку рідини

$$Q + Q_1 = Q_2; \quad Q + v_1\pi(D^2 - d^2)/4 = v_1\pi D^2/4 \quad (3.51)$$

та з урахуванням ефективної площі поршня, яка забезпечує рух праворуч, швидкість  $v_1$  та зусилля  $P_1$  знаходять за виразами (3.47) і (3.48). Для забезпечення рівності швидкостей руху  $v_1$  та  $v_2$  в обидва кінці з виразів (3.47) та (3.49) отримуємо співвідношення діаметрів штока і поршня  $d = D/\sqrt{2}$ .

Для ступінчастого регулювання швидкості привода може застосовуватись гідроциліндр із ступінчастим поршнем, у якого  $F_1 > F_2$  (рис. 3.29, е). При сполученні каналів 1 та 2 з напорною гідролінією поршень буде рухатись з мінімальною швидкістю; середню швидкість одержимо, якщо з'єднаємо канал 2 з напірною, а канал 1 зі зливною лініями; максимальна швидкість буде при сполученні каналу 1 з напірною, а каналу 2 зі зливною лініями; канал 3 у всіх випадках з'єднується зі зливною гідролінією. Зворотний рух штока забезпечується сполученням каналу 3 з напорною, а каналів 1, 2 — зі

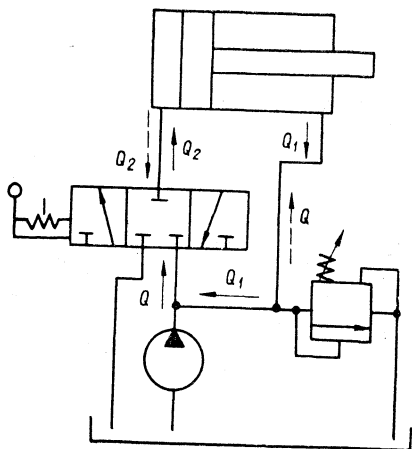


Рис. 3.30. Схема диференційного підключення гідроциліндра з одностороннім штоком

зливною лініями. Такі циліндри використовуються в пресовому обладнанні для прискорених холостих ходів і повільного з великим зусиллям ходу пресування.

Для реалізації великої довжини ходу штока при обмежених осьових розмірах вживають телескопічні циліндри, які складаються з кількох (до шести) циліндрів (рис. 3.29, *ε*). Характерною особливістю мембранного гідроциліндра (рис. 3.29, *ж*) є невелике осьове переміщення штока, обмежене пружністю мембрани з жорстким центром у ролі поршня.

Енергетичні характеристики гідроциліндрів оцінюються його механічним та об'ємним ККД. Визначимо ці характеристики, розглянувши схему гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 3.29, *в*) і прийнявши такі позначення:  $P$  — зусилля, створюване на штоці;  $v$  — швидкість штока;  $F_1, F_2, p_1, p_2$  — ефективні площі та тиски в поршневій та штоковій порожнинах. Сили тертя  $T$  в ущільненнях поршня і штока є механічними втратами, а витік рідини  $Q_B$  через ущільнення поршня із зони високого тиску в зону низького — об'ємним і втратами гідроциліндра. Тоді механічний  $\eta_{м.ц}$  та об'ємний  $\eta_{о.ц}$  ККД гідроциліндра визначаються співвідношеннями

$$\eta_{м.ц} = \frac{p_1 F_1 - p_2 F_2 - T}{p_1 F_1 - p_2 F_2} = 1 - \frac{T}{p_1 F_1 - p_2 F_2}; \quad (3.52)$$

$$\eta_{о.ц} = \frac{F_1 v}{F_1 v + Q_B} = \frac{1}{1 + (Q_B / F_1 v)}. \quad (3.53)$$

**Поворотні двигуни** (шиберні або поршневі) використовують в приводах з обмеженим обертовим рухом робочого органу. Шиберний поворотний гідродвигун (рис. 3.31, *а*) складається з корпусу 4, всередині якого може повертатись в підшипниках вал з шибером 6. Перегородка 3 з каналами 1 і 2 закріплена в корпусі. При подачі тиску в канал 2 шибер 6 з валом 5 повертається під дією

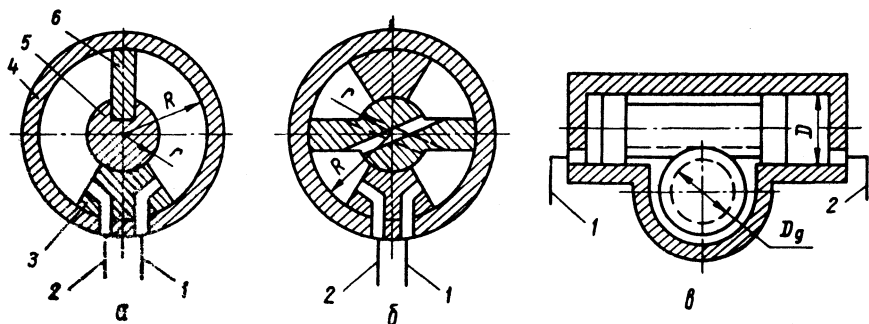


Рис. 3.31. Схеми поворотних гідродвигунів:

*а* — одношиберний; *б* — двошиберний; *в* — поршневій з рейково-шестеренною передачею

перепаду тисків за годинниковою стрілкою. З каналу 1 рідина витісняється в зливну лінію. Одношиберний поворотний двигун має кут повороту звичайно до  $270^\circ$ . Опори вала навантажені однобічною силою тиску рідини. У двошибєрному поворотному гідродвигуні (рис. 3.31, б) сили тиску, які діють на вал, спрямовані діаметрально і урівноважуються, розвантажуючи його опори, але кут повороту значно зменшується при одночасному збільшенні круглого моменту на валу гідродвигуна.

Крутний момент  $M$  і кутова швидкість  $\omega$  на валу шибєрного поворотного гідродвигуна визначаються залежностями

$$M = \Delta p F \rho z = (1/2) \Delta p b (R^2 - r^2) z, \quad (3.54)$$

$$\omega = Q / F \rho z = 2Q / (R^2 - r^2) b z, \quad (3.55)$$

де  $\Delta p$  — перепад тисків на шибєрі;  $F = (R - r) b$  — ефективна площа шибєра;  $b$  — ширина шибєра;  $\rho = (R + r)/2$  — координата центра прикладення сили тиску;  $z$  — кількість шибєрів. Застосування шибєрних поворотних гідродвигунів обмежене із-за складності ущільнення торцевих поверхонь шибєрів. Іноді шибєрні поворотні гідродвигуни виконують з робочими камерами, утвореними поверхнями тора, а шибєри мають круглу форму.

Поршневі поворотні двигуни перетворюють поступальний рух штока гідроциліндра в поворотний за рахунок використання шестеренних, гвинтових та шатунно-кривошипних механізмів. Найбільш поширені з них поворотні гідродвигуни з рейково-шестеренним механізмом, які використовуються в механізмах ротації промислових роботів, в приводах поворотних столів металорізальних верстатів, а також платформ і конвеєрів підйомно-транспортних механізмів. Кут повороту вала в приводах з рейково-шестеренною передачею звичайно не перевищує  $360^\circ$ . Поршні двох циліндрів односторонньої дії зв'язані спільним штоком з рейковою зубчатою передачею (рис. 3.31, в). Подача робочої рідини здійснюється в канали 1 або 2. Крутний момент  $M$  та кутова швидкість  $\omega$  вала рейкової шестірні з діаметром  $D_d$  ділильного кола визначаються за формулами

$$M = (\pi D^2/4) \Delta p (D_d/2) = 1/8 \Delta p \pi D^2 d_d; \quad (3.56)$$

$$\omega = \frac{Q}{(\pi D^2/4) (D_d/2)} = \frac{8Q}{\pi D^2 D_d}. \quad (3.57)$$

При великих швидкостях руху (понад 0,3 м/с, а для точних верстатів 0,12 м/с) в кінці ходу треба встановлювати гальмівні пристрої для запобігання ударам по кришках. Розрізняють два способи гальмування: з часовим або шляховим контролем. В останньому випадку для гальмування штока (рис. 3.32) використовують гальмівну втулку, яка з малим зазором входить в отвір кришки 3. В кришку вмонтовані: дросель 2 і зворотний клапан 4. Рухаючись праворуч, поршень 1 галь-

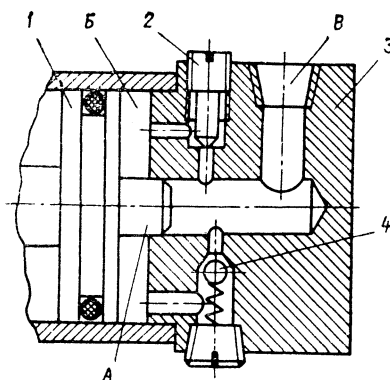


Рис. 3.32. Конструктивна схема гальмування поршня гідроциліндра в кінці ходу

мівною втулкою *A* заходить з малим зазором до отвору в крищі. Рідина із порожнини *B* витісняється у вихідний канал *B* тільки через дросель 2, який можна настроїти на потрібний режим гальмування. При зворотному русі поршня рідина з нагнітальної гідролінії через осьовий отвір кришки і зворотний клапан 4 подається в поршневу порожнину гідроциліндра.

Гідроциліндри двобічної дії для металорізальних верстатів виготовляються з одно- або двостороннім штоком на номінальний тиск 6,3 та 10 МПа, а гідроциліндри промислових роботів — на номінальний тиск 16 МПа [23]. Для цифрових систем керування верстатами і промисловими роботами широко застосовуються багатопозиційні гідроциліндри, фіксація штоків яких у кожній позиції здійснюється по жорсткому упору.

Для переключення потрібних блоків шестерень в коробках передач верстатів виникає необхідність забезпечення трьох фіксованих положень. Трьохпозиційний гідроциліндр з ступінчастим штоком (рис. 3.33, *a*) складається з корпусу 1, в якому встановлено упорне розрізне кільце 3 для фіксації проміжного положення штока, та з ступінчастого штока 4 з поршнем 5. Всередині корпусу встановлено рухомий поршень 2. Керування положенням штока гідроциліндра здійснюється трьохпозиційним розподільником 6. В середньому положенні золотника розподільника 6 порожнини *A* і *B*

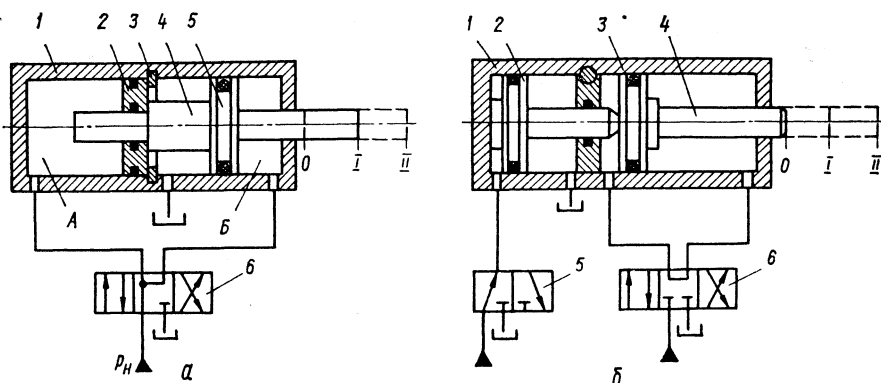


Рис. 3.33. Схеми трьохпозиційних гідроциліндрів:

*a* — зі ступінчастим штоком; *б* — з послідовно розташованими циліндрами

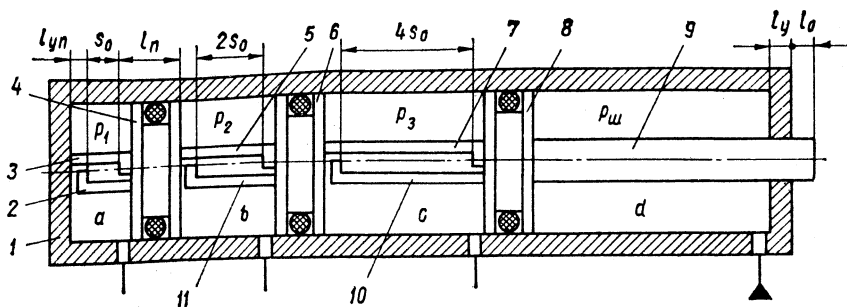


Рис. 3.34. Цифровий гідравлічний привод з послідовно розташованими поршнями

з'єднані з нагнітальною гідролінією, що забезпечує пересування штока в проміжне положення *1* і фіксацію його. Переключення золотника розподільника праворуч (або ліворуч) забезпечує введення рідини під тиском до порожнини *A* (або *B*) і з'єднання порожнини *B* (або *A*) зі зливною гідролінією. Шток гідроциліндра при цьому переміщується в позицію *11* (або *0*). Проміжне фіксоване положення штока можна також забезпечити гідроциліндром за схемою на рис. 3.33, б. Схема складається з двох аксіально розташованих циліндрів *1* і *3*. Основний циліндр *3* забезпечує переміщення вихідного штока *4* в крайні положення *0* або *11* при підключенні через розподільник *6* штокової або поршневої порожнини циліндра *3* з лінією нагнітання. Допоміжний циліндр *1* забезпечує фіксування вихідного штока в проміжному положенні *1*. Для фіксування в цьому положенні робоча рідина одночасно подається через розподільник *5* до поршневої порожнини циліндра *1* і через розподільник *6*, переключений ліворуч, до штокової порожнини циліндра *3* (штокова порожнина циліндра *1* і поршнева циліндра *3* при цьому сполучені зі зливною лінією). Вбачаючи, що ефективна площа поршня *2* більша за площу поршня в штоковій порожнині циліндра *3* на величину площі штока *4*, поршень *2* переміститься праворуч разом із поршнем основного циліндра, фіксуючи шток *4* в положенні *1*.

В приводах промислових роботів виникає необхідність застосування багатопозиційних циліндрів з дискретним кроком, які керуються сигналами в цифровому коді, що надходять від мікропроцесорної системи. На рис. 3.34 подана схема багатопозиційного гідроциліндра *1* з послідовно розташованими поршнями *4*, *6*, *8*. Поршні мають обмежувачі відносного зміщення *2*, *3*, *5*, *11*, *7*, *10*. Торцеві поверхні поршнів разом із корпусом гідроциліндра *1* утворюють керуючі розрядні порожнини *a*, *b*, *c* і порожнину *d*. Обмежувачі забезпечують величини ходів поршнів *4*, *6* і *8* відповідно  $s_0$ ,  $2s_0$ ,  $4s_0$ . Хід  $s_0$  це величина переміщення поршня молодшого розряду від упора до упора. Вихідне положення штока забезпечується поданням

набору керуючих сигналів до розрядних камер, тобто розрядні порожнини  $a, b, c$  з'єднані зі зливом, а до порожнини  $d$  подається тиск  $p_n$  з лінії нагнітання. Під дією цього тиску всі поршні займають крайнє ліве положення. Комбінація керуючих сигналів 001, тобто подання рідини з нагнітальної гідролінії тільки до молодшої розрядної порожнини  $a$  (до порожнини  $d$  завжди подається рідина з нагнітальної лінії), примушує під дією рухаючої сили тиску поршень 4, а разом з ним і шток 9, переміститись праворуч на величину  $s_0$ .

Набір керуючих сигналів 010 (тиск подається в розрядну порожнину  $b$ ) примушує поршень 4 зайняти крайнє ліве положення, а поршень 6 разом із вихідним штоком переміститься праворуч на величину  $2s_0$ . При подачі керуючих сигналів 011 (тиск подається до камер  $a$  і  $b$ ) вихідний шток переміститься на величину  $s_0 + 2s_0 = 3s_0$  і т. д.

*Дискретність* цифрового привода (переміщення поршня молодшого розряду)  $s_0$  звичайно вибирається виходячи з технологічного процесу. Величина переміщення  $i$ -го поршня цифрового привода визначається за виразом

$$s_i = s_0 \cdot 2^{i-1}, \quad (3.58)$$

де  $i$  — порядковий номер поршня.

Кількість позицій вихідного штока  $N = 2^n$ , де  $n$  — кількість розрядів (або поршнів) цифрового привода.

Величина максимального переміщення вихідного штока  $s_{\max} = (2^n - 1) s_0$ , а величина переміщення вихідного штока залежно від кодової комбінації керуючих сигналів визначається за формулою

$$s_{\max} = s_0 \sum_{i=1}^{i=n} x_i 2^{i-1}, \quad (3.59)$$

де  $x_i$  — значуща цифра, яка приймає значення: «1» при поданні тиску в  $i$ -ту порожнину; «0» при сполученні її зі зливом.

Теоретичне зусилля на штоці гідроциліндра без урахування сил тертя та інерційних сил

$$P_{т.ц} = (p_i - p_{ш}) (F_n - F_{ш}) = \pi (D^2 - d^2) (p_i - p_{ш}) / 4, \quad (3.60)$$

де  $p_i, p_{ш}$  — тиск відповідно в  $i$ -й та штоковій порожнинах гідроциліндра;  $D$  — діаметр поршнів;  $d$  — діаметр вихідного штока.

Дійсне зусилля на вихідному штоці

$$P_{д.ц} = P_{т.ц} - \sum_{i=1}^{i=n} P_{п.т,i} - P_{ш.т} \pm \Sigma P_{ін}, \quad (3.61)$$

де  $P_{п.т}, P_{ш.т}$  — сила тертя відповідно поршня та штока;  $P_{ін}$  — сила інерції поршня.

Механічні втрати на тертя в багатопозиційному приводі можуть досягати значних величин, тому їх потрібно враховувати, визначаючи за формулою

$$\Sigma P_{т.п} = n f \pi D b_p \rho_{п.к} z_p, \quad P_{т.ш} = f \pi d b_{ш} \rho_{ш.к} z_{ш},$$

де  $f$  — коефіцієнт тертя;  $z_p, z_{ш}$  — кількість ущільнюючих кілець відповідно на поршні та штоці;  $b_p, b_{ш}$  та  $\rho_{п.к}, \rho_{ш.к}$  — ширина контактної поверхні ущільнення та контактний тиск ущільнення поршня і штока.

Довжина багатопозиційного циліндра

$$l_{min} = s_{max} + n (l_p + l_{yn}) + l_y + l_0; \quad l_{max} = s_{max} + l_{min}, \quad (3.62)$$

де  $l_p, l_{yn}$  — довжина відповідно поршня та упора.

Для герметизації рухливих та нерухомих сполучень конструктивних елементів гідроциліндрів застосовують *ущільнення* таких типів: а) еластомірні та комбіновані з кільцями та манжетами для забезпечення підвищеної герметичності; б) металеві та пластмасові поршневі кільця у внутрішніх з'єднаннях, де допускається перетікання робочої рідини; в) грязезйомники з боку зовнішнього середовища [1, 3, 23].

Для *ущільнення поршнів* використовують еластомірні кільцеві (рис. 3.35, а, б, в) та манжетні ущільнювачі (рис. 3.35, ж) з захисними

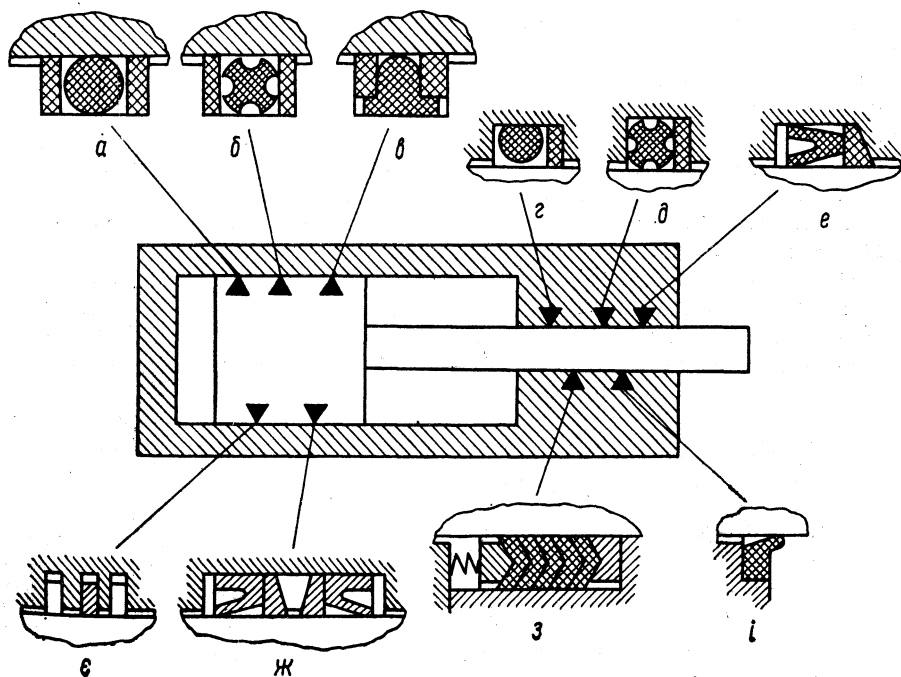


Рис. 3.35. Ущільнення поршнів і штоків гідроциліндрів

кільцями, які забезпечують мінімальну величину витoku рідини, але потребують досить частої заміни через втрату еластичності по досягненні гарантійного строку експлуатації та швидке зношування контактної поверхні при систематичному переміщенні штоків гідроциліндрів в приводах верстатів. Поршневі розрізні кільця з металів, пластмас або композиційних матеріалів використовують при необхідності забезпечення великого ресурсу роботи та коли допускається внутрішній витік рідини. Поршневі кільця для гідроциліндрів (рис. 3.35, *е*) застосовують при  $p \leq 15$  МПа,  $v \leq 7,5$  м/с. Герметичність кілець невелика, тому для ущільнення використовують комплекти з двох — дев'яти кілець, розрізи яких розміщені послідовно в протилежні боки. Кільця виготовляють з чавуну СЧ20 з навкісним ( $45^\circ$ ) розрізом для  $D_{ц} = 32...1000$  мм (ГОСТ 1412—85).

**Штоки ущільнюють** головним чином гумовими кільцями круглого перерізу (ГОСТ 9833—73, рис. 3.35, *з*) або Х-подібного перерізу (рис. 3.35, *д*), гумовими манжетами (ГОСТ 14896—84, рис. 3.35, *е*), тканинно-гумовими шевронними ущільненнями (ГОСТ 22704—77, рис. 3.35, *з*). Очищення поверхні штока від забруднення атмосферним та виробничим пилом, вологою здійснюється гумовими грязез'йомниками для штоків (ГОСТ 24811—81, рис. 3.35, *і*).

Широке застосування гумових кілець круглого перерізу забезпечується їхньою простотою та компактністю при низькій вартості. Вони допускають значні монтажні деформації, завдяки чому придатні для розміщення в малодопустимих нероз'ємних місцях. Суттєвим недоліком цих ущільнень є схильність до скручування під дією сил тертя. При достатньому змащуванні кілець скручування відсутнє до  $D < 100...150$  мм. Для зменшення тертя вибирають відносну деформацію ущільнення в межах  $\epsilon_{\max} \leq 0,25$ ,  $\epsilon_{\min} \geq 0,1...0,15$ . Відносна деформація мало залежить від діаметра  $d$  перерізу кільця і тому для всіх діаметрів її вибирають за формулою  $\epsilon = (d - h)/d$ , де  $h$  — сума висоти канавки і зазора між деталями. Ширина канавки повинна перевищувати ширину деформованого кільця, тому що стискання його боковими стінками збільшує сили тертя. Для поверхонь канавок при-

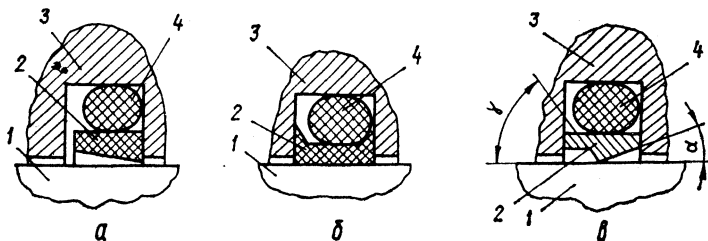


Рис. 3.36. Пластмасові ущільнення з гумовими кільцями:

1 — шток або циліндр; 2 — ущільнення; 3 — нерухома відносно ущільнення деталь; 4 — гумове кільце

значають жорсткі допуски та встановлюють параметр шорсткості  $R_a = 0,8...1,6$  мкм. Спряжені поверхні повинні бути з плавними мікронерівностями, які можна одержати при вигладжуванні, розкочуванні та поліруванні.

Останнім часом в гідроциліндрах автоматики застосовують комбіновані ущільнення (рис. 3.36, а, б, в) для штоків і поршнів діаметрами від 6 до 700 мм при  $p \leq 40$  МПа,  $v \leq 15$  м/с [1, 23]. Вони складаються з фторопластового кільця прямокутного, П-подібного або пилястого перерізу та силового елемента з гуми. Для зовнішніх з'єднань рекомендуються кільця пилястого перерізу з конічними ( $\gamma = 70...90^\circ$ ,  $\alpha = 1...10^\circ$ ) робочими кромками (рис. 3.36, в), котрі завдяки гідродинамічній активній дії забезпечують підвищену герметичність. У гідроциліндрах встановлюють по двоє таких ущільнень в окремих канавках. Порівняно з гумовими кільцями комбіновані ущільнення мають меншу силу тертя і запобігають вдавлюванню гумового кільця в зазор.

## РОЗДІЛ 4

### ДИНАМІКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА І РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РОБОЧОГО ОРГАНА

#### 4.1. Особливості динаміки гідравлічного привода

При роботі гідравлічних систем автоматичного керування істотне значення має динаміка гідравлічного привода, яка визначає у багатьох випадках роботоспроможність системи і можливість її застосування для розв'язання тих чи інших технологічних завдань.

Для динамічного аналізу роботи гідравлічного привода складемо розрахункову схему (рис. 4.1).

Основні параметри елементів гідропривода, які будуть в подальшому використовуватись при розрахунках, вказані на схемі.

Рівняння динаміки гідравлічного привода, яке описує рух поршня робочого органу як твердого тіла, згідно із законами механіки має вигляд

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p F_1 - (p_{np} F_2 + R_T + P), \quad (4.1)$$

де  $m$  — приведена до поршня маса рухливих частин і робочої рідини;  $p_p$ ,  $p_{np}$  — тиск у робочій порожнині гідроциліндра і порожнині зливу;  $F_1$ ,  $F_2$  — ефективні площі поршня з боку робочої порожнини циліндра і порожнини зливу (див. рис. 4.1);  $R_T$ ,  $P$  — сили тертя і корисні навантаження;  $x$  — переміщення поршня.

Розв'язання цього рівняння дає змогу визначити динамічні характеристики привода — шлях, швидкість і прискорення робочого

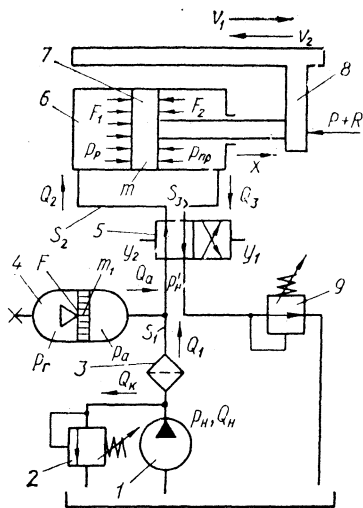


Рис. 4.1. Розрахункова схема гідравлічного привода:

1 — гідронасос; 2 — запобіжний гідроклапан; 3 — фільтр; 4 — гідроаккумулятор; 5 — гідророзподільник; 6 — гідроциліндр; 7 — поршень; 8 — робочий орган; 9 — підпирний гідроклапан

міщення робочих органів, які, наприклад, у гідравлічних маніпуляторах досягають 1,0...1,2 м/с. Особливістю динаміки таких приводів є значне зменшення ділянки сталого руху, а в багатьох випадках і його повна відсутність. Інакше кажучи, високошвидкісний привод на значній ділянці шляху робочого органу працює в умовах несталого руху, коли сили тертя і корисні навантаження, сили тиску в робочій порожнині циліндра і протитиску в порожнині зливу, перепад тиску на гідророзподільнику і опір гідролінії є величинами перемінними, а процес руху рідини в турбопроводах системи є нестационарним.

Відомо, що сила протитиску в порожнині зливу залежить від опору зливної гідролінії, який є функцією швидкості руху робочої рідини по трубопроводах, а відтак і функцією швидкості переміщення поршня.

У періоди розгону і гальмування сила протитиску в порожнині зливу в широких межах змінюється залежно від швидкості руху, що істотно впливає на динаміку привода. Функцією швидкості є сили в'язкого тертя, а корисне навантаження у функції шляху чи функції часу змінюється в широкому діапазоні.

органу як функцію часу, швидкість, що встановилася, час розгону і гальмування тощо.

Проте залежність (4.1) являє собою спрощену математичну модель, яка описує динаміку гідравлічного привода. Вона передбачає сталість величин робочого тиску та протитиску в порожнинах циліндра під час руху поршня, сталість сил тертя і корисних навантажень, а також опору гідроліній системи. Цією залежністю можна користуватися для наближених розрахунків.

Залежність (4.1) дає позитивні результати при допущенні стаціонарності процесів, а також при розрахунку динаміки тихохідних приводів, у яких періоди розгону і гальмування (періоди несталого руху) малі стосовно до всього часу руху робочого органу, і зневаження зміною гідравлічних параметрів привода в ці періоди не викликає істотних похибок у розрахунках.

У реальних умовах при роботі гідравлічного привода в багатьох випадках мають місце високі швидкості пере-

Змінною величиною, що залежить від співвідношення рушійних сил і сил опору рухові (змінних у процесі переміщення робочого органу), а також від геометричних параметрів гідравлічного привода і швидкості переміщення поршня, є величина перепаду тиску на гідророзподільниках, що визначає подачу рідини в робочу порожнину циліндра. Від цих же параметрів залежить і робочий тиск у гідравлічному циліндрі, а коефіцієнт витрати рідини визначається провідністю відповідних ділянок трубопроводів та апаратури управління і залежить від режиму протікання рідини.

Аналітичне визначення названих залежностей та їхній математичний опис становлять важливе завдання динамічного аналізу роботи гідравлічного привода. При цьому аналізі виходять із рівнянь енергетичного балансу, що включають рівняння витрати рідини в робочій порожнині гідравлічного циліндра, рівняння руху поршня як твердого тіла і рівняння нерозривності потоку.

#### 4.2. Рівняння витрати рідини. Гідравлічна провідність трубопроводів

Для динамічного аналізу роботи гідропривода за розрахункову приймемо схему найзагальнішого виду (рис. 4.1). Динаміка гідравлічного привода визначається подачею рідини від насоса і гідроаккумулятора в робочу порожнину гідроциліндра, її потенційною енергією (тиском у циліндрі), величиною рушійних сил і сил опору руху та іншими факторами.

Під час роботи системи, яка включає гідроаккумулятор, можливі два режими: заряджання акумулятора і віддачі акумуляованої робочої рідини.

У першому випадку витрата рідини

$$Q_n = Q_k + Q_a + \sum_1^{n_p} Q_i, \quad (4.2)$$

де  $Q_n$  — подача рідини насосом у систему;  $Q_k$  — витрата рідини, що скидається у бак через переливний гідроклапан;  $Q_a$  — витрата рідини, що йде на зарядження гідроаккумулятора;  $Q_i$  — подача рідини в робочу порожнину циліндра;  $n_p$  — кількість одночасно працюючих гідроциліндрів.

У другому випадку

$$Q_n + Q_a = Q_k + \sum_1^{n_p} Q_i, \quad (4.3)$$

звідки подача рідини в робочу порожнину  $i$ -го циліндра

$$Q_i = Q_n + Q_a - \left( Q_k + \sum_1^{n_p-1} Q_i \right). \quad (4.4)$$

Цю подачу можна визначити також за залежністю

$$Q_i = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (4.5)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати рідини;  $S_3$  — площа мінімального перерізу каналу золотника, по якому проходить робоча рідина;  $\rho$  — густина рідини;  $\Delta p$  — перепад тиску рідини в трубопроводах системи.

Аналогічно витрата рідини із зливної порожнини гідроциліндра

$$Q_3 = \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3}, \quad (4.6)$$

де  $\mu_3$  і  $S_3$  — відповідно коефіцієнти витрати і площа мінімального перерізу зливної гідролінії;  $\Delta p_3$  — перепад тиску рідини в зливній гідролінії.

Втрати енергії в гідролініях системи при гідравлічному розрахунку визначаються як втрати напору (тиску) рідини, що рухається від насосної станції до гідравлічних пристроїв і далі до масляного баку. У загальному вигляді втрати тиску потоку рідини в трубопроводах і місцевих опорах

$$\Delta p' = \left[ \sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} v_1^2 + \sum_1^{n_m} b \xi v_2^2 \right] \frac{\rho}{2} + \sum_1^{n_d} \rho l \frac{dv}{dt}, \quad (4.7)$$

де  $\lambda$ ,  $\xi$  — коефіцієнти втрат напору по довжині трубопроводу і місцевих втрат;  $l$ ,  $d$  — довжина і внутрішній діаметр трубопроводу;  $v_1$ ,  $v_2$  — швидкості потоку рідини в трубопроводах і місцевих опорах;  $b$  — поправочний коефіцієнт;  $\sum_1^{n_d} \rho l \frac{dv}{dt} = \Delta p_i$  — інерційний напір при несталому русі рідини;  $n_d$ ,  $n_m$  — кількість ділянок трубопроводів і місцевих опорів.

Слід зазначити, що інерційний напір при русі рідини, прискореному в часі, є позитивним, при сповільненому — негативним.

Нехтуючи зміною швидкості рідини в перерізі, перпендикулярному до напрямку потоку, за розрахункову приймемо середню швидкість  $v_{cp} = \frac{Q}{S}$ .

Для трубопроводів з різними перерізами у випадках приведення коефіцієнта до трубопроводу одного перерізу  $S$  дістаємо

$$\Delta p' = \frac{\rho}{2} \left[ \sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_m} b \right] v_{cp}^2 + \Delta p_i,$$

звідки середня швидкість потоку рідини в трубопроводі

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{2(\Delta p' - \Delta p_2)}{\rho \left[ \sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_m} b \xi \right]}}$$

Позначимо  $\Delta p' - \Delta p_2 = \Delta p$ . Тоді витрата рідини через трубопровід

$$Q = S \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_m} b \xi \right]}} \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (4.8)$$

де  $S \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_m} b \xi \right]}} = G$  — гідравлічна провідність ділянки трубопроводу.

У загальному випадку провідність є функція швидкості руху рідини в трубопроводі і витрати  $G = \varphi(v, Q)$ .

Таким чином, створюється зручний для динамічного аналізу та розрахунку зв'язок між витратою рідини  $Q$ , провідністю трубопроводу  $G$  і перепадом тиску (втратою напору) в трубопроводі  $\Delta p$ :

$$Q = G \sqrt{\Delta p}. \quad (4.9)$$

Прирівнявши (4.5) і (4.8), знаходимо коефіцієнт витрати рідини

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\sum_1^{n_d} \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^{n_m} b \xi}}, \quad (4.10)$$

який залежить від коефіцієнта опору гідролінії та її геометричних параметрів. Оскільки величини  $\lambda$  та  $b$  залежать від числа Рейнольдса, то і коефіцієнти витрат і провідності ділянок системи також залежать від числа Рейнольдса, а отже і від швидкості протікання рідини в трубопроводах системи, а також і від швидкості руху поршня гідравлічного циліндра.

Для зручності динамічного аналізу розглядувану систему (рис. 4.1) доцільно поділити на три ділянки. До першої увійдуть пневмогідравлічний акумулятор, трубопровід від гідронасоса й акумулятора до гідророзподільника з місцевими опорами у вигляді гідроочисника і поворотів трубопроводу. Провідність для цієї ділянки системи

$$G_1 = S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \lambda \frac{l_1}{d_1} + b \left[ \sum_1^{n_m} \xi_1 + \xi_2 \right] \right]}}, \quad (4.11)$$

де  $S_1$  — площа прохідного перерізу трубопроводу першої ділянки;  
 $\sum_1^{n_M} \xi_1$  — сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводу;  $\xi_2$  —  
 коефіцієнт місцевого опору гідроочисника.

Витрата рідини на першій ділянці

$$Q_1 = G_1 \sqrt{p_a - p'_H}, \quad (4.12)$$

де  $p_a$  — тиск рідини в гідроаккумуляторі;  $p'_H$  — тиск рідини перед гідророзподільником.

До другої ділянки належать прохідний канал гідророзподільника і трубопровід до гідроциліндра, що містить місцеві опори у вигляді поворотів і розгалужень трубопроводу.

Перепад тиску рідини на гідророзподільнику можна виразити, користуючись залежністю (4.5), враховуючи, що  $Q_2 = v_2 S'_2$ :

$$\Delta p = \frac{\rho v_2^2}{2\mu_2^2}, \quad (4.13)$$

де  $S'_2 = \varphi(t)$  — площа прохідного перерізу золотника гідророзподільника;  $\mu_2$  — коефіцієнт витрати через нього;  $v_2$  — швидкість рідини в прохідному перерізі золотника гідророзподільника.

Цю залежність доцільно привести до швидкості рідини в трубопроводі (виходячи з рівняння нерозривності потоку)

$$v_2 = \frac{v_{cp} S_{T2}}{\pi d x_2}, \quad (4.14)$$

де  $S_{T2}$  — площа прохідного перерізу трубопроводів другої ділянки;  $d$  — діаметр золотника гідророзподільника;  $x_2 = \varphi(t)$  — величина відкриття вікна золотника.

Таким чином,

$$\Delta p_2 = \rho \left[ \frac{S_{T2}}{\pi d x_2 \mu_2} \right]^2 \frac{v_{cp}^2}{2}, \quad (4.15)$$

а вираз для провідності другої ділянки трубопроводу

$$G_2 = S_{T2} \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \lambda \frac{l_2}{d_2} + \sum_1^{n_M} b \xi + \left[ \frac{S_{T2}}{\pi d \mu_2} \right]^2 \frac{1}{x_2^2} \right]}}. \quad (4.16)$$

Рівняння витрати рідини для другої ділянки

$$Q_2 = G_2 \sqrt{p'_H - p_D}, \quad (4.17)$$

де  $p_D$  — робочий тиск рідини в гідроциліндрі.

Третя ділянка становить зливну гідролінію системи: гідророзподільник і трубопровід від гідроциліндра до гідробака з місцевими опорами. Провідність третьої ділянки трубопроводу

$$G_3 = S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \lambda \frac{l_3}{d_3} + \sum_1^{n_M} b \xi_1 + \left[ \frac{S_{T3}}{\pi d \mu_3} \right]^2 \frac{1}{x_3^2} \right]}}, \quad (4.18)$$

де  $S_{T3}$  — площа прохідного перерізу трубопроводу зливної гідролінії;  $\mu_3$  — коефіцієнт витрати рідини при проходженні її через зливну щілину золотника гідророзподільника.

Рівняння витрати рідини в гідролінії третьої ділянки

$$Q_3 = G_3 \sqrt{p_{np}' - p_6}, \quad (4.19)$$

де  $p_{np}$  — тиск рідини в зливній порожнині гідроциліндра;  $p_6$  — надлишковий тиск рідини у гідробаці. Рівняннями зв'язку між витратами рідини по ділянках системи та швидкістю руху поршня будуть:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 \frac{1}{\eta_0}; \\ Q_2 &= v_n F_1 \frac{1}{\eta} + Q_{ст}; \\ Q_3 &= v_n F_2, \end{aligned} \quad (4.20)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  — ефективні площі поршня гідроциліндра;  $\eta_0$ ,  $\eta$  — коефіцієнти, які враховують об'ємні втрати рідини в гідророзподільнику та гідроциліндрі;  $Q_{ст}$  — витрата рідини, зумовлена її стисливістю, яка може бути визначена за залежністю [17]:

$$Q_{ст} = \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}, \quad (4.21)$$

де  $V$  — об'єм стискуваної рідини;  $E$  — модуль об'ємної пружності. З рівняння (4.20) витрата рідини, необхідна для переміщення поршня із швидкістю  $v_n$ ,

$$Q = v_n F_1 = (Q_2 - Q_{ст}) \eta = (Q_1 \eta - Q_{ст}) \eta.$$

З урахуванням залежностей (4.3), (4.5) та (4.12) рівняння витрат

$$Q_i = \left[ (Q_H + Q_a - Q_K - \sum_1^{n_p-1} Q) \eta_0 - Q_{ст} \right] \eta,$$

або

$$\begin{aligned} Q_i &= \left\{ \left[ Q_H + \mu_a S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_H)} - \right. \right. \\ &\left. \left. - \mu_K S_K \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_6)} - \sum_1^{n_p-1} Q \right] \eta_0 - \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt} \right\} \eta, \end{aligned} \quad (4.22)$$

де  $\mu_a, \mu_k$  — коефіцієнти витрат при русі рідини через трубопровід від гідроакумулятора до нагнітальної гідролінії і через гідроклапан.

Якщо в системі встановлено пневмогідравлічний акумулятор поршневого типу, то рівняння руху поршня акумулятора можна подати у вигляді

$$m_n \frac{dv_a}{dt} = F_a (p_r \eta_1 - p'_n), \quad (4.23)$$

де  $v_a$  — швидкість руху поршня акумулятора;  $F_a$  — робоча площа поршня акумулятора;  $\eta_1$  — коефіцієнт, який враховує втрати на тертя в ущільнюючих елементах поршня;  $m_n$  — маса поршня та приведена маса рідини, розташованої в акумуляторі та трубопроводах першої ділянки гідросистеми;  $p_r$  — тиск газу в акумуляторі.

Подача робочої рідини акумулятором визначається залежністю [8]:

$$\frac{dQ_a}{dt} = \frac{F_a}{m_a} \left[ p_{r \max} \eta \left( 1 + \frac{\Delta V}{V_{\min}} \right)^{-k} - p'_n \right], \quad (4.24)$$

де  $\Delta V$  — об'єм рідини, яка поступає із акумулятора в систему за час  $dt$ ;  $V_{\min}$  — мінімальний об'єм, зайнятий газом в акумуляторі;  $p_{r \max}$  — максимальний тиск газу в акумуляторі.

Приведені вище залежності визначають витрату рідини при роботі гідропривода та гідравлічну провідність трубопроводів системи.

### 4.3. Рівняння руху поршня гідродвигуна (гідроциліндра)

Рівняння руху поршня як твердого тіла визначається залежністю (4.1). Вона являє собою спрощену математичну модель, яка описує динаміку гідравлічного привода. Ця модель одержана при припущенні сталості величини робочого тиску і протитиску в порожнинах циліндра при русі поршня, сил тертя та корисних навантажень і опору гідролінії системи. Проте в реальних умовах роботи гідроприводів ці величини в процесі руху робочого органа (особливо при роботі високошвидкісних приводів) суттєво змінюються, що вимагає врахування змін цих параметрів при розрахунку гідросистем. Розглянемо роботу гідравлічного привода за умови реальної їхньої зміни.

Швидкість переміщення робочого органа  $v = \varphi(Q)$  є функцією подачі рідини  $Q$  у робочу порожнину гідродвигуна, яка визначається перепадом тиску  $\Delta p$  на розподільному золотнику та площею його прохідного перерізу (рівняння 4.5). У свою чергу, перепад тиску  $\Delta p$  в нагнітальній гідролінії і на золотнику залежить від співвідношення рушійних сил та сил опору руху і може бути визначений з рівняння балансу сил при русі робочого органа з урахуванням сил тертя та

корисних навантажень, інерційних сил та протитиску в неробочій порожнині циліндра [7, 27].

Позначивши в рівнянні (4.5)  $\mu S \sqrt{\frac{2}{\rho}} = G$  як гідравлічну провідність лінії підводу робочої рідини до гідроциліндра, одержимо

$$Q = G \sqrt{\rho_n - \rho_p}, \quad (4.25)$$

де  $\rho_n - \rho_p = \Delta p$  — перепад тиску робочої рідини в трубопроводах напірної гідролінії;  $\rho_n$  — тиск рідини, що його розвиває гідронасос;  $\rho_p$  — тиск рідини в робочій порожнині гідроциліндра.

Із залежності (4.25)

$$\rho_n - \rho_p = \frac{Q^2}{G^2}. \quad (4.26)$$

Оскільки  $Q = F_1 v_n = F_1 \frac{dx}{dt}$ ,

де  $v_n = \frac{dx}{dt}$  — швидкість руху поршня, то

$$\rho_n - \rho_p = \frac{F_1^2}{G^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2; \quad (4.27)$$

$$\rho_p = \rho_n - \frac{F_1^2}{G^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (4.28)$$

Аналогічно визначаємо величину протитиску у зливній порожнині гідроциліндра.

Витрата робочої рідини із зливної порожнини визначається за залежністю (4.6). Якщо тиск рідини у гідробачі  $\rho_6 = 0$ , то  $\Delta p_3 = \rho_{np}$ , тоді залежність (4.6) буде мати вигляд

$$Q_3 = \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho_{np}} = G_3 \sqrt{\rho_{np}}, \quad (4.29)$$

звідки

$$\rho_{np} = \frac{\rho Q_3^2}{2 (\mu_3 S_3)^2} = \frac{Q_3^2}{G_3^2}. \quad (4.30)$$

Враховуючи, що  $Q_3 = F_2 v_n$ , дістаємо

$$\rho_{np} = \frac{F_2^2 v_n^2}{G_3^2} = \frac{F_2^2}{G_3^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (4.31)$$

З рівнянь (4.28) і (4.31) випливає, що тиск в робочій порожнині циліндра та протитиск в порожнині зливу є функціями швидкості руху поршня, яка змінюється від  $v = 0$  до  $v_{\max}$  в процесі розгону та від  $v_{\max}$  до  $v = 0$  в процесі гальмування, що необхідно враховувати при динамічних розрахунках.

Крім того, при цих розрахунках необхідно враховувати сили в'язкого тертя, які пропорційні швидкості руху поршня  $\left(c_1 \frac{dx}{dt}\right)$ , та зміну сил корисної навантаження  $\frac{dP}{dt}$  в процесі руху. Із врахуванням цих сил рівняння руху поршня (4.1) буде мати вигляд

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_p F_1 - \left( p_{np} F_2 + |R_T| \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + P_H + c_1 \frac{dx}{dt} + \frac{dP_H}{dt} \right), \quad (4.32)$$

де  $c_1$  — коефіцієнт пропорційності;  $P_H$  — постійна складова корисного навантаження;  $\frac{dP_H}{dt}$  — змінна складова корисного навантаження.

Підставивши в рівняння (4.32) значення  $p_p$  та  $p_{np}$  із рівнянь (4.28) та (4.31), одержимо після деяких перетворень [7]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \left( \frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_3^2} \right) \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 - p_p F_1 + P_H + |R_T| \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + c_1 \frac{dx}{dt} + \frac{dP_H}{dt} = 0. \quad (4.33)$$

Залежність (4.33) є рівняння динаміки гідравлічного привода, яке враховує зміну коефіцієнтів витрати рідини і провідності гідравлічних ліній при нестационарному процесі руху рідини, зміну величин робочого тиску в порожнині нагнітання гідроциліндра та протитиску в порожнині зливу, зміну сил тертя та корисного навантаження в процесі роботи, а також інші параметри.

Рівняння (4.33) не враховує хвильові явища в гідролінії (через незначну довжину трубопроводів у системах), наявність повітря в робочій рідині та зміну об'ємної пружності й густини рідини від тиску, а також податливість трубопроводів та стінок циліндра.

Це рівняння дозволяє не тільки з досить високим ступенем точності визначати динамічні характеристики гідравлічного привода завдяки більш повному урахуванню ряду додаткових чинників (його конструктивних параметрів та режиму роботи гідросистеми), а й вирішувати зворотну задачу — за заданими динамічними характеристиками визначати конструктивні параметри та режим роботи гідравлічної системи, тобто вирішувати задачу динамічного синтезу гідропривода.

#### **4.4. Розв'язок рівняння динаміки гідравлічного привода**

Рівняння (4.33) є нелінійним диференціальним рівнянням 2-го порядку з перемінними складовими і в загальному вигляді розв'язку не має. Це рівняння можна розв'язати з використанням ЕОМ число-

вими методами інтегрування. Його розв'язок на ЕОМ показаний на рис. 4.2.

У зв'язку з тим що в початковий період розгону прискорення практично вмиє зростає від 0 до  $u_{\max}$ , цю ділянку кривої на рисунку не показано.

Однак якщо прийняти корисне навантаження і сили тертя за сталі величини, то рівняння (4.33) може розв'язатися в загальному вигляді [7].

Прийнявши  $c_1 \frac{dx}{dt} + |R_T| \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + P_H + \frac{dP_H}{dt} \approx P_{cp} + R_{cp}$ , де  $P_{cp}$  і  $R_{cp}$  — середні значення сил корисного навантаження і сил тертя, позначивши  $\frac{F_1^3}{G^2} = a$ ,  $\frac{F_2^3}{G_3^2} = b$ ,  $\rho_H F_1 - (P_{cp} + R_{cp}) = c$  і підставивши ці позначення у рівняння (4.33), одержимо у загальному вигляді диференціальне рівняння руху поршня

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + (a + b) \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 - c = 0, \quad (4.34)$$

яке можна розв'язати аналітично.

Розв'язок рівняння (4.34) дозволяє визначити шлях  $x$ , швидкість  $v_n$  переміщення поршня і прискорення  $u$  робочого органу як функції часу:

$$x = \frac{m}{a + b} \ln \operatorname{ch} \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a + b) c t} \right]; \quad (4.35)$$

$$v_n = \frac{dx}{dt} \sqrt{\frac{c}{a + b}} \operatorname{th} \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a + b) c t} \right]; \quad (4.36)$$

$$u = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{c}{m \operatorname{ch}^2 \left[ \frac{1}{m} \sqrt{(a + b) c t} \right]}. \quad (4.37)$$

Підстановка значень  $a$ ,  $b$  і  $c$  у рівняння (4.35), (4.36), (4.37) дає змогу виразити шлях, швидкість і прискорення поршня гідравлічного привода через його геометричні параметри, а також режим роботи системи і сили опору рухові, що дає можливість здійснювати розрахунок привода за заданими динамічними характеристиками. З урахуванням цих значень швидкість робочого органа

$$v_n = \sqrt{\frac{G^2 G_3^2 [\rho_H F_1 - (P_{cp} + R_{cp})]}{F_1^3 G_3^2 + F_2^3 G^2}} \times \operatorname{th} \left\{ \frac{1}{m} \sqrt{\left( \frac{F_1^3}{G^2} + \frac{F_2^3}{G_3^2} \right) [\rho_H F_1 - (P_{cp} + R_{cp})] t} \right\}. \quad (4.38)$$

Аналогічно у функції цих же параметрів можна визначити шлях та

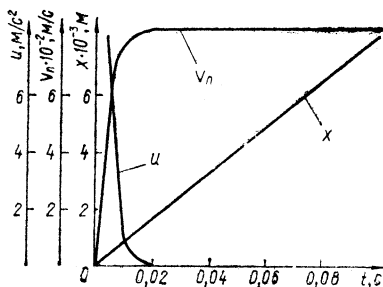


Рис. 4.2. Розв'язок рівняння динаміки привода на ЕОМ:

$x$ ,  $v_p$ ,  $u$  — відповідно шлях, швидкість та прискорення робочого органу

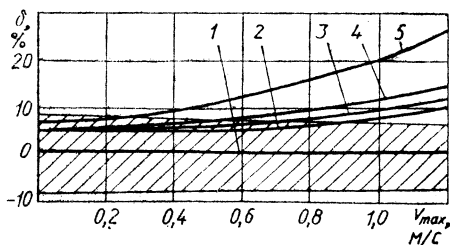


Рис. 4.3. Залежність похибок  $\delta = \varphi(v)$  при розрахунках функції  $x = \varphi(t)$ :

1 — експериментальна крива; 2...5 — результати розрахунку за різними методами

прискорення робочого органу. Як було вже відзначено, інтегрування рівнянь (4.33), тобто визначення залежності  $v_p = \varphi(t)$ , можна здійснити, лише застосовуючи числові методи. Проте для оцінки часу спрацювання (швидкодії)  $t_c$  гідросистеми величини  $a$ ,  $b$ ,  $c$  в першому наближенні можна прийняти за сталі. При такому припущенні з рівняння (4.34) визначаємо максимальну швидкість, що встановилася. Максимальна швидкість має місце при прискоренні  $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$ . За цієї умови з рівняння (4.34) знаходимо

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{c}{a+b}}. \quad (4.39)$$

Знаючи величину  $v_{\max} = v_{\text{уст}}$ , з достатнім ступенем наближення визначаємо час спрацювання гідравлічного привода.

Така наближена оцінка часу спрацювання є зручною для корекції параметрів елементів і вузлів гідросистеми з метою забезпечення потрібної швидкодії.

Для визначення часу розгону поршня  $t_p$  рівняння (4.34) запишемо у вигляді

$$m \frac{dv}{dt} + (a+b)v^2 - c = 0. \quad (4.40)$$

Звідси, розділивши змінні величини, одержимо

$$dt = \frac{mdv}{c - (a+b)v^2}. \quad (4.41)$$

Час розгону поршня  $t_p$ , який характеризує інерційність гідросистеми, можна знайти наближено, якщо задати вихідні параметри, тобто швидкості на початку та в кінці розгону поршня, прийнявши  $v_{\text{поч}} = 0$ ,  $v_{\text{кін}} = v_{\text{уст}}$  та проінтегрувавши обидві частини рівняння (4.41) відповідно від 0 до  $t_p$  та від 0 до  $v_{\text{уст}} = v_{\max}$ .

Щоб оцінити точність розрахунків за запропонованими залежностями, порівнюємо результати розв'язання на ЕОМ конкретної задачі з результатами експериментальних досліджень (рис. 4.3).

Порівняння результатів розрахунку (рис. 4.3) показує, що найбільшу точність дає рішення на ЕОМ рівняння (4.33) за умови, що  $p_p$ ,  $p_{np}$ ,  $G$ ,  $\lambda$ ,  $P$ ,  $R$  — змінні (крива 2). Дещо меншу точність розрахунків дає рішення того ж рівняння при тих же значеннях параметрів, але за умови  $\lambda = \lambda_{уст} = \text{const}$  (крива 3). Розв'язання рівняння (4.38) при змінних значеннях сил навантаження  $P$  та тертя  $R$  дає залежність (крива 4), що близька до попереднього рішення (крива 3). Найменшу точність розрахунку динамічних характеристик привода із розглянутих вище дає розрахунок за спрощеною методикою (рівняння 4.1) при припущенні  $p_p$ ,  $p_{np}$ ,  $G$ ,  $\lambda$ ,  $P$ ,  $R$  — const (крива 5).

Наведені залежності дозволяють оцінити точність розрахунків динамічних характеристик привода, виконаних за різними методиками при різних припущеннях, а також визначити напрями їх раціонального застосування.

Аналіз залежностей (рис. 4.3) показує, що при роботі привода із швидкостями 0,3...0,4 м/с практично всі методики розрахунку, які розглядалися, дають задовільні результати, тобто розрахунок можна проводити за спрощеною методикою (залежність 4.1), не враховуючи нестационарність процесів у трубопроводах та зміни в процесі руху поршня тиску в робочій порожнині циліндра і протитиску в порожнині зливу, перепаду тиску на гідророзподільнику, гідравлічної провідності магістралей, коефіцієнтів витрати рідини і тертя у трубопроводах.

Під час роботи системи з швидкостями, що перевищують 0,5 м/с, припущення щодо сталості вищевказаних параметрів призводить до значних похибок розрахунку. У цьому випадку найбільш точні результати дає розв'язок на ЕОМ рівняння (4.33), що враховує зміну цих параметрів у процесі руху та зображує цей процес як такий, що не встановився. Як видно з рис. 4.3, похибка в розрахунках, виконаних за запропонованою методикою, не більше 8...10 %, тобто практично знаходиться в межах точності експерименту.

Для попередніх інженерних розрахунків можна рекомендувати спрощені залежності (4.35) ... (4.41), при використанні яких похибка в розрахунках не перевищує 12...16 %, що цілком припустимо для попередньої оцінки швидкодії привода та його динамічних характеристик.

#### **4.5. Визначення швидкодії гідравлічних систем автоматичного керування**

При вирішенні задач, пов'язаних з автоматизацією виробничих процесів у машинобудуванні, необхідно визначити швидкодію та частоту спрацювання різних керуючих та командних пристроїв систем

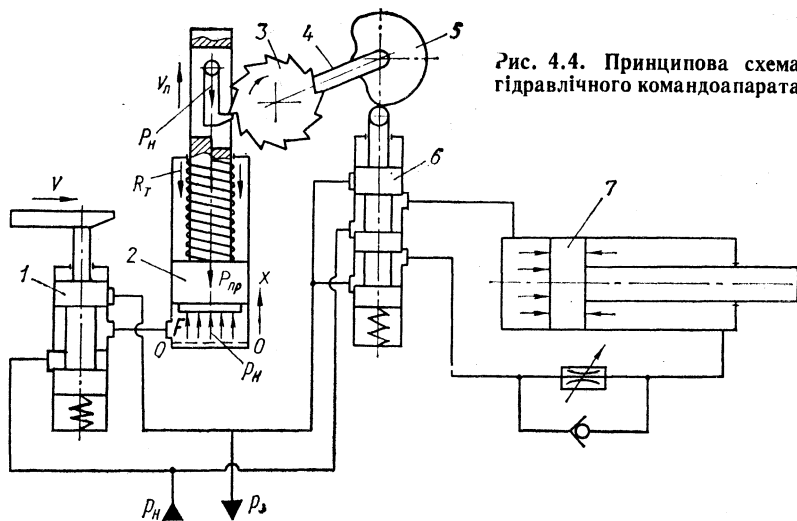


Рис. 4.4. Принципова схема гідравлічного командоапарата

автоматичного керування (САК). До таких задач належать: визначення на етапі проектування тривалості циклу роботи різних технологічних машин та технологічних комплексів, гідравлічних і пневматичних маніпуляторів, а також швидкодії та частоти спрацювання їх окремих механізмів, вузлів і ліній зв'язку.

Швидкодія системи автоматичного керування визначається часом спрацювання механізмів цієї системи, а також часом передачі командного сигналу від гідроапаратів, що управляють, до робочих органів.

Питання про визначення швидкодії є особливо важливим для дискретних гідравлічних систем автоматичного керування робочими органами різних машин, які працюють за замкнутим технологічним циклом. У цих машинах як гідроапарати керування використовують гідравлічні та пневматичні крокові командоапарати роторного типу, завдяки властивим їм перевагам, головними з яких є: компактність, простота схеми керування, яка не вимагає встановлення великої кількості логічних і запам'ятовуючих елементів, зручність обслуговування, гнучкість програмування, можливість здійснення швидкої переналадки на різні цикли і режими роботи, можливість проведення контролю виконання команд та висока експлуатаційна надійність.

Розглянемо вирішення задачі щодо визначення швидкодії гідравлічних систем автоматичного керування на прикладі гідравлічного крокового командоапарата (рис. 4.4), який складається з плунжерного гідроциліндра повороту 2, храпового механізму 3, розподільного валу 4, кулачків 5 і гідророзподільників. Поворот розподільного валу 4 командоапарата здійснюється штоком плунжера ци-

ліндра повороту 2 через храповий механізм 3 при подачі масла під тиском у робочу порожнину циліндра повороту. Повернення штока гідроциліндра повороту у вихідне положення відбувається під дією пружини при з'єднанні його робочої порожнини із зливною гідролінією. Керування роботою гідроциліндра повороту здійснюється від гідророзподільників 1 (їх декілька в командоапараті), які спрацьовують від рухомих упорів у кінці ходу робочих органів. При повороті розподільного вала 4 кулачки 5, розташовані на валу у відповідності з необхідною програмою роботи, перемикають гідророзподільники 6, які керують двопозиційними гідравлічними циліндрами 7, що здійснюють переміщення робочих органів машини.

Щоб визначити швидкодію гідравлічної САК, складемо рівняння руху плунжера гідроциліндра повороту, який перебуває під дією з одного боку пружини сил корисних навантажень, маси рухомих частин і сил тертя, а з другого — тиску робочої рідини, враховуючи зміни гідравлічних параметрів системи в процесі руху. Як окремий випадок рівняння (4.33) дозволяє одержати залежність руху плунжера повороту розподільного вала командоапарата від його гідравлічних та конструктивних параметрів:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_n F - \left[ \frac{F_1^3}{G_1^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + P_1 + cx \right], \quad (4.42)$$

де  $m$  — приведена до плунжера маса рухомих частин і робочої рідини;  $x$  — переміщення плунжера;  $p_n$  — тиск робочої рідини, що подається насосом у систему;  $F$  — ефективна площа плунжера;  $G_1$  — провідність гідролінії;  $P_1 = P_{np} + P_n + P_m + R_T$  — сума сил попереднього стискання пружини  $P_{np}$ , корисних навантажень  $P_n$ , маси рухомих частин  $P_m$  і сил тертя  $R_T$ ;  $c$  — жорсткість пружини.

При виводі цього рівняння крім припущень, прийнятих раніше (рівняння 4.33), допускається, що сили тертя і сили корисних навантажень в процесі роботи не змінюються.

Подібно до рівняння (4.33) рівняння (4.42) може бути розв'язане методами числового інтегрування на ЕОМ. Розв'язок цього рівняння дозволяє визначити шлях, швидкість і прискорення плунжера повороту і час його робочого ходу. Однак, якщо знехтувати інерційними силами (у зв'язку з малими рухомими масами плунжера), це рівняння можна розв'язати в загальному вигляді.

Розв'язок цього рівняння відносно часу  $t_p$  дає залежність [27]:

$$t_p = \frac{F^{3/2}}{G_1} \int_0^{x_p} \frac{dx}{\sqrt{p_n F - (P_1 + cx)}}, \quad (4.43)$$

яка після інтегрування і деяких перетворень дозволяє одержати розрахункову формулу для визначення часу робочого ходу плунжера

повороту

$$t_p = \frac{2F^{3/2}}{cG_1} \sqrt{\rho_n F - P_1} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{cx_p}{\rho_n F - P_1}} \right), \quad (4.44)$$

де  $x_p$  — величина робочого ходу плунжера.

Аналіз рівняння руху плунжера повороту показує, що його переміщення можливе тільки за умови

$$\rho_n F > K' \left[ \frac{F^3}{G_1^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + P_1 + cx \right], \quad (4.45)$$

де  $K'$  — коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,2...1,4.

Звідси випливає, що мінімальний тиск у системі  $P_{n \min}$ , при якому можлива робота САУ,

$$P_{n \min} = \frac{K'}{F} \left[ \frac{F^3}{G_1^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + P_1 + cx \right]. \quad (4.46)$$

Рівняння (4.42) дозволяє визначити величину максимальної швидкості руху плунжера повороту, що встановилась. Ця стала швидкість матиме місце при значенні прискорення  $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$ . Тоді з рівняння (4.42) одержимо

$$v_{\max} = v_{уст} = \frac{G_1}{F} \sqrt{\rho_n - \frac{P_1 - cx_p}{F}}. \quad (4.47)$$

Повернення плунжера у вихідне положення здійснюється стиснутою при робочому ході пружиною після з'єднання робочої порожниці гідроциліндра повороту із зливною гідролінією.

Рівняння руху плунжера у цьому випадку

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = cx + p_2 - \frac{F_3}{G_3^2} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (4.48)$$

Тут  $P_2 = P_{пр} + P_m - R_T$  — алгебраїчна сума сил попереднього стиснення пружини  $P_{пр}$ , маси рухливих частин  $P_m$  та сил тертя  $R_T$ ;  $G_3$  — гідравлічна провідність зливної гідролінії.

Координату  $x$  у цьому рівнянні відраховують від точки, яка відповідає кінцеві робочого плунжера.

Приймаючи ті ж припущення, що й при розв'язанні рівняння (4.42), та вирішуючи рівняння відносно часу холостого ходу  $t_x$ , знаходимо

$$t_x = \frac{F^{3/2}}{G^3} \int_0^{x_p} \frac{dx}{\sqrt{P_2 + cx}}. \quad (4.49)$$

Після інтегрування і деяких перетворень знаходимо залежність для визначення часу холостого ходу плунжера повороту:

$$t_x = \frac{2F^{3/2}}{cG_3} \sqrt{P_2} \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{cx_p}{P_2}} \right). \quad (4.50)$$

Залежності (4.44) та (4.50) зв'язують швидкодію плунжера циліндра повороту гідравлічного командоапарата з його конструктивними параметрами, режимами роботи системи керування, провідністю гідроліній та навантаженням на плунжер. Це дозволяє не тільки визначити швидкодію (час спрацювання) гідроапаратури керування за відомими величинами параметрів, але й вибирати при її проектуванні конструктивні параметри за заданою величиною часу спрацювання та режиму роботи гідросистеми, тобто розв'язувати задачі динамічного синтезу гідравлічних систем автоматичного керування.

Для визначення швидкодії гідравлічних систем автоматичного керування, крім розрахунку часу спрацювання гідроапаратури, необхідно також визначення часу передачі командного імпульсу. Звичайно при розрахунках швидкодії гідравлічних систем вважають, що час передачі командного імпульсу визначається швидкістю поширення хвилі тиску в пружній рідині, яка, як відомо, дорівнює швидкості поширення звука в даному середовищі [8]. Для деаерованих мінеральних масел ця швидкість становить 1320...1440 м/с. Оскільки довжини трубопроводів гідросистем невеликі, то часом передачі командного імпульсу при розрахунку швидкодії гідросистем звичайно нехтують. Час передачі командного імпульсу, однак, визначається не тільки часом поширення хвилі тиску від джерела енергії до гідравлічного двигуна, але й часом запізнювання командного сигналу, тобто часом, необхідним для наповнення рідиною додаткового об'єму, який створюється за рахунок пружного стиснення рідини і деформації стінок циліндра і трубопровода. Цей час, співмірний з часом спрацювання окремих гідроапаратів системи і нехтування ним при розрахунках швидкодії, веде до суттєвих похибок у розрахунках.

Характер зміни тиску  $p_p$  у робочій порожнині гідроциліндра після відкриття щілини золотника та на початку руху показано на осцилограмі (рис. 4.5), з якої видно, що рух поршня починається після закінчення деякого часу  $t_3$  від моменту відкриття щілини золотника гідророзподільника, що і є часом запізнення командного сигналу.

Час запізнення командного сигналу являє собою час, необхідний для підвищення тиску в гідроциліндрі до рівня, достатнього для

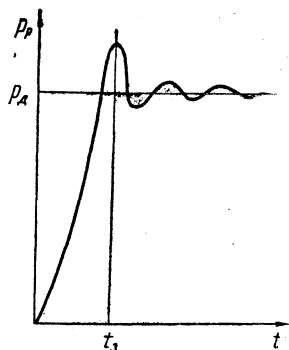


Рис. 4.5. Зміна тиску в робочій порожнині циліндра

подолання сил опору руху. Для його визначення необхідно врахувати стисливість рідини та деформацію трубопроводу, тобто збільшення об'єму за рахунок деформації.

Подача рідини через гідророзподільник, необхідний для підвищення тиску в гідроциліндрі,

$$Q_1 = K_d \frac{dp_p}{dt}, \quad (4.51)$$

де  $K_d$  — коефіцієнт пружної деформації рідини та трубопроводу:

$$K_d = Sl \left( \frac{1}{E} + \frac{d}{\delta E_T} \right) + \frac{V_0}{E}, \quad (4.52)$$

де  $S$  — площа прохідного перерізу трубопроводу;  $l$  — довжина трубопроводу від розподільника до гідроциліндра;  $E$  — об'ємний модуль пружності рідини;  $E_T$  — модуль пружності матеріалу трубопроводу;  $\delta$  — товщина стінки трубопроводу;  $d$  — внутрішній діаметр трубопроводу;  $V_0$  — об'єм рідини в робочій порожнині циліндра до початку руху.

Ця подача рідини поступає через нагнітальну гідролінію системи і може бути виражена через її провідність  $G$  та перепад тиску залежністю  $Q = G \sqrt{\Delta p}$ . Прирівнявши цю залежність та залежність (4.51), дістаємо

$$K_d \frac{dp_p}{dt} = G \sqrt{\Delta p}. \quad (4.53)$$

Розділивши змінні, маємо

$$dt = \frac{K_d}{G \sqrt{\Delta p}} dp. \quad (4.54)$$

При цьому треба мати на увазі, що перепад тиску в дроселюючій щілині золотника розподільника  $\Delta p$  є величиною змінною, яка залежить від сил опору руху та швидкості переміщення робочого органа. Враховуючи, що зростання тиску в робочій порожнині циліндра після відкриття золотника гідророзподільника іде за законом, близьким до лінійного, в чому легко переконатися, аналізуючи осцилограми процесів у гідроциліндрі (рис. 4.5). Для наближених розрахунків можна прийняти середнє значення перепаду тиску

$$\Delta p = p_n - \frac{p_p}{2}, \quad (4.55)$$

де  $p_n$  — тиск, який розвивається насосом;  $p_p$  — робочий тиск в гідроциліндрі в момент початку руху поршня. Тоді залежність (4.54) буде мати вигляд

$$dt = \frac{K_d}{G \sqrt{p_n - \frac{p_p}{2}}} dp. \quad (4.56)$$

Інтегруючи обидві частини рівняння від 0 до  $t_3$  і від 0 до  $p_p$ , визначимо час  $t_3$  запізнення сигналу, необхідний для підвищення тиску в циліндрі від моменту початку відкриття щілини золотника до початку руху

$$t_3 = \frac{4V\sqrt{p_n}}{G} \left[ SI \left( \frac{1}{E} + \frac{d}{\delta E_T} \right) + \frac{V_0}{E} \right] \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{p_p}{2p_n}} \right). \quad (4.57)$$

При отриманні цієї залежності передбачалося, що час спрацювання гідророзподільника незначний. Таке припущення є правомірним при малих величинах осьового зміщення золотника гідророзподільника, необхідного для відкриття щілини, і великих швидкостях перемикання (наприклад, при перемиканні гідророзподільника електромагнітами). В інших випадках при визначенні часу запізнення необхідно врахувати зміну прохідного перерізу розподільника в часі, тобто залежність  $S = \varphi(t)$ . При цьому слід враховувати, що значне збільшення швидкості спрацювання гідророзподільника недопустиме, бо може викликати появу гідравлічного удару.

Як видно з наведених рівнянь, час запізнення командного сигналу визначається пружністю і об'ємом стисненої рідини, деформацією трубопроводів системи та величиною подачі робочої рідини, яка проходить через гідророзподільник до циліндра. Зменшення часу запізнення можна одержати зменшенням об'єму стисненої рідини (об'єму нагнітальної гідролінії та об'єму  $V_0$  рідини в робочому циліндрі до початку його руху), а також збільшенням витрат рідини через гідророзподільник (збільшенням його прохідного перерізу і перепаду тиску на ньому). Вибір цих параметрів системи у кожному випадку повинен визначатися залежно від конкретних умов і необхідної швидкодії системи.

Аналітичне визначення часу запізнення командного сигналу і часу спрацювання механізмів та гідроапаратури дозволяє визначити за допомогою розрахунків на етапі проектування частоту спрацювання гідравлічної системи автоматичного керування і частоту команд, які пропускає система, що є досить важливою характеристикою автоматичної системи керування, яка визначає можливість її застосування в даних конкретних умовах.

Частота спрацювання гідравлічної системи автоматичного управління може бути визначена залежністю

$$\varepsilon = \frac{1}{\sum_1^n t_M + t_3}. \quad (4.58)$$

#### 4.6. Регулювання швидкості руху робочого органа

Швидкість руху робочого органа машини (супорта, стола верстата, руки маніпулятора), який приводиться в дію гідравлічним приводом, визначається швидкістю переміщення поршня гідравлічного циліндра, пов'язаного з цим робочим органом, і залежить від подачі рідини в робочу порожнину циліндра та ефективної площі циліндра.

Якщо знехтувати витоками у самому циліндрі, швидкість переміщення поршня можна визначити за залежністю  $v = Q/F$ , де  $Q$  — подача рідини у робочу порожнину циліндра;  $F$  — ефективна площа поршня.

Оскільки ефективна площа поршня для даної конкретної конструкції є величиною сталою і в процесі роботи гідравлічного привода змінюватися не може, то регулювання швидкості руху робочого органа може здійснюватись тільки зміною подачі рідини в робочу порожнину гідроциліндра.

У практиці машинобудування відомо декілька способів регулювання швидкості: дросельне, машинне, ступінчате та комбіноване. Дросельне, машинне та комбіноване регулювання дозволяє здійснювати безступінчасту зміну швидкості робочих органів у широких межах. Вибір того чи іншого способу регулювання здійснюється в залежності від конкретних умов роботи гідравлічного привода. Найбільшого поширення у машинобудуванні набули машинний та дросельний способи регулювання швидкості. Розглянемо ці способи.

**Гідроприводи з машинним (об'ємним) регулюванням.** Машинне регулювання швидкості руху робочого органа полягає в тому, що зміна подачі рідини, яка надходить у робочу порожнину гідроциліндра, здійснюється за рахунок зміни подачі регульованого насоса, який живить систему. Іншими словами, у системах з машинним (об'ємним) регулюванням швидкості встановлюються регульовані насоси, із зміною подачі яких змінюється швидкість руху робочого органа.

Із принципової схеми гідравлічної системи машинного регулювання швидкості (рис. 4.6) випливає, що від регульованого насоса 1 робоча рідина через гідророзподільник 3 подається у робочу порожнину циліндра 4, пов'язаного з робочим органом 5. Від перевантаження гідросистему захищає запобіжний гідроклапан 2, а підпір тиску на зливній гідролінії здійснюється гідроклапаном 6.

Залежно від типу насоса регулюван-

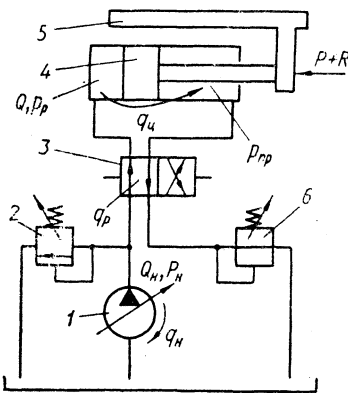


Рис. 4.6. Принципова схема гідропривода з машинним регулюванням

ня швидкості переміщення робочого органа (зміна подачі насоса) здійснюється або зміною величини ексцентриситета насоса або зміною кута нахилу шайби (див. розд. 3).

Слід відзначити, що подача рідини в робочу порожнину циліндра визначається не тільки певною настройкою регульованого насоса, а й величинами витоків у самому насосі, гідроциліндрі та гідроапаратурі, а також перепадом тиску в напірній гідролінії.

Перепад тиску в напірній гідролінії згідно із залежністю (4.27) є функцією сил опору руху та швидкості переміщення робочого органа. Величина витоків у системі  $q_b$  при закритому запобіжному гідроклапані може бути визначена як сума величин витоків у насосі  $q_n$ , в гідророзподільнику  $q_p$  та в циліндрі  $q_c$ :

$$q_b = q_n + q_p + q_c, \quad (4.59)$$

а подача рідини в робочу порожнину циліндра, яка визначає швидкість переміщення поршня, може бути визначена залежністю

$$Q = Q_T - q_b, \quad (4.60)$$

де  $Q_T$  — теоретична подача насоса.

Слід також зазначити, що величина витоків  $q_b$  практично не залежить від подачі насоса, а залежить від робочого тиску в системі  $p_p$ , який, як зазначалося раніше, не є величиною сталою і визначається величиною сил опору руху. Цими ж силами визначається перепад тиску в напірній гідролінії  $\Delta p = p_n - p_p$ , від величини якого згідно з рівнянням (4.5) залежить подача рідини в робочу порожнину циліндра.

Звідси випливає, що коливання навантаження на робочому органі призводить до суттєвих коливань швидкості його переміщення. Найістотніше це виявляється при малих швидкостях руху робочого органа, коли величина витоків буде близька до подачі рідини, яка поступає від насоса в напірну гідролінію системи.

Машинний спосіб регулювання швидкості знайшов застосування в гідросистемах протяжних, шліфувальних, повздовжньо-стругальних, відрізних верстатів, в термопластавтоматах тощо. Цей вид регулювання набув особливо широкого застосування для обертального руху, де використання регульованих насосів разом із регульованими гідродвигунами дає можливість здійснювати у широкому діапазоні процес регулювання швидкості обертів вихідного вала гідродвигуна.

Гідропривод з дросельним регулюванням. Суть дросельного регулювання швидкості полягає в тому, що кількість рідини, яка надходить в робочу порожнину гідроциліндра за одиницю часу або витікає з нього, регулюється спеціальними пристроями — гідродроселями, або регуляторами витрати рідини, які включаються в гідросистему.

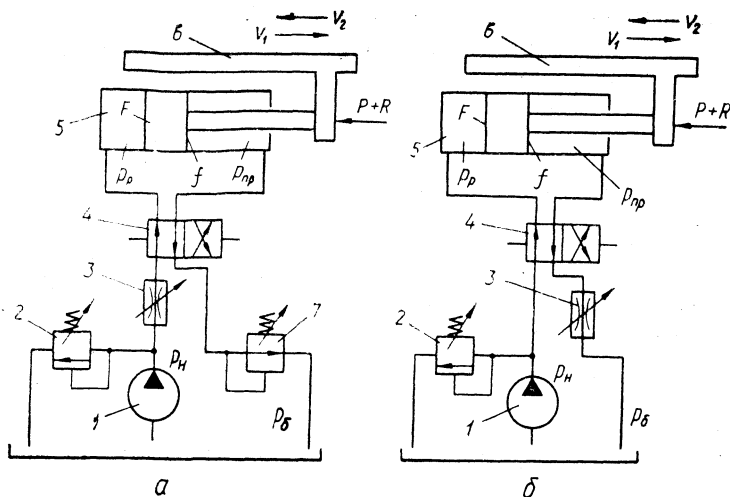


Рис. 4.7. Принципові схеми гідроприводів з дросельним регулюванням при включенні дроселя послідовно до гідродвигуна

На відміну від систем машинного регулювання в системах дросельного регулювання подача рідини в систему насосом  $Q_n$  завжди постійна і більша від подачі  $Q$ , яка необхідна для одержання заданої швидкості руху, тобто  $Q_n > vF$ , де  $v$  — задана швидкість руху робочого органа,  $F$  — ефективна площа поршня. При цьому в гідросистемах встановлюються нерегульовані насоси з постійною подачею, а надлишкова рідина, яка подається у систему насосом, відводиться в бак, не здійснивши ніякої корисної роботи. При дросельному способі регулювання швидкості можливі два принципово різних способи включення дроселя в систему: послідовне з гідродвигуном і паралельне йому.

Послідовне включення дроселя в систему може бути здійснене за двома схемами: з дроселем «на вході» в гідродвигун та «на виході» з нього (рис. 4.7).

У схемі регулювання з дроселем «на вході» (рис. 4.7, а) дросель 3, що регулює кількість рідини, яка надходить до гідроциліндра 5, встановлено на напірній гідролнії між насосом 1 та розподільником 4. Чим більше відкритий дросель (чим більше його прохідний переріз), тим більше при тому ж перепаді тиску буде надходити рідини у робочу порожнину циліндра 5 і тим вищою буде швидкість переміщення робочого органа. Таким чином, регулюючи прохідний переріз дроселя, можна безступінчато змінювати швидкість переміщення робочого органа. Надлишок рідини, яка нагнітається насосом 1 з постійною подачею в систему, відводиться в бак через переливний гідроклапан 2.

Під час роботи насоса переливний гідроклапан 2 весь час трохи відкритий, що дозволяє відвести в бак надлишок рідини. Водночас він же виконує й застережні (запобіжні) функції, бо максимальний тиск в системі визначається його настройкою. На зливній гідролінії в цій системі встановлюється підпірний клапан 7, який в неробочій порожнині циліндра створює підпір, що дорівнює  $p_{\text{пр}} = 0,2 + 0,3$  МПа, та забезпечує стабілізацію сил тертя і необхідну плавність руху.

Проаналізуємо роботу цієї схеми і з'ясуємо, чи забезпечується рівномірна швидкість переміщення робочого органа при постійній настройці дроселя та перемінних навантаженнях.

При режимі руху гідродвигуна, що естановився, баланс сил, діючих на поршень силового циліндра в спрощеному вигляді, може бути записаний у вигляді рівняння (див. рис. 4.7)

$$p_p F = p_{\text{пр}} f + P + R_{\text{т}}, \quad (4.61)$$

де  $p_p$ ,  $p_{\text{пр}}$  — тиск в робочій порожнині циліндра і протитиск у порожнині зливу;  $F$ ,  $f$  — ефективні площі поршня із сторони поршневої та штокової порожнин;  $P$ ,  $R_{\text{т}}$  — корисне навантаження і сили тертя.

Звідси 
$$p_p = \frac{1}{F} (p_{\text{пр}} f + P + R_{\text{т}}). \quad (4.62)$$

Якщо навантаження на робочий орган не постійне ( $P \neq \text{const}$ ), то й тиск в робочій порожнині циліндра  $p_p \neq \text{const}$ . Отже, і перепад тиску в нагнітальній гідролінії  $\Delta p = p_n - p_p \neq \text{const}$ , а значить і подача рідини, яка надходить в робочу порожнину циліндра від насоса,  $Q = \varphi(\Delta p) \neq \text{const}$ . Оскільки швидкість переміщення робочого органа визначається подачею рідини  $Q$ , отже, і величина швидкості при цих умовах  $v = \varphi(Q) \neq \text{const}$ .

Проведений аналіз роботи системи дросельного регулювання з дроселем «на вході» показує, що при постійній настройці дроселя та змінному навантаженні на робочий орган ця система не забезпечує постійної швидкості його переміщення.

Із залежності (4.62) випливає, що із збільшенням навантаження  $P$  зростає тиск у робочій порожнині циліндра  $p_p$ , а отже, зменшується перепад тиску  $\Delta p_p$  у нагнітальній гідролінії і швидкість переміщення робочого органа. До цього ж висновку можна прийти, аналізуючи випадок руху, що не встановився, користуючись при цьому залежностями (4.26) та (4.27).

У схемі регулювання з дроселем «на виході» (рис. 4.7, б) дросель 3 встановлено на зливній гідролінії. Він регулює кількість рідини, яка витискується із штокової порожнини циліндра 5 в бак при переміщенні поршня рідиною, що надходить від насоса 1 через розподільник 4 у робочу порожнину циліндра.

Як і в попередній схемі, надлишок рідини тут відводиться в бак через переливний клапан 2, а максимальний тиск у системі забезпечується його настройкою.

Ця система також не забезпечує постійної швидкості переміщення робочого органа 6 при постійній настройці дроселя та змінному навантаженні. У цьому легко перекоонатися, проаналізувавши роботу цієї системи. Із рівняння (4.61) випливає, що протитиск у порожнині зливу

$$p_{np} = \frac{1}{f} [p_p F - (P + R_T)]. \quad (4.63)$$

Якщо навантаження  $P \neq \text{const}$ , то і величина  $p_{np} \neq \text{const}$ ; отже, і перепад тиску на дроселі  $\Delta p = p_{np} - p_6 \neq \text{const}$ .

Таким чином, витрата через дросель за цих умов  $Q = \varphi(\Delta p) \neq \text{const}$ , а отже, і швидкість переміщення робочого органа  $v = \varphi(Q) \neq \text{const}$ .

Із залежності (4.63) випливає, що із збільшенням навантаження протитиск в порожнині зливу зменшується, а отже, зменшується перепад тиску на дроселі, а значить швидкість переміщення робочого органа.

Залежність зміни швидкості переміщення робочого органа від зміни навантаження гідропривода з послідовним включенням дроселя в систему можна визначити з рівняння  $v = Q/F$ , ігноруючи всі гідравлічні опори, крім дроселя, і враховуючи, що витрата рідини через дросель

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (4.64)$$

де  $S_{др}$  — площа прохідного перерізу дроселя;  $\Delta p = p_n - p_p$  — перепад тиску на дроселі.

Швидкість переміщення робочого органа

$$v = \mu \frac{S_{др}}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_p)}. \quad (4.65)$$

З урахуванням залежності (4.62), нехтуючи зміною сил тертя і корисного навантаження в процесі руху,

$$v = \mu \frac{S_{др}}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[ p_n - \frac{1}{F} (p_{np} f + P + R_T) \right]}. \quad (4.66)$$

Аналіз залежності (4.66) показує, що при значенні корисного навантаження

$$P = p_n F - (p_{np} f + R_T) \quad (4.67)$$

права частина рівняння перетворюється в нуль, тобто  $v = 0$ .

Характеристики навантаження гідропривода при послідовному включенні дроселя (рис. 4.8) зображаються спадаючими параболами,

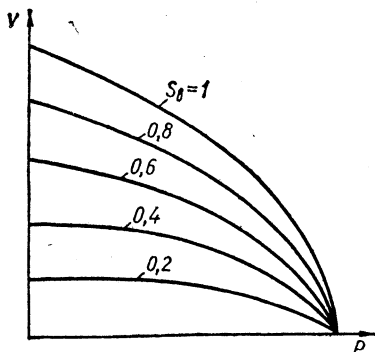


Рис. 4.8. Навантажувальні характеристики гідроприводів при послідовному включенні дроселя

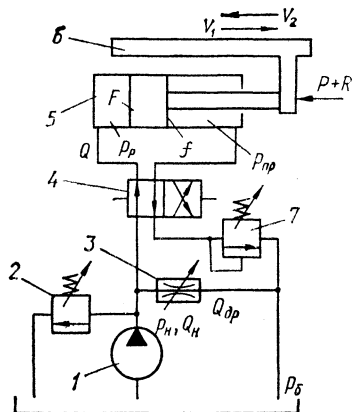


Рис. 4.9. Принципова схема гідропривода з дросельним регулюванням при включенні дроселя паралельно гідродвигуну

кожна з яких відповідає певній величині відносного відкриття дроселя  $S_v = \frac{S_{др}}{S_{др \max}}$ .

Аналогічні характеристики навантаження можна побудувати, користуючись рівнянням (4.32), яке враховує гідравлічні опори всіх ділянок трубопроводів та зміну сил тертя і корисних навантажень під час руху.

З двох розглянутих схем дросельного управління при включенні дроселя послідовно силовому циліндру перевагу слід надати схемі з дроселем «на виході», бо таке включення забезпечує більш плавну і сталу роботу гідродвигуна, особливо при знакозмінному навантаженні, а також більш сприятливі умови відводу тепла, яке виділяється внаслідок дроселювання потоку рідини. В цьому випадку рідина, що нагрівається при дроселюванні, відводиться безпосередньо в бак і гідродвигун працює в більш сприятливих умовах.

Аналіз характеристик навантаження (рис. 4.8) підтверджує правильність зробленого раніше висновку про те, що при дросельному управлінні із зміною навантаження  $P$  на робочий орган швидкість його переміщення не залишається постійною і зменшується із збільшенням навантаження.

Крім розглянутих способів дросельного регулювання послідовним включенням дроселя, в машинобудуванні застосовується спосіб дросельного регулювання включенням дроселя паралельно гідродвигуну (рис. 4.9).

При такому способі регулювання потік рідини, який подається насосом  $I$  в систему, розділяється на два потоки: через розподільник  $4$

до гідродвигуна 5 і через дросель 3 в бак. Регулювання швидкості переміщення поршня гідродвигуна, як і в розглянутих раніше схемах, здійснюється настройкою дроселя 3. Якщо дросель 3 закрито, увесь потік рідини від насоса направляється до гідродвигуна і швидкість поршня максимальна. По мірі відкриття дроселя частина рідини від насоса спрямовується в бак і швидкість переміщення поршня відповідно зменшується. При повністю відкритому дроселі (якщо опір дроселя і частини зливної гідролінії після нього менші, ніж опір, що створюється циліндро-поршневою групою і підпірним клапаном 7) вся рідина від насоса відводиться в бак і поршень зупиняється. Клапан 2 в цій схемі є запобіжним і включається в роботу тільки в моменти перевантаження. В інший час клапан 2 зачинений. Клапан 7 є підпірним клапаном на зливній гідролінії. Як і в попередніх двох схемах дросельного регулювання перепад тиску на дроселі залежить від навантаження, а отже, із зміною корисного навантаження при постійній настройці дроселя буде змінюватися швидкість переміщення робочого органу 6.

Рівняння характеристики навантаження гідропривода при паралельному включенні дроселя можна одержати також, виходячи із рівняння  $v = Q/F$ , враховуючи, що при цьому способі регулювання подача рідини в робочу порожнину циліндра

$$Q = Q_n - Q_{др}, \quad (4.68)$$

де  $Q_n$  — подача рідини насосом у систему;  $Q_{др}$  — витрата рідини, що відводиться через дросель в бак.

Прийнявши ті ж припущення, що і в попередньому випадку, тобто що втрати тиску на ділянках системи, за виключенням дроселя, відсутні і, отже, перепад тиску на дроселі  $\Delta p_{др} = p_p - p_6 = p_p$  (так як  $p_6 = 0$ ), витрата рідини через дросель з урахуванням рівняння (4.62) визначається за залежністю

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F} (p_{пф} + P + R_T)}. \quad (4.69)$$

Тоді рівняння характеристики навантаження (рис. 4.10) буде записано у вигляді

$$v = \frac{Q_n - Q_{др}}{F} = \frac{1}{F} \left[ Q_n - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F} (p_{пф} + P + R)} \right]. \quad (4.70)$$

Характеристики навантаження гідропривода, побудовані за цим рівнянням при різному ступені відносного відкриття дроселя, показано на рис. 4.10.

Аналіз характеристик навантаження систем дросельного регулювання з послідовним і паралельним гідродвигуном включенням дроселів показує, що незалежно від місця і способу включення дроселя ці системи не забезпечують постійної швидкості переміщення поршня із зміною навантаження при незмінній настройці дроселя. Це викли-

кано тим, що перепад тиску на дроселі залежить від навантаження. Щоб цього не було і щоб забезпечити стабільну швидкість руху робочого органу із зміною навантаження, в системах дросельного регулювання встановлюють регулятори витрати рідини, які підтримують постійний перепад тиску на дроселі незалежно від зміни навантаження.

**Порівняння різних способів регулювання швидкості гідроприводів.** Це порівняння доцільно провести за трьома критеріями: за коефіцієнтом корисної дії (ККД) системи регулювання, за характеристиками навантаження гідроприводів і за вартістю застосовуваної апаратури та гідромашин.

ККД системи регулювання  $\eta_c$  як функцію відносної швидкості поршня  $v_v = v/v_{\max}$  для різних способів регулювання показано на рис. 4.11 [8]. Аналіз та порівняння цих залежностей показує, що найвищий ККД з усіх трьох способів регулювання швидкості мають гідроприводи машинного регулювання. При цьому способі максимальне значення ККД системи, яке наближається до одиниці, буде при швидкості  $v = v_{\max}$ , тобто коли  $v_v = 1$ .

Високе значення ККД при машинному регулюванні пояснюється тим, що при цьому способі регулювання потужність, споживана насосом, та тиск у робочій порожнині пропорційні корисному навантаженню і при зміні навантаження у процесі роботи автоматично змінюються (самовстановлюються). З цієї ж причини ККД гідропривода дросельного регулювання з паралельним підключенням дроселя в систему (крива 3) вищий за ККД гідропривода з послідовним підключенням дроселя (крива 2). Слід зазначити, що ці залежності виражають тільки ККД власне системи керування без урахування ККД гідронасоса і гідродвигуна.

Порівняння характеристик навантаження гідроприводів з різними способами регулювання, побудованих як функції відносної швидкості  $v_v$  від відносного навантаження  $P_3 = P/P_{\max}$  (рис. 4.12), показує, що найбільшу стабільність вихідної ланки (штока гідроциліндра, вала гідродвигуна) при змінному навантаженні мають гідросистеми з машинним регулюванням швидкості гідродвигуна (крива 1). Значно меншу стабільність швидкості вихідної ланки при змінному навантаженні мають гідроприводи дросельного регулювання з включенням дроселя у гідросистему послідовним (крива 2) і паралельним (крива 3).

Треба зазначити, що криві (рис. 4.12) побудовані при постійних робочих об'ємах гідромашин (для випадку об'ємного регулювання) і постійному відкритті дроселів (для випадку дросельного регулювання), а також однакових значеннях максимальної швидкості і навантаження.

Таким чином, порівняння гідроприводів з різними способами регулювання швидкості за двома найважливішими критеріями (ККД і характеристиками навантаження) показує, що безсумнівні переваги при цих критеріях має гідропривод з машинним регулюванням.

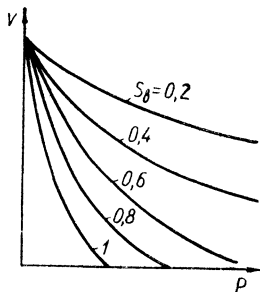


Рис. 4.10. Характеристики навантаження гідроприводів при паралельному включенні дроселя

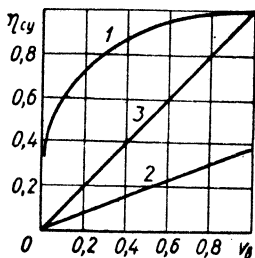


Рис. 4.11. Порівняння ККД різних способів регулювання швидкості:

1 — машинне регулювання; 2 — дросельне з послідовним включенням дроселя; 3 — дросельне з паралельним включенням дроселя

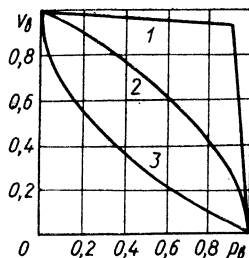


Рис. 4.12. Порівняння характеристик навантаження систем регулювання швидкості

Проте порівняння гідроприводів за економічністю показує, що системи машинного регулювання є найдорожчими через високу вартість регульованих гідронасосів і гідродвигунів (порівняно з вартістю нерегульованих гідромашин). Тому при виборі того чи іншого способу регулювання необхідно виконати розрахунок економічності ефективності системи.

Для систем великої потужності з тривалими режимами роботи, коли істотними є енергетичні показники, доцільно застосувати гідроприводи з машинним регулюванням. У цьому випадку, незважаючи на більш високу вартість самої системи, одержують значне заощадження експлуатаційних витрат.

Для систем малої потужності за умови короткочасного режиму роботи гідропривода економічно вигідними є гідроприводи з дросельним регулюванням, в яких використовуються дешеві (наприклад, шестеренні) нерегульовані насоси.

#### 4.7. Принципові гідросхеми для здійснення різних технологічних циклів

Значна частина машин і технологічного обладнання у машинобудуванні та інших галузях промисловості працює за замкнутим технологічним циклом. До таких машин належать металорізальні верстати і автоматичні лінії, значна частина обладнання хімічних та металургійних виробництв, машини і апарати харчової та легкої промисло-

вості, преси різного призначення і автоматичні маніпулятори, промислові роботи.

Для великосерійного і масового виробництва такі машини звичайно виготовляються у вигляді автоматів і автоматизованих комплексів з жорстко заданою програмою роботи. Для серійного і дрібносерійного виробництва необхідним є створення гнучких автоматизованих комплексів, що дозволяють здійснювати швидку переналадку обладнання на різні технологічні цикли.

Незалежно від складності машини або автоматичної лінії і кількості робочих органів, що беруть участь у технологічному процесі, загальний цикл роботи усіх механізмів та вузлів автоматично працюючої машини або автоматичної лінії може бути розділений на елементарні цикли роботи окремих механізмів та вузлів цільового призначення. Ці цикли складаються з таких елементів: вихідне положення (ВП), швидке підведення (ШП), повільне підведення (ПП), робоча подача (РП), реверс (Рв), швидке відведення (ШВ) і т. д. Залежно від призначення та технологічної необхідності елементарні цикли мають одну або декілька робочих подач (РП1, РП2), зупинку з витримкою за часом (ЗВ), зупинку у вихідному положенні (стоп), гальмування (Г) та інші елементи [5].

Найбільшого розповсюдження серед металорізальних верстатів і автоматичних ліній набули елементарні цикли, зображені на рис. 4.13.

Одним із найпростіших циклів (рис. 4.13, а) є елементарний цикл робочого органа, який включає швидке підведення, робочу подачу, реверс, швидке відведення та зупинку у вихідному положенні.

Цикл (рис. 4.13, б) крім указаних елементів має повільне підведення перед робочою подачею, а цикл (рис. 4.13, в) — дві робочі подачі. У циклі (рис. 4.13, г) крім елементів простішого циклу є гальмування після швидкого підводу і зупинка з витримкою перед реверсом. Усі ці цикли досить просто здійснюються за допомогою засобів гідроавтоматики.

Розглянемо гідросхеми для здійснення вказаних циклів роботи.

Принципові схеми для здійснення простішого циклу ВП—ШП—РП—Рв—ШВ—Стоп показані на рис. 4.14. Схема (рис. 4.14, а) включає насос 1, напірний гідроклапан 2, дросель 3, двохпозиційні гідророзподільники 4 і 7, керовані електромагнітами  $E1$  і  $E2$ , гідродвигун 5, з'єднаний з робочим органом 6.

У вихідному положенні електромагніти  $E1$ ,  $E2$  вимкнені, золотники розподільників займають положення, показані на схемі, обидві порожнини циліндра сполучені із зливною гідролінією, а насос через обидва розподільники розвантажується в бак. Щоб отримати швидкий підвод, вмикаються електромагніти  $E1$  і  $E2$ , золотники розподільників 4 і 7 переключаються, стискаючи пружини. Золотник розподільника 4 займає крайнє ліве, а золотник розподільника 7 — крайнє праве положення.

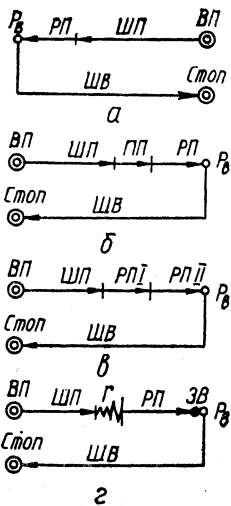


Рис. 4.13. Елементарні технологічні цикли

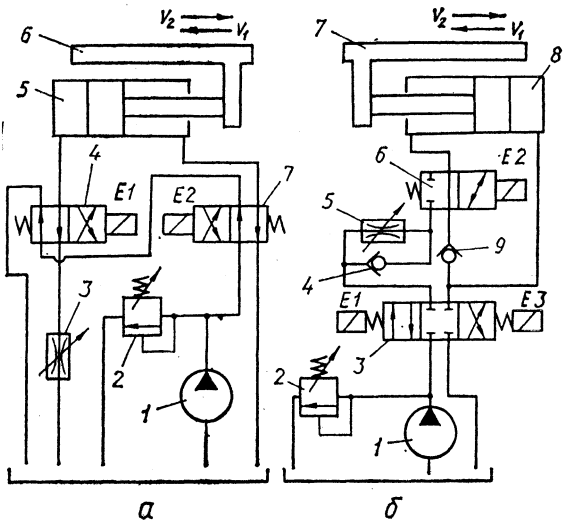


Рис. 4.14. Принципові схеми для здійснення технологічного циклу з однією робочою подачею

При цьому насос через напірну гідролінію сполучається із штоковою порожниною циліндра, а поршнева порожнина — через розподільники 4 і 7 з баком. Для переходу на робочу подачу вимикається електромагніт  $E1$  і золотник розподільника 4 під дією пружини знову займе вихідне (крайне праве) положення, а золотник розподільника 7 (електромагніт  $E2$  ввімкнутий) залишається у тому ж (правому) положенні. При цьому до поршневої порожнини циліндра підключається дросель 3, яким і настраюється величина робочої подачі. Для здійснення реверса й швидкого відведення вмикається електромагніт  $E1$  і вимикається  $E2$ . Золотники розподільників 4 і 7 займуть крайнє ліве положення. При цьому поршнева порожнина циліндра 5 через розподільники 7 і 4 з'єднується із насосом 1, штокова порожнина через розподільник 6 — із баком. У кінці ходу робочого органа вимикається електромагніт  $E1$ , обидва золотники розподільників 4 і 7 займуть положення, яке показано на схемі, і робочий орган зупиняється у вихідному положенні. Керування циклом здійснюється автоматично електромагнітами  $E1$  і  $E2$  за допомогою кінцевих вимикачів, які на схемі не показано.

Цей же цикл можна виконати за схемою з диференційним підключенням циліндра (рис. 4.14, б). Схема має насос 1, переливний клапан 2, трьохпозиційний розподільник із закритим центром 3, яким керують електромагніти  $E1$  і  $E3$ , зворотні гідроклапани 4 і 9, дросель 5, двох-

позиційний розподільник 6, яким керує магніт  $E2$ , гідродвигун 8, з'єднаний з робочим органом 7.

У вихідному положенні усі електромагніти вимкнуті, золотник розподільника 3 знаходиться у середньому положенні, робоча рідина, що поступає в систему від насоса, скидається в бак через переливний клапан 2. Щоб мати швидкий підвод робочого органа, вмикається електромагніт  $E3$ . При цьому рідина від насоса надходить у напірну гідролінію і поршневу порожнину циліндра, поршень отримує переміщення вліво, а рідина, що витискається поршнем із штокової порожнини, через розподільник 6 і зворотний клапан 9 надходить у напірну гідролінію і направляється у поршневу порожнину циліндра, приєднуючись до потоку рідини, яка поступає від насоса. Для переходу на робочу подачу при увімкненому електромагніті  $E3$  додатково вмикають електромагніт  $E2$ . При цьому штокова порожнина циліндра сполучається з баком через дросель 5, яким і регулюється швидкість робочого ходу.

Для здійснення реверсу й швидкого відведення в кінці ходу робочого органа при ввімкненому електромагніті  $E2$  вимикають електромагніт  $E3$  і вмикають електромагніт  $E1$ . При цьому золотник розподільника 3 займає крайнє праве положення, штокова порожнина циліндра через розподільник 3, зворотний клапан 4 і розподільник 6 сполучається з насосом 1, а поршнева порожнина через розподільник 3 — з баком. В кінці ходу робочого органа вимикаються електромагніти  $E1$  і  $E2$ , золотник розподільника 6 займає крайнє праве, а розподільник 3 — нейтральне положення. Робочий орган зупиняється у вихідному положенні. Як і в попередній схемі, керування електромагнітами здійснюється автоматично.

Для здійснення більш складного циклу з двома автоматичними переключеннями швидкості (рис. 4.13, б, в) у процесі руху робочого органа може бути рекомендована схема, що зображена на рис. 4.15.

Схема має насос 1, розподільники 2, 3 та 10, якими керують електромагніти  $E1$ ,  $E2$ ,  $E3$  і  $E4$ , золотниковий гідроапарат із зворотним клапаном 4, гідродвигун 5, зв'язаний із робочим органом 6, гідроочисник 7, дроселі 8 і 9, запобіжний гідроклапан 11.

У вихідному положенні усі електромагніти знеструмлені, насос 1 розвантажено через трьохпозиційний роз-

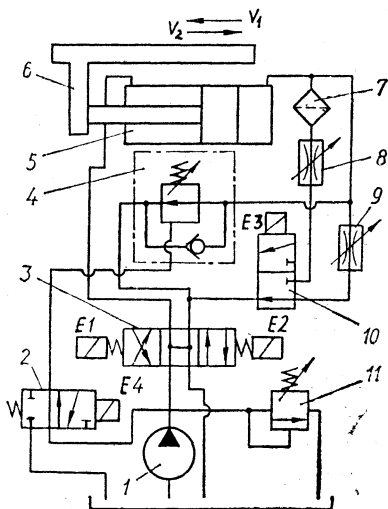


Рис. 4.15. Принципова схема для здійснення технологічного циклу з двома робочими подачами

подільник 3 із відкритим центром. Щоб одержати швидкий підвід, вмикається електромагніт  $E2$ . Золотник розподільника 3 переміщується у крайнє ліве положення, і робоча рідина через розподільник 3 від насоса 2 надходить у штокову порожнину циліндра. Із поршневої порожнини рідина через золотник 4 і розподільник 3, минаючи дроселі, витискується в бак.

Для одержання 1-ї робочої подачі у відповідний момент часу додатково вмикається електромагніт  $E4$ , що керує золотником двохпозиційного розподільника 2, який в свою чергу керує золотником гідроапарата 4. При надходженні команди на золотник гідроапарата 4 він переміщується відносно корпусу, стискаючи пружину, і гідролінія, яка сполучала поршневую порожнину циліндра з баком, переривається. При цьому робоча рідина, що витискується із поршневої порожнини циліндра 5, поступає в бак тільки через дросель 9, розподільники 10 і 3. Дроселем 9 і налагоджується 1-а робоча подача (або повільний підвід, якщо система здійснює цикл, показаний на рис. 4.13, б).

Для одержання 2-ї робочої подачі додатково до ввімкнутих раніше електромагнітів  $E2$  і  $E4$  вмикається електромагніт  $E3$ , що керує золотником двохпозиційного розподільника 10. Переключення золотника розподільника 10 призводить до того, що зливна гідролінія, яка проходила з поршневої порожнини циліндра через дросель 9 і розподільник 10, переривається, але відкривається зливна гідролінія через гідроочисник 7, дросель 8, розподільники 10 та 3. Дроселем 8 і налагоджується величина 2-ї робочої подачі. Для швидкого відведення ходу робочого органа по закінченні робочої подачі електромагніти  $E4$ ,  $E2$  і  $E3$  вимикаються, натомість вмикається електромагніт  $E1$ . Золотник розподільника 3 займає крайнє праве положення, рідина від насоса 1 через розподільник 3 і зворотний клапан гідроапарата 4 надходить у поршневую порожнину циліндра, а штокова порожнина циліндра через розподільник 3 сполучається з баком. Для зупинки поршня у кінці ходу вимикається електромагніт  $E1$ , золотник розподільника займає нейтральне положення, насос 1 і система розвантажуються від тиску завдяки тому, що розподільник 3 виконано з відкритим центром.

Аналогічно, використовуючи нормалізовану апаратуру, можна реалізувати найрізноманітніші технологічні цикли. Так, для виконання циклу (рис. 4.13, г) можна використати схеми, зображені на рис. 4.14, з включенням у них гальмувальних золотникових гідроапаратів і гідроклапанів витримки часу для здійснення гальмування при переході із швидкого підводу на робочу подачу й одержання такої витримки у кінці ходу перед реверсом робочого органа. Як і в розглянутих схемах, керування найскладнішими циклами може здійснюватися автоматично з подачею командних сигналів від електричних перемикачів, розміщених по шляху руху робочого органа.

#### 4.8. Гідравлічні приводи для синхронних переміщень

У сучасних металорізальних верстатах та інших технологічних машинах, які являють собою складні автоматизовані комплекси з великою кількістю виконавчих робочих органів, нерідко з'являється необхідність у синхронізації рухів кількох робочих органів. Синхронізація рухів робочих органів полягає в забезпеченні суворо узгоджених у часі їхніх переміщень, швидкостей, прискорень. Оскільки розглядаються гідравлічні приводи робочих органів, мова піде фактично про синхронізацію переміщень гідродвигунів.

Узгодженість переміщень (ступінь синхронізації) гідродвигунів залежить від таких параметрів: величини та характеру робочих навантажень, внутрішнього та зовнішнього тертя у гідравлічних та механічних ланках привода, довжини шляху та тривалості переміщень, швидкості та прискорення рухів, здатності рідини стискуватися та наявності в ній повітря, жорсткості вузлів привода, температурних змін у механічних та гідравлічних ланках, в'язкості робочої рідини, величини витоків, відхилень від номінальних значень і зміни розмірів та характеристик робочих органів, контрольно-регулюючої апаратури, сталості та коливальності рухів тощо. Задача синхронізації полягає в забезпеченні допустимих значень неузгодженості руху двох або більше робочих органів.

Залежно від призначення машини, її компоновання та допустимого ступеня неузгодження при роботі одночасно кількох робочих органів застосовується велика кількість різноманітних гідравлічних пристроїв синхронізації [7].

У практиці верстато- та машинобудування синхронізація застосовується для забезпечення узгоджених переміщень робочих органів верстатів, пресів, механічних ножиць, формуючих машин, валків прокатних станів та текстильних машин, посадочних щитків та шасі літаків, їхніх закрилків та елеронів, стояків багатоопорних вантажних платформ, гідродвигунів, щитів прохідницьких комбайнів, механізмів підйомно-транспортних машин, елементів керування різних машин тощо.

Умовою абсолютної синхронізації є пропорційність переміщень (лінійних переміщень чи кутів повороту) гідродвигунів та всіх похідних від них за часом. Цю умову для двох синхронізуючих гідродвигунів можна записати у вигляді безконечного ряду рівностей:

$$L_1 = kL_2; \quad \frac{dL_1}{dt} = k \frac{dL_2}{dt}; \quad \frac{d^2L_1}{dt^2} = k \frac{d^2L_2}{dt^2}; \quad \dots, \quad (4.71)$$

де  $L_1$ ,  $L_2$  — лінійні чи кутові (кути повороту) переміщення гідродвигунів, що треба синхронізувати;  $k$  — коефіцієнт пропорційності.

У більшості випадків практичного використання  $k = 1$ . Але це не обов'язково. Наприклад, при синхронізації переміщень робочого

органа верстата (за великих довжин переміщень) та індикатора вимірювального приладу для візуального спостереження коефіцієнт  $k$  може прийматися рівним  $k = 0,1$  або  $k = 0,01$  для зменшення довжини шкали вимірювального приладу. Більше того, коефіцієнт пропорційності  $k$  може змінюватись у процесі синхронізації за будь-яким наперед заданим законом.

Будь-який реальний привод синхронізації являє собою конкретну реалізацію однієї з рівностей ряду рівнянь (4.71), наприклад першої рівності. Тоді ця рівність у реальній конструкції може бути реалізована тільки з певним ступенем точності, з певною похибкою  $\delta$ , а саме

$$L_1 = kL_2 \pm \delta, \quad (4.72)$$

де  $\delta$  — різниця переміщень (положень) або кутів повороту синхронізованих гідродвигунів.

Очевидно, що в усталеному режимі похибка  $\delta$  за положенням синхронізованих гідродвигунів буде величиною постійною (більшою чи меншою залежно від реальної конструкції):

$$\delta = |L_1 - kL_2| = \text{const.}$$

Багатократно продиференціювавши рівність (4.72) за часом, встановлюємо, що всі наступні рівності ряду рівнянь (4.71) реалізуються абсолютно точно, тобто у такого привода похибки синхронізації за швидкістю, прискоренням або за третьою похідною дорівнюють нулю. Приводи синхронізації, у яких реалізується перша рівність ряду рівнянь (4.71), є синхронними за положенням (за переміщенням) або синфазними. Вони характеризуються постійною похибкою за положенням і нульовими похибками за швидкістю, прискоренням і за всіма наступними похідними.

Якщо привод синхронізації являє собою реалізацію другої рівності ряду рівнянь (4.71), то він називається синхронним за швидкістю. Ця рівність у реальній конструкції реалізується з похибкою  $\Delta v$ :

$$\frac{dL_1}{dt} = k \frac{dL_2}{dt} \pm \Delta v, \quad (4.73)$$

де  $\Delta v$  — різниця лінійних або кутових швидкостей синхронізованих гідродвигунів.

В усталеному режимі похибка за швидкістю  $\Delta v$ , тобто похибка реалізації, буде сталою величиною

$$\Delta v = \left| \frac{dL_1}{dt} - k \frac{dL_2}{dt} \right| = \text{const.}$$

Багаторазово продиференціювавши за часом рівності (4.73), можна впевнитися, що всі наступні рівності ряду рівнянь (4.71) реалізуються абсолютно точно, тобто у такого привода похибки за прискорен-

ням, третьою та іншими похідними дорівнюють нулю. Проінтегрувавши рівність (4.73), встановлюємо, що для таких приводів перша рівність ряду рівнянь (4.71) реалізується з похибкою, яка залежить від тривалості процесу синхронізації,

$$\delta = \int \Delta v dt = \Delta v t + \delta_0 = f(t) = \text{var},$$

де  $\delta_0$  — похибка синхронізації початкового положення гідродвигунів;  $t$  — час процесу синхронізації (переміщення) гідродвигунів.

Синхронні за швидкістю приводи у режимі, що встановився, характеризуються сталою похибкою за швидкістю  $\Delta v$ . Це означає, що протягом всього часу переміщення накопичується похибка за положенням  $\delta$ , тобто вона пропорційна часові (довжині) переміщення синхронізованих гідродвигунів.

Якщо привод синхронізації являє собою реалізацію третьої рівності ряду рівнянь (4.71), то він називається синхронним за прискоренням. У такому приводі третя рівність ряду рівнянь (4.73) реалізується з похибкою  $\Delta u$ :

$$\frac{d^2 L_1}{dt^2} = k \frac{d^2 L_2}{dt^2} \pm \Delta u, \quad (4.74)$$

де  $\Delta u$  — похибка лінійних або кутових прискорень гідродвигунів, що синхронізуються.

В усталеному режимі ці приводи характеризуються сталістю похибки за прискоренням  $\Delta u$ , тобто сталістю похибки реалізації

$$\Delta u = \left| \frac{d^2 L_1}{dt^2} - k \frac{d^2 L_2}{dt^2} \right| = \text{const.}$$

Продиференціювавши рівність (4.74) за часом, встановлюємо, що для цих приводів похибки за третьою і всіма наступними похідними дорівнюють нулю. Проінтегрувавши рівність (4.74) один раз, встановлюємо залежність похибки за швидкістю  $\Delta v$  від часу переміщення:

$$\Delta v = \int \Delta u dt = \Delta u t + v_0 = f(t) = \text{var},$$

де  $v_0$  — похибки синхронізації початкових швидкостей гідродвигунів.

Проінтегрувавши рівність (4.74) двічі, встановлюємо залежність похибки за положенням  $\delta$  від часу переміщення:

$$\delta = \int \Delta v dt = \iint \Delta u dt = \frac{1}{2} \Delta u t^2 + \Delta v_0 t + \delta_0 = f(t^2, t) = \text{var.}$$

Синхронні за прискоренням приводи в усталеному режимі характеризуються сталою похибкою за прискоренням. Це означає, що протягом всього часу синхронізації накопичується похибка за швидкістю, тобто вона пропорційна часові (довжині) переміщення гідродвигунів,

#### 4.1. Класифікація приводів синхронізації

Приводи	Статичні похибки		
	за положенням	за швидкістю	за прискоренням
Синфазні	const	0	0
Синхронні за швидкістю	$f(t)$	const	0
Синхронні за прискоренням	$f(t^2)$	$f(t)$	const

що їх синхронізують. А похибка за положенням таких приводів збільшується дуже швидко, оскільки вона пропорційна квадрату часу переміщення гідродвигунів.

Реалізацією будь-якої рівності з ряду рівнянь (4.71) теоретично можна створити привод синхронізації, але практичного застосування приводи з реалізацією рівностей далі третьої не мають. Класифікацію приводів синхронізації за характером зміни статичних похибок наведено в табл. 4.1.

Необхідно відзначити, що для приводів синхронізації, які застосовуються у верстатно-й машинобудуванні, головною (за винятком деяких спеціальних систем) є похибка синхронізації за положенням від часу (довжини) переміщення (рис. 4.16), оскільки в кінцевому підсумку вона визначає придатність привода для практичного використання.

З графіка видно, що в синфазних приводах похибка синхронізації за положенням є постійною величиною (лінія 1), у синхронних за швидкістю приводах вона змінюється за лінійним законом (лінія 2), а в синхронних за прискоренням приводах — за параболічним законом (лінія 3).

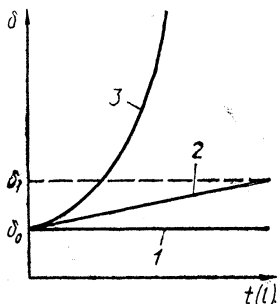


Рис. 4.16. Залежність похибки синхронізації від часу (довжини) переміщення

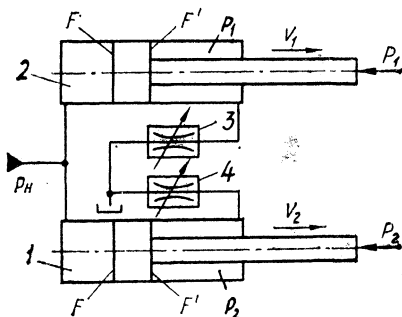


Рис. 4.17. Схема синхронізації за допомогою дроселів

У верстато- й машинобудуванні знаходять широке застосування синфазні й синхронні за швидкістю приводи, оскільки вони дозволяють одержати похибку синхронізації за положенням, що не виходить за наперед припустиму межу.

**Синхронні гідравлічні приводи дросельного регулювання.** У цих приводах синхронізація досягається незалежним дозуванням рідини за допомогою дроселів [7]. Синхронізація гідродвигунів 1 та 2 (рис. 4.17) забезпечується регульованими дроселями 3 і 4, встановленими на зливі. Регулюванням дроселів досягаються приблизно рівні опори руху гідродвигунів 1 і 2. Реальні витрати через дроселі 3 і 4 можна виразити так:

$$\begin{aligned} Q_1 &= v_1 F' = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}, \\ Q_2 &= v_2 F' = \mu S_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}, \end{aligned} \quad (4.75)$$

де  $S_3, S_4$  — площі прохідних перерізів дроселів 3 і 4;  $v_1, v_2$  — швидкості переміщення гідродвигунів 2 і 1. Тиски  $p_1$  і  $p_2$  визначимо з умови рівноваги гідродвигунів:

$$p_1 = p_n \frac{F}{F'} - \frac{P_1}{F'}, \quad p_2 = p_n \frac{F}{F'} - \frac{P_2}{F'}, \quad (4.76)$$

де  $P_1$  і  $P_2$  — навантаження гідродвигунів;  $F$  і  $F'$  — ефективні площі гідродвигунів.

Підставивши значення тисків  $p_1$  і  $p_2$  у рівняння (4.75) і поділивши їх одне на друге, одержимо співвідношення швидкостей  $v_1$  і  $v_2$ , яке для точної синхронізації повинно дорівнювати одиниці:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_3}{S_4} \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} = \frac{S_3}{S_4} \sqrt{\frac{p_n F - P_1}{p_n F - P_2}} = 1. \quad (4.77)$$

Звідси маємо співвідношення величин площі прохідних перерізів дроселів 3 і 4

$$\frac{S_3}{S_4} = \sqrt{\frac{p_n F - P_1}{p_n F - P_2}}.$$

Налагоджені за цим співвідношенням дроселі 1 та 2 дозволяють одержати досить високий ступінь синхронізації, але лише при постійних навантаженнях  $P_1 = \text{const}$ ;  $P_2 = \text{const}$ . При зміні навантажень перепад тиску на дроселях змінюється, що збільшує неузгодженість руху гідродвигунів.

Саме тому для реальних приводів, навантаження яких перемінні, доцільно застосовувати для синхронізації постійні нерегульовані дроселі однакового перерізу  $S_3 = S_4$ . При цьому співвідношення швидкостей (ступінь синхронізації) буде залежати від різниці навантажень на гідродвигуни, що підлягають синхронізації. Максимальне значення

співвідношення швидкостей згідно з рівнянням (4.77)

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)_{\max} = \sqrt{\frac{p_{1 \max}}{p_{2 \max}}}. \quad (4.78)$$

Максимальну різницю тисків  $p_1$  і  $p_2$  визначимо, віднімаючи рівняння (4.76) одне від одного:

$$(p_1 - p_2)_{\max} = p_{1 \max} - p_{2 \min} = \frac{(P_2 - P_1)_{\max}}{F'}.$$

Звідси

$$p_{1 \max} = p_{2 \min} + \frac{(P_2 - P_1)_{\max}}{F'}.$$

Підставляючи значення  $p_{1 \max}$  у рівняння (4.78), дістанемо залежність

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)_{\max} = \sqrt{1 + \frac{(P_2 - P_1)_{\max}}{F' p_{2 \min}}},$$

з якої видно, що найбільша точність синхронізації забезпечується при максимальному значенні величини  $\frac{(P_2 - P_1)_{\max}}{F' p_{2 \min}}$ . Для цього необ-

хідно, щоб величина  $F' p_{2 \min}$  була в багато разів більшою за величину  $(P_2 - P_1)_{\max}$ . Таким чином, подібна схема синхронізації може застосовуватись тільки при дуже малих різницях навантажень  $(P_2 - P_1)$  і значній величині  $p_{2 \min}$ , тобто при дуже малих відкриттях дроселів, що є економічно невигідним.

Для підвищення точності синхронізації замість дроселів можуть встановлюватись регулятори швидкості. Одним із найбільш поширених методів синхронізації у приводах дросельного регулювання є поділ потоку рідини на два і більше потоки за допомогою спеціальних пристроїв — дільників (суматорів) потоку. Дільники (суматори) потоку забезпечують постійність (у межах похибок поділу) співвідношення витрат і швидкостей переміщень синхронізованих гідроциліндрів. Згідно з принциповою схемою дільника потоку (рис. 4.18) рідина від насоса поступає на вхід дільника і далі через нерегульовані вхідні дроселі 1 і 5 у торцеві камери балансувального золотника 3, з яким через дроселюючі щілини 2 і 4 по гідролініях I і II вона поступає до синхронізованих гідроциліндрів 6 і 7.

При рівності навантажень  $P_{n1} = P_{n2}$  балансувальний золотник знаходиться у нейтральному (середньому) положенні, що забезпечує рівність тисків  $p_1 = p_2$  у торцевих камерах. Це спричинює рівність перепадів тиску на вхідних дроселях і, природно, рівність розходів  $Q_1 = Q_2$  в гідролініях. При зміні співвідношення навантажень змінюється тиск  $p_{n1}$  і  $p_{n2}$  у циліндрах і в початковий момент змінюється тиск  $p_1$  і  $p_2$  у торцевих камерах балансувального золотника.

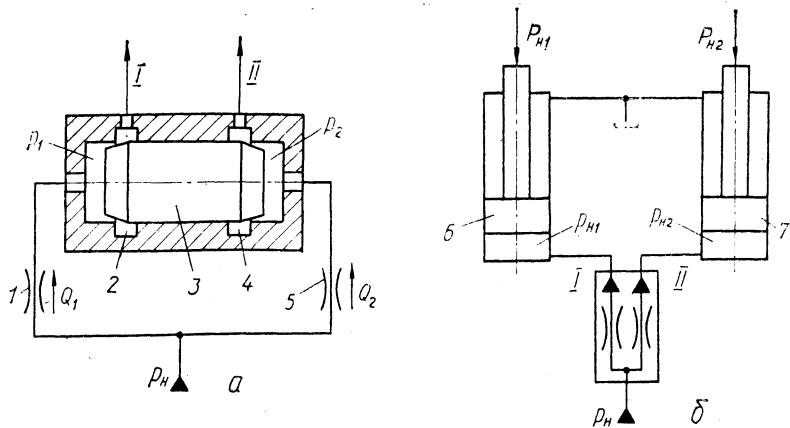


Рис. 4.18. Принципова схема дільника потоку рідини

Під дією нерівних тисків  $p_1 \neq p_2$  балансувальний золотник 3 переміщується, зменшуючи дроселюючу щілину менш навантаженого і збільшуючи щілину більш навантаженого циліндра до тих пір, доки тиски  $p_1$  і  $p_2$  не стануть рівними. Переміщення золотника 3 внаслідок зміни співвідношення навантажень забезпечує рівні опори потокам рідини у гідролініях за рахунок дроселюючого потоку тієї з них, в якій зовнішнє навантаження менше. Це призводить до рівності перепадів тисків на входних дроселях і до рівності витрат  $Q_1 = Q_2$  у гідролініях.

При роботі дільника потоку у схемах з постійною витратою забезпечується синхронність і постійність швидкостей гідродвигунів незалежно від їхніх навантажень.

**Синхронні приводи об'ємного регулювання.** В таких приводах синхронізація досягається незалежним об'ємним дозуванням рідини.

У схемі синхронізації (рис. 4.19) за допомогою послідовного з'єднання порожнин синхронізованих гідроциліндрів рівних діаметрів рідина від насоса 1 через панель керування 6 подається у нижню порожнину циліндра 2 (рух поршнів угору за схемою), а з верхньої порожнини витискується у нижню порожнину циліндра 5, чим і забезпечується синхронне переміщення штоків 3 та 4. Ця проста схема має істотні вади: за рівних діаметрів циліндрів вони повинні мати двосторонні штоки; необхідно

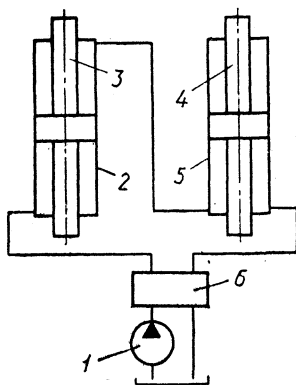


Рис. 4.19. Схема синхронізації послідовним з'єднанням порожнин гідроциліндрів

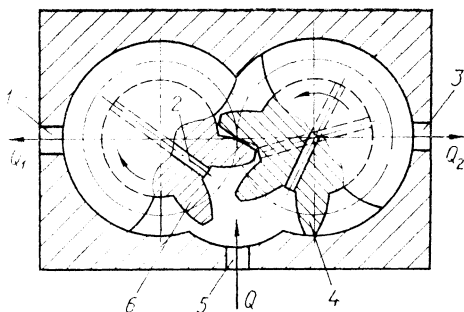


Рис. 4.20. Схема шестеренного дільника потоку рідини

вирішують шестеренні, плунжерні та поршневі насоси. На схемі поділу потоку  $Q$  на дві рівні частини  $Q_1$  та  $Q_2$  за допомогою шестеренного насоса (рис. 4.20) рідина подається до вхідного отвору 5 та, обертаючи шестерні 6 і 4 у протилежних напрямках, надходить до вхідних каналів 1 і 3. Оскільки рідина при цьому переноситься в однакових за об'ємом западинах шестерень, то забезпечується рівність витрат  $Q_1$  та  $Q_2$ . Для розвантаження підшипників шестерень протилежні їхні западини сполучені між собою каналами 2. Похибка синхронізації зумовлена внутрішніми витоками рідини по периферії та торцям шестерень, які залежать від навантажень у розгалуженнях. За умови нерівних навантажень витоки будуть різними. Перевагою цього способу синхронізації є більший діапазон регулювання швидкостей переміщення гідродвигунів, робота яких синхронізується.

Синхронність переміщень двох та більше гідродвигунів може бути забезпечена також дозаторами зворотно-поступального чи обертального руху, тобто пристроями, що можуть виконувати функції насосів і двигунів.

На схемі приводу (рис. 4.21) синхронізація забезпечується здовбним дозатором зворотно-поступального руху. Рідина, що нагнітається насосом 1, через панель керування 9 подається в порожнини 2 та 6 дозатора 3. Із порожнин 5 та 8 рідина витискується у нижні порожнини циліндрів 4 та 7, що синхронізуються. При зворотному ході рідина подається в штокові порожнини циліндрів 4 і 7, а із безштокових порожнин витискується в дозуючий циліндр 3. При однакових розмірах циліндрів 4 і 7, що синхронізуються, та порожнин 5 і 8 дозуючого циліндра 3 забезпечується синхронність переміщень. Точність синхронізації у цьому приводі зумовлюється ступенем стиснення рідини у розгалуженнях (навантаженнями), витоками, відхиленнями розмірів робочого і дозуючого циліндрів від номінальних та об'ємними температурними змінами рідини і механічних ланок

періодично поповнювати витоки замкнутого об'єму рідини; у першому циліндрі на подолання зовнішнього навантаження використовується тільки частина тиску, що приводить до збільшення розмірів циліндрів.

Синхронні переміщення гідродвигунів можуть бути забезпечені також використанням спарованих чи еталонних насосів.

У ролі об'ємних дозаторів витрат можуть використовуватись

приводу. Такий спосіб синхронізації знаходить широке використання у приводах подач багатшпиндельних свердлувальних голівок агрегатних верстатів.

Для отримання синхронних переміщень більш ефективним є використання дозаторів обертання. На схемі приводу (рис. 4.22, а) синхронізація забезпечується дозаторами обертання. Такий спосіб широко використовується в агрегатних верстатах, пресах тощо.

Цей привід працює так рідина від насоса 1 через золотник реверса 8 надходить до гідродвигунів-дозаторів 2 і 7, вали яких поєднані жорсткою муфтою, а потім поступає у нижні порожнини циліндрів 3 і 6. Якщо питомі витрати дозаторів 2 і 7 рівні, то у циліндри 3 і 6 надходять рівні об'єми рідини, внаслідок чого штоки 4 і 5 рухаються синхронно.

При однакових навантаженнях  $P_1 = P_2$  дозатори 2 і 7 працюють в рівних умовах і тому забезпечують рівні витрати у розгалуженнях. Якщо  $P_1 > P_2$ , то дозатор 2 працює як проміжний насос, який підівищує тиск  $p_H$ , що його розвиває насос 1, до величини  $p_1$ , достатньо-

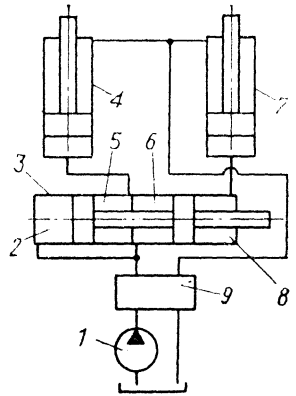


Рис. 4.21. Схема синхронізації за допомогою дозатора поступального руху

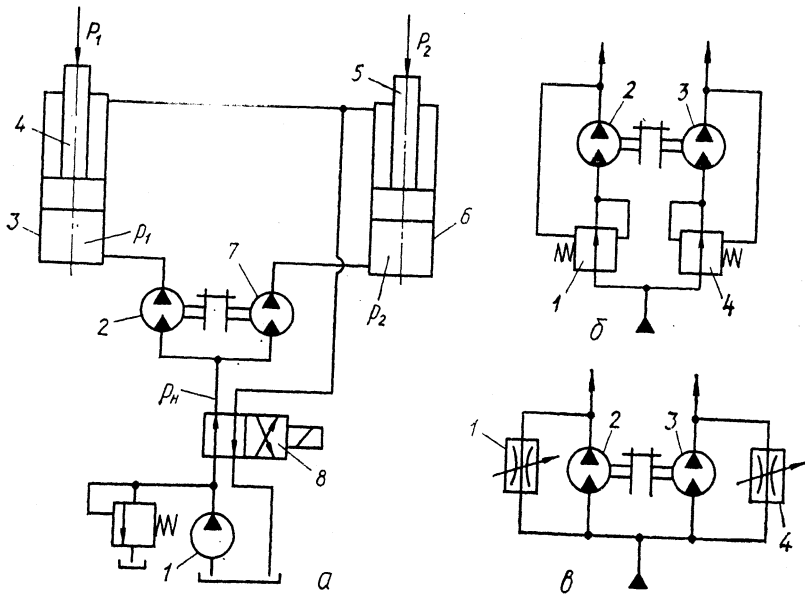


Рис. 4.22. Схема синхронізації за допомогою дозатора обертання

для подолання зовнішнього навантаження  $P_1$ . Дозатор 7, що знаходиться у лінії менш навантаженого циліндра 6, являє собою додатковий привод проміжного насоса-дозатора 2.

Як дозатори використовуються гідродвигуни та насоси, що працюють у режимі двигунів.

Перевагами такого способу синхронізації є: широкий діапазон регулювання швидкостей, стабільність швидкостей руху робочих органів при зміні навантажень, збільшення об'ємного ККД привода, можливість створення привода з нормалізованих вузлів.

Істотним недоліком такого способу синхронізації, що обмежує його широке використання, є вплив витоків рідини в дозаторах на точність синхронізації.

Для збільшення точності синхронізації паралельно дозаторам 2 і 3 підключають диференціальні (редукційні) клапани 1 і 4 (рис. 4.22, б). Ці клапани підтримують на дозаторах постійні та рівні перепади тиску, величини яких залежать від настроювання клапанів і не залежать від зовнішніх навантажень, що призводить до вирівнювання витоків у дозаторах. Складова похибки синхронізації, що зумовлена неоднаковим стисненням і витоками рідини в розгалуженнях привода, не усувається.

Для підвищення точності синхронізації паралельно дозаторам 2 і 3 (рис. 4.22, в) в схему включають дроселі 1 і 4. Відхилення витрат дозаторів 2 і 3 від номінальних і нерівні об'єми витоків компенсуються настроюванням дроселів 1 і 4. Проте таке рішення забезпечує підвищення точності синхронізації тільки в окремих випадках зміни зовнішніх навантажень (якщо співвідношення навантажень при їхній зміні буде залишатися постійним).

Підвищення точності синхронізації дозаторами обертання може бути досягнуто за допомогою пристрою, що автоматично вирівнює тиск у порожнинах дозованих об'ємів рідини (в робочих порожнинах циліндрів, що синхронізуються) при довільній зміні зовнішніх навантажень.

**Синфазні гідравлічні приводи об'ємного регулювання.** У цих приводах синхронізація досягається дозуванням рідини, яке залежить від відносного положення гідродвигунів, що синхронізуються. Таке дозування може бути забезпечене різними пристроями, що реагують на відносне положення гідродвигунів, що синхронізуються.

У приводах з механічними зв'язками синхронізація забезпечується механічними силовими зв'язками двигунів, що синхронізуються, або переміщуваних ними робочих органів. Ці приводи характеризуються об'ємним перерозподілом рідини між синхронізуемими гідродвигунами, який відбувається автоматично за рахунок силових зв'язків.

Приводи з механічними зв'язками (рис. 4.23, а—в) виконують у вигляді шестеренно-рейкових передач, шарнірних паралелограмів та жорст-

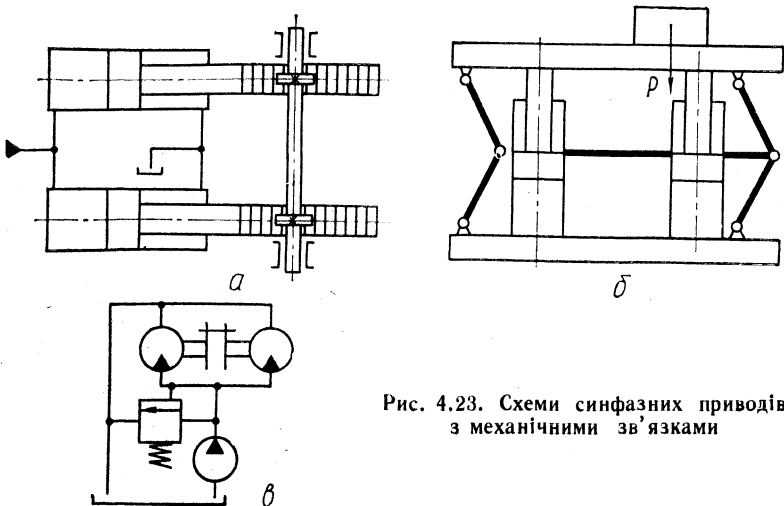


Рис. 4.23. Схеми синфазних приводів з механічними зв'язками

кого зв'язку (муфти) валів синхронізованих поворотних гідродвигунів. Точність синхронізації таких приводів зумовлюється деформацією ланок системи механічного зв'язку (зубчасте зачеплення, шарнірні з'єднання, муфти), а також люфтами в їх з'єднаннях. Тому ланки механічних зв'язків повинні бути розраховані на повну потужність привода. Недоліком таких приводів не зважаючи на простоту їхніх конструкцій є громіздкість, а також обмеження щодо можливості розміщення гідродвигунів, що синхронізуються.

При об'ємному регулюванні синфазність переміщень може досягатись регульованими гідронасосами або гідромоторами, що керуються механізмами зворотного зв'язку залежно від відносного положення робочих органів, які синхронізуються.

**Синфазні приводи дросельного регулювання.** У цих приводах синхронізація забезпечується дозуванням рідини за допомогою різних дросельних пристроїв, що керуються механізмами зворотного зв'язку за відносним положенням гідродвигунів, що синхронізуються.

Синхронізація рухів гідродвигунів може досягатись дискретним дозуванням рідини залежно від відносного положення гідродвигунів. У цих випадках синхронізація здійснюється або періодичним зливом рідини із випереджаючого циліндра, або додаванням рідини у відстаючий циліндр.

У верстатобудуванні для одержання синфазних приводів широко використовуються пристрої із сліdkуючими системами. На схемі синфазного привода робочих головок (рис. 4.24) фрезерно-центрувальних напівавтоматів один із циліндрів є задаючим, а другий —

слідкуючим. Привод має насос прискорених переміщень 12 та робочих подач 11. До задаючого циліндра 1 рідина подається через панель управління 10, до слідкуючого циліндра 2 — через чотирикромочний золотник 6. Переміщення ведучої головки 7 за допомогою механізму зворотного зв'язку, що складається з рейки 8, вала з шестернями 9 і 4 та плаваючої рейки 5, передається на слідкуючий золотник 6, зміщення якого спричинює подачу рідини до слідкуючого циліндра 2 і переміщення веденої головки 3. За такою ж принциповою схемою працюють приводи з використанням одно- чи двокромочного золотників або інших гідропідсилювачів.

Характерною особливістю таких приводів є те, що неузгодження у них зумовлюється похибкою слідкування  $\delta$ , яка залежить від швидкості переміщення  $v$  і навантаження  $P_2$  тільки слідкуючого циліндра (головки)  $\delta = \varphi(v, P_2)$  і може бути знайдена за одним із рівнянь, що наведені в розд. 6. В усталеному режимі ведуча головка зміщує золотник на величину статичної похибки слідкування  $\delta$  і тільки після цього ведена головка 3 починає рух. Таким чином, у приводах, що розглядаються, навіть за однакових навантажень та швидкостей переміщення органів, які синхронізуються, тобто за оптимальних умов синхронізації, неузгодження буде істотним [7].

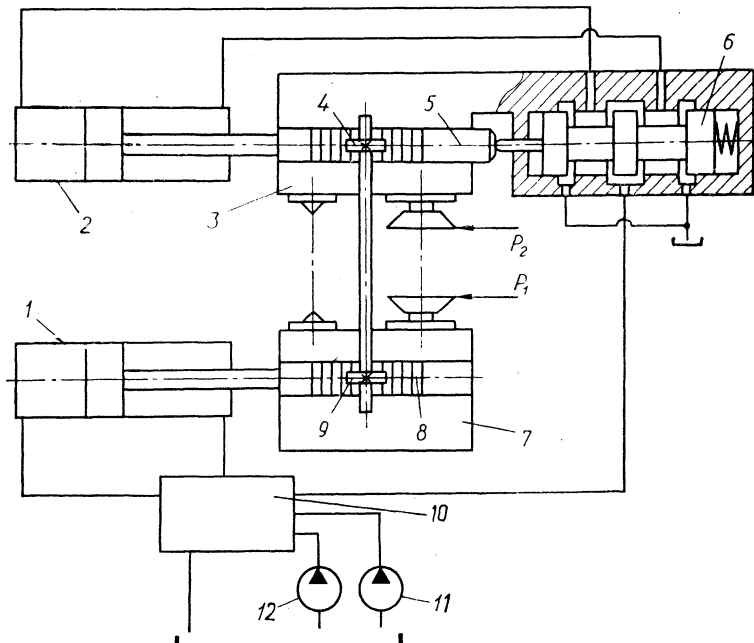


Рис. 4.24. Схема синфазного привода робочих головок фрезерно-центрувальних напівавтоматів

Для усунення цього недоліка використовують синфазні приводи з паралельним слідкуванням усіх гідродвигунів, які синхронізуються.

## РОЗДІЛ 5

### ГІДРАВЛІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ

#### 5.1. Загальні відомості

У сучасному машинобудуванні найбільшого поширення набули електричні, пневматичні та гідравлічні системи автоматичного керування (САК). Вони застосовуються у різних галузях техніки і особливо у системах керування сучасними транспортними машинами, включаючи автомашини, морські судна, літальні апарати, у верстатобудуванні, робототехніці, гнучких виробничих системах. Особливо широко автоматичні гідравлічні системи застосовуються у машинобудуванні для копіювання переміщень (копіювальні слідкуючі системи).

Усі системи автоматичного регулювання і керування для автоматизації виробничих процесів можна розділити на системи прямої (без підсилення потужності) і непрямої (з підсиленням потужності) дії.

Гідравлічна система автоматичного керування, як правило, складається з трьох основних вузлів: вводу інформації, гідропідсилювача і виконавчого механізму (рис. 5.1).

Одним із основних вузлів САК є гідропідсилювач.

Гідравлічним підсилювачем називають пристрій, який дозволяє при невеликій потужності на вході керувати на виході розподілом потужного потоку робочої рідини, що надходить від зовнішнього

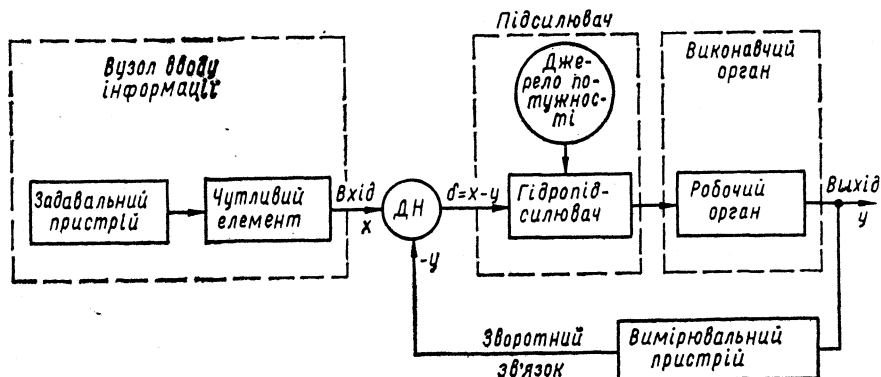


Рис. 5.1. Структурна схема системи автоматичного керування

джерела енергії. Отже, гідропідсилювач — це гідравлічний пристрій, у якому рух керуючого елемента перетворюється у рух керованого елемента великої потужності, узгоджений з рухом керуючого елемента за швидкістю, напрямом і переміщенням. Таким чином, гідравлічні підсилювачі призначено для підсилення сигналів, які надходять на їхній вхід від чутливих елементів або датчиків, а також для керування гідравлічними виконавчими механізмами. У загальному випадку вони є підсилювачами потужності, тобто потужність потоку робочої рідини, що існує на виході підсилювача, у багато разів більша потужності, яка витрачається на керування підсилювачем. Підсилення потужності досягається шляхом відбору потужності від зовнішнього джерела енергії, що живить підсилювач. Однак у деяких випадках, якщо розглядати гідравлічний підсилювач разом із виконавчим механізмом, мова може йти не про підсилення потужності, а про підсилення сили або швидкості, оскільки потужність становить добуток цих величин. Залежно від того, що є домінуючим на виході гідравлічного виконавчого механізму, можна розглядати підсилення за силою або швидкістю.

Коефіцієнт підсилення вихідної потужності гідропідсилювачів, порівнюючи із потужністю входу, практично не обмежений:

$$K_{\Pi} = \frac{N_{\text{вих}}}{N_{\text{вх}}} \rightarrow 10^7,$$

де  $N_{\text{вих}}$ ,  $N_{\text{вх}}$  — потужність відповідно на виході і вході системи. Одночасно з можливістю одержання високих вихідних потужностей потужність вхідного сигналу може бути зменшена до зовсім малі величини і бути доведеною до 0,5...1 Вт, а зусилля для переміщення керуючого елемента в деяких випадках не перевищують  $(1-2) \times 10^{-2}$  Н.

Залежно від методу керування вихідним елементом гідропідсилювачі можуть бути розділені на три групи: гідропідсилювачі без зворотного зв'язку, гідропідсилювачі із зворотним зв'язком, гідропідсилювачі з комбінованою системою керування.

Підсилювачі, побудовані за першим методом керування та із зворотним зв'язком, що здійснюється за положенням золотника виконавчих механізмів, прості у конструктивному відношенні, надійні в експлуатації. Однак вони не змінюють основні статистичні та динамічні характеристики виконавчих механізмів і є тільки підсилювачами потужності сигналу похибки.

Гідропідсилювачі, в яких обробка вхідного сигналу відбувається примусово при порівнянні з виходом (з метою припинення дії сигналу), називаються гідропідсилювачами із зворотним зв'язком. Вони знайшли широке застосування у слідкуючих системах. Гідропідсилювач слідкуючої системи — це силовий гідропривод, у якому

виконавчий механізм (вихід) відтворює (відсліджує) закон руху керуючого органа (входу), для чого у системі передбачено безперервний зв'язок між вихідним і вхідним елементами, який називається зворотним зв'язком. Інакше кажучи, за слідкуючий гідропривод приймають гідропривод з автоматичним регулюванням, в якому швидкість руху або хід (поворот) веденої ланки об'ємного гідродвигуна змінюється за певним законом залежно від раніше невідомої перемінної величини, що діє іззовні на об'ємний гідропривод. За вхід або вхідний сигнал приймають будь-яку дію (переміщення, швидкість або інші параметри), яка надається датчику неузгодження (ДН) від задаючого пристрою, а за вихід або вихідний сигнал приймають дію, яку розвиває виконавчий орган (гідродвигун) і за допомогою якої здійснюється необхідне переміщення робочого органу.

Стосовно до гідравлічних слідкуючих приводів гідропідсилювач являє собою розподільний пристрій з навантаженням у вигляді основного гідродвигуна або, наприклад, золотника другого каскаду підсилення. Отже, найпростіші гідравлічні слідкуючі приводи, що мають розподільник і гідродвигун, можна розглядати як гідропідсилювачі із зворотним зв'язком. Оскільки у гідропідсилювачі канали вводу сигналу керування і потужності розділено (рис. 5.1), можна одержувати практично необмежене підсилення потужності при дуже малих потужностях вхідного сигналу. Сигнал керування викликає зміщення чутливого вхідного елемента розподільника гідропідсилювача, який керує величиною та напрямком потоків рідини гідродвигуна. Залежно від типу розподільника розрізняють гідропідсилювачі з розподільником золотниковим або соплом-заслінкою зі струйною трубкою і гольчатим дроселем.

## 5.2. Золотникові гідропідсилювачі

Робочим елементом гідропідсилювачів цього типу є циліндричний золотник з кільцевими проточками і поясками (золотниковий розподільник), який переміщується в осьовому напрямі у втулці, що має вікна для підводу і відводу рідини.

Основна перевага золотникових розподільників полягає в тому, що вони максимально врівноважені від статистичних сил тиску рідини і при відповідному конструктивному виконанні мають відносно малі сили тертя, менш чутливі до забруднення рідини, прості у виготовленні.

Регулюючим елементом золотникового розподільника є дроселююча щілина, створена кромками поясків золотника і виточок у корпусі. В машинобудуванні застосовуються розподільники з позитивним (рис. 5.2, а), нульовим (рис. 5.2, б) і негативним (рис. 5.2, в) перекриттям. При позитивному перекритті поясок золотника перекриває проточку з кожного боку на величину  $c = (a - b)/2$ , при негативно-

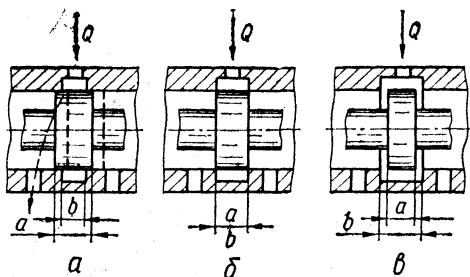


Рис. 5.2. Схема перекриття золотникових розподільників

встановити золотник строго в нейтральне положення, при якому має місце рівність тисків у порожнинах гідродвигуна ( $p_1 = p_2$ ). Величина зони нечутливості, в межах якої зміна керуючого сигналу не викликає реакції (руху) навантаженого виконавчого гідродвигуна (виходу), є важливою характеристикою гідравлічного слідкуючого привода.

Величина зони нечутливості для розподільників з позитивним перекриттям залежить перш за все від величини перекриття проточок  $c = (a - b)/2$  і тому значно більша, ніж при негативному перекритті. Крім того, розподільники з позитивним перекриттям мають більш жорстку регульовальну характеристику, оскільки відкриття дроселюючої щілини відбувається при збільшенні швидкості переміщення золотника, а розподільники з негативним перекриттям — більш м'яку регульовальну характеристику, оскільки відкриття починається з нульової швидкості переміщення золотника. Ця обставина зумовлює більш широке застосування розподільників з негативним перекриттям в автоматичних (слідкуючих) гідравлічних приводах. До недоліків розподільників з негативним перекриттям слід віднести нижчий ко-

му — на  $c = (b - a)/2$ . Варіант з нульовим ( $a = b$ ) перекриттям є теоретичним, оскільки реальні розподільники через допуски мають або позитивне, або негативне перекриття.

Фіксовану зупинку робочого органа може забезпечити тільки розподільник з позитивним перекриттям, при негативному перекритті неможливо без додаткових пристроїв

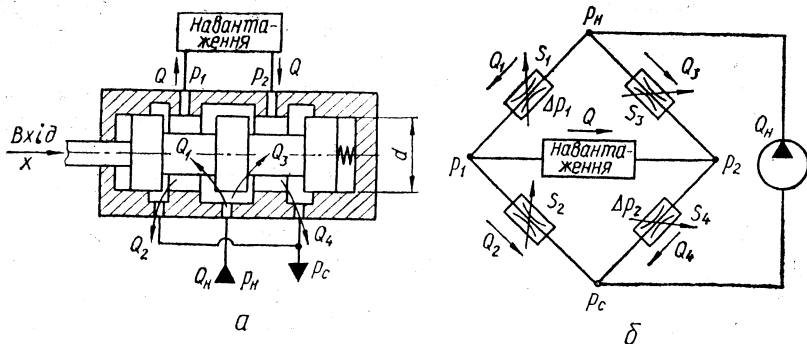


Рис. 5.3. Розрахункова схема підсилювача з чотирикромочним золотником

ефіцієнт корисної дії (ККД) через втрати рідини, що тече через проточки на злив при середньому і близьких до нього положеннях золотника.

**Статистична характеристика золотникового підсилювача** являє собою залежність витрати робочої рідини через підсилювач від величини відкриття його дроселюючих щілин і тиску у гідродвигуні.

Розглянемо статистичні характеристики золотникового розподільника з чотирикромочним золотником, який має навантаження (рис. 5.3, а). За аналогією з електричними ланцюгами його можна уявити у вигляді чотириплехового містка гідравлічних опорів (рис. 5.3, б). Залежно від вхідного сигналу  $x$  будуть змінюватися гідравлічні опори чотирьох дроселюючих щілин, що призведе до зміни витрат рідини  $Q_1 \dots Q_4$  і тисків  $p_1$  і  $p_2$  гідродвигуна. Нехтуючи втратами тиску в каналах і трубопроводах і розглядаючи гідропідсилювач як ряд послідовних опорів, запишемо рівняння тисків

$$p_n = \Delta p_1 + p + \Delta p_2 + p_{зл}, \quad (5.1)$$

де  $p_n$  — тиск живлення;  $\Delta p_1, \Delta p_2$  — перепади тисків відповідно у щілинах первинного і вторинного дроселювання (витрати  $Q$  і  $Q_4$ ),  $\Delta p_1 = p_n - p_1$ ,  $\Delta p_2 = p_2 - p_{зл}$ ;  $p$  — навантаження (перепад тисків у робочих порожнинах гідродвигуна);  $p = p_1 - p_2$ ,  $p_{зл}$  — тиск у зливній гідролінії.

Зазначимо, що таке визначення навантаження  $p$  розподільника правомірне тільки для гідродвигуна із симетричними швидкісними характеристиками в протилежних напрямках руху. Із врахуванням останнього зауваження і за законом збереження маси (витрати) при протіканні рідини через підсилювач можна записати:

$$Q_n = Q_1 + Q_3; \quad Q = Q_1 - Q_2;$$

$$Q_n = Q_2 + Q_4; \quad Q = Q_4 - Q_3.$$

На підставі рівностей витрат місток опорів буде цілком симетричний, тому

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p.$$

Приймаючи для більшості випадків практичного застосування  $p_{зл} = 0$ , дістанемо

$$\Delta p = \frac{1}{2} (p_n - p). \quad (5.2)$$

Втрати тиску в дроселюючій щілині

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} v^2,$$

де  $v$  — середня швидкість течії рідини у вікні,  $v = Q/S$ ;  $\rho$  — масова густина рідини;  $\xi$  — коефіцієнт гідравлічних втрат;  $S$  — площа дроселюючої щілини,  $S = \pi dx$ ;  $d$  — діаметр золотника.

Витрата рідини через розподільник

$$G = \mu \pi d x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p},$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати,  $\mu = 1/\sqrt{\xi}$ .

З урахуванням навантаження розподільника

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p)}. \quad (5.3)$$

За відсутністю навантаження ( $p = 0$ ) витрати рідини через розподільник

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n} = kx, \quad (5.4)$$

де  $k$  — коефіцієнт підсилення за витратами,

$$k = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}.$$

Отже, в ідеальному розподільнику має місце лінійна залежність витрати рідини  $Q$  від сигналу керування (переміщення золотника)  $x$ . Ця властивість золотникових розподільників має надзвичайно важливе практичне значення, яке зумовило широке їхнє застосування, особливо у слідкуючих гідроприводах і в системах автоматики. В реальному ж золотниковому підсилювачі витрата рідини  $Q$  при постійному зміщенні  $x$  золотника залежить від навантаження  $p$  (рівняння 5.3). При постійному навантаженні залежність витрати від зміщення золотника залишається практично лінійною. Рівняння (5.3) можна подати у відносних величинах:

$$Q^* = x^* \sqrt{1 - p^*}, \quad (5.5)$$

де  $Q^*$  — відносна витрата рідини;

$$Q^* = \frac{Q}{Q_n}, \quad Q_n = \mu \pi d x_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n};$$

$x^*$  — відносне переміщення золотника;  
 $x^* = x/x_0$ ;  $x_0$  — відкриття щілини у нейтральному положенні;  $p^*$  — відносне навантаження,  $p^* = p/p_n$ .

Узагальнена статистична характеристика (формула 5.5) являє собою залежність відносних витрат рідини від відносного навантаження при фіксованому

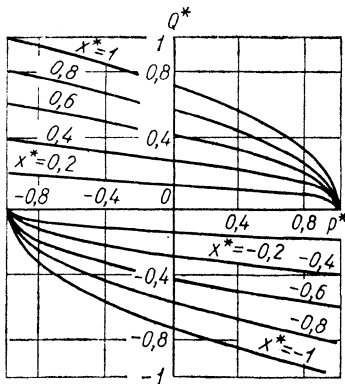


Рис. 5.4. Статична характеристика золотникового підсилювача

значенні відносного відкриття дроселюючих щілин (рис. 5.4). Із збільшенням навантаження  $p^*$  витрата рідини через розподільник зменшується (при  $p_n = \text{const}$ ) і при досягненні навантаження  $p^* = 1$  стає рівною нулю. Це явище називається *дросельним ефектом золотникового підсилювача*. Воно негативно позначається на роботі гідропривода, бо призводить до зменшення швидкості і погіршення динаміки.

Суть дросельного ефекту полягає у зменшенні витрати рідини через дроселюючу щілину внаслідок падіння перепаду тиску  $\Delta p = p_n - p_1$  (або  $\Delta p = \frac{1}{2}(p_n - p)$  для чотирикромочного золотника) при збільшенні навантаження  $p$ . Це добре ілюструється на рис. 5.5, що являє собою графічне зображення рівняння (5.1). З графіка видно, що із збільшенням навантаження  $p^*$  зменшуються перепади тисків  $\Delta p_1$  і  $\Delta p_2$ . Вони змінюються від максимальних  $\Delta p_{\text{max}} = \frac{1}{2}(p_n - p_{\text{зл}})$  при  $p^* = 0$  до  $\Delta p = 0$  при  $p^* = 1$ . Очевидно, що при цьому чутливість підсилювача зменшується від максимальної при відсутності навантаження ( $p^* = 0$ ) до повної зупинки роботи підсилювача при  $p^* = 1$ . Отже, працювати при навантаженнях близьких до нуля економічно не вигідно, а при навантаженнях близьких до максимальних ( $p^* = 1$ ) неможливо. Тому необхідно визначити оптимальне значення, при якому підсилювач використовується найбільш ефективно.

Відомо, що ККД підсилювача визначається за виразом

$$\eta = \frac{pQ}{p_n Q_n} = p^* Q^* = x^* p^* \sqrt{1 - p^*}.$$

Графік зміни ККД показано на рис. 5.6. Для чотирикромочного золотника і гідродвигуна з симетричною швидкісною характеристикою (недиференціальний циліндр) дійсним є графік з масштабом зміни  $p^*$  за віссю абсцис від 0 до 1. Для визначення значення  $p^*$ , при якому ККД підсилювача має максимальне значення, прирівняємо до нуля похідну від  $\eta$  по  $p^*$ :

$$\frac{d\eta}{dp^*} = x^* \sqrt{1 - p^*} - \frac{x^* p^*}{2\sqrt{1 - p^*}} = 0.$$

Звідси

$$p^* = \frac{2}{3}, \quad \text{або} \quad p = \frac{2}{3} p_n.$$

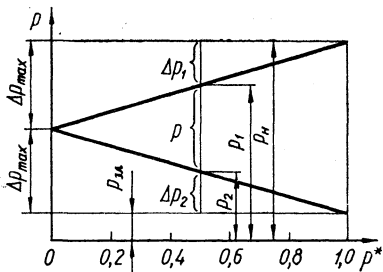


Рис. 5.5. Схема до пояснення дросельного ефекту золотникового підсилювача

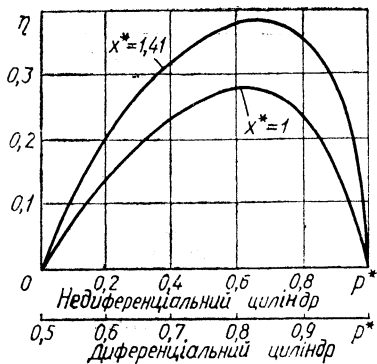


Рис. 5.6. Залежність ККД від навантаження

інерції  $R_i$ , сили тертя  $R_T$  та гідродинамічна сила потоків рідини  $R_r$ . Сумарна сила, яка діє на золотник,

$$R = R_i + R_T + R_r.$$

Зрозуміло, що для збільшення чутливості і точності роботи гідропідсилювача ця сила повинна бути по можливості меншою. Сила інерції золотника залежить від його маси  $m_3$  і прискорення

$$R_i = m_3 \frac{d^2x}{dt^2}.$$

Для зменшення цієї сили необхідно зменшувати масу золотників. Сили тиску рідини, що діють на золотник, врівноважуються як у аксиальному, так і в радіальному напрямках. Отже, теоретично тертя золотника повинно залежати тільки від швидкості його переміщення і в'язкості рідини. Однак, насправді, тертя реального золотника залежить від тиску рідини та якості виготовлення. Тертя золотника виникає через нерівномірну дію тиску у радіальному кільцевому зазорі, що притискає золотник до одного боку корпусу. В результаті цього можуть з'явитися сили тертя, що перевищують нормальні в десятки і сотні разів.

Зниження сил тертя досягається прорізанням на поверхні золотника кільцевих канавок [7], які вирівнюють тиск у зазорі по колу і тим самим зменшують незрівноваженість радіальних сил тиску рідини на золотник. При цьому золотник ніби спливає, і тертя зменшується у багато разів. Широко застосовується також гідростатичне центрування золотників. На поясах золотника виконуються 4...6 дроселюючих отворів (рис. 5.7), що розташовані діаметрально протилежно і сполучені з порожниною робочого тиску. У цьому випадку тиск у камерах між дроселюючими отворами 1 і 2 і внутрішньою по-

Це означає, що підсилювач має максимальний ККД і максимальну корисну потужність при навантаженні  $p = \frac{2}{3} p_n$ . Зазначимо, що збільшувати відкриття золотника доцільно до  $x^* = 1.41$ , при цьому ККД відповідно зростає в 1,41 раза.

**Сили, що діють на золотник.** Найважливішою характеристикою золотникового підсилювача є сила керування золотником, яка дозволяє визначити мінімальну потужність керуючого пристрою, особливо для багатокаскадних підсилювачів. На золотник у процесі роботи діють сила

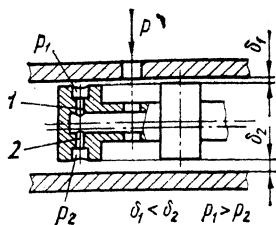


Рис. 5.7. Схема розвантаження золотників від радіальних сил тиску рідини

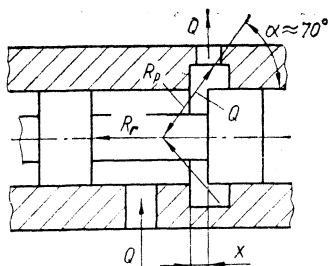


Рис. 5.8. Розрахункова схема гідродинамічної сили золотниково-го розподільника

верхню корпусу залежить від радіального зазору. Якщо, наприклад, золотник перемістився вгору за схемою, то зазор  $\delta_1$  буде менше  $\delta_2$ , внаслідок чого  $p_1 > p_2$ , що і приводить до центрування золотника.

Часто при значних витратах рідини найбільшою виявляється осьова гідродинамічна сила, що являє собою осьову складову реактивної сили потоку рідини. Реактивну силу потоку рідини, що витікає через щілину під кутом  $\alpha$  (рис. 5.8), можна виразити за аналогією з силою тяги реактивного двигуна:

$$R_p = mv,$$

де  $m$  — маса секундної витрати рідини;  $v$  — швидкість потоку рідини.

Враховуючи, що маса  $m = \rho Q$ , дістанемо

$$R_p = \rho Qv,$$

де  $Q$  — витрата рідини через щілину.

Осьова складова цієї сили

$$R_r = R_p \cos \alpha = \rho Qv \cos \alpha.$$

З урахуванням розрахункової швидкості потоку  $v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi dx}$

$$R_r = \frac{\rho Q^2}{\pi dx} \cos \alpha. \quad (5.6)$$

Сила  $R_r$  скерована завжди в напрямку закриття золотника, тобто її дія аналогічна дії пружини, яка прагне повернути золотник у вихідне нейтральне положення.

Формулою (5.6) зручно користуватися при незмінній залежно від зміщення золотника витраті рідини, тобто при розрахунку систем з постійною витратою (наприклад, дільників або суматорів потоків рідини). У гідравлічних системах з постійним тиском витрата

$Q$  золотникового підсилювача залежить від зміщення  $x$  золотника:

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}.$$

Підставляючи це значення у формулу (5.6), дістанемо вираз для визначення осрової гідродинамічної сили в системах з постійним тиском на вході

$$R_r = 2\mu^2 \pi d x \Delta p \cos \alpha. \quad (5.7)$$

Залежність осрової гідродинамічної сили від сигналу керування (зміщення золотника) зображено на рис. 5.9, *а* для систем з постійною витратою рідини на вході (рівняння 5.6) і на рис. 5.9, *б* для систем з постійним тиском на вході (рівняння 5.7).

Осрова гідравлічна сила може досягати істотних значень, до 5 Н на кожний кіловат потужності, що губиться при дроселюванні, особливо при великих витратах рідини. Одним із засобів зменшення гідродинамічної сили є профілювання буртиків у штоці і виточок у корпусі золотника.

**Особливості конструкції золотникових підсилювачів.** Для гідравлічних слідкуючих приводів велике значення має лінійна залежність витрати рідини від сигналу керування. Характер зміни витрати рідини підсилювача залежить від закону зміни площі прохідного перерізу дроселюючої щілини, що, в свою чергу, залежить від керуючого сигналу й конструктивного виконання елементів дроселюючої щілини.

Лінійність витратної характеристики порушується також виточками рідини через радіальний зазор між золотником і корпусом.

Для забезпечення достатньої герметичності радіальний зазор не повинен перевищувати 5...10 мкм. Для забезпечення довговіч-

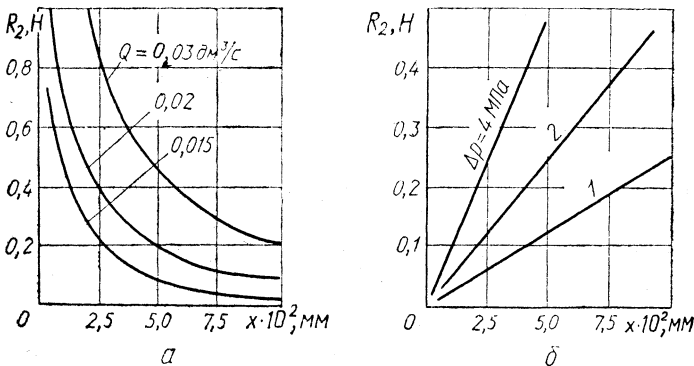


Рис. 5.9. Залежності осрової гідродинамічної сили від зміщення золотника

ності золотникової пари при такій високій точності поверхнева твердість пари (золотник і корпус) повинна бути по можливості вищою (HRC<sub>3</sub> 60—62). Крім того, забезпечуючи необхідне перекриття витратних вікон, золотники і їхні корпуси повинні виготовлятися з надвисокою точністю (1...5 мкм) лінійних розмірів, що є неможливим при виготовленні цільного корпусу. Для забезпечення цих вимог застосовують вставні втулки (гільзи), що складаються з окремих кілець з точними лінійними розмірами, які запресовують у корпус золотника до кінцевої обробки внутрішньої робочої поверхні.

### 5.3. Гідропідсилювачі типу сопло-заслінка

У гідравлічних слідкуючих системах широко застосовуються гідропідсилювачі типу сопло-заслінка (рис. 5.10), які являють собою послідовне з'єднання постійного і регульованого гідравлічних опорів. На вході гідропідсилювача встановлюється дросель 1 постійного опору, на виході — регульований дросель, утворений торцем сопла 2 і рухливою заслінкою 3. Переміщення заслінки 3 викликає зміну гідравлічного опору регульованого дроселя, а це призводить до зміни витрати рідини  $Q_2$  через регульований дросель, а також тиску  $p_1$  у міждросельній камері 4.

Простота конструкції і відсутність поверхонь тертя у гідропідсилювачах типу сопло-заслінка обумовили їхнє широке застосування у системах автоматичного управління. При застосуванні цих гідропідсилювачів усувається сухе тертя і небезпека защемлення керуючих елементів. Вони відрізняються малими габаритами і вагою, для них характерна висока чутливість, точність і швидкодія, простота виготовлення і довговічність, що досягається завдяки безконтактній взаємодії.

У гідропідсилювачах типу сопло-заслінка застосовують схему з двома соплами (рис. 5.11). Навантаження підсилювача являє собою перепад тиску в робочих порожнинах гідродвигуна  $p = p_1 - p_2$ , тобто перепад тиску у міждросельних камерах 2 і 3, який використовується для привода золотника 1 другого каскаду підсилення або будь-якого іншого гідродвигуна. Зміна тисків  $p_1$  і  $p_2$  досягається за

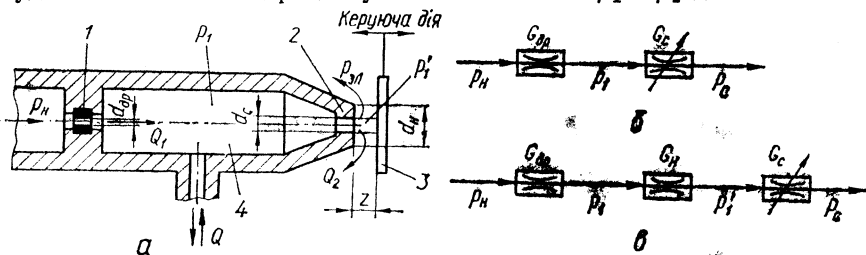


Рис. 5.10. Конструктивна та гідравлічна схеми гідропідсилювача типу сопло-заслінка

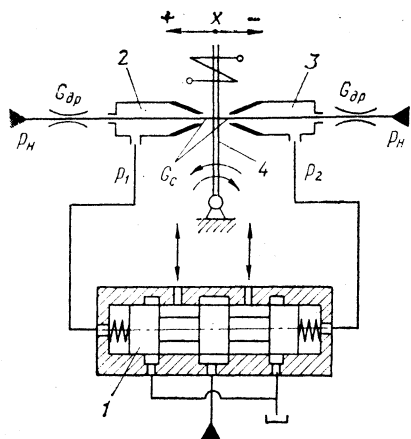


Рис. 5.11. Схема підсилювача з розподільниками сопло-заслінка

пружини золотника) є статичними. Для одержання астатичного гідропідсилювача в розглядуваній схемі достатньо зняти пружини золотника, тобто вилучити зворотний зв'язок.

Як правило, заслінка закріплюється на рухливому важелі 4 досить великої довжини. Це дозволяє вважати її переміщення (поворот) відносно сопел практично прямолінійним, а зазор між соплом і заслінкою — паралельним. При цьому тертя ковзання змінюється тертям кочення при повороті заслінки.

Усе це призводить до того, що для керування (переміщення) заслінкою потрібні досить малі зусилля, які можуть створюватись задючими пристроями малої потужності: манометрами, відцентровими регуляторами, термометрами, датчиками тиску, малопотужними електромагнітами і т. п.

Недоліком цього гідропідсилювача є значна витрата рідини через сопла (втрата) і порівняно низький ККД ( $\eta < 12,5\%$ ). Саме тому цей гідропідсилювач застосовується для гідроприводів незначної потужності.

У зв'язку з цим гідропідсилювачі типу сопло-заслінка набули найбільшого поширення у двокаскадних системах управління як підсилювачі першого каскаду (рис. 5.11), де в ролі другого каскаду підсилення використано золотниковий гідропідсилювач. Таке сполучення підсилювачів дозволяє використовувати переваги підсилювача типу сопло-заслінка (високу чутливість, точність і швидкодію) з перевагами золотникового гідропідсилювача з порівняно високим ККД і великою потужністю, що він розвиває.

**Статичні характеристики гідропідсилювача.** У першому наближенні гідропідсилювач типу сопло-заслінка можна зобразити як

рахунок переміщення заслінки між соплами. При переміщенні заслінки, наприклад праворуч, тиск  $p_2$  збільшується, а  $p_1$  — зменшується. Утворений перепад тиску  $p = p_2 - p_1$  перемістить золотник 1 ліворуч, долаючи навантаження (зусилля пружин золотника). Отже, кожному положенню заслінки відповідає певне положення золотника, тобто перепад тиску пропорційний одночасно і переміщенню заслінки і переміщенню золотника. Це дозволяє переміщувати золотник на величину, пропорційну сигналові управління, що поступає на заслінку. Гідропідсилювачі з позиційним навантаженням (пружини золотника)

послідовне поєднання двох гідравлічних опорів з провідностями  $G_{др}$  і  $G_c$  (рис. 5.10, а, б). Регульований гідравлічний опір виконано у вигляді сопла 2 і заслінки 3, тобто цей опір насправді являє собою зазор між переднім зрізом сопла 2 і заслінкою 3, через який робоча рідина виходить з міждросельної камери.

Робоча рідина поступає у міждросельну камеру через постійний дросель 1 з провідністю  $G_{др}$ , а залишає її через керований дросель 2 з провідністю  $G_c$ . Зрозуміло, що тиск  $p_1$  у міждросельній камері 4 буде визначатися співвідношенням провідностей  $G_{др}$  і  $G_c$ . У свою чергу провідність керованого дроселя  $G_c$  визначається положенням заслінки відносно зовнішнього зрізу сопла, тобто величиною  $z$  зміщення заслінки відносно сопла. Як правило, сопло виконується з циліндричним насадком діаметра  $d_c$ . Залежно від витрати рідини і потужності керування застосовуються сопла діаметрами 0,4...1,5 мм. З метою зменшення втрат на тертя у дроселі сопло-заслінка і зменшення впливу температури на стабільність характеристик дроселя зовнішній зріз сопла виконується по можливості меншого діаметра. Практично  $d_n = (1,2...1,5) d_c$ . Діаметр заслінки дорівнює  $(3...4) d_c$ .

Конструкція дроселя сопло-заслінка є такою, що рідина обов'язково повинна проходити через насадок сопла (канал діаметра  $d_c$ ). Оскільки застосовуються сопла з малим діаметром  $d_c$  каналів, то цей канал являє собою додатковий дросель. Отже, дросельний пристрій сопло-заслінка являє собою послідовне включення трьох гідравлічних опорів: вхідного дроселя  $G_{др}$ , місцевого опору сопла  $G_n$  і регульованого дроселя сопло-заслінка  $G_c$  (рис. 5.10, а, в).

Статична характеристика гідропідсилювача типу сопло-заслінка (рис. 5.10, а) — це залежність тиску  $p_1$  у міждросельній камері від зміщення заслінки  $z$ . При роботі пристрою рідина послідовно проходить через нерегульований дросель (канал діаметром  $d_c$  насадка сопла), провідність якого

$$G_n = \mu_n S_n \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_n \pi \frac{d_c^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

і через регульований дросель сопло-заслінка, провідність якого

$$G_c = \mu_c S_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_c \pi d_c z \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

де  $S_n$ ,  $S_c$  — площі прохідних перерізів відповідно каналу нерегульованого дроселя (насадка) і регульованого дроселя сопло-заслінка;  $\mu_n$ ,  $\mu_c$  — коефіцієнти витрат відповідно каналу насадка і дроселя сопло-заслінка.

Якщо провідність  $G_n$  насадка залишається завжди постійною, то провідність дроселя сопло-заслінка залежить від сигналу керування  $z$ . Очевидно, що ефективність регулювання буде прийнята на

всій ділянці зміни  $z$ , де провідність дроселя сопло-заслінка менша за провідність насадка:

$$G_c \leq G_n, \quad \mu_c S_c \leq \mu_n S_n.$$

Граничним випадком регулювання буде рівність провідностей. Подальше збільшення  $z$  недоцільне, тому що при цьому дроселювання буде відбуватися в основному в насадку. Підставляючи в одержані нерівності значення  $G_c$  і  $G_n$ , визначаємо область відкриття дроселя сопло-заслінка:

$$0 \leq z \leq \frac{\mu_n}{\mu_c} \frac{d_c}{4}, \quad z_{\max} = \frac{\lambda_n}{\mu_c} \frac{d_c}{4} \approx \frac{d_c}{4}.$$

При цьому зазор між соплом і заслінкою у нейтральному положенні

$$z_0 \leq \frac{\mu_n}{\mu_c} \frac{d_c}{8}.$$

Статична характеристика пристрою сопло-заслінка при нерухомому гідродвигуні може бути одержана сумісним розв'язанням рівнянь витрат послідовно через три опори (рис. 5.10, в).

Витрата рідини через постійний вхідний дросель

$$Q_1 = G_{др} \sqrt{p_n - p_1},$$

де  $G_{др}$  — провідність постійного вхідного дроселя;

$$G_{др} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_{др} \pi \frac{d_{др}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}};$$

$\mu_{др}$  — коефіцієнт витрати вхідного дроселя;  $p_n$  — тиск живлення. При нерухомому гідродвигуні вся витрата  $Q_1$  проходить через насадок, а потім через дросель сопло-заслінка.

Витрата через насадок

$$Q_2 = Q_1 = G_n \sqrt{p_1 - p_1'},$$

де  $p_1'$  — тиск рідини перед дроселем сопло-заслінка.

Витрата через дросель сопло-заслінка

$$Q_3 = G_c \frac{z}{z_0} \sqrt{p_1' - p_c} = G_c z^* \sqrt{p_1' - p_c},$$

де  $z^*$  — відносне відкриття дроселя сопло-заслінка,  $z^* = z/z_0$ .

Сумісне розв'язання усіх трьох рівнянь витрат (приймаємо для більшості випадків практичного застосування  $p_c = 0$ ) дає рівняння статичної характеристики гідропідсилювача сопло-заслінка з одним соплом

$$p_1' = \frac{1 + \beta^2 z^{*2}}{1 + (\gamma^2 + \beta^2) z^{*2}}, \quad (5.8)$$

де  $\gamma, \beta$  — відношення провідностей відповідно  $\gamma = G_c/G_{др}, \beta = G_c/G_n$ ;  $p_1^*$  — відносний тиск у міждросельній камері,  $p_1^* = p_1/p_n$ .

Статична характеристика (рівняння 5.8) нелінійна практично на всьому діапазоні відкриттів дроселя сопло-заслінки.

У деяких випадках практичного застосування гідропідсилювача, коли  $G_n \gg G_c$ , нехтують втратами тисків у насадку. Тоді спрощено статична характеристика описується рівнянням (вважаємо  $\beta = 0$  у рівнянні 5.8)

$$p_1^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 z^{*2}}. \quad (5.9)$$

Найбільший інтерес має коефіцієнт підсилення за тиском  $k_p$  (жорсткість системи) при нейтральному положенні заслінки ( $z = z_0, z^* = 1$ ):

$$k_p = \frac{dp_1^*}{dz^*} = - \frac{2\gamma^2}{(1 + \gamma^2)^2}.$$

Отже, жорсткість системи залежить від відношення  $\gamma$  провідностей дроселя сопло-заслінки і вхідного постійного дроселя. Максимум  $k_p$  знайдемо, прирівнявши до нуля похідну від нього по  $\gamma$ ,  $\frac{dk_p}{d\gamma} = 0$ .

Розв'язавши це рівняння, визначимо, що функція має максимум при  $\gamma = 1$ , тобто підсилювач буде мати максимальну жорсткість при рівності провідностей вхідного дроселя і дроселя сопло-заслінки у нейтральному положенні. Звідси, прирівнявши провідності  $G_c$  і  $G_{др}$ , знаходимо співвідношення розмірів дроселів підсилювача

$$d_{др} = 2 \sqrt{\frac{\mu_c}{\mu_{др}} d_c z_0}.$$

У слідкуючих гідравлічних приводах найчастіше застосовуються гідропідсилювачі з двома соплами (рис. 5.11). Навантаженням такого гідропідсилювача є різниця тисків у міждросельних камерах  $p^* = p_1^* - p_2^*$ .

Позначаючи зміщення заслінки із нейтрального положення через  $x$  і приймаючи за позитивний сигнал керування переміщення заслінки вліво, маємо відповідно для лівого і правого сопл:

$$z_1 = z_0 - x; \quad z_1^* = 1 - x^*;$$

$$z_2 = z_0 + x; \quad z_2^* = 1 + x^*.$$

де  $x^*$  — відносне зміщення заслінки із нейтрального положення,  $x^* = x/z_0$ . При цьому рівняння тисків у міждросельних камерах

підсилювача на підставі залежності (5.8) такі:

$$\left. \begin{aligned} p_1^* &= \frac{1 + \beta^2 (1 - x^*)^2}{1 + (\gamma^2 + \beta^2) (1 - x^*)^2} \\ p_2^* &= \frac{1 + \beta^2 (1 + x^*)^2}{1 + (\gamma^2 + \beta^2) (1 + x^*)^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

Віднімаючи друге рівняння (5.10) від першого, дістаємо рівняння силової характеристики підсилювача

$$p^* = \frac{4 \cdot \gamma^2 x^*}{[1 + (\gamma^2 + \beta^2) (1 - x^*)^2] [1 + (\gamma^2 + \beta^2) (1 + x^*)^2]} \quad (5.11)$$

Графічне зображення рівнянь (5.10) і (5.11) зображено на рис. 5.12. Аналіз цих залежностей показує, що характеристики  $p_1^* = f(x^*)$  і  $p_2^* = f(x^*)$  нелінійні на всьому діапазоні зміни відкриття заслінки, а силова характеристика  $p^* = f(x^*)$  має незначну нелінійність у діапазоні зміни відкриттів заслінки  $x^* \approx \mp 0,6$ .

Це дає можливість у вказаному діапазоні лінеаризувати одержані залежності розкладанням у ряд Тейлора і виразити силову характеристику лінійним рівнянням

$$p^* = k_{px} x^*,$$

де  $k_{px}$  — коефіцієнт підсилення за тиском,

$$k_{px} = \frac{dp^*}{dx^*} \approx \frac{4\gamma^2}{(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}.$$

Гідравлічний підсилювач з двома соплами може бути представлений гідравлічним містком опорів (рис. 5.3), в якому два вхідних дроселя нерегульовані.

Розв'язуючи рівняння витрат через плечі гідравлічного містка при відсутності навантаження  $p^* = 0$ , дістаємо рівняння швидкісної (витратної) характеристики, яка є також нелінійною. Лінеаризація її у тому ж діапазоні зміни  $x^*$  дає залежність

$$Q^* = k_{Qx} x^*,$$

де  $k_{Qx}$  — коефіцієнт підсилення за витратою,

$$k_{Qx} = \frac{dQ^*}{dx^*} \approx \frac{1}{1 + \beta^2};$$

$Q^*$  — відносна витрата рідини в діагоналі містка,  $Q^* = Q/Q_0$ ;  
 $Q_0$  — витрата через одне сопло гідропідсилювача, при  $x^* = 0$

$$Q_0 = G_0 \sqrt{p_1} = G_0 \sqrt{p_2}.$$

Узагальнена статистична характеристика  $Q = f(x, p)$  гідропідсилювача з двома соплами (рис. 5.13) виражає залежність витрати рідини в діагоналі містка від зміщення заслінки і навантаження.

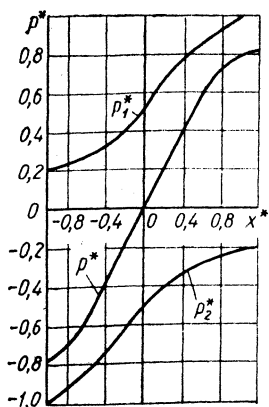


Рис. 5.12. Силві характеристики підсилювача сопло-заслінка

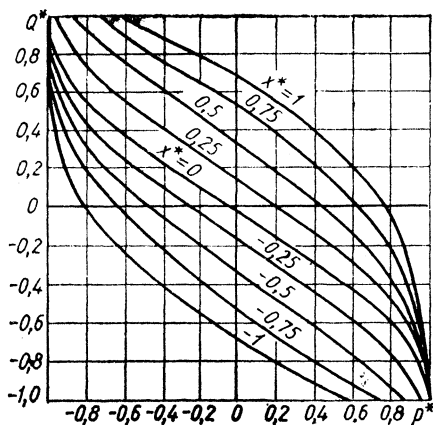


Рис. 5.13. Узагальнена статична характеристика гідропідсилювача сопло-заслінка

Вона може бути одержана розв'язанням системи рівнянь витрат рідини у гідравлічному містку при навантаженні  $p$  і довільному зміщенні  $x$  заслінки. Розв'язання цих рівнянь дає вираз узагальненої статичної характеристики. Цей вираз досить складний і нелінійний, але в діапазоні зміни навантажень  $p^* \approx \pm 0,6$  характеристика має незначне відхилення від лінійності (рис. 5.13) і може бути лінеаризована. Лінеаризоване рівняння узагальненої статичної характеристики може бути подане у вигляді

$$Q^* = k_{Qx}x^* - k_{Qp}p^*, \quad (5.12)$$

$$\text{де } k_{Qp} = \frac{dQ^*}{dp^*} = \frac{dQ}{dx} : \frac{dp}{dx} \approx \frac{(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}{4\gamma^2(1 + \beta^2)}.$$

ККД гідропідсилювача

$$\eta = \frac{pQ}{p_n Q_n}.$$

За припущенням, що  $Q_n = 2Q_0$ , вираз для ККД з урахуванням виразу (5.12) набуває вигляду

$$\eta = \frac{1}{2} p^* Q^* = \frac{p^* x^*}{2(1 + \beta^2)} - \frac{p^{*2}(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}{8\gamma^2(1 + \beta^2)}. \quad (5.13)$$

Досліджуючи функцію (5.13) на максимум, визначаємо, що максимум її буде при

$$p^* = \frac{2\gamma^2 x^*}{(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}.$$

Для ідеального підсилювача при  $\beta = 0$ ,  $\gamma = 1$  і  $x^* = 1$  максимальний ККД, який не перевищує 12,5 %, буде при  $p^* = 0,5$ .

#### 5.4. Гідропідсилювачі з голчастим дроселем

У машинобудуванні застосовуються прості за конструкцією гідропідсилювачі з голчастим дроселем (рис. 5.14, а). Розрахункова схема такого підсилювача може бути зображена несиметричним гідравлічним містком з одним регульованим опором (рис. 5.14, б). Регульований опір виконано у вигляді голчатого дроселя (у вигляді голки 1 і діафрагми 2), нерегульований — у вигляді постійного дроселя 6. Рідина під тиском  $p_n$  надходить з одного боку в плунжерну камеру, а з другого — через постійний дросель 6 у торцеву камеру 5 золотника 3, потім через регульований дросель на злив. Тиск у камері 5 залежить від положення голки відносно діафрагми.

Таким чином, золотник 3 знаходиться під дією двох сил: з одного боку, тиску  $p_n$  на площу  $F'$  плунжера, з іншого — тиску  $p_3$  на площу  $F_3$  золотника. При відсутності навантаження у нейтральному положенні ці сили будуть рівними, а золотник — нерухомим ( $p_n F' = p_3 F_3$ ).

Керування здійснюється за допомогою голки 1. Переміщенням голки відносно діафрагми змінюють величину поперечного перерізу вікна між голкою 1 і діафрагмою 2, що веде до зміни тиску  $p_3$ . Це порушує рівність  $p_n F' = p_3 F_3$ , що і веде до переміщення золотника. При переміщенні голки 1 праворуч тиск  $p_3$  зростає і золотник теж переміщується праворуч на величину переміщення голки, тобто до відновлення рівноваги сил  $p_n F' = p_3 F_3$ . При переміщенні голки ліворуч тиск  $p_3$  зменшується і під дією тиску  $p_n$  в плунжерній камері 4 золотник 3 переміщується ліворуч доти, доки знову не відновиться рівновага сил на торцях золотника. Отже, золотник постійно слідкує за положенням голки, а цей гідропідсилювач є підсилювачем із зворотним зв'язком.

**Статичні характеристики гідропідсилювача.** Силова характеристика гідропідсилювача (рис. 5.15) — це залежність тиску  $p_3$  у тор-

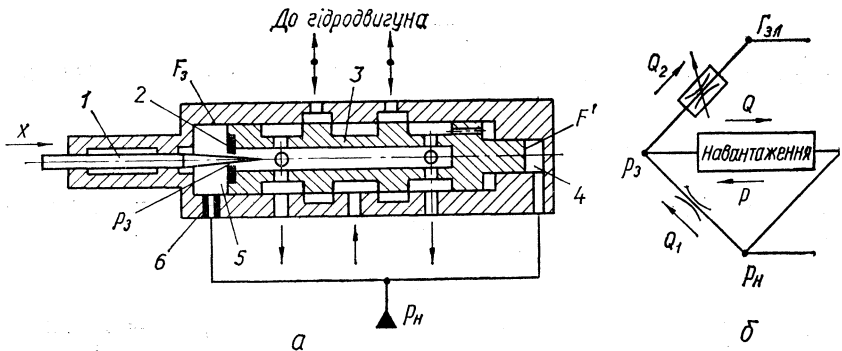


Рис. 5.14. Конструктивна схема гідропідсилювача з голчастим дроселем

цевій камері золотника від сигналу керування  $x$  (переміщення голки). Її можна дістати розв'язанням рівнянь нерозривності потоків рідини через регульований дросель (рівняння витрат):

$$Q_1 = Q + Q_2,$$

де  $Q_1$  — витрата рідини через постійний дросель;  $Q$  — витрата рідини на переміщення золотника,

$$Q_1 = G_{др} \sqrt{p_n - p_3};$$

$G_{др}$  — провідність постійного дроселя;

$Q_2$  — витрата рідини через голчастий дросель,

$$Q_2 = G_r z^* \sqrt{p_3 - p_c};$$

$G_r$  — провідність голчастого дроселя при нейтральному положенні голки;

$$G_r = \mu_r S_r \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_r \pi d_r z_0 \sin \alpha;$$

$d_r$  — діаметр голки;  $\alpha$  — кут конусності голки;  $z_0$  — початкове положення голки;  $z^*$  — відносне зміщення голки,

$$z^* = z/z_0.$$

Підставляючи вказані вирази в рівняння витрат і вирішуючи його при нерухомому золотнику ( $Q = 0$ ), дістанемо

$$G_{др} \sqrt{p_n - p_3} = G_r z^* \sqrt{p_3 - p_c}.$$

Приймаючи  $p_c = 0$  і враховуючи, що  $z = z_0 - x$  ( $z^* = 1 - x^*$ ), маємо

$$p_3^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 (1 - x^*)^2}, \quad (5.14)$$

де  $\gamma = \frac{G_r}{G_{др}}$ ;  $x^* = \frac{x}{z_0}$ ;  $p_3^* = \frac{p_3}{p_n}$ .

Умова рівноваги золотника у нейтральному положенні ( $x = 0$ ) і при відсутності навантаження:

$$p_3 F_3 = p_n F'.$$

Розділивши обидві частини рівності на  $p_n F_3$  і позначивши  $a = \frac{F'}{F_3}$ ,

одержимо  $p_3^* = a$ .

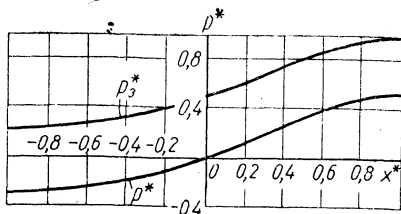


Рис. 5.15. Силова характеристика гідропідсилювача з голчастим дроселем

Отже, золотник у нейтральному положенні голки залишиться нерухомим, коли у рівнянні (5.14)  $x = 0$

$$a = p_3^* \Big|_{x=0} = \frac{1}{1 + \gamma^2}. \quad (5.15)$$

При наявності навантаження (на золотник діє сила  $P$ ) умова рівноваги золотника запишеться так:

$$p_3 F_3 - p_H F' = P$$

або, розділивши рівність на  $p_H F_3$ , маємо

$$p_3^* - a = p^*, \quad (5.16)$$

де  $p^* = \frac{P}{p_H F_3}$  — відносне навантаження золотника (перепад тиску).

Підставляючи у рівняння (5.16) значення  $p_3^*$  і  $a$  з (5.14) та (5.15), дістаємо рівняння тягової характеристики цього підсилювача

$$p^* = \frac{1}{1 + \gamma^2 (1 + x^*)^2} - \frac{1}{1 + \gamma^2}. \quad (5.17)$$

Важливе значення має коефіцієнт підсилення  $k_p$  за тиском при нейтральному положенні золотника:

$$k_p = \frac{dp^*}{dx^*} \Big|_{x \rightarrow 0} = \frac{2\gamma^2}{(1 + \gamma^2)^2}.$$

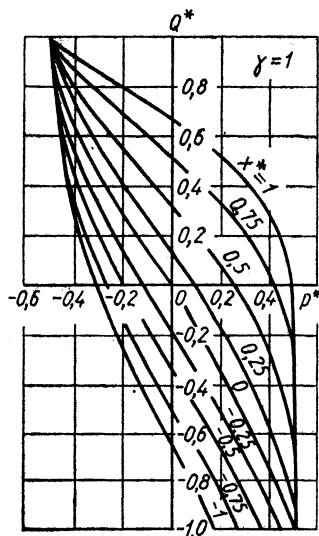


Рис. 5.16. Узагальнена статична характеристика гідропідсилювача з голчастим дроселем

Знайдемо  $\gamma$ , при якому  $k_p$  буде мати максимум. Прирівнявши похідну  $\frac{dk_p}{d\gamma} = 0$ , знайдемо, що максимум функції буде при  $\gamma = 1$ .

Отже, максимальну жорсткість гідропідсилювач буде мати при  $\gamma = 1$  ( $G_1 = G_{др}$ ), що дає можливість визначити співвідношення розмірів вхідного і регульованого дроселів, а також співвідношення (за рівнянням 5.15) площ золотника  $a = \frac{F'}{F_3} = 0,5$ . Силова і тягова характеристики (рис. 5.15) побудовані за рівняннями (5.14) і (5.17). Із графіків видно, що характеристики несиметричні та нелінійні.

Узагальнена статична характеристика гідропідсилювача, яка являє собою залежність витрати рідини на переміщення золотника при фіксованих значеннях голки, може бути одержана з рішення рівняння витрат рідини через місток підсилювача

(рис. 5.14)

$$Q = Q_1 - Q_2.$$

Підставивши значення витрат  $Q_1$  та  $Q_2$  і розділивши усі члени рівняння на  $G_{др} \sqrt{p_H}$ , дістанемо

$$Q^* = \sqrt{1 - p_3^*} - \gamma(1 - x^*) \sqrt{p_3^*},$$

де  $Q^*$  — відносна витрата рідини на переміщення золотника.

Визначивши значення тиску  $p_3^*$  із рівнянь (5.15) та (5.16) і підставивши в останнє рівняння, одержимо узагальнену статичну характеристику підсилювача з голчастим дроселем

$$Q^* = \sqrt{\frac{\gamma^2}{1 + \gamma^2} - p^* - \gamma(1 - x^*)} \sqrt{\frac{1}{1 + \gamma^2} + p^*}. \quad (5.18)$$

Статичні характеристики, побудовані за рівнянням (5.18) при  $\gamma = 1$ , показано на рис. 5.16.

### 5.5. Гідропідсилювачі із струминною трубкою

У цих гідропідсилювачах основним елементом керування є струминна трубка 1 (рис. 5.17). Рідина під тиском  $p_H = (0,4 \dots 1,0)$  МПа надходить у струминну трубку через вісь повороту останньої.

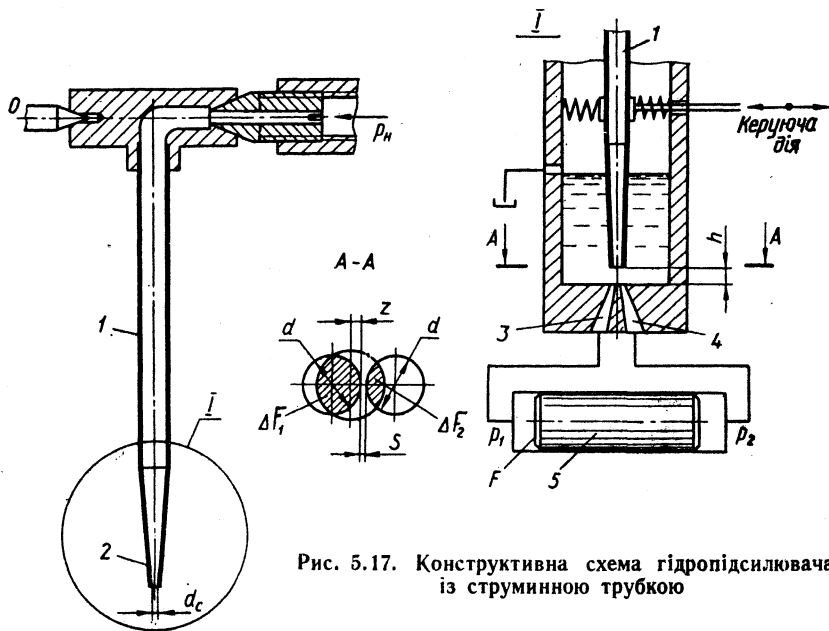


Рис. 5.17. Конструктивна схема гідропідсилювача із струминною трубкою

На виході трубки є сопло 2 діаметром  $d_c = 1...2$  мм з кутом конусності  $8...15^\circ$ . Конусність необхідна для підвищення швидкості потоку ( $v \approx 30...50$  м/с) для збільшення запасу кінетичної енергії рідини, що рухається. При виході з трубки рідина потрапляє у два приймальних вікна діаметром  $d$ , що розташовані на відстані  $h$  від кінця трубки. Звичайно  $d = 2...2,5$  мм,  $h \approx 4d_c$ . Відстань між приймальними вікнами у більшості конструкцій  $S = 0,2...0,5$  мм. Оскільки швидкість рідини, що потрапляє у приймальні сопла, зменшується в багато разів, то в приймальних соплах відбувається перетворення кінетичної енергії швидкоплинного струменя рідини в потенціальну енергію тиску.

Керування гідропідсилувачем здійснюється поворотом струминної трубки навколо осі 0. Для цього достатньо прикласти силу  $(2...5) \cdot 10^{-2}$  Н.

Якщо струминна трубка розташована симетрично відносно двох приймальних сопел 3 і 4, то в них створюється однаковий тиск. При зміщенні трубки (керуючий вплив), наприклад ліворуч, збільшується площа  $\Delta F_1$  приймального вікна сопла 3, перекритого струменем, і зменшується перекрита струменем площа  $\Delta F_2$  приймального вікна сопла 4, а отже, збільшується тиск у каналі сопла 3 і зменшується у каналі сопла 4. Внаслідок перепаду тиску, що створився, гідродвигун, наприклад золотник 5, починає переміщатися.

**Силова характеристика** являє собою залежність в усталеному режимі тиску в приймальних соплах від зміщення кінця трубки при нерухомому гідродвигуні.

При відхиленні кінця струминної трубки від нейтрального положення на величину  $z$  наближено можна вважати, що тиски  $p_1$  та  $p_2$  в приймальних соплах змінюються пропорційно зміні площ  $\Delta F_1$  та  $\Delta F_2$ , перекритих струменем рідини:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{2} \rho v_0^2 \frac{\Delta F_1}{F_1} \\ p_2 &= \frac{1}{2} \rho v_0^2 \frac{\Delta F_2}{F_2} \end{aligned} \right\}, \quad (5.19)$$

де  $v_0$  — швидкість витoku струменя рідини,  $v_0 = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{тр} - p_0)}$ ;  $\mu$  — коефіцієнт витрати насадка трубки ( $\mu = 0,9...0,95$ );  $p_{тр}$  — втрати тиску у трубці ( $p_{тр} = 0,15$  МПа);  $p_0$  — тиск середовища, в яке витікає струмінь із насадка;  $\rho$  — масова густина рідини;  $F_1$ ,  $F_2$  — площі приймальних сопел 3 і 4,  $F_1 = F_2 = F$ .

Перепад тисків у приймальних соплах

$$p = p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho v_0^2 \frac{\Delta F_1 - \Delta F_2}{F}.$$

Різниця площ приймальних сопел, що перекриті струменем рідини,  $\Delta F_1 - \Delta F_2$  залежить від зміщення  $z$  кінця струминної трубки.

Цю залежність можна виразити через коефіцієнт зміни перекриття  $k_F$ ,

$$k_F = \frac{\Delta F_1 - \Delta F_2}{z}.$$

При малих  $z$  він залишається постійним,  $k_F = \text{const}$ .

Тоді силова характеристика

$$p = k_p z, \quad (5.20)$$

де  $k_p$  — коефіцієнт підсилення за тиском,

$$k_p = \left. \frac{dp}{dz} \right|_{Q=0} = \frac{1}{2} \rho v_0^2 \frac{k_F}{F}.$$

Її графічне зображення показано на рис. 5.18.

**Витратна характеристика** показує залежність в усталеному режимі витрати рідини в приймальних соплах від зміщення трубки при холостому ході, тобто при  $p = 0$ . Витрату  $Q$  рідини в приймальних соплах (у гідродвигуні) можна наближено вважати пропорційною різниці площ приймальних сопел, перекритих струменем,

$$Q = v_0 (\Delta F_1 - \Delta F_2) = v_0 k_F z.$$

Таким чином,

$$Q = k_{Qz} z, \quad (5.21)$$

де  $k_{Qz}$  — коефіцієнт підсилення за витратою рідини,

$$k_{Qz} = \left. \frac{dQ}{dz} \right|_{p=0} \approx v_0 k_F.$$

Аналіз силової і швидкісної характеристик гідропідсилювача показує, що у порівняно великому діапазоні зміни вхідного сигналу (зміщення кінця струминної трубки) вони змінюються за законом, близьким до лінійного. Тому при розрахунках цього підсилювача можна користуватися наближеними лінійними рівняннями (5.20) і (5.21).

Узагальнена статична характеристика гідропідсилювача зі струминною трубкою дає залежність в усталеному режимі витрати рідини  $Q$  від тиску  $p$  навантаження при різних зміщеннях  $z$  кінця трубки.

Розв'язуючи спільно рівняння (5.20) та (5.21), дістаємо залежність витрати від тиску:

$$Q = \frac{dQ}{dp} p = k_{Qp} p,$$

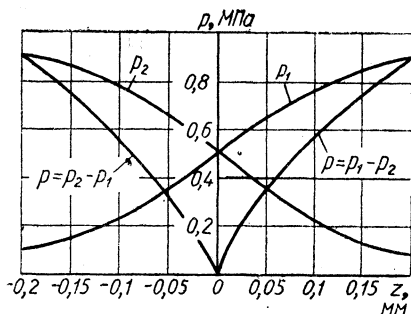


Рис. 5.18. Силова характеристика гідропідсилювача зі струминною трубкою

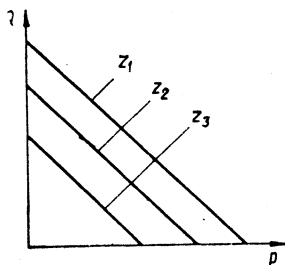


Рис. 5.19. Статична характеристика гідропідсилювача зі струминною трубкою  $z_1 > z_2 > z_3$

де  $k_{Qp}$  — коефіцієнт крутизни узагальненої статичної характеристики,

$$k_{Qp} = \frac{dQ}{dp} = \frac{dQ}{dz} : \frac{dp}{dz} = \frac{k_{Qz}}{k_p} \approx \frac{2F}{\rho v_0}.$$

У загальному випадку витрата рідини залежить не тільки від зміщення струминної трубки, а й від навантаження, тому узагальнену статистичну характеристику можна записати у вигляді

$$Q = k_{Qz}z - k_{Qp}p. \quad (5.22)$$

Графічне зображення характеристики показано на рис. 5.19.

Слід відзначити, що гідропідсилювачі із струминною трубкою і підсилювачі типу сопло-заслінка застосовуються у двокаскадних системах автоматичного керування слідкуючого типу як підсилювачі першого каскаду. В ролі другого каскаду підсилення використовується гідропідсилювач золотникового типу, який має порівняно високий ККД і може розвивати значну потужність. Золотникові підсилювачі, як самостійні елементи гідросистем, застосовуються головним чином у системах з ручним або позиційним керуванням.

В системах автоматичного керування широкого застосування набули двокаскадні електрогідравлічні підсилювачі. На відміну від розглянутих таких підсилювач має спеціальний пристрій — електромеханічний перетворювач, на який подається електричний вхідний сигнал. У цьому пристрої вхідний сигнал перетворюється в пропорційне сигналу переміщення заслінки чи струминної трубки підсилювача першого каскаду, що викликає зміну тиску в каналах керування золотникового гідропідсилювача, зміщення золотника в ту чи іншу сторону від нейтрального положення і зміну вихідного сигналу підсилювача відповідно до зміни сигналу вхідного. Більш детально з роботою таких підсилювачів можна познайомитись в літературі [28].

## РОЗДІЛ 6

### ГІДРАВЛІЧНІ СЛІДКУЮЧІ ПРИВОДИ

#### 6.1. Загальні відомості

Гідравлічні слідкуючі приводи набули широкого використання в машинобудуванні як ефективний засіб автоматизації виробничих процесів.

У верстатобудуванні гідравлічні слідкуючі приводи використовуються в копіювальних пристроях різних металорізальних верста-

тів, що працюють від копіра чи інших задатчиків, для виконання точних установчих операцій, в агрегатних верстатах і автоматичних лініях, а також становлять основу більшості систем циклового та числового програмного керування. Гідравлічні слідкуючі приводи все ширше використовуються для автоматизації заготівельно-штамповочного і ковальсько-пресового обладнання.

Призначення слідкуючого гідропривода — переміщувати навантажений робочий орган за заданим законом та із заданою швидкістю, забезпечуючи при цьому необхідне підсилення вихідної потужності.

За своєю структурою гідравлічні слідкуючі приводи належать до систем автоматичного керування, в яких необхідні характеристики можуть бути забезпечені за допомогою розімкнутого чи замкнутого ланцюга керування.

Необхідної характеристики керування, тобто строгої відповідності між входом та виходом, можна досягти за допомогою замкнутого ланцюга керування (компенсаційна схема), в якому результат регулювання, що надходить по лінії зворотного зв'язку, автоматично порівнюється із сигналом керування (програмою), а отримуване неузгодження викликає дію, яка автоматично компенсує це неузгодження.

Досвід використання автоматизованих копіювальних верстатів замість універсального обладнання у вітчизняному та зарубіжному верстатобудуванні показує можливість суттєвого зниження трудомісткості виготовлення деталей поряд із значним підвищенням точності та чистоти їхньої обробки.

Функціональна схема гідравлічного слідкуючого привода є схемою системи автоматичного керування. Як і САК, гідравлічний слідкуючий привод складається з трьох основних вузлів: вузла вводу інформації, гідропідсилювача та виконавчого механізму (рис. 5.1).

Вузол вводу інформації має пристрій, що задає програму роботи робочого органу. Завданням його є вироблення і передача (за допомогою щупа та чутливого елемента) на вхід гідропідсилювача керуючого сигналу відповідно до заданої програми. Для більшості гідравлічних слідкуючих приводів керуючий сигнал не безпосередньо надходить до гідродвигуна виконавчого механізму, а через підсилювач, що має джерело потужності. У гідропідсилювачі, що є гідравлічним пристроєм керування, виконується посилення потужності вхідного сигналу за рахунок енергії зовнішнього джерела. Конструктивно гідропідсилювач може бути виконаний у вигляді окремого елемента чи являти собою одне ціле з датчиком неузгодження та гідродвигуном.

Виконавчий механізм слідкуючої системи має гідродвигун обертального (гідромотор) чи поступального (силовий гідроциліндр) руху та з'єднаний з ним робочий орган.

У гідравлічних слідкуючих приводах пристроєм, що задає програму роботи робочого органа, найчастіше є копір, профіль якого і являє собою програму роботи виконавчого механізму. Переміщуючи цей копір із швидкістю  $v_3$  задаючої подачі відносно командного золотника (порівнюючий пристрій), формують керуючий сигнал, який надходить у порівнюючий пристрій ДР (див. рис. 5.1), де порівнюються сигнали вхідний  $x$  та вихідний  $y$ , що надходить ланцюгом зворотного зв'язку. При неузгодженні цих сигналів (наявності похибки  $\delta = x - y$ ) елемент порівнюючого пристрою зміщується із нейтрального положення, причому сигнал, що є пропорційним неузгодженню  $\delta$ , надходить далі в гідропідсилювач і гідродвигун, де і відпрацьовується до повного зникнення, в результаті чого робочий орган переміщується гідродвигуном із швидкістю слідкуючої подачі  $v_c$ .

Таким чином, сукупність двох швидкостей переміщення — подачі  $v_3$ , що задається, та слідкуючої подачі  $v_c$  робочого органа — забезпечує відтворення профілю копіра на заготовці. Із сказаного випливає, що гідродвигун слідкуючого привода працює лише тоді, коли керуючий золотник виходить із середнього положення, тобто лише за наявності неузгодження між вхідним та вихідним сигналами. Отже, найпростішої слідкуючої системі завжди властива похибка слідкування (неузгодження). Величина її залежить від відстані, на яку повинен зміститись золотник від нейтрального положення для того, щоб створити необхідну різницю тиску в порожнинах гідродвигуна та необхідну швидкість переміщення поршня, оскільки в процесі обробки на таку ж відстань зміщуються відносно один одного шуп та різальний інструмент, що викликає відмінність профілю оброблюваної поверхні від контуру копіра.

При більш детальному розгляді роботи слідкуючого привода необхідно враховувати сили інерції, пружність ланок системи, у тому числі і рідини тощо. З урахуванням цих факторів гідродвигун, замість того щоб зупинитись у положенні рівноваги, перебігає через середнє положення і починає здійснювати навколо нього коливальні рухи, а інколи навіть впадає в автоколивання, тобто стає генератором коливань, використовуючи енергію насосної установки. Автоколивання слідкуючого привода виникають у тих випадках, коли кількість енергії, що надходить у привод з рідиною, при переході його через положення рівноваги, перевищує кількість розсіяваної енергії при русі привода в результаті тертя у напрямних каретки чи супорта верстата, в'язкого тертя масла в трубопроводах, гідравлічних втрат в робочих щілинах золотника і т. п. За певного обмеження кількості енергії, що передається з рідиною у привод, генеративні коливання не відбуваються. Рівень цієї кількості енергії встановлюється при динамічних розрахунках слідкуючих приводів, при яких визначаються основні параметри слідкуючих систем, що впливають на їхню стійкість.

Гідравлічні слідкуючі приводи, що застосовуються у верстатобудуванні, розрізняються за принципом дії, структурою і конструкціями систем та їхніх елементів, характеристиками роботи, кількістю слідкуючих переміщень, за способом регулювання швидкості слідкування, кількістю каскадів підсилення тощо [7].

## 6.2. Однокоординатні гідравлічні слідкуючі приводи дросельного керування

Ці приводи знайшли широке поширення у машино- та верстатобудуванні в зв'язку з простою конструкції, а отже, і високою їхньою надійністю та відносно малою вартістю.

У гідравлічних слідкуючих приводах дросельного керування зміна швидкості руху виконавчого гідродвигуна при постійному навантаженні здійснюється за рахунок дроселювання потоків рідини на виході і вході виконавчого двигуна та у відгалуженні або за рахунок поєднання цих способів. При цьому система живиться насосом постійної продуктивності. Однією з характерних ознак схеми гідравлічного слідкуючого привода є кількість робочих кромek золотника, оскільки дроселювання рідини здійснюється залежно від величини площі прохідних перерізів золотника, що визначаються його положенням та кількістю робочих кромek.

Оскільки швидкість переміщення робочого органа машини тим більша, чим більшим є відкриття дроселюючих прохідних перерізів, а останнє визначається зміщенням слідкуючого золотника відносно корпусу, то неузгодження за положенням золотника і робочого органа машини буде тим більшим, чим більшою є швидкість останнього. Саме тому системи цього типу прийнято називати системами з пропорційним регулюванням.

При роботі гідравлічного слідкуючого привода напрям швидкості  $v$  переміщення різального інструмента у кожний момент руху за заданою траєкторією повинен збігатися з напрямом дотичної до профілю оброблюваної деталі в цій же точці.

Так при токарній або фрезерній (шліфувальній) обробці (рис. 6.1) необхідно забезпечити, щоб інструмент переміщався по траєк-

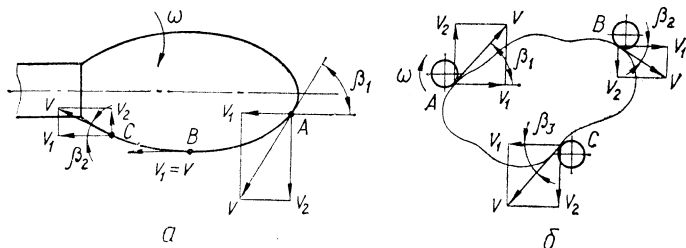


Рис. 6.1. Схеми копіювальної обробки деталей

торії (профілю)  $ABC$ . При цьому швидкість  $v$  руху інструмента, наприклад, у точках  $A$ ,  $B$  і  $C$  профілю повинна бути спрямована під відповідним кутом  $\beta$ . Практично рух за заданою траєкторією зі швидкістю  $v$  реалізується як геометрична сума двох рухів (на площині) із швидкостями  $v_1$  і  $v_2$ , спрямованих під кутом  $\gamma = 90^\circ$  один до одного (рис. 6.1, *a*) або будь-яким іншим, відмінним від нуля.

У кожній точці оброблюваного профілю значення цих швидкостей (для  $\gamma = 90^\circ$ )

$$v_1 = v \cos \beta, \quad v_2 = v \sin \beta.$$

Належне спрямування швидкості  $v$  у кожний момент обробки забезпечується відповідним значенням коефіцієнта  $k$  співвідношення швидкостей  $v_1$  і  $v_2$ :

$$k = \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \beta.$$

Саме тому в процесі обробки фасонної поверхні (руху за заданою траєкторією) коефіцієнт  $k$  повинен безперервно змінюватися в функції кута нахилу профілю деталі.

Потрібне значення коефіцієнта  $k$  у кожний момент можна підтримувати одночасно зміною двох швидкостей  $v_1$  і  $v_2$ . За цим принципом працюють двокоординатні слідкуючі приводи.

У деяких випадках (наприклад, коли не потрібне реверсування руху по одній з координат —  $v_1$ , див. рис. 6.1, *б*) необхідне значення коефіцієнта  $k$  може бути забезпечене зміною швидкості лише за однією координатою —  $v_2$ . У цьому випадку швидкість  $v_1$  залишається постійною за величиною і напрямком, а слідкування (підтримання необхідного значення коефіцієнта  $k$ ) здійснюється за однією координатою, тобто за рахунок зміни величини і напрямку швидкості  $v_2$ . Цю ідею реалізують однокоординатні слідкуючі приводи, які будуються за функціональною схемою, показаною на рис. 5.1.

У верстатобудуванні застосовуються різні слідкуючі приводи, що різняться типом гідропідсилувача.

**Слідкуючий привод з однокромочним золотником.** У цьому приводі (рис. 6.2, *a*) рідина під тиском  $p_n$  надходить у штокову порожнину циліндра, зв'язаного із слідкуючою кареткою  $б$ , на якій закріплено різець  $7$ . У безштокову порожнину циліндра рідина надходить через постійний дросель (демпфер)  $5$ . Безштокова порожнина циліндра сполучається із зливом через регульований дросель з площею проходного перерізу  $S$ , величина якої визначається взаємним положенням робочої кромки золотника  $3$  і кромки розточки  $у$  корпусі. Отже, одна робоча кромка золотника керує витратою рідини із безштокової порожнини циліндра і тиском  $p$  в цій порожнині.

При роботі системи керуючий сигнал надходить від носія програми — копіра, закріпленого нерухомо відносно системи, яка переміщається.

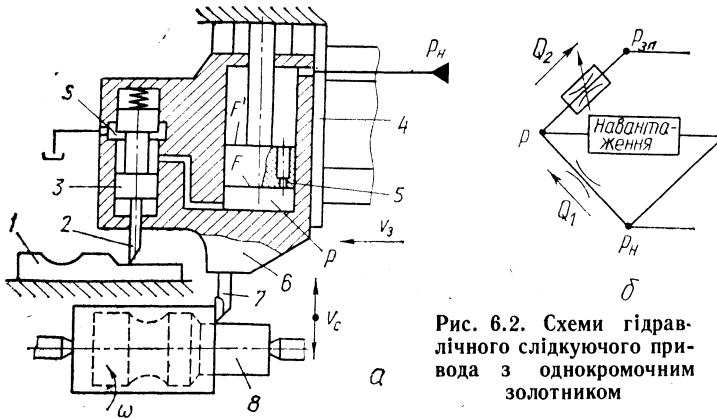


Рис. 6.2. Схеми гідравлічного слідкуючого привода з однокромочним золотником

На початку роботи слідкуючий золотник звільняється і під дією пружини переміщується вниз, перекриваючи вихід рідини через дроселюючу щілину із безштокової порожнини циліндра, внаслідок чого тиск в обох порожнинах циліндра вирівнюється. Оскільки ефективні робочі площі поршня не рівні, то циліндр переміщується вниз разом із виконавчим механізмом (різцем). Цей рух буде продовжуватися доти, доки щуп золотника доторкнеться до копіра. При цьому золотник зупиняється, а циліндр продовжує рухатися вниз. Разом з циліндром, завдяки зворотному зв'язку, виконаному у вигляді жорсткого з'єднання корпуса золотника і циліндра, буде переміщуватися вниз і корпус золотника. При цьому все більше відкривається дроселююча щілина слідкуючого золотника. Це буде продовжуватися до моменту встановлення золотника в нейтральне положення відносно корпуса.

У нейтральному положенні ( $S_0$ ) золотника циліндр знаходиться у рівновазі ( $pF = p_n F'$ ) і слідкуюча каретка нерухома ( $v_c = 0$ ). Оброблювана деталь 8 набуває обертання ( $\omega$ ), а поздовжній супорт 4 — задаючої подачі із швидкістю  $v_3$ . При наявності на копії виступу останній, діючи на щуп, переміщує догори золотник, стискаючи пружину. При цьому площа перерізу  $S$  регульованого дроселя збільшується, а тиск  $p$  у безштоковій порожнині циліндра зменшується, що призводить до порушення рівноваги циліндра ( $pF < p_n F'$ ). У результаті цього циліндр переміщується вгору, але разом з циліндром, завдяки жорсткому зворотному зв'язку, переміщується вгору і корпус золотника, намагаючись відновити нейтральне положення золотника  $S_0$  відносно його корпуса.

При наявності на копії западини золотник під дією пружини переміщується вниз і перекриває дроселюючу щілину  $S$ , в результаті чого утруднюється злив рідини із безштокової порожнини і тиск  $p$

зростає. Це спричиняє порушення рівноваги циліндра ( $pF > p_n F'$ ) і він переміщується вниз, але ж вниз переміщується і корпус золотника, намагаючись відновити нейтральне положення  $S_0$ .

Отже, будь-яке переміщення золотника вгору або вниз спричиняє переміщення слідкуючого циліндра із швидкістю слідкування  $v_c$  у той же бік. При цьому, завдяки наявності зворотного зв'язку, корпус золотника ніби слідкує за положенням золотника, намагаючись зайняти нейтральне положення  $S_0$ . А оскільки золотник, знаходячись у контакті з копіром 1 через щуп 2, повторює у своєму відносному русі профіль копіра, то і циліндр (слідкуюча каретка б з різцем 7) повторює у своєму русі його профіль.

Розрахункова схема цього привода може бути представлена у вигляді несиметричного містка гідравлічних опорів (рис. 6.2, б). Навантаженням  $H$  тут є слідкуючий циліндр з кареткою б, який знаходиться під дією двох тисків — нерегульованого  $p_n$  справа і регульованого  $p$  зліва. Для зміни тиску  $p$  є два дроселі: постійний і регульований. Керування (зміна тиску  $p$ ) здійснюється зміною провідності тільки одного регульованого дроселя з дроселюючою щілиною  $S$ . Можна припустити, що з більшою ефективністю можна змінювати тиск  $p$ , регулюючи одночасно провідності обох дроселів. За такою схемою працюють слідкуючі приводи з двокромочним золотником.

**Слідкуючий привод з двокромочним золотником.** У цьому приводі (рис. 6.3, а) рідина під тиском  $p_n$  надходить у штокову порожнину циліндра, зв'язаного із слідкуючою кареткою б і різцем б. Штокова порожнина циліндра сполучена з безштоковою через дроселюючу щілину  $S_1$  золотника з, а безштокова порожнина — із зливом через дроселюючу щілину  $S_2$  золотника. Таким чином, дві робочі кромки золотника, що створюють дроселюючі щілини  $S_1$  і  $S_2$ , керують роботою привода. Принцип роботи привода аналогічний вищерозглянутому.

У цьому приводі використовується диференційний циліндр, тобто при роботі використовується різниця робочих площ двох сторін його поршня. Поясок золотника, створений його кромками, виконано з негативним перекриттям.

На початку роботи, коли щуп 2 не торкається контура копіра 1, звільнений від фіксатора золотник з під дією пружини переміщується вниз, в результаті чого обидві порожнини робочого циліндра сполучаються. Тиск в обох порожнинах вирівнюється і за рахунок різниці ефективних площ робочого циліндра останній переміщується вниз доти, доки щуп не торкнеться копіра. При цьому золотник зупиняється, а переміщення циліндра продовжується. Завдяки зворотному зв'язку (жорсткий зв'язок корпусу золотника і циліндра) тепер переміщується корпус золотника відносно нерухомого золотника. При цьому зменшується дроселююча щілина  $S_1$  і збільшується

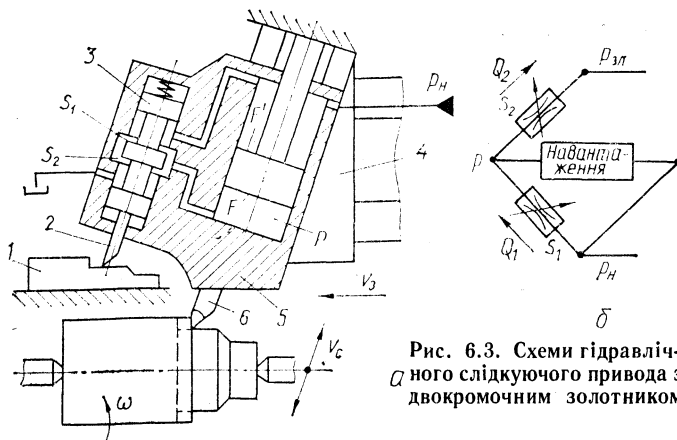


Рис. 6.3. Схеми гідравлічного слідкуючого привода з двокромочним золотником

щілина  $S_2$ . Це приводить до того, що тиск у штоковій порожнині залишається постійним, а у безштоковій порожнині зменшується, так як остання через щілину  $S_2$  золотника з'єднується зі зливом. Це буде відбуватися доти, доки золотник не переміститься у нейтральне положення відносно корпуса, а сили, що діють на обидві робочі площі циліндра, стануть рівними і циліндр зупиниться.

При нейтральному положенні золотника 3 циліндр знаходиться у рівновазі ( $pF = p_n F'$ ) і слідкуючий рух відсутній ( $v_c = 0$ ). При переміщенні поздовжнього супорта 4 із швидкістю  $v_3$ , що задається подачею, щуп 2 золотника 3 ковзає по копіру 1, знаходячись у безперервному контакті з ним під дією пружини золотника. Якщо тепер щуп 2 зустрічає виступ на копії 1, то останній, стискуючи пружину, переміщує вверх золотник 3. Це призводить до зменшення дроселюючої щілини  $S_1$  та збільшення щілини  $S_2$ . При цьому зменшується тиск  $p$  у безштоковій порожнині циліндра, що спричинює порушення рівноваги циліндра ( $pF < p_n F'$ ), тому циліндр з кареткою і різцем теж переміщаються вверх. Але завдяки зворотному зв'язку вверх буде переміщатися і корпус золотника, прагнучи зайняти нейтральне положення, тобто відновити рівновагу циліндра. Оскільки золотник при задаючій подачі повторює у своєму русі профіль копіра, то і циліндр, а отже і слідкуюча каретка з різцем, постійно намагаючись зайняти нейтральне положення відносно золотника, відтворює у своєму русі профіль копіра на деталі.

На відміну від попередньої схеми напрямок слідкуючого переміщення по відношенню до задаючого складає кут  $\gamma < 90^\circ$ . Розглянути приводи побудовані за напівмостовою схемою регулювання тиску  $p$  з одного боку навантаження  $H$  (рис. 6.2, б та 6.3, б). З іншого боку навантаження  $H$  діє нерегульований тиск  $p_n$ . Останній факт визначає умову дії приводів, за якої передавальна функція ефективних площ двох боків гідродвигуна навантаження не повинна дорів-

нювати одиниці,

$$W_F = \frac{F'}{F} \neq 1.$$

При невиконанні цієї умови, тобто при  $W_F = 1$ , гідродвигун буде переміщатися тільки в одному напрямку, через те що тиск  $p$  може змінюватися тільки в сторону зменшення у відношенні до тиску  $p_H$ .

Отже, розглянуті приводи можливі тільки при застосуванні диференціальних циліндрів.

Як видно із розрахункової схеми цього привода (рис. 6.3, б), тиск  $p$  регулюється одночасною зміною площі прохідних перерізів  $S_1$  та  $S_2$  обох дроселів. Зрозуміло, що для однакової зміни тиску  $p$  необхідне приблизно в 2 рази менше переміщення золотника, ніж для попередньої схеми (при умові одночасного керування двома дроселями  $S_1$  та  $S_2$  від одного сигналу — переміщення золотника).

**Слідкуючий привод з чотирикромочним золотником.** Аналіз розглянутих приводів показує, що велику ефективність керування може дати мостова схема (рис. 5.3), за якою два дроселі  $S_1$  і  $S_2$  регулюють тиск  $p_1$  з одного боку навантаження, а два інших дроселі  $S_3$  та  $S_4$  — тиск  $p_2$  з іншого боку. При такій схемі керування необхідним є значно менше зміщення золотника для одержання одного і того ж ефекту. За такою схемою побудовано слідкуючий привід із чотирикромочним золотником.

У цьому приводі (рис. 6.4) рідина під тиском  $p_H$  підводиться до центральної розточки золотника 3, а міждросельні порожнини золотника сполучені з двома порожнинами гідроциліндра, поршень якого зв'язаний із слідкуючою кареткою 5 із закріпленим на ній різцем 6.

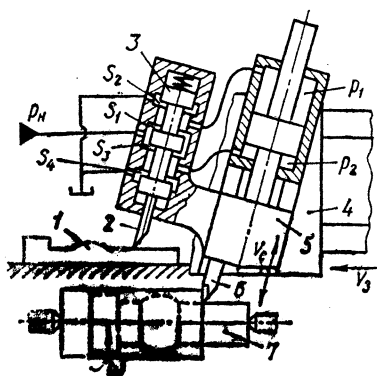


Рис. 6.4. Конструктивна схема гідравлічного слідкуючого привода з чотирикромочним золотником

то золотник 3 знаходиться у нейтральному положенні (при відсутності навантаження), а в порожнинах циліндра встановлюється тиски  $p_1$  та  $p_2$ , які забезпечують рівновагу поршня з кареткою слідкуючого привода. Тут циліндр закріплено на поздовжньому супорті 4, а переміщується лише поршень з кареткою 5. При задаючій подачі, що переміщує поздовжній супорт 4 із швидкістю  $v_3$ , виступ на копії 1 переміщує золотник вгору, стискаючи пружину. При цьому змінюються площі прохідних перерізів чотирьох дроселюючих щілин  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  і  $S_4$ . Щілина  $S_1$  зменшується, а щілина  $S_2$  збільшується, що приво-

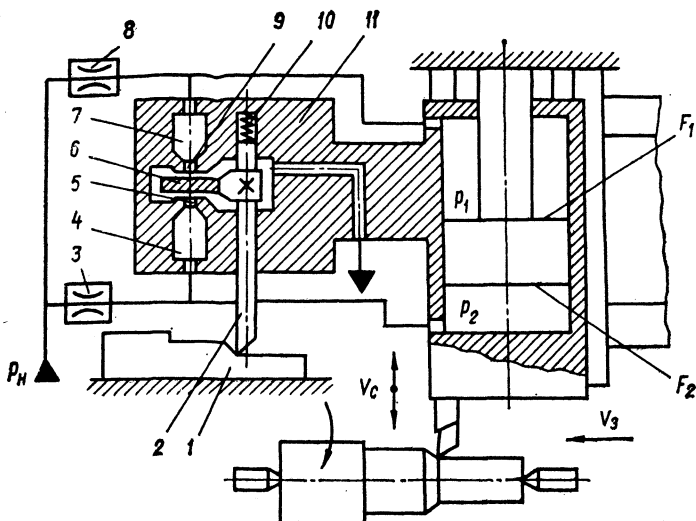


Рис. 6.5. Схема гідравлічного слідкуючого привода з підсилювачем типу сопло-заслінка

дить до зменшення тиску  $p_1$ . Одночасно щілина  $S_3$  збільшується, а щілина  $S_4$  зменшується, що приводить до збільшення тиску  $p_2$ . Через різницю тисків  $p_2$  і  $p_1$  поршень із слідкуючою кареткою переміщується теж вгору, услід за золотником. Оскільки корпус золотника жорстко закріплений на слідкуючій каретці (зворотний зв'язок), то він теж переміщується вгору, намагаючись зайняти нейтральне положення відносно золотника.

Таким чином, в процесі роботи корпус золотника з кареткою приладу стежить за положенням золотника, постійно прагнучи зайняти нейтральне положення відносно золотника, а оскільки останній у своєму русі повторює профіль копіра, то і будь-яка точка каретки, зокрема вершина різця, повторить на деталі 7 форму копіра. У зв'язку з тим що у цьому приводі тиски змінюються з двох боків навантаження, то передавальна функція  $W_F$  може мати будь-яке значення. Оскільки ефективність регулювання найвища для слідкуючого привода з чотирикромочним золотником, то він потребує меншого сигналу керування (переміщення золотника) для одержання такого ж ефекту, як і в системах, розглянутих раніше. Тому цей привід забезпечує найбільш високу точність відтворення профілю копіра на деталі.

**Слідкуючий привід з гідропідсилювачем типу сопло-заслінка.** У цьому приводі (рис. 6.5) робоча рідина від насоса під тиском подається через входні постійні дроселі 3 і 8 у міждросельні камери

4 і 7 гідропідсилювача. Ці камери сполучені відповідно з верхньою і нижньою порожнинами робочого циліндра. Рідина з міждросельних камер може виходити на злив через дроселюючі щілини, створені торцями сопел 5 і 9 і заслінкою 6, яка приводиться в рух від шупа 2.

На початку роботи звільнена від фіксатора заслінка 6 під дією пружини 10 переміщується вниз відносно корпусу 11. При цьому зменшується площа перерізу дроселюючої щілини між заслінкою 6 і соплом 5 та збільшується площа перерізу щілини між заслінкою 6 і соплом 9. В результаті цього тиск у міждросельній камері 4 зростає, а в міждросельній камері 7 падає. Оскільки ці камери сполучені з порожнинами робочого циліндра, то тиск відповідно збільшується у поршневій і зменшується у штоковій порожнині циліндра і під дією різниці тисків, що створилася, робочий циліндр переміщується вниз. Коли шуп 2 торкнеться копіра 1, заслінка залишиться нерухомою, а корпус 11 з робочим органом і циліндром ще деякий час буде переміщатися вниз, внаслідок чого тиск у міждросельній камері 7 збільшується, а в камері 4 зменшується. Це буде відбуватися до того, моменту, коли заслінка займе нейтральне положення відносно корпусу. При цьому тиски у міждросельних камерах будуть такими, що створюється рівність зусиль, які діють на циліндр з двох боків ( $p_1 F_1 = p_2 F_2$ ), і циліндр залишиться нерухомим, тобто  $v_0 = 0$ .

Якщо тепер надати системі поздовжню задаючу подачу із швидкістю  $v_3$ , буде здійснюватися обробка циліндричної поверхні. За наявності на копії виступу останній, долаючи зусилля пружини, перемістить вверх шуп із заслінкою, що приведе до збільшення тиску в камері 7 та зменшення тиску в камері 4. Створений перепад тиску примусить циліндр з робочим органом (різцем) переміщатися вверх. Завдяки зворотному зв'язку (жорстке закріплення корпусу 11 підсилювача) корпус також буде переміщатися вверх, зменшуючи величину керуючого сигналу, тобто вирівнюючи тиски у камерах 7 та 4 до такої величини, коли циліндр буде знову знаходитись у стані рівноваги.

Якщо на копії є западини, то шуп із заслінкою під дією пружини переміщується вниз і в результаті цього тиск у камері 4 зростає, а в камері 7 падає. Створений перепад тиску примусить циліндр переміщатися вниз відповідно до нахилу профілю копіра.

Ця система має високу чутливість і точність, оскільки зусилля керування (переміщення заслінки) є зовсім малим. Але в такому вигляді вона може застосовуватися тільки для приводів малої потужності. При значних тисках витоки рідини через сопла досягають значної величини, і система має дуже низький ККД.

**Слідкуючий привод з гідропідсилювачем із струминною трубкою.** У цьому приводі (рис. 6.6) робоча рідина від насоса під тиском  $p_n$  нагнітається у струминну трубку 3. Завдяки невеликому перерізу насадка струминної трубки рідина витікає з неї із швидкістю 40...

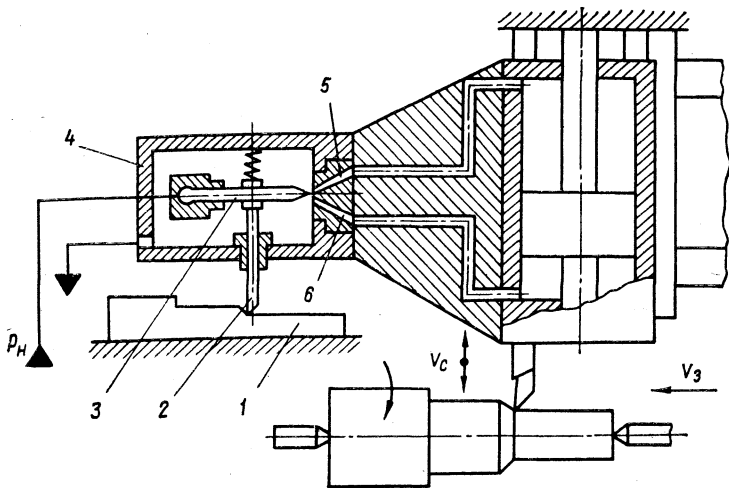


Рис. 6.6. Схема гідравлічного слідкуючого привода з підсилювачем із струминною трубкою

50 м/с і має високу кінетичну енергію. Струмін рідини з високою кінетичною енергією, що витікає із струминної трубки, потрапляє в приймальні сопла 5 і 6, де кінетична енергія перетворюється у статичний тиск рідини. При нейтральному положенні трубки відносно приймальних сопел 5 і 6 тиск рідини в цих соплах і відповідно у порожнинах робочого циліндра буде однаковим, і циліндр буде знаходитись у рівновазі (нерухомому стані), тобто  $v_0 = 0$ .

При звільненні від фіксатора щупа 2 під дією пружини струминна трубка відхиляється вниз, завдяки чому тиск рідини в приймальному соплі 6 збільшується, а в соплі 5 — зменшується. В результаті створеного перепаду тиску в порожнинах робочого циліндра останній буде переміщатися вниз. Коли щуп 2 торкнеться копіра 1, струминна трубка зупиниться, а робочий циліндр з жорстко закріпленим на ньому корпусом 4 струминної трубки ще деякий час буде рухатись. При цьому приймальні сопла опускаються відносно кінця струминної трубки і тиск в них буде вирівнюватися. Коли приймальні сопла займуть нейтральне положення відносно струминної трубки, настане рівновага і циліндр зупиниться.

Якщо тепер надати системі поздовжню задаючу подачу із швидкістю  $v_3$ , то, за наявності на копії виступу, останній, долаючи зусилля пружини, переміщує вгору щуп із струминною трубкою (струминна трубка може повертатися на поворотних цапфах), що призводить до збільшення тиску у приймальному соплі 5 і відповідно у верхній порожнині циліндра і до зменшення тиску в приймальному соплі 6 і відповідно у нижній порожнині циліндра. Різниця тисків,

що створилася, спричиняє переміщення вверх циліндра (різця). Завдяки зворотному зв'язку (жорстке закріплення корпуса розподільника і робочого органа — циліндра) приймальні сопла 5 і 6 теж переміщуються вверх, вирівнюючи тиск у порожнинах циліндра. Таким чином, сигнал керування (переміщення щупа від копіра) збільшує різницю тиску у порожнинах циліндра, а зворотний зв'язок (негативний) спрямований на зменшення неузгодження і приводить до зменшення різниці тисків у порожнинах силового циліндра. Коли керуючий сигнал буде відпрацьований, різниця тиску у порожнинах циліндра дорівнюватиме нулю і циліндр буде знаходитись у рівновазі, тобто зупиниться.

Цей привод має високу чутливість і точність слідкування. Переваги розподільника із струминною трубкою полягають у тому, що зв'язок між його ланками здійснюється лише струменем рідини, завдяки чому на трубку не впливають незрівноважені сили, які діють на золотник. Крім того, цей розподільник відрізняється малою інерцією і невеликим тертям рухливих частин, що збільшує чутливість і швидкодію слідкуючої системи. Гідропідсилувач цього типу припускає до 100 переключень за секунду. Зусилля для переміщення струминної трубки становить  $(3...5) 10^{-2}$  Н.

Недоліком цього привода є те, що при малих і нульових сигналах керування він має великі витрати робочої рідини. Так, при нейтральному положенні струминної трубки ці витрати дорівнюють максимальній розрахунковій витраті гідродвигуна. Максимальне значення ККД не перевищує 30...35 %.

Тому такі приводи застосовуються у машинобудуванні дуже рідко і тільки для невеликої потужності. Розподільник із струминною трубкою, як і сопло-заслінка, застосовується головним чином як перший ступінь підсилення у двох- і багатокаскадних гідравлічних або електрогідравлічних слідкуючих системах.

### **6.3. Двокаскадні гідравлічні слідкуючі приводи**

Двокаскадний слідкуючий привод з підсилувачем типу сопло-заслінка у першому каскаді. У цьому приводі (рис. 6.7) застосовуються два каскади підсилення. У першому каскаді — гідропідсилувач типу сопло-заслінка, а в другому — чотирикромочний золотник. Привод працює так. Від насоса керування рідина під тиском  $p_k$  через постійні дроселі 3 і 7 поступає у міждросельні камери 4 і 6. Якщо щуп 2 гідропідсилувача сопло-заслінка знаходиться на горизонтальній ділянці копіра 1 при переміщенні всієї системи в поздовжньому напрямку з задаючою подачею із швидкістю  $v_z$ , то система перебуває у рівновазі, оскільки заслінка 5 знаходиться у нейтральному положенні і тиски у камерах 4 і 6, а відтак і в торцевих камерах 10 і 13

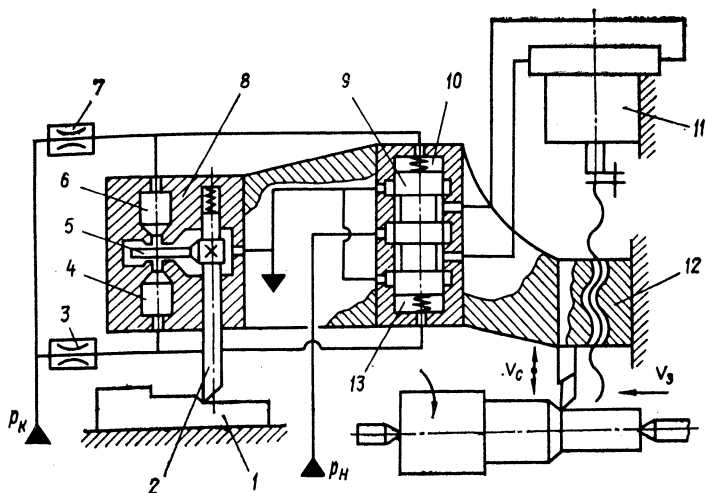


Рис. 6.7. Принципова схема двокаскадного слідкуючого привода з підсилювачем типу сопло-заслінка у першому каскаді

золотника, однакові. Золотник 9 також знаходиться у нейтральному положенні.

Якщо на копії є виступ, то він, долаючи зусилля пружини, переміщує заслінку 5 вгору, в результаті чого тиск у камері 6 гідропідсилювача збільшується (відповідно і в камері 10 золотника) і зменшується у камері 4 (відповідно і в камері 13 золотника). Створений перепад тиску переміщує золотник 9 униз (золотник переміщується на величину, пропорційну зміщенню заслінки відносно нейтрального положення, бо золотник знаходиться під дією двох пружин) і відкриває доступ рідині від основного насоса під тиском  $p_H$  до гідродвигуна 11. Вихідний вал гідродвигуна обертає гвинт робочого органа 12, робочий орган переміщується вгору. Завдяки зворотному зв'язку (жорстке закріплення корпусу 8 гідропідсилювача типу сопло-заслінка з робочим органом 12) разом з робочим органом піднімається вгору і корпус 8, зменшуючи неузгодження (зменшуючи керуючий сигнал — переміщення заслінки відносно сопел). При цьому корпус золотника 9 може розташовуватися будь-де, але найчастіше його розташовують разом з корпусом гідропідсилювача типу сопло-заслінка, тому що в протилежному разі необхідно застосовувати довгі гнучкі шланги для з'єднання гідропідсилювача типу сопло-заслінка із золотником і золотника з виконавчим двигуном. За наявності на копії 1 впадини щуп 2 і заслінка 5 під дією пружини опускаються вниз, в результаті чого тиск у камерах 4 і 13 збільшиться, а в камерах 6 і 10 зменшиться, золотник переміститься

вверх пропорційно переміщенню заслінки. При цьому рідина від основного насоса під тиском  $p_H$  підводиться до другої порожнини гідродвигуна і він починає обертатися у протилежному напрямі. Робочий орган переміщується вниз, а разом з ним по ланцюгу зворотного зв'язку і корпус гідропідсилювача сопло-заслінка, зменшуючи керуючий сигнал. Коли щуп вийде на горизонтальну ділянку копіра, керуючий сигнал буде відпрацьовано, і робочий орган буде нерухомим у напрямку слідкуючої подачі ( $v_c = 0$ ).

**Двокаскадний слідкуючий привод з підсилювачем із голчастим дроселем у першому каскаді.** У цьому приводі (рис. 6.8) у першому каскаді підсилення — розподільник з голчастим дроселем, а в другому — чотирикромочний золотник. Робоча рідина під тиском  $p_K$  поступає від насоса управління в торцеву камеру 4 і через постійний дросель 3 — у міждросельну камеру 8 голчастого дроселя. У нейтральному положенні голки (щупа 2) відносно діафрагми 7 у міждросельній камері 8 створюється такий тиск, що золотник 5 знаходиться у положенні рівноваги і виконавчий орган стає нерухомим у напрямку слідкуючого переміщення ( $v_c = 0$ ).

Якщо тепер надати системі задаючу повздовжню подачу із швидкістю  $v_3$ , то за наявності на копії виступу останній переміщує вверх щуп 2, голку, в результаті чого зменшується площа дроселюючого перерізу діафрагмового дроселя, утвореного голкою щупа 2 і діаф-

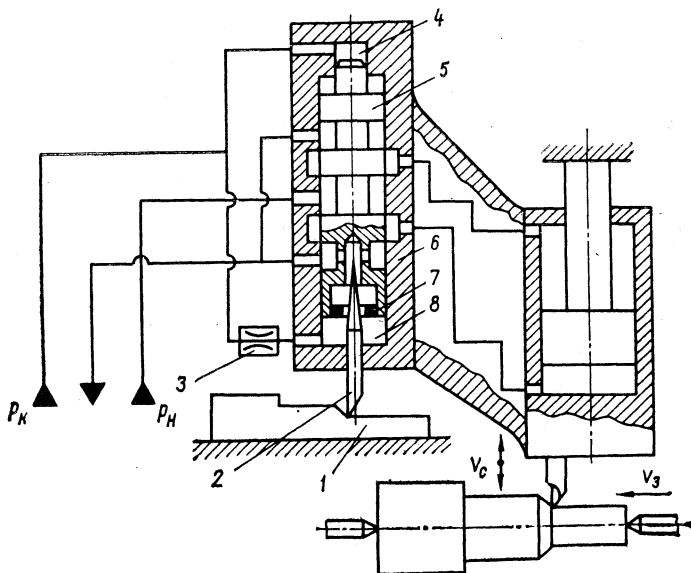


Рис. 6.8. Схема двокаскадного слідкуючого привода з підсилювачем із голчастим дроселем у першому каскаді

рагмою 7. Це призводить до збільшення тиску в камері 8, а оскільки в камері 4 тиск постійний і дорівнює  $p_k$ , то золотник 5 переміщується вгору. Це переміщення золотника пропорційне переміщенню голки завдяки зворотному зв'язку між голкою і золотником. Зворотний зв'язок досягається завдяки жорсткому закріпленню діафрагми 7 і золотника 5. Переміщення золотника вгору викликає подачу рідини від головного насоса під тиском  $p_n$  у верхню порожнину циліндра, і робочий орган (різець) разом з циліндром переміщується вгору. Завдяки зворотному зв'язку (жорстке закріплення корпуса розподільника з виконавчим органом) корпус розподільника теж піднімається вгору, зменшуючи неузгодження (відпрацьовуючи вхідний сигнал) доти, доки встановиться рівновага золотника і він не займе нейтральне положення, внаслідок чого циліндр буде нерухомим у напрямку слідкуючої подачі. За наявності на корпусі 6 впадини шуп переміщується вниз, збільшуючи дроселюючу щілину, створену голкою і діафрагмою 7. Це призводить до зменшення тиску в міждросельній камері 8, а отже, і до переміщення золотника 5 вниз. Це переміщення викликає подачу рідини від головного насоса під тиском  $p_n$  у нижню порожнину циліндра, і циліндр також переміщується вниз, відпрацьовуючи задане неузгодження.

У процесі роботи шуп голки обходить профіль копіра і золотник повторює рух голки завдяки зворотному зв'язку між голкою і золотником. У свою чергу виконавчий орган (різець) повторює рух золотника завдяки зворотному зв'язку між золотником і робочим циліндром.

Отже, комбінація двох рухів — такого, що задається (зі швидкістю  $v_3$ ), і слідкуючого (із швидкістю  $v_c$ ) дозволяє обробляти деталь по профілю, заданому копіром.

Для двох останніх систем характерними є висока точність, чутливість і швидкодія в результаті того, що в першому каскаді підсилення застосовуються високочутливі керуючі підсилювачі. Ці підсилювачі керують силовими золотниками, які, в свою чергу, керують робочими гідродвигунами великої потужності.

#### **6.4. Електрогідрравлічні слідкуючі приводи**

**Комбінований електрогідрравлічний слідкуючий привод.** У цих приводах поєднується електричне або електрогідрравлічне керування з гідрравлічним робочим органом. Наслідком цього є поліпшення умов дистанційного керування, полегшується введення коректуючих зв'язків, що особливо важливо для великих копіювальних верстатів. Електрогідрравлічний слідкуючий привод для токарного верстата (рис. 6.9) змонтовано на поздовжньому супорті 11, який рухається із швидкістю задаючої подачі  $v_3$ . На ньому ж нерухомо закріп-

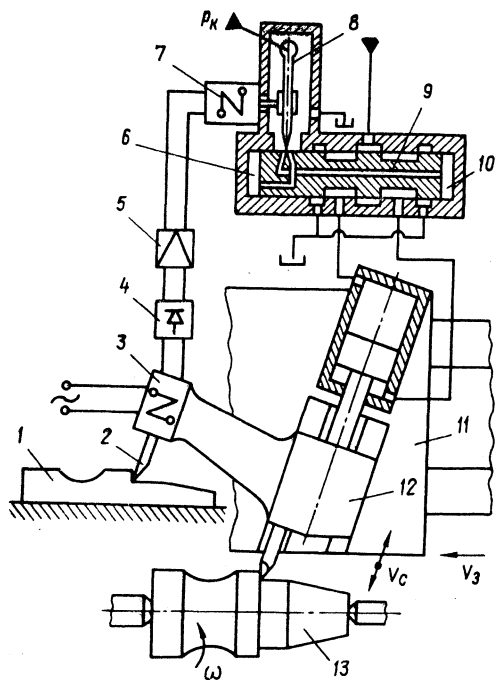


Рис. 6.9. Конструктивна схема електрогідравлічного слідкуючого привода

з ними торцевих камерах 6 і 10 золотника 9 змінюється тиск, що призводить до зміщення золотника точно на величину зміщення кінця струминної трубки, оскільки навантажувальні пружини золотника відсутні і він може знаходитися у спокої лише при однакових тисках у камерах 6 і 10. Таким чином, золотник повторює у певному масштабі переміщення якоря індуктивного датчика. При зміщенні золотника 9 з нейтрального положення рідина, що поступає до нього під тиском  $p_n$ , подається в одну з порожнини гідродвигуна, який переміщує слідкуючу каретку 12 з різцем у напрямку зміщення якоря індуктивного датчика. Але завдяки зворотному зв'язку корпус індуктивного датчика 3 теж переміщується у той же бік, намагаючись зайняти нейтральне положення відносно якоря (щупа).

У результаті слідкуюча каретка 12 через корпус індуктивного датчика 3 слідкує за положенням якоря і вершина різця у своєму русі повторює траєкторію руху щупа, тобто форму копіра, що використовується для копіювальної обробки деталі 13.

У цьому приводі також використано двокаскадний підсилювач із струминною трубкою у першому каскаді.

лено гідроциліндр, який переміщує слідкуючу каретку 12 з різцем у напрямку слідкуючої подачі зі швидкістю  $v_c$ . На слідкуючій каретці 12 жорстко закріплено корпус 3 індуктивного датчика, якір якого з'єднаний із щупом 2. При подачі копір 1 відповідно своєму профілю через щуп 2 зміщує вверх або вниз від нейтрального положення якір індуктивного датчика 3, в якому формується позитивний чи негативний електричний сигнал, що через фазочутливий випрямляч 4 і підсилювач постійного струму 5 поступає на електромеханічний перетворювач 7, повертаючи струминну трубку 8 праворуч або ліворуч. При зміщенні кінця трубки 8 з нейтрального положення (до неї подається рідина під тиском  $p_k$ ) у приймальних соплах і з'єднаних

**Лінійні електрогідравлічні приводи подачі.** У верстатах з ЧПК в останні роки все більше поширюються лінійні електрогідравлічні приводи подачі. Вони дозволяють виконувати керуване за програмою переміщення робочих органів верстата безпосередньо без застосування традиційних гвинтових, зубчастореєчних та інших видів механічних передач, необхідних при використанні електричних або електро-механічних приводів обертального руху.

Основа лінійних електрогідравлічних приводів — гідроциліндр — простий і надійний двигун поступального руху. У сполученні з дросельним розподільником (слідкуючим золотником), керованим малопотужними задаючими електричними пристроями, гідроциліндри являють собою програмований привод, який відповідає усім вимогам, що їх ставлять до приводів у верстатах з ЧПК.

У механізмах подач верстатів з ЧПК робочі органи навантажені змінними за значенням і напрямком силами різання, тому привод з робочим органом звичайно з'єднується безпосередньо, без проміжних передач. Це забезпечує максимальну жорсткість системи, виключаються люфти у з'єднаннях, а технічні характеристики привода відповідають заданим на кінцевій ланці — робочому органі верстата.

Лінійні електрогідравлічні приводи мають ряд істотних переваг порівняно з механічними приводами. Вони забезпечують ефективне регулювання швидкості і мають практично необмежені можливості одержання малих швидкостей руху незалежно від навантаження і зміни температури масла. При керуванні приводом від стандартної системи ЧПК забезпечується висока точність завдання і дотримання заданої швидкості руху, оскільки зовнішні навантаження не передаються на задаючий електродвигун, а швидкість руху вихідної ланки привода строго відповідає частоті обертів валу задаючого двигуна. Вони забезпечують високі точності позиціонування при роботі привода як у замкнутій системі керування, так і в розімкнутій із задаючим кроковим двигуном. Наприклад, при дискретності переміщення 0,01 мм точність позиціонування становить кілька мікрометрів; за таких умов забезпечується максимальна швидкість руху 0,5 м/с.

Крім того, агрегатні, шліфувальні, фрезерноцентрувальні та інші гідрофіковані верстати, що випускаються в даний час для масового автоматизованого виробництва, мають гідравлічний привод шляхом керування. Це не дозволяє використовувати їх у ГВС і вимагає розробки принципово нових схем побудови приводів, які б забезпечували автоматизацію переналадок циклів роботи силових вузлів при зміні об'єктів виробництва і максимальну уніфікацію базових деталей верстатів і силової частини приводів.

Вказана мета може бути реалізована при використанні лінійних електрогідравлічних приводів з автономними задатчиками переміщень як керуючих пристроїв (рис. 6.10.). Силовий стіл 4 із встанов-

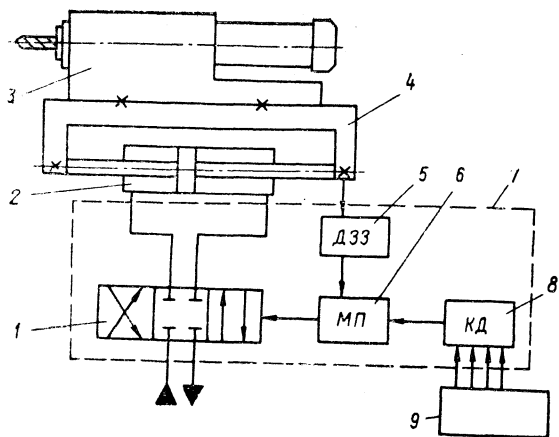


Рис. 6.10. Принципова схема лінійного електрогідравлічного привода

крокового двигуна 8 надходить в механізм порівняння 6, а через датчик зворотного зв'язку 5 у цей же механізм поступає сигнал про фактичне положення робочого органа 3. Якщо між цими сигналами є розбіжність, механізм порівняння 6 видає сигнал і переміщує розподільник 1 у бік зменшення неузгодження між заданим і фактичним положенням робочого органа 3.

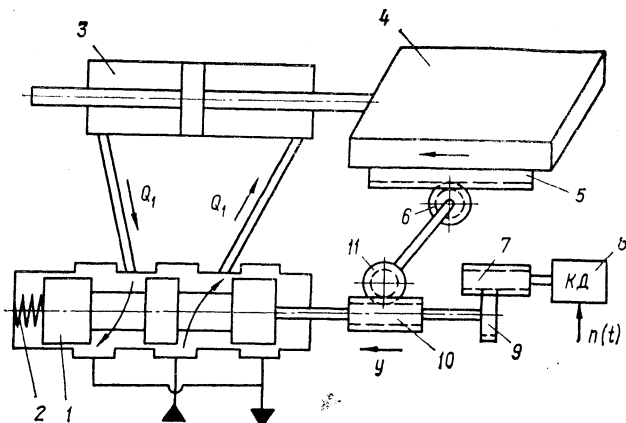
Розглянута схема має ті переваги, які дає лінійний двигун з автономними задатчиками переміщень: гідроциліндр забезпечує відсутність проміжних передач між двигуном і робочим органом верстата, малу інерційність рухливих частин і, як наслідок, високу швидкодію, плавність ходу в широкому діапазоні зміни швидкостей; автономний задатчик дозволяє охопити кінцеву ланку (робочий орган верстата) негативним зворотним зв'язком за положенням і тим самим підвищувати точність і жорсткість привода (зокрема компенсувати пружні і теплові деформації, що виникають у силових елементах привода), а також уберегти його ланки від пошкоджень при перевантаженнях завдяки можливості встановлення додаткових запобіжних елементів; задатчик, що використовується як задаючий кроковий електродвигун, забезпечує простоту й надійну конструкцію привода, бо в цьому випадку відпадає необхідність у встановленні датчиків зворотного зв'язку та в застосуванні відповідних електронних схем керування.

Крім того, виконання задатчика у вигляді малогабаритного автономного пристрою забезпечує простоту вмонтування в існуюче обладнання, що дозволяє уніфікувати силові вузли верстатів, призначених для ГВС.

леним на ньому робочим органом 3 переміщується від гідроциліндра 2. Швидкість і хід встановлюються автономним задатчиком, виконаним у вигляді окремого пристрою 7, який складається з керуючого крокового двигуна 8, дроселюючого розподільника 1, механізмів порівняння 6 і датчика зворотного зв'язку 5.

При роботі лінійного привода 9 з автономними задатчиками переміщень сигнал від системи ЧПУ у вигляді кута повороту

Рис. 6.11. Конструктивна схема лінійного електрогідравлічного привода



Автономний задатчик переміщень (рис. 6.11) має керуючий кроковий електродвигун 8 моделі ШД5-Д1М (ціна імпульса —  $1,5^\circ$ , найбільша частота — 800 імпульсів/с), циліндричну зубчасту передачу з колесами 7 і 9, суматор у вигляді черв'ячної пари 10 і 11, а також дроселюючий гідророзподільник, чотирьохромочний слідкуючий золотник 1 якого притиснуто пружиною 2 до черв'яка 10.

Пристрій керування закріплюють на нерухомій частині верстата і підключають до насосної установки і гідроциліндра 3, що переміщує стіл 4, з'єднаний з черв'ячним колесом 11 суматора через ланцюг зворотного зв'язку, реалізований за допомогою зубчастого колеса 6 і вимірювальної рейки 5.

При роботі привода сигнали, що надходять від системи ЧПК, примушують повертатися вал крокового двигуна. Цей рух передається на черв'як 10 суматора, внаслідок чого золотник зміщується з нейтрального положення, пропускаючи потік масла в гідроциліндр. Поршень циліндра і зв'язаний з ним стіл верстата переміщуються і через ланцюг зворотного зв'язку діють на черв'ячне колесо 11 суматора, повертаючи тим самим золотник у нейтральне положення, внаслідок чого рух робочого органа припиняється.

Таким чином, отримуючи деяке число імпульсів від системи ЧПК, кроковий двигун 8 забезпечує переміщення стола 4 верстата на певну величину, яка визначається програмою роботи верстата.

### 6.5. Компонування гідравлічних слідкуючих приводів на металорізальних верстатах

У промисловості гідравлічні слідкуючі приводи дросельного регулювання найбільшого поширення набули у копіювальних пристроях верстатів. Вони застосовуються тут для відтворення робочим

органом верстата профілю копіра. Кожну точку плоского копіра задано двома координатами, а просторового — трьома. В останньому випадку обробка просторової фігури звичайно здійснюється «строчками», тобто фігура розбивається на кілька плоских перерізів, точки яких визначаються за двома координатами.

Якщо відтворення профілю пов'язане з реверсуванням руху за обома координатами, то застосовують двокоординатні слідкуючі приводи. При виготовленні фасонних або ступінчастих валів на токарних верстатах не потрібна зміна напрямку руху супорта (повдовжньої подачі), тобто для відтворення профілю копіра достатньою є зміна напрямку руху по одній координаті. При фрезеруванні також можна розмістити заготовку на столі фрезерного верстата так, щоб обмежитись реверсуванням руху тільки по одній координаті. У цих випадках застосовуються однокоординатні слідкуючі приводи. При проектуванні копіювальних пристроїв металорізальних верстатів доводиться у першу чергу вирішувати питання про відносний напрямок слідкуючої подачі, тобто про кут  $\gamma$  розташування направляючих слідкуючої каретки у відношенні до направляючих задаючого руху. На металорізальних верстатах застосовуються компоновки копіювальних пристроїв, при яких кут  $\gamma \geq 90^\circ$ . Швидкість результуючої подачі  $v$  по контуру деталі є геометричною сумою двох подач: задаючої подачі із швидкістю  $v_3$  і слідкуючої із швидкістю  $v_c$ . Зрозуміло, що при постійній швидкості задаючої подачі  $v_3$  швидкість результуючої подачі  $v$  по контуру (по дотичній до оброблюваного профілю) у процесі обробки буде змінною, що залежить від кута  $\beta$  нахилу профілю (рис. 6.12). При компонуванні з кутом  $\gamma = 90^\circ$  (рис. 6, 12, а) швидкість результуючої подачі

$$v = \frac{v_3}{\cos \beta} \quad \text{або} \quad \frac{v}{v_3} = \frac{1}{\cos \beta} .$$

Графік залежності співвідношення  $v/v_3$  від кута  $\beta$  нахилу профілю при  $\gamma = 90^\circ$  (рис. 6.13, крива 1) показує, що швидкість подачі  $v$  по контуру суттєво відрізняється від швидкості задаючої подачі  $v_3$  при кутах нахилу профілю  $\beta > 40 \dots 50^\circ$ . Тому застосування подібного компонування ( $\gamma = 90^\circ$ ) обмежується обробкою профілів з кутами нахилу  $(-45 \dots -50^\circ) < \beta < (45 \dots 50^\circ)$ , для яких різниця подач не перевищує 40...45 %. Велике значення, особливо для токарних верстатів, має можливість обробки ступінчастих валів, тобто торцевих поверхонь з кутом  $\beta = 90^\circ$ . При компонуванні ( $\gamma = 90^\circ$ ) така обробка взагалі неможлива, оскільки при постійній задаючій подачі ( $v_3 = \text{const}$ ) результуюча подача по контуру при будь-якій швидкості слідкуючої подачі  $v_c$  завжди буде спрямована по відношенню до задаючої під кутом  $\beta < 90^\circ$  (рис. 6.12, б).

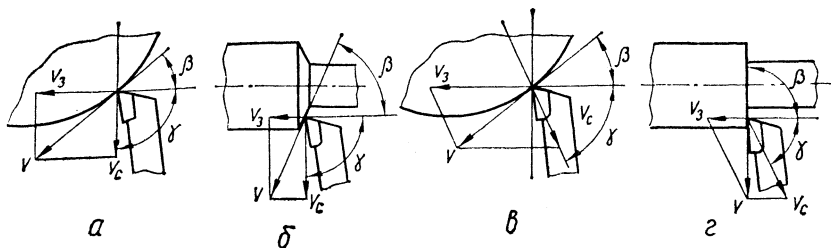


Рис. 6.12. Схеми результуючої подачі при копіювальній обробці

Для можливості обробки торцевих поверхонь, а також для одержання кращого співвідношення подачі по контуру і задаючої подачі при позитивних кутах нахилу профілю застосовується компоування з  $\gamma < 90^\circ$  (рис. 6.12, а). Звичайно для токарних верстатів  $\gamma = 60, 45$  і  $30^\circ$ . При цьому співвідношення швидкостей подач визначається за теоремою синусів

$$\frac{v}{v_3} = \frac{\sin \gamma}{\sin (\beta + \gamma)}$$

Співвідношення  $v/v_3$  подач в залежності від кута профілю  $\beta$  показано на рис. 6.13 (крива 2 для  $\gamma = 60^\circ$ , крива 3 для  $\gamma = 45^\circ$ ).

Чим менший кут  $\gamma$ , тим більш рівномірна подача по контуру при позитивних кутах  $\beta$  нахилу профілю. Однак при цьому зменшується можливість обробки деталей з від'ємними кутами профілю. Практично прийнятним є співвідношення  $1 < v/v_3 < (1,5 \dots 1,8)$ . При  $\gamma = 60^\circ$  можна обробляти деталі з кутами  $(25 \dots 30^\circ) < \beta < 90^\circ$ , а при  $\gamma = 45^\circ$  відповідно  $(15 \dots 20^\circ) < \beta < 105^\circ$ . Кут  $\gamma = 30^\circ$  в основному застосовується для фасонної обробки торцевих поверхонь (діаметр деталі більший від її довжини). У цьому випадку задаючою є поперечна подача (токарний верстат) і фактично  $\gamma = 30^\circ$  відповідає розглянутому випадку з  $\gamma = 60^\circ$ .

При компоуванні з  $\gamma < 90^\circ$  стає можливою обробка торцевих поверхонь, оскільки при цьому подача по контуру може бути спрямована під кутом  $90^\circ$  до задаючої (рис. 6.12, г). Однак при будь-якому компоуванні у слідкуючих приводах однокоординатного копіювання не забезпечується постійність подачі по контуру оброблюваної деталі. Необхідно тільки, щоб її зміни не перевищували допустимі величини.

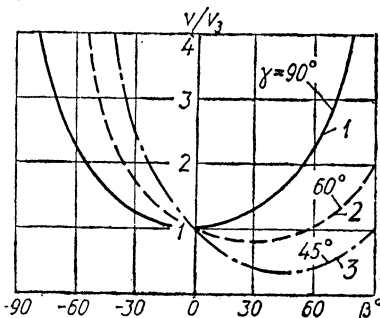


Рис. 6.13. Залежність результуючої подачі від кута нахилу профілю

Отже, для токарних верстатів можна рекомендувати компоновання з  $\gamma = 60, 45$  і  $30^\circ$ , оскільки тут переважають деталі з великими позитивними кутами профілю, а для інших верстатів (фрезерних, стругальних, шліфувальних) — компоновання з  $\gamma = 90^\circ$ , бо на цих верстатах обробляються переважно симетричні деталі. Однак у всіх випадках можливості обробки обмежені кутами профілю.

### 6.6. Статичні розрахунки гідравлічних слідкуючих приводів

Точність та жорсткість гідравлічних слідкуючих приводів в усталених режимах роботи, тобто при постійних швидкостях і навантаженнях, визначаються їхніми статичними характеристиками. Статичні характеристики виражають функціональну залежність між похибкою відтворення (неузгодженням) профілю деталі, швидкістю переміщення (швидкістю слідкування) робочого органа і діючим на нього статичним навантаженням. Щоб одержати рівняння статичних характеристик для спрощення розрахунків, нехтуємо витоками (втратами) рідини через радіальний зазор у золотниках, оскільки через невелику величину зазорів ці витоки досить малі по відношенню до витрат через прохідні перерізи, створені робочими кромками золотника і втулки. Крім того, вважаємо кромки золотника і втулки гострими, що не мають заокруглень.

Рівняння статичних характеристик можна одержати спільним розв'язанням рівнянь нерозривності витікання потоків рідини через прохідні перерізи і статичної рівноваги виконавчого робочого органа приводу. Розглянемо методику визначення статичних характеристик при-

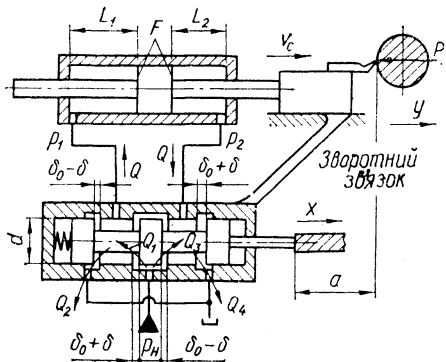


Рис. 6.14. Розрахункова схема слідкуючого привода з чотирьохкромковим золотником

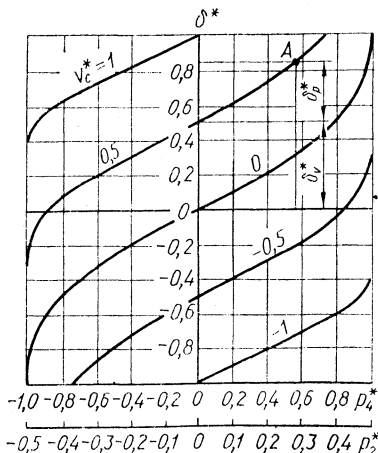


Рис. 6.15. Статичні характеристики слідкуючого привода з дво- та чотирьохкромковим золотником

вода на прикладі привода із чотирикромочним золотником (рис. 6.14), вважаючи підведений до нього тиск постійним. При застосуванні золотника із негативним перекриттям і гідродвигуна з передавальною функцією  $W_F = 1$  у нейтральному положенні золотника початкові відкриття усіх чотирьох дроселюючих щілин будуть дорівнювати  $\delta_0$ . У процесі слідкування (роботи привода) переміщення  $y$  робочого органа, а отже, і корпуса золотника (зворотний зв'язок) запізнюється по відношенню до переміщення  $x$  золотника на величину  $\delta$ , тобто у кожний момент часу  $\delta = x - y$ .

Ця величина являє собою різницю вхідного  $x$  і вихідного  $y$  сигналів і є поточною похибкою слідкування (неузгодженням), яка органічно властива працюючому слідкуючому приводу, оскільки він відпрацьовує неузгодження  $\delta = x - y$  (рис. 5.1). Якщо неузгодження  $\delta = 0$ , то гідродвигун знаходиться у стані рівноваги і слідкуючий рух відсутній. Таким чином, у нейтральному положенні встановлюється цілком певна відстань  $a$  між вершинами різця і щупа. В процесі слідкування ця відстань постійно змінюється на величину  $\delta$ , що залежить від швидкості слідкування, тобто від крутості профілю оброблюваної деталі і величини навантаження. Задачею статичного розрахунку є визначення неузгодження  $\delta$  у кожний момент слідкування.

Як зазначалося вище, статичний розрахунок здійснюється спільним розв'язанням рівнянь нерозривності потоків рідини через керуючий елемент, тобто через слідкуючий золотник, та рівняння статичної рівноваги робочого органа.

Для чотирикромочного золотника (рис. 6.14) рівняння нерозривності потоків рідини

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2, \\ Q_4 &= Q + Q_3, \end{aligned} \quad (6.1)$$

де  $Q$  — витрата рідини на переміщення поршня (робочого органа) із швидкістю  $v_c$ , тобто  $Q = v_c F$ ;  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  — витрати через відповідні дроселюючі щілини золотника.

Ці витрати можемо також визначити через геометричні параметри золотника і параметри системи (рис. 6.14):

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \mu b (\delta_0 + \delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} \\ Q_2 &= \mu b (\delta_0 - \delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} \\ Q_3 &= \mu b (\delta_0 - \delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_2)} \\ Q_4 &= \mu b (\delta_0 + \delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \end{aligned} \right\}, \quad (6.2)$$

де  $b$  — довжина дроселюючих щілин золотника,  $b = \pi d$ ;  $p_n$  — тиск живлення,  $p_n = \text{const}$ ;  $p_1, p_2$  — тиск у відповідних порожнинах циліндра;  $\rho$  — щільність рідини;  $\mu$  — коефіцієнт витрат через дроселюючі щілини золотника.

Зважаючи на повну симетрію привода, з рівняння (6.1) дістаємо

$$Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3,$$

або після підстановки значень витрат (рівняння 6.2)

$$\begin{aligned} & (\delta_0 + \delta) \sqrt{(p_n - p_1)} - (\delta_0 - \delta) \sqrt{p_1} = \\ & = (\delta_0 + \delta) \sqrt{p_2} - (\delta_0 - \delta) \sqrt{(p_n - p_2)}. \end{aligned}$$

Рішенням цього рівняння на всьому діапазоні зміни витрат буде

$$p_1 + p_2 = p_n. \quad (6.3)$$

Умовою статичної рівноваги робочого органа є рівність

$$p_1 F - p_2 F = P \quad \text{або} \quad p_1 - p_2 = p = \frac{P}{F}, \quad (6.4)$$

де  $P$  — статичне навантаження (сумарна сила опору);  $p$  — перепад тиску гідродвигуна навантаження;  $F$  — ефективна площа циліндра.

Спільне розв'язання рівнянь (6.3) та (6.4) дає значення тисків

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{2} (p_n + p), \\ p_2 &= \frac{1}{2} (p_n - p) \end{aligned} \right\}. \quad (6.5)$$

З рівняння (6.1) одержуємо вираз витрати рідини для переміщення гідродвигуна робочого органа

$$Q = Q_1 - Q_2,$$

або з урахуванням рівнянь (6.2) та (6.5)

$$Q = \mu \delta (\delta_0 + \delta) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p)} - \mu b (\delta_0 - \delta) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n + p)}.$$

Відомо, що за відсутності навантаження ( $p = 0$ ) привод із золотниковим підсилювачем характеризується лінійною залежністю витрат від керуючого сигналу, тобто останнє рівняння може бути представлено у вигляді

$$Q = k_Q^0 \delta,$$

де  $k_Q^0$  — коефіцієнт підсилення привода за витратою за відсутності навантаження,

$$k_Q^0 = \left. \frac{dQ}{d\delta} \right|_{p=0} = 2\mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}. \quad (6.6)$$

З урахуванням значення  $Q = v_0 F$  остаточно одержуємо рівняння статичної характеристики

$$v_c = \frac{1}{2} k_v^0 \delta_0 \left[ \left( 1 + \frac{\delta}{\delta_0} \right) \sqrt{1 - \frac{p}{p_n}} - \left( 1 - \frac{\delta}{\delta_0} \right) \sqrt{1 + \frac{p}{p_n}} \right], \quad (6.7)$$

або у відносних значеннях параметрів

$$v_c^* = \frac{1}{2} [(1 + \delta^*) \sqrt{1 - p^*} - (1 - \delta^*) \sqrt{1 + p^*}], \quad (6.8)$$

де  $k_v^0$  — коефіцієнт підсилення привода по швидкості за відсутності навантаження,  $k_v^0 = k_Q^0 / F$ .

Тут і далі зірочкою позначені відносні величини:

$$v_c^* = \frac{v_c}{k_v^0 \delta_0}; \quad \delta^* = \frac{\delta}{\delta_0}; \quad p^* = \frac{p}{p_n} = \frac{P}{p_n F} = P^*.$$

Розв'язуючи рівняння (6.8) відносно  $\delta^*$ , одержуємо вираз для визначення неузгодження привода

$$\delta^* = \frac{2v_c^*}{\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*}} + \frac{2p^*}{(\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*})^2}. \quad (6.9)$$

Статичні характеристики  $\delta^* = f(p^*)$  привода при різних значеннях  $v_c^*$ , побудовані за рівнянням (6.9), зображено на рис. 6.15. Слідкуючому приводу з чотирикромочним золотником відповідає масштаб  $p_4^*$  по осі абсцис. Масштаб  $p_2^*$  по осі абсцис відповідає приводу з двокромочним золотником. Ці характеристики показують, що залежність  $\delta^* = f(p^*)$  близька до лінійної в інтервалі навантажень  $-0,6 < p^* < 0,6$ .

Аналіз статичних характеристик показує, що похибка слідкування (неузгодження) залежить від швидкості переміщення і навантаження привода, тобто складається із швидкісної  $\delta_v$  і тягової  $\delta_p$  похибок ( $\delta = \delta_v + \delta_p$ ). Так привод при навантаженні  $p^* = 0,55$  та швидкості  $v_c^* = 0,5$  (т. А на рис. 6.15) характеризується неузгодженням  $\delta^* = 0,83$ , яке складається із швидкісної помилки  $\delta_v^* = 0,5$  та тягової  $\delta_p^* = 0,33$ .

Щоб слідкуючий циліндр почав переміщатися навіть за відсутності навантаження, необхідним стає неузгодження  $\delta_v$  (зміщення золотника з нейтрального положення) для пропуску в циліндр певної кількості рідини. Отже, чим більша швидкість слідкування, тим більшим повинно бути зміщення золотника з нейтрального положення. Це зміщення  $\delta_v$  і є швидкісною похибкою слідкування, яка може бути визначена аналітично з рівняння (6.9), якщо навантаження  $p^* = 0$ . Тоді

$$\delta_v^* = v_c^*, \quad \delta_v = \frac{v_c}{k_v^0}. \quad (6.10)$$

Величина цієї похибки визначається коефіцієнтом підсилення за швидкістю, який можна одержати, продиференціювавши рівняння (6.8) по  $\delta^*$ :

$$k_v^* = \frac{dv_c^*}{d\delta^*} = \frac{1}{2} (\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*}), \quad k_p = k_v^* k_v^0 \quad (6.11)$$

Коефіцієнт  $k_v^*$  залежить від величини навантаження, оскільки кожному навантаженню відповідає своя швидкісна характеристика. Залежність  $k_v^* = f(p^*)$  зображено кривою 1 на рис. 6.16. Із збільшенням навантаження коефіцієнт підсилення за швидкістю зменшується, що відповідає збільшенню швидкісної похибки. Але це падіння незначне. Воно не перевищує 9 % при зміні навантаження до  $p^* = \mp 2/3$ .

Щоб слідкуючий циліндр міг сприймати навантаження, необхідно в його порожнинах створити відповідний цьому навантаженню перепад тиску (рівняння 6.4). Для цього навіть за відсутності слідкуючого руху золотник повинен зміститися з нейтрального положення на величину неузгодження  $\delta_p$ . Очевидно, що чим більше навантаження на слідкуючий циліндр, тим більшим повинно бути зміщення золотника. Це зміщення  $\delta_p$  і є тяговою похибкою слідкування. Її можна визначати також з рівняння (6.9), прирівнявши до нуля швидкість слідкування  $v_c^* = 0$ . Тоді

$$\delta_p = \frac{2p^*}{(\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*})^2}, \quad \delta_p = \delta_p^* \delta_0 \quad (6.12)$$

Величина цієї похибки визначається коефіцієнтом підсилення привода за навантаженням (тиском), який є фактично жорсткістю системи, оскільки виражає зусилля, яке розвивається циліндром на одиницю неузгодження. Оскільки залежність коефіцієнта підсилення за навантаженням від швидкості слабо виражена, то для спрощення його визначають для випадку  $v_c^* = 0$ . Продиференціювавши одержаний з рівняння (6.8) при  $v_c^* = 0$  вираз навантаження  $p^*$  по  $\delta^*$ , дістаємо

$$p^* = \frac{2\delta^*}{1 + \delta^{*2}}; \quad k_p^* = \left. \frac{dp^*}{d\delta^*} \right|_{v_c=0} = \frac{2(1 - \delta^{*2})}{(1 + \delta^{*2})^2},$$

або, підставивши значення  $\delta^*$  з рівняння (6.9), маємо

$$k_p^* = \sqrt{1-p^{*2}} (1 - \sqrt{1-p^{*2}}), \quad k_p = k_p^* \frac{p_{нF}}{\delta_0} \quad (6.13)$$

Залежність жорсткості  $k_p^*$  системи від величини навантаження зображено лінією 1 на рис. 6.17. Із збільшенням навантаження жорсткість системи падає і при максимальному навантаженні дорівнює нулю, тобто привод зупиняється. Як правило, у верстатобудуванні

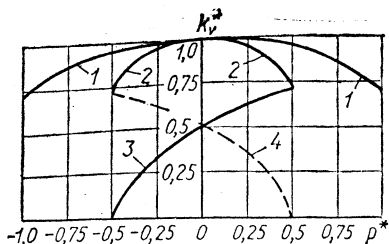


Рис. 6.16. Залежність коефіцієнта підсилення по швидкості від навантаження

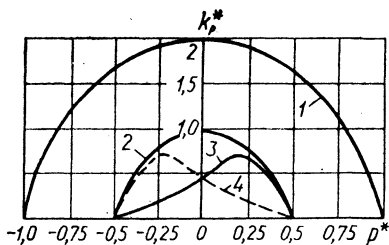


Рис. 6.17. Залежність жорсткості приводів від навантаження

слідкуючий привод працює при навантаженнях, що досягають  $\rho^* = \frac{1}{2} \dots \frac{2}{3}$ . При такій зміні навантаження жорсткість падає на 20... 32 %.

Важливою характеристикою привода є зона нечутливості, тобто величина зміщення золотника з нейтрального положення, необхідна для початку руху робочого органа.

Вона визначається неузгодженням для подолання сил тертя  $R_T$  робочого органа та гідродвигуна. Вираз для визначення зони нечутливості можна одержати з рівняння (6.9), прийнявши  $v_c^* = 0$  та  $\rho^* = \rho_T^* = \frac{R_T}{\rho_{цФ}}$ :

$$\delta_n^* = \frac{2\rho_T^*}{(\sqrt{1 + \rho_T^*} + \sqrt{1 - \rho_T^*})^2} \quad (6.14)$$

При реверсуванні привода зі зміною знака навантаження зона нечутливості подвоюється (рис. 6.18).

Аналогічно до розглянутого вище визначаються статичні характеристики для слідкуючих систем з одно- та двокромочними золотниками.

Викликає інтерес порівняння статичних характеристик та коефіцієнтів підсилення  $k_v^*$  і  $k_p^*$  для систем із одно-, дво- та чотирикромочним золотниками.

Для слідкуючого привода з двокромочним золотником статичні характеристики повністю аналогічні характеристикам привода з чотирикромочним золотником, але він може сприймати у два рази менші навантаження (рис. 6.15, масштаб  $\rho_2^*$ ). Залежність  $k_v^* = f(\rho^*)$  (рис. 6.16, крива 2) аналогічна кривій 1 для привода з чотирикромочним золотником, але при навантаженнях удвічі менших. Жорсткість  $k_p^*$  цього привода змінюється за тим же законом, що і для привода з чотирикромочним золотником (рис. 6.17, крива 2), але для навантажень удвічі менших. Крім того, жорсткість даного

привода при нульовому навантаженні удвічі менша за жорсткість привода із чотирикромочним золотником.

Зона нечутливості визначається аналогічно приводу з чотирикромочним золотником (рис. 6.18), але вона буде вдвічі більшою.

Для привода з однокромочним золотником статичні характеристики (рис. 6.19) несиметричні, тобто при різних напрямках дії навантаження характеристики привода значною мірою відрізняються. Залежність  $k_v^* = f(p^*)$  зображено кривою 3 (рис. 6.16). Коефіцієнт підсилення за швидкістю при нульовому навантаженні у два рази менший за коефіцієнти приводів з дво- та чотирикромочним золотниками, але із збільшенням позитивного навантаження (сприймається більшою площею диференційного циліндра) він зростає та при  $p^* = 0,5$  стає рівним коефіцієнту  $k_v^*$  привода з двокромочним золотником. При збільшенні негативного навантаження (сприймається меншою площею циліндра) коефіцієнт  $k_v^*$  зменшується до нуля при  $p^* = -0,5$ . Якщо переорієнтувати слідкуючий привод (гідродвигун із слідкуючим золотником) на  $180^\circ$  по відношенню до звичайних (прийнятих) напрямків дії навантаження, то зміна коефіцієнта  $k_v^*$  буде описуватися кривою 4 (штрихова лінія на рис. 6.16).

Залежність жорсткості  $k_p^*$  цього привода від навантаження  $p^*$  зображено кривою 3 на рис. 6.17. Жорсткість цього привода при нульовому навантаженні у два рази менша за жорсткість привода з двокромочним золотником і в чотири рази менша за жорсткість привода з чотирикромочним золотником. Щоправда, жорсткість цього привода зростає від  $k_p^* = 0,5$  при  $p^* = 0$  до максимальної  $k_p^* = 0,65$  при  $p^* = 0,25$  і потім зменшується приблизно за тим же законом, що

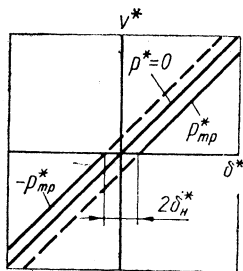


Рис. 6.18. Схеми зони нечутливості слідкуючих приводів

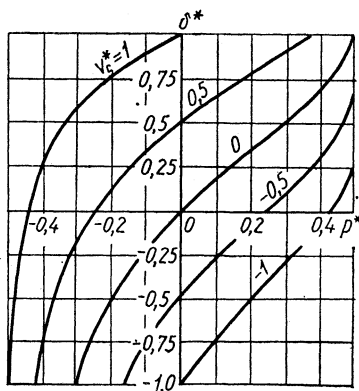


Рис. 6.19. Статична характеристика слідкуючого привода з однокромковим золотником

і для привода з двокромочним золотником, до  $k_p^* = 0$  при  $p^* = 0,5$ . При збільшенні негативного навантаження жорсткість системи різко знижується до нуля при  $p^* = -0,5$ . Якщо повернути слідкуючий привод на  $180^\circ$  по відношенню до звичайних напрямків дії навантаження, то характер зміни жорсткості у цьому випадку буде визначатися кривою 4 (рис. 6.17).

### **6.7. Динамічний розрахунок гідравлічних слідкуючих приводів**

Точність та жорсткість гідравлічних слідкуючих приводів, що визначаються їхніми статичними характеристиками, можуть бути досягнені лише за умови забезпечення стійкості слідкуючих рухів робочих органів верстатів. Більше того, необхідно забезпечити потрібну динамічну якість проектованого привода, що неможливо без динамічних розрахунків.

Динамічний розрахунок має на меті визначення параметрів (або перевірку одержаних у статичному розрахунку значень параметрів), які задовольняють задані показники динамічної якості привода, і полягає у складанні і наступному розв'язанні диференційних рівнянь руху виконавчих робочих органів. Це надзвичайно складна задача, оскільки окремі елементи слідкуючого привода мають нелінійні статичні характеристики. Для виконання поставленої задачі у загальному вигляді (у першому наближенні) розглядають лінеаризовану модель гідравлічного слідкуючого привода, нехтуючи суттєвими нелінійностями типу кулонового (сухого) тертя та лінеаризуючи статичні характеристики привода. Такий розгляд правомірний тільки при малих відхиленнях координат від їхніх усталених значень.

Розглянемо методику розрахунку динамічних характеристик привода на прикладі найбільш простої лінеаризованої моделі однокоординатної гідравлічної системи з чотирьохкромочним золотником (рис. 6.14). Диференційні рівняння, що описують динаміку привода, повинні базуватися на основних законах механіки та гідравліки. Для певних елементів та контурів існують уже одержані раніше рівняння, так що необхідно тільки підраховувати коефіцієнти, які відповідають даній системі. Динамічний розрахунок, тобто одержання диференційних рівнянь руху привода, здійснюємо спільним розв'язком рівнянь витрати рідини у контурі «золотник — гідродвигун» та рівнянь динамічної рівноваги гідродвигуна з виконавчим робочим органом. При цьому, розв'язуючи рівняння витрати рідини, слід враховувати додаткову витрату, необхідну для компенсації стискання рідини і її витоків. Ці витрати мають велике значення для визначення характеру перехідних процесів, оскільки у перехідних проце-

сах перепад тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  робочого органа не залишається постійним.

Запишемо рівняння нерозривності потоків рідини відповідно через ліву і праву проточки золотника (рис. 6.14):

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2 + Q'_{\text{ст}} + Q_{\text{вт}} \\ Q_4 &= Q + Q_3 - Q''_{\text{ст}} + Q_{\text{вт}} \end{aligned} \right\}, \quad (6.15)$$

де  $Q'_{\text{ст}}$ ,  $Q''_{\text{ст}}$  — витрати для компенсації стисливості рідини і податливості елементів гідропривода відповідно для лівої і правої порожнини циліндра;  $Q_{\text{вт}}$  — витрата для компенсації витоків рідини (з однієї порожнини циліндра в другу).

Якщо скласти рівняння (6.15) одне з одним, одержуємо рівняння балансу витрат у приводі

$$Q_d = Q + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{вт}}, \quad (6.16)$$

де  $Q_d = \frac{1}{2} [(Q_1 - Q_2) + (Q_4 - Q_3)]$ ;

$$Q_{\text{ст}} = \frac{1}{2} [(Q'_{\text{ст}} - Q''_{\text{ст}})]. \quad (6.17)$$

Розглянемо по черзі складові цього рівняння. Витрата  $Q_d$  визначається витратами  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  та  $Q_4$  через щілини керуючого золотника і описується рівняннями (6.2). Ці рівняння являють собою нелінійні залежності двох змінних  $\delta$  і  $p_1$  або  $\delta$  і  $p_2$ . Це призводить до одержання нелінійних диференціальних рівнянь руху привода, розв'язання яких викликає значні труднощі, а результати розв'язань мають великі відхилення від дійсних (реальних) характеристик. Оскільки слідкуючі приводи застосовуються у верстатах копіювальних пристроїв високої точності, то змінні вказаних рівнянь (6.2) витрат мають незначні відхилення від їхніх встановлених значень. У цих умовах можлива лінеаризація нелінійних залежностей в області незначних відхилень (варіації) параметрів. Проведемо лінеаризацію рівнянь (6.2) розкладанням їх у ряд Тейлора за двома змінними  $\delta$  і  $p_1$  або  $\delta$  і  $p_2$ . При цьому початкові значення змінних, в межах яких здійснюється лінеаризація, визначаються початковими умовами, коли робочий орган знаходиться у стані рівноваги  $\delta_n = 0$ ,  $p_{1n} = \frac{1}{2} p_n$ ,

$p_{2n} = \frac{1}{2} p_n$ . Обмежувачись першою похідною розкладу, для витрати  $Q_1$  дістаємо

$$Q_1 = \frac{1}{2} k_Q^0 \delta_0 + \frac{1}{2} k_Q^0 (\delta - \delta_n) - \frac{1}{2} k_Q^0 \frac{\delta_0}{p_n} (p_1 - p_{1n}),$$

або

$$Q_1 = \frac{3}{4} k_Q^0 \delta_0 + \frac{1}{2} k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_1, \quad (6.18)$$

де  $k_{Qp}$  — коефіцієнт підсилення за витратою залежно від навантаження

$$k_{Qp} = \frac{dQ_1}{dp_1} = \frac{1}{2} k_Q^0 \frac{\delta_0}{p_H} = \frac{\mu b \delta_0}{V \rho p_H}.$$

Аналогічно проводимо лінеаризацію інших витрат і дістаємо систему лінійних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{3}{4} k_Q^0 \delta_0 + \frac{1}{2} k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_1 \\ Q_2 &= \frac{1}{4} k_Q^0 \delta_0 - \frac{1}{2} k_Q^0 \delta + k_{Qp} p_1 \\ Q_3 &= \frac{3}{4} k_Q^0 \delta_0 - \frac{1}{2} k_Q^0 \delta - k_{Qp} p_2 \\ Q_4 &= \frac{1}{4} k_Q^0 \delta_0 + \frac{1}{2} k_Q^0 \delta + k_{Qp} p_2 \end{aligned} \right\}. \quad (6.19)$$

Підставляючи значення розходів (рівняння 6.19) у рівняння (6.18), маємо

$$Q_d = Q_\delta + Q_p, \quad (6.20)$$

де  $Q_\delta$  — витрата, яка залежить від зміщення золотника,

$$Q_\delta = k_Q^0 \delta; \quad (6.21)$$

$Q_p$  — витрата, яка залежить від навантаження привода,

$$Q_p = k_{Qp} (p_1 - p_2) = k_{Qp} p. \quad (6.22)$$

Витрата  $Q$ , необхідна для переміщення робочого органу із швидкістю слідкування  $v_c$ , без урахування стисливості рідини буде

$$Q = F v_c = F \frac{dy}{dt}, \text{ або } Q = F s y, \quad (6.23)$$

де  $s$  — оператор диференціювання (оператор Лапласа),  $s = \frac{d}{dt}$ ;  $y$  — переміщення робочого органу.

У динамічних розрахунках необхідно враховувати стисливість робочої рідини в керованих об'ємах:

$$Q_{ст} = \frac{1}{2} (Q'_{ст} - Q''_{ст}). \quad (6.24)$$

У більшості випадків при коротких трубопроводах, що з'єднують гідродвигун із золотником, досить практично враховувати лише стискування рідини у порожнинах гідроциліндра:

$$Q'_{ст} = V_1 \beta_{пр} \frac{dp_1}{dt}, \quad (6.25)$$

$$Q''_{ст} = V_2 \beta_{пр} \frac{dp_2}{dt}, \quad (6.26)$$

де  $V_1, V_2$  — стискувані об'єми рідини,  $V_1 = FL_1, V_2 = FL_2$ ;  $L_1, L_2$  — довжини лівої та правої порожнини циліндра;  $\beta_{\text{пр}}$  — приведений коефіцієнт стисливості рідини з урахуванням податливості трубопроводів та циліндра.

У випадках, коли об'єм рідини у трубопроводах близький до об'єму рідини у порожнинах гідроциліндра (сумірний з ним), необхідно враховувати стисливість рідини і в трубопроводах. Продиференціювавши рівняння (6.3) за часом  $t$ , одержуємо

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{dp_2}{dt} \quad (6.27)$$

Підставивши рівняння (6.25), (6.26) та (6.27) у рівняння (6.24) та зробивши нескладні перетворення, дістанемо

$$Q_{\text{ст}} = \frac{1}{4} FL\beta_{\text{пр}} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{4} FL\beta_{\text{пр}} sp, \quad (6.28)$$

де  $L$  — довжина ходу циліндра,  $L = L_1 + L_2$ .

Витоки рідини з однієї порожнини циліндра в іншу пропорційні перепаду тисків у порожнинах:

$$Q_{\text{вт}} = cp, \quad (6.29)$$

де  $c$  — коефіцієнт пропорційності, що залежить від розміру циліндра та виду ущільнень.

Зрештою, умова динамічної рівноваги робочого органа запишеться у вигляді

$$pF = M \frac{d^2y}{dt^2} + f \frac{dy}{dt} + P,$$

або в операторній формі

$$pF = Ms^2y + fsy + P, \quad (6.30)$$

де  $M$  — приведена до гідроциліндра маса частин привода, що переміщуються;  $f$  — коефіцієнт складової сили тертя, пропорційної швидкості ковзання (коефіцієнт в'язкого тертя).

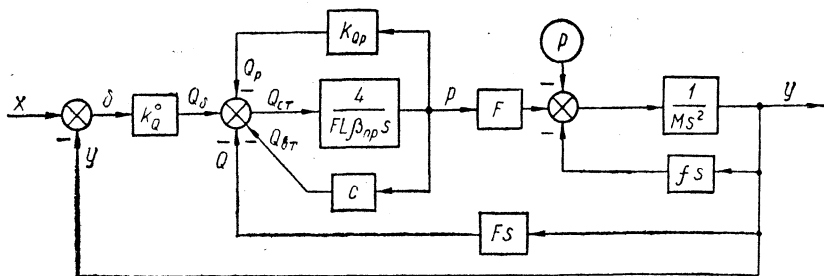


Рис. 6.20. Структурна схема слідкуючого привода

Одержані рівняння (6.16), (6.20), ..., (6.23), (6.28), ..., (6.30) з урахуванням рівняння зворотного зв'язку  $\delta = x - y$  являють собою математичну модель динаміки процесу слідкування

$$\left. \begin{aligned} Q_d &= Q + Q_{ст} + Q_{вт}; \\ Q_d &= Q_\delta + Q_p; \\ Q_\delta &= k_Q^0 \delta; \\ Q_p &= k_{Qp} p; \\ Q &= Fsy; \\ Q_{ст} &= \frac{1}{4} FL\beta_{np} sp; \\ Q_{вт} &= cp; \\ pF &= Ms^2 y + fsy + P; \\ \delta &= x - y \end{aligned} \right\} \quad (6.31)$$

Спільне рішення рівнянь (6.31) математичної моделі привода дозволяє одержати диференційне рівняння руху, але розв'язання його викликає значні труднощі. Найпростішим і найбільш наочним способом аналізу привода і одержання передаточних функцій є розгляд структурної схеми привода, яка дає можливість також легко скласти модель привода для розрахунку її на електронних аналогових машинах. Згідно з рівнянням (6.31) математичної моделі побудовано структурну схему даного привода (рис. 6.20). Провівши відповідні дії над передаточними функціями окремих динамічних ланок, одержуємо передаточну функцію розімкнутого привода за керуючим впливом

$$W(s) = \frac{k_Q^0 F}{s(Ms + f) \left( \frac{1}{4} FL\beta_{np} s + k_{Qp} + c \right) + F^2 s} \quad (6.32)$$

і передаточну функцію замкнутого привода

$$W_0(s) = \frac{k_Q^0 F}{s(Ms + f) \left( \frac{1}{4} FL\beta_{np} s + k_{Qp} + c \right) + F^2 s + k_Q^0 F} \quad (6.33)$$

**Стійкість слідкуючого привода.** Метою динамічного розрахунку у першу чергу є визначення стійкості привода. Існує багато способів визначення стійкості, які найчастіше базуються на розгляді характеристичного рівняння привода. Останнє можна одержати за передаточною функцією розімкнутого привода  $1 + W(s) = 0$ , яке є знаменником передаточної функції замкнутого привода

$$s(Ms + f) \left( \frac{1}{4} FL\beta_{np} s + k_{Qp} + c \right) + F^2 s + k_Q^0 F = 0.$$

Це рівняння може бути подано у стандартному вигляді

$$D(s) = a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0, \quad (6.34)$$

$$\text{де } a_0 = \frac{ML\beta_{\text{пр}}}{4k_Q^0}; \quad a_1 = \frac{\frac{1}{4}FL\beta_{\text{пр}} + M(k_{Qp} + c)}{Fk_Q^0};$$

$$a_2 = \frac{F^2 + f(k_{Qp} + c)}{Fk_Q^0}; \quad a_3 = 1.$$

Точність слідкування, як і інші показники якості привода, будуть реальні тільки тоді, коли привод матиме достатню стійкість. Про стійкість привода можна судити за коренями характеристичного рівняння (6.34), але для цього необхідний його розв'язок. Простіше на це питання можна відповісти, використовуючи критерій стійкості Гурвіца. Оскільки розглянутий привод описується рівнянням третього порядку, то для нього умова стійкості відображується, по-перше, у позитивності всіх коефіцієнтів характеристичного рівняння (6.34) та, по-друге, у позитивності визначника Гурвіца, складеного з цих коефіцієнтів, тобто повинно бути  $a_0 > 0$ ,

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0, \quad \text{або} \quad \frac{a_1 a_2}{a_0 a_3} > 1.$$

Недоліком критерію стійкості Гурвіца є неможливість визначення величини запасу стійкості. Крім того, він не розкриває впливу окремих параметрів на стійкість привода. Для визначення цього впливу, що особливо важливо у випадку синтезу (проектування) нового привода, необхідно побудувати області (сфери) стійкості, тобто визначити такі області значень параметрів, при яких привод є стійким. Найбільш просто це здійснюється за методом  $D$ -розбивання або за допомогою діаграми Вишнеградського.

За методом  $D$ -розбивання коливальній межі стійкості відповідає рівність нулю характеристичного комплексу  $D(j\omega) = 0$ , який одержимо при заміні у характеристичному рівнянні (6.34) змінної  $s$  на  $j\omega$  ( $j = \sqrt{-1}$ ). Звідси визначаються два рівняння межі стійкості:

$$\left. \begin{aligned} X &= 1 - a_1 \omega^2 = 0; \\ Y &= a_2 - a_0 \omega^2 = 0, \end{aligned} \right\}$$

або з урахуванням значення коефіцієнтів

$$\left. \begin{aligned} X &= Fk_Q^0 - \frac{1}{4}fFL\beta_{\text{пр}}\omega^2 - M(k_{Qp} + c)\omega^2 = 0, \\ Y &= 4F^2 + 4f(k_{Qp} + c) - MFL\beta_{\text{пр}}\omega^2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

Тут  $\omega$  — частота гармонічних коливань привода.

Для визначення впливу на стійкість площі  $F$  необхідно за рівняннями (6.35) побудувати область стійкості в площині двох параметрів

$k_Q^0 - F$ . Для цього підставляємо у рівняння (6.35) значення всіх параметрів привода, крім  $k_Q^0$  та  $F$ . Змінюючи тепер  $\omega$  від 0 до  $\infty$ , обчислюємо значення  $k_Q^0$  та  $F$ , які визначають межу стійкості. Насправді  $\omega$  потрібно змінювати у межах, що визначають близькі до реальних значення площ  $F$ . Аналогічно визначають вплив інших параметрів на стійкість привода, визначаючи вплив на стійкість привода площі  $F$  циліндра, маси  $M$  частин, що переміщуються, та коефіцієнта  $c$  витоків рідини із однієї порожнини циліндра в іншу за рівняннями (6.35). Побудуємо області стійкості для таких значень параметрів даного привода (рис. 6.21):

$$p_H = 1 \text{ МПа}; \quad M = 140 \text{ кг}; \quad f = 1,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}; \quad L = 8,5 \text{ см};$$

$$F = 63,6 \text{ см}^2; \quad \beta_{\text{пр}} = 9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{см}^3}{\text{Н}}; \quad k_{QP} = 1,9 \frac{\text{см}^5}{\text{Н} \cdot \text{с}}; \quad \delta_0 = 0,007 \text{ см}.$$

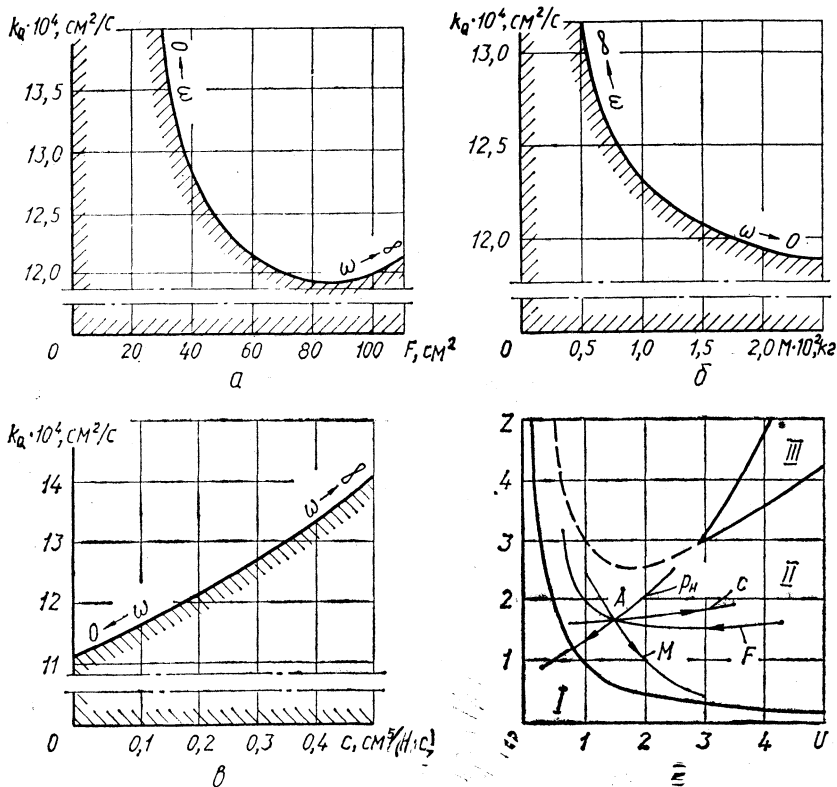


Рис. 6.21. Области стабільності слідкуючих приводів

При цьому штриховку направлено всередину області стійкості. Побудовані області стійкості дозволяють судити про вплив окремих параметрів на стійкість привода. Наприклад, до збільшення стійкості веде збільшення коефіцієнта витоків  $c$  (рис. 6.21,  $\theta$ ). Ця обставина часто використовується для забезпечення стійкості привода (для збільшення запасу стійкості) при заданій точності слідкування. У цьому випадку збільшення стійкості привода без істотного зменшення статичної точності досягається штучним демпфіруванням привода, що забезпечується збільшенням коефіцієнта витоків  $c$  за рахунок сполучення обох порожнин циліндра через дросель.

Для дослідження стійкості привода, рух якого описується лінійним диференціальним рівнянням третього порядку, І. А. Вишнеградський запропонував діаграму у безрозмірних координатах  $U$  та  $Z$  (рис. 6.21,  $\varepsilon$ ). Безрозмірні величини  $U$  та  $Z$  виражаються через коефіцієнти характеристичного рівняння 6.34 таким чином:

$$U = \frac{a_1}{\sqrt[3]{a_0^2}}, \quad Z = \frac{a_2}{\sqrt[3]{a_0}}.$$

Нескладно показати, що рівняння межі стійкості виражається гіперболою Вишнеградського  $UZ = 1$ . Отже, діаграма розділяє площину досліджуваних параметрів на три основні області. В області I — привод нестійкий, II — стійкий і III — аперіодично стійкий. З урахуванням значення коефіцієнтів характеристичного рівняння дістаємо вирази безрозмірних параметрів:

$$U = \frac{\frac{1}{4} f L \beta_{\text{пр}} + M (k_{Qp} + c)}{k_Q^0 F} \sqrt[3]{\left(\frac{4k_Q^0}{M L \beta_{\text{пр}}}\right)^2};$$

$$Z = \frac{F^2 + f (k_{Qp} + c)}{k_Q^0 F} \sqrt[3]{\frac{4k_Q^0}{M L \beta_{\text{пр}}}}.$$
(6.36)

Для дослідження впливу окремих параметрів на стійкість привода за рівняннями (6.36) вираховують значення  $U$  та  $Z$  при різних значеннях параметра, що досліджується. Згідно з отриманими значеннями  $U$  та  $Z$  на діаграмі будується крива, точки якої відповідають параметрам привода та змінним значенням параметра, що досліджується. Стрілка на кривій направлена в бік збільшення параметра, що досліджується. Тепер за напрямком кривої до межі стійкості чи від неї судять про вплив даного параметра на стійкість. На рис. 6.21,  $\varepsilon$  нанесено чотири криві, що характеризують вплив параметрів  $p_n$ ,  $F$ ,  $c$  і  $M$  на стійкість привода для вказаних вище значень параметрів привода, що розглядається. Отже, збільшення тиску  $p_n$  чи маси  $M$  призводить до зменшення стійкості (відповідні криві наближаються до межі стійкості), а збільшення площі  $\bar{F}$  та коефіцієнта витоків  $c$  призводить

до збільшення стійкості (відповідні криві віддаляються від межі стійкості). При цьому точка  $A$  перетину всіх кривих характеризує привод із заданими параметрами.

**Оцінка якості регулювання.** Якість роботи слідкуючого привода визначається величиною похибки, тобто різницею між дійсним та необхідним значеннями величини, що регулюється.

Визначити показники якості можна, наприклад, за кривою перехідного процесу, що є графічним розв'язанням диференційного рівняння руху привода. Як відомо, таке розв'язання важке. Тому для отримання кривої перехідного процесу скористуємось теорією комплексних змінних. Відомо, що кожному оригіналу (функції на дійсній площині) відповідає зображення (функція на комплексній площині). Перехід від оригіналів до зображень та навпаки може здійснюватись, наприклад, перетворенням Лапласа. Перевага цього перетворювання полягає в тому, що операції диференціювання та інтегрування оригіналу замінюються при цьому алгебраїчними діями над зображеннями. Ідея розв'язання поставленої задачі таким чином зводиться до пошуку за передаточною функцією замкненого привода зображення вихідної величини, а потім, використовуючи таблиці відповідності оригіналів зображенням за Лапласом одразу дістати оригінал, тобто аналітичний вираз кривої перехідного процесу.

Оскільки передаточна функція замкненого привода являє собою відношення вихідного  $y(t)$  і вхідного  $x(t)$  сигналів (оригіналів), так само як і відношення зображень за Лапласом  $y(s)$  та  $x(s)$  цих же величин,

$$W_0(s) = \frac{y(s)}{x(s)},$$

то звідси легко визначити відображення за Лапласом  $y(s)$  вихідної величини

$$y(s) = W_0(s) x(s). \quad (6.37)$$

Найбільш часто для дослідження слідкуючих приводів використовуються типові вхідні впливи (діяння) у вигляді одиничної ступінчастої функції. Вона являє собою раптовий стрибок управляючого (збурюючого) впливу, наприклад, у нашому випадку зміщення слідкуючого золотника на деяку сталу величину  $x_0(t)$ . Її зображення за Лапласом буде

$$x(s) = \frac{x_0}{s}. \quad (6.38)$$

Нехай рішення характеристичного рівняння (6.34) дає три корені  $S_1, S_2 \pm j\omega_1$ . Тоді передаточна функція замкнутої системи

$$W_0(s) = \frac{A}{(s - S_1) [(s - S_2)^2 + \omega_1^2]}, \quad (6.39)$$

де  $A = \frac{4k_Q^0}{ML\beta_{np}}$ .

Підставляючи у формулу (6.37) значення  $x(s)$  та  $W_0(s)$  (рівняння 6.38 та 6.39), дістаємо зображення за Лапласом вихідної величини

$$y(s) = Ax_0 \frac{1}{s(s - S_1)[(s - S_2)^2 + \omega_1^2]}.$$

Тепер за таблицею відповідності оригіналів зображення за Лапласом знаходимо оригінал, тобто рівняння кривої перехідного процесу

$$y(t) = Ax_0 [A_0 e^{S_2 t} \sin(\omega_1 t + \alpha) + B_0 e^{S_1 t} + k_0], \quad (6.40)$$

$$\text{де } A_0 = \frac{1}{\omega_1} \frac{1}{\sqrt{S_2^2 + \omega_1^2} \sqrt{(S_2 - S_1)^2 + \omega_1^2}}; \quad B_0 = \frac{1}{S_1 [(S_1 - S_2)^2 + \omega_1^2]};$$

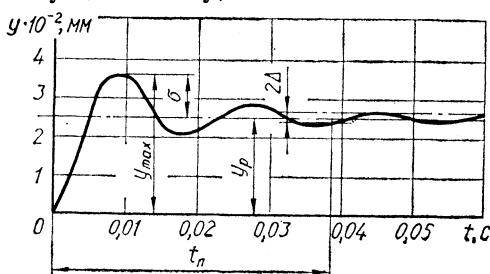
$$k_0 = -\frac{1}{S_1 (S_2^2 + \omega_1^2)}; \quad \alpha = -\arctg \frac{\omega_1}{S_2 - S_1} - \arctg \frac{\omega_1}{S_2}.$$

Згідно з рівнянням (6.40) для наведених вище значень параметрів привода, що розглядається, побудована крива перехідного процесу (рис. 6.22). Вона показує точність слідкування в кожний момент часу перехідного процесу.

Схильність привода до коливань, а отже, і запас стійкості можуть бути охарактеризовані максимальним значенням вихідної величини  $y_{\max}$  чи перерегулюванням  $\sigma$ .

Допустиме перерегулювання встановлюється на основі досвіду експлуатації слідкуючих приводів. Для слідкуючих приводів копіювальних пристроїв верстатів допустиме перерегулювання  $[\sigma] = 50\%$ . У деяких випадках воно не допустиме зовсім, в інших допускається до  $70\%$ .

Швидкодія привода оцінюється ступенем стійкості  $\eta_c$ , або часом перехідного процесу  $t_n$ . Ступінь стійкості — це абсолютне значення дійсної частини ближчого до уявної осі кореня характеристичного рівняння. У нашому випадку  $\eta_c = S_1$ , оскільки  $|S_1| < |S_2|$ . Час перехідного процесу  $t_n$  від моменту подачі на вхід ступінчастого сигналу до моменту, коли відхилення вихідної величини не перевищує



допустиме відхилення  $\Delta$  від її значення, що встановилось. Для слідкуючих приводів металорізальних верстатів звичайно  $\Delta = 1 \dots 5\%$ . Час перехідного процесу визначається за кривою перехідного процесу. Граничне значення часу визначається за залежністю:

Рис. 6.22. Крива перехідного процесу слідкуючого привода

$$t_n \leq \frac{1}{\eta_c} \ln \frac{1}{\Delta}.$$

Запас стійкості привода оцінюють за таким показником якості, як коливальність  $\mu_k$ , яка являє собою відношення уявної частини кореня (кутової частоти коливань) до дійсної (коефіцієнта затухання):

$$\mu_k = \omega_1 / S_2.$$

Допустима коливальність слідкуючого привода визначається за залежністю

$$[\mu_k] = \frac{2\pi}{\ln |1/(1-\xi)|},$$

де  $\xi$  — параметр затухання за один період.

Для нормальних слідкуючих приводів за оптимальне можна приймати затухання за період  $\xi = 80 \dots 90 \%$ , оскільки у цьому випадку навіть при перерегулюванні  $\delta = 50 \%$  відхилення вихідної величини після двох коливань не буде перевищувати  $0,2 \dots 0,5 \%$  її усталеного значення. Для значення  $\xi = 80 \%$  допустима коливальність  $[\mu_k] = 3$ .

### 6.8. Коректуючі пристрої гідравлічних слідкуючих приводів

Найбільш суттєвим недоліком однокоординатних слідкуючих приводів дросельного регулювання є нестабільність результуючої подачі, а отже, і швидкості  $v$  по контуру обробки (рис. 6.1). Ця подача залежить від кута  $\beta$  нахилу профілю, а співвідношення швидкостей буде дорівнювати  $v = v_1 / \cos \beta$ . Отже, при обробці фасонних деталей, для яких кут  $\beta$  змінюється у широких межах, результуюча подача по контуру обробки буде змінюватися також у широких межах, що призводить до нестабільності похибок обробки та якості оброблюваної поверхні по довжині деталі. Крім того, при значних швидкостях слідкування і навантаженнях слідкуючі приводи копіювальних пристроїв характеризуються значними похибками слідкування, що не завжди задовольняє технічні вимоги, які ставляться до металорізальних верстатів. Щоб одержати сталу результуючу подачу по контуру обробки і зменшити похибку слідкування, застосовуються різні коректуючі пристрої, зокрема пристрої, які автоматично змінюють задаючу подачу.

**Коректуючі пристрої, що забезпечують стабільність подачі по контуру.** Така корекція в однокоординатних слідкуючих приводах досягається за рахунок автоматичної зміни задаючої подачі таким чином, щоб результуюча залишалась постійною. Схему такого слідкуючого привода зображено на рис. 6.23. Тут слідкуючу подачу спрямовано під кутом  $\gamma = 90^\circ$  до задаючої подачі. Для слідкуючого руху робочої каретки 4 застосовано слідкуючий привод з чотирикромочним золотником 5 та нерухожим гідроциліндром 6.

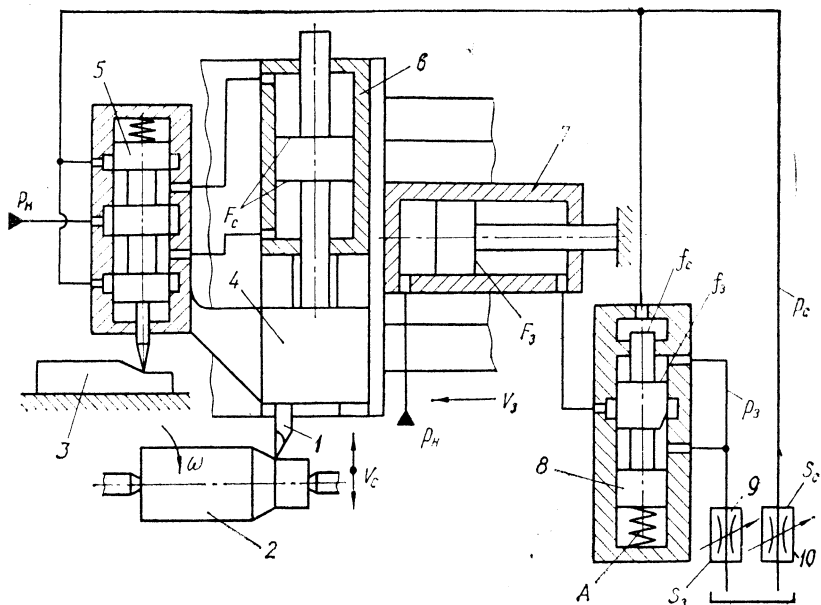


Рис. 6.23. Схема слідкуючого привода з коректуючим пристроєм для підтримання постійної подачі по контуру обробки

Різець 1, який закріплено на слідкуючій каретці 4, обробляє деталь 2, відтворюючи на ній профіль копіра 3. При цьому рідина, що витискується із слідкуючого циліндра 6 через золотник 5, спрямовується на злив через вихідний дросель 10. Задаюча подача супорта здійснюється також через вихідний дросель 9. Витрата рідини через дроселі 9 і 10 пропорційна кореню квадратному з перепаду тиску, тому для цих дроселів можна записати

$$Q_0 = v_c F_0 = \mu_c S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_0};$$

$$Q_3 = v_3 F_3 = \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3},$$
(6.41)

де  $F_c$ ,  $F_3$  — робочі площі слідкуючого та задаючого циліндрів;  $S_c$ ,  $S_3$  — площі прохідних перерізів дроселів 10 та 9;  $p_c$ ,  $p_3$  — тиски рідини перед дроселями 10 і 9.

Звідси випливає, що швидкість переміщення робочого органа у відповідному напрямку пропорційна кореню квадратному з перепаду тиску на дроселях 10 та 9 або що квадрат швидкості пропорційний

тиску перед дроселем, тобто

$$v_c^2 = \frac{2\mu_c^2 S_c^2}{\rho F_0^2} p_c, \quad v_3^2 = \frac{2\mu_3^2 S_3^2}{\rho F_3^2} p_3,$$

або  $v_c^2 = k_1 p_c$ ,  $v_3^2 = k_1 p_3$ .

Щоб результуюча подача в процесі обробки залишалась постійною, необхідно, щоб сума квадратів швидкостей подач задаючої і слідкуючої була величиною постійною або, оскільки квадрати швидкостей пропорційні тискам  $p_c$  та  $p_3$  перед дроселями 9 і 10, сума тисків  $p_c$  та  $p_3$  повинна бути величиною постійною. Таким чином, щоб підтримати постійну результуючу подачу по контуру, необхідно виконати умову

$$v_3^2 + v_c^2 = v_p^2 = \text{const},$$

або

$$p_c + p_3 = \text{const}.$$

Дотримання постійної суми тисків  $p_c$  та  $p_3$  перед дроселями 9 і 10 здійснюється за допомогою золотника-регулятора 8, який знаходиться у рівновазі, з одного боку, під дією пружини, а з другого — під дією тисків рідини  $p_c$  та  $p_3$ .

При роботі привода тиск  $p_c$  діє на площу  $f_3$  коректуючого золотника 8, а тиск  $p_3$  — на площу  $f_3$  цього ж золотника. З іншого боку на золотник 8 діє практично постійне зусилля  $A$  пружини. При збільшенні кута  $\beta$  нахилу профілю оброблюваної деталі збільшується слідкуюча подача  $v_c$ , а отже, і витрата рідини, що витісняється із слідкуючого циліндра і проходить через вихідний дросель  $S_c$ . Це приводить до збільшення тиску  $p_c$ , який діє на площу  $f_c$  золотника 8. В результаті золотник 8 опускається і перекриває дроселюючу щілину для пропускання рідини із задаючого циліндра, що призводить до зменшення швидкості переміщення задаючого циліндра 7 і тиску  $p_3$  так, що сума тисків  $p_c$  та  $p_3$  залишається приблизно постійною. При зменшенні кута  $\beta$  швидкість слідкуючого руху зменшується, зменшується й тиск  $p_c$ . При цьому золотник 8 під дією пружини підіймається і зменшує опір для проходження рідини із задаючого циліндра на злив, що спричиняє до збільшення задаючої подачі і відповідно тиску  $p_3$ .

Умова статичної рівноваги коректуючого золотника 8 виражається рівнянням

$$p_c f_c + p_3 f_3 = A. \quad (6.42)$$

Витрати витискуваної із слідкуючого і задаючого циліндрів рідини, що проходять через вихідні дроселі 9 і 10, можуть бути виражені залежностями (6.41). Визначивши з рівнянь значення тисків  $p_c$

га  $\rho_a$  і підставивши їх у рівняння (6.42), дістаємо рівняння еліпса

$$\frac{v_c^2}{\frac{2A\mu_c^2 S_c^2}{\rho_f c F_c^2}} + \frac{v_s^2}{\frac{2A\mu_s^2 S_s^2}{\rho_f s F_s^2}} = 1 \quad (6.43)$$

з півосями  $a$  і  $b$ ,

$$a = \frac{\mu_c S_c}{F_c} \sqrt{\frac{2A}{\rho_f c}}; \quad b = \frac{\mu_s S_s}{F_s} \sqrt{\frac{2A}{\rho_f s}}.$$

Якщо коректуючий золотник  $\delta$  виконано так, що дотримувалась умова

$$\frac{f_c}{f_s} = \left( \frac{F_s}{F_c} \right)^2,$$

то співвідношення півосей еліпса буде залежати тільки від відкриття вихідних дроселів, тобто

$$\frac{a}{b} = \frac{\mu_c S_c}{\mu_s S_s}.$$

При однакових відкриттях вихідних дроселів  $\mu_c S_c = \mu_s S_s$  та  $\frac{a}{b} = 1$  рівняння (6.43) є рівнянням кола, що відповідає закону постійності результуючої подачі (рис. 6.24). За цим законом  $v_2 = v_1 = v$ .

Результуюча швидкість  $v$  залежить від відкриття вихідних дроселів.

Еліптичний закон зміни результуючих подач теж має практичне значення, оскільки у деяких випадках, наприклад при обробці ступінчастих валиків, бажано мати слідкуючу подачу, меншу від задаючої.

**Коректуючі пристрої для компенсації тягової похибки слідкування.** При значних навантаженнях слідкуючих приводів найзначніший вплив на точність слідкування має тягова похибка. У першу чергу це відноситься до копіювальних пристроїв токарних, фрезерних, стругальних та деяких інших верстатів, які характеризуються великими силами різання. Для збільшення точності слідкування у цих випадках можуть застосовуватися коректуючі пристрої, дія яких ґрунтується на компенсації більшої частини тягової похибки привода.

У слідкуючому приводі з однокромочним золотником (рис. 6.25) баланс витрат рідини

$$Q = Q_1 - Q_2, \quad (6.44)$$

де  $Q_1$  — витрата рідини через постійний

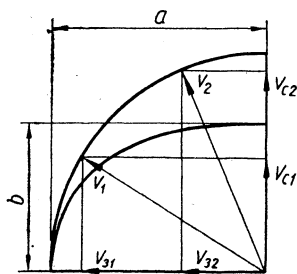


Рис. 6.24. Графічне зображення закону зміни результуючої подачі

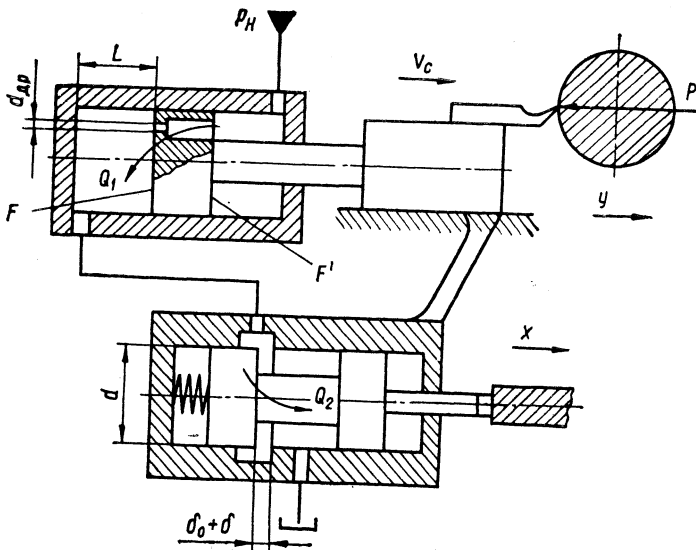


Рис. 6.25. Розрахункова схема слідкуючого привода з однокромковим золотником

дросель;  $Q_2$  — витрата рідини через дроселючу щілину золотника.

При збільшенні навантаження  $P$  (рис. 6.25) збільшується тиск  $p_1$  у безштоковій порожнині гідроциліндра. Це призводить до зменшення витрати  $Q_1$  внаслідок зменшення перепаду тиску  $\Delta p = p_n - p_1$  на дроселі та до збільшення витрати  $Q_2$ . У випадку відсутності слідкуючого руху ( $v_c = 0$  — випадок чистої тягової похибки) рівняння (6.44) матиме вигляд  $Q = Q_2$ . Як уже зазначалося, збільшення навантаження веде до порушення цієї рівності. У працюючому приводі рівність витрат  $Q_1 = Q_2$  підтримується за рахунок зміни провідності слідкуючого дроселя. При збільшенні навантаження золотник зміщується на величину похибки  $\delta$ , зменшуючи площу прохідного перерізу слідкуючого золотника. Тоді (якщо  $Q = 0$ ) рівняння (6.44) матиме вигляд

$$\mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} = \mu l d (\delta_0 - \delta) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}. \quad (6.45)$$

Отже, за рахунок зміщення золотника на величину  $\delta$  зберігається рівність витрат  $Q_1 = Q_2$ , хоча абсолютне значення їх зменшується із збільшенням навантаження (дросельний ефект). Але зміщення  $\delta$  золотника для «утримання» навантаження є тяговою похибкою. Зміщення золотника необхідне для зміни тиску  $p_1$ . Ідея коректуючого пристрою полягає в тому, щоб змінювати тиск  $p_1$  не за рахунок

зміщення слідкуючого золотника (за рахунок похибки), а за рахунок зміни прохідного перерізу постійного дроселя. У цьому випадку слідкуючий золотник залишається нерухомим ( $\delta = 0$ ). Враховуючи, що в цьому випадку  $\delta = 0$ , а площа прохідного перерізу постійного дроселя тепер змінна  $S'_{др}$ , рівняння (6.45) набуває вигляду

$$\mu_{др} S'_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (\rho_n - \rho_1)} = \mu_{др} \pi d \delta_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho_1}.$$

Звідси визначається закон зміни прохідного перерізу  $S'_{др}$  вхідного дроселя

$$S'_{др} = \frac{\mu}{\mu_{др}} \pi d \delta_0 \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_n - \rho_1}},$$

або у безрозмірних величинах

$$S'_{др}^* = \frac{\mu}{\mu_{др}} \sqrt{\frac{1 + 2\rho^*}{1 - 2\rho^*}}. \quad (6.46)$$

Рівняння (6.46) показує, як повинна змінюватися площа прохідного перерізу  $S'_{др}^*$  вхідного дроселя залежно від навантаження  $\rho^*$  (крива 1 на рис. 6.26). Ця залежність нелінійна і тому реалізувати її важко. Але у робочому діапазоні зміни навантажень  $\rho_p^* = 0 \dots 1/3$  кривизна її дуже незначна, і тому з невеликою похибкою вона може бути замінена лінійною залежністю (лінія 2 на рис. 6.26). Таку залежність можна дуже просто реалізувати, наприклад, застосуванням золотникового дроселя із пружиною, характеристики якої відповідають лінії 2. Замість постійного дроселя у приводі з таким коректуючим пристроєм (рис. 6.27) застосовано золотниковий дросель 1, площа прохідного перерізу якого  $S'_{др}$  залежить від тиску  $p_1$  (він підводиться до нижнього торця золотника через демпфер 2), тобто від навантаження  $P$  привода. Якщо реалізувати закон зміни прохідного перерізу  $S'_{др}^*$  вхідного дроселя, що описується рівнянням (6.46), то буде повністю компенсована тягова похибка привода. У цьому випадку точність слідкування може бути визначена з рівняння статичної характеристики привода підстановкою в нього значення  $S'_{др}^*$  (рівняння 6.46)

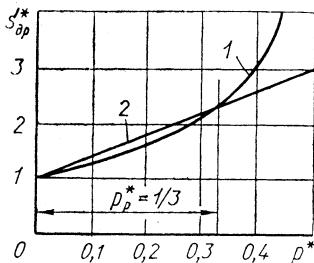


Рис. 6.26. Залежність площі перерізу вхідного дроселя від навантаження

$$\delta^* = \frac{2v_c^*}{\sqrt{1 + 2\rho^*}}.$$

Очевидно, що похибка слідкування такого привода буде значно меншою (на величину тягової похибки) у порівнянні із звичайним

слідкуючим приводом з однокромочним золотником. Зауважимо, що у приводі з коректуючим пристроєм (рис. 6.27) тягова похибка компенсується не повністю, оскільки реалізується не необхідний закон зміни  $S_{др}$  (крива 1), а наближений (лінія 2 на рис. 6.26). Але все ж таки точність слідкування такого привода буде значно вища за точність звичайного привода, особливо при великих навантаженнях.

**Коректуючі пристрої для компенсації швидкісної похибки слідкування.** У копіювальних слідкуючих приводах верстатів для фінішної обробки переважаючою є швидкісна похибка, оскільки сили різання (навантаження) у цьому випадку незначні, а прагнення підвищити продуктивність праці призводить до роботи на високих швидкостях слідкування. Для збільшення точності обробки таких слідкуючих приводів застосовують коректуючі пристрої, що компенсують швидкісну похибку слідкування. У слідкуючого привода з таким коректуючим пристроєм (рис. 6.28) аналогічно попередньому приводу деталь 4 та копії 5 набувають синхронних обертань і копії 5 через щуп 7 зміщує слідкуючий золотник 12 з нейтрального положення. Це призводить до зміни дроселюючих щілин 8...11, що викли-

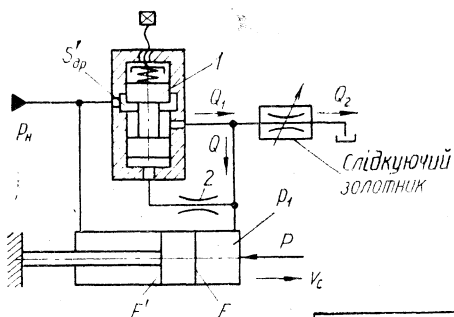
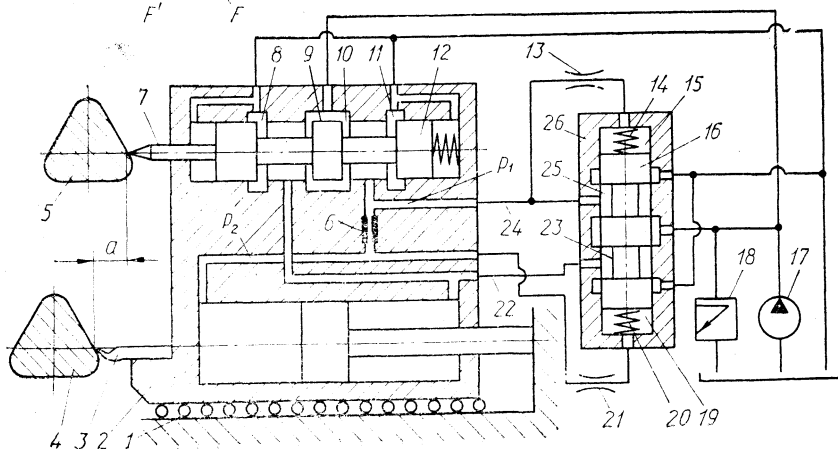


Рис. 6.27. Схема слідкуючого привода з коректуючим пристроєм для компенсації тягової похибки слідкування

Рис. 6.28. Схема слідкуючого привода з коректуючим пристроєм для компенсації швидкісної похибки слідкування



кає зміну перепаду тисків у порожнинах гідроциліндра. У результаті робочий орган 2, який має різець 3, відслідковує переміщення золотника, переміщаючись по напрямних кочення 1.

Компенсація швидкісної частини похибки слідкування досягається тим, що в одній із гідроліній керування, що з'єднують слідкуючий золотник та робочі порожнини гідроциліндра, встановлено дросель 6. Привод має коректуючий пристрій 26 з чотирикромковим золотником 16, торцеві порожнини 15 і 19 якого з установленими в них пружинами 14 і 20 потрібної жорсткості приєднані до гідролінії керування з обох сторін дроселя 6. Живлення слідкуючого та коректуючого золотників здійснюється від насоса 17, тиск нагортається переливним клапаном 18.

У звичайному слідкуючому приводі без коректуючого пристрою переміщення виконавчого гідроциліндра 2 можливе тільки при пропусканні у його робочу порожнину необхідної для забезпечення даної швидкості витрати рідини, що досягається зміщенням слідкуючого золотника 12 з нейтрального положення. При цьому для того щоб гідроциліндр 2 переміщувався, необхідним є зміщення золотника 12 для пропускання рідини навіть за повної відсутності навантаження. Отже, чим більша швидкість слідкуючого руху (чим крутіший профіль), тим більше повинно бути зміщення слідкуючого золотника 12 відносно корпусу, тобто тим більша похибка слідкування.

У приводі (рис. 6.28) при надходженні керуючого сигналу на вхід, тобто при зміщенні слідкуючого золотника 12, наприклад ліворуч, рідина надходить у безштокову порожнину гідроциліндра 2 через дросель 6, внаслідок чого на ньому створюється перепад тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$ . Він буде тим більшим, чим більшою буде швидкість переміщення гідроциліндра. Оскільки частини гідролінії керування до та після дроселя 6 сполучені з торцевими порожнинами 15 і 19 коректуючого золотника 16, то останній набуває переміщення вниз за схемою. У результаті цього в безштокову порожнину гідроциліндра 2 через дросель 6 надходить додаткова витрата рідини із міждросельної камери 25 по гідролінії 24. Із штокової порожнини гідроциліндра 2 додаткова витрата рідини іде на злив по гідролінії 22 через міждросельну камеру 23. Схему виконано таким чином, що додаткова витрата рідини, що надходить у систему через коректуючий золотник 16, знову проходить через дросель 6 і, отже, перепад тиску на ньому завжди буде пропорційним повній витраті у приводі. При цьому зміщення коректуючого золотника 16 з нейтрального положення, а також додаткова витрата рідини через нього пропорційні швидкості слідкуючого руху. Жорсткість пружин 14 та 20 вибирають з умови забезпечення такого зміщення золотника 16, при якому через нього проходила б така витрата, яка була б забезпечена слідкуючим золотником 12 без коректуючого пристрою при тій же швидкості слідкування. Демпфери 13 та 21 встановлено для по-

передження можливих автоколивань привода в результаті різких переміщень золотника 16. При реверсуванні привода на дроселі 6 створюється зворотний перепад тиску  $\Delta p = p_2 - p_1$  і коректуючий золотник 16 переміщується вгору за схемою, подаючи у штокову порожнину гідроциліндра 2 додаткову витрату рідини через міждросельну камеру 23 і гідролінію 22. Оскільки витрата рідини, що йде із системи через дросель 6, пропорційна швидкості слідкуючого руху, то і в цьому випадку зміщення коректуючого золотника 16 (і витрата через нього) пропорційне швидкості слідкуючого руху.

Таким чином, у цьому приводі для забезпечення необхідної (залежно від крутизни профілю) швидкості слідкуючого руху гідроциліндра 2 слідкуючий золотник 12 практично не зміщується відносно свого корпуса (необхідна витрата забезпечується коректуючим пристроєм), що призводить до практичної стабільності відстані  $a$  незалежно від швидкості слідкуючого руху. Фактично у приводі використано внутрішній додатковий контур позитивного зворотного зв'язку за швидкістю, що дозволяє майже повністю компенсувати швидкісну частину похибки слідкування. У цьому приводі коректуючий золотник надсилає у систему витрату  $v_c F$ . Але оскільки коректуючий золотник управляється перепадом тиску на дроселі 6, який являє собою нелінійну залежність від витрати, то реалізувати її важко. При точній реалізації вказаної залежності похибку слідкування визначають не за рівнянням (6.9), а за виразом

$$\delta^* = \frac{\sqrt{1+p^*} - \sqrt{1-p^*}}{\sqrt{1+p^*} + \sqrt{1-p^*}}.$$

Насправді ж похибка слідкування буде дещо більшою, оскільки реалізується приблизна залежність витрати від зміщення коректуючого золотника і, отже, компенсується не вся швидкісна похибка. Але цей привод забезпечує дуже високу точність, бо швидкісна похибка є основною для даного привода.

### **6.9. Дво- та багатокординатні гідравлічні слідкуючі приводи**

Двокоординатні слідкуючі приводи застосовуються, коли відтворення профілю деталі, що обробляється, пов'язане із реверсуванням руху по двох координатах (для замкнених контурів обробки рис. 6.1, б), причому керування здійснюється одночасно по кожній з цих координат.

Двокоординатний слідкуючий привод забезпечує у верстатах постійність геометричної суми швидкостей переміщень по двох керуванних координатах та обвід замкнених контурів з постійною результуючою подачею.

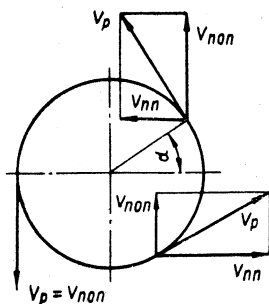


Рис. 6.29. Схема обробки замкнутого контура

При плоскому копії двовимірний слідкуючий привод забезпечує автоматичний обвід замкнених контурів довільної форми плоских деталей, що обробляються, а при просторовому копії — об'ємних поверхонь деталей. В останньому випадку після обводу профілю копіра по черговому плоскому контуру здійснюється подача на рядок і потім обвід наступного контуру об'ємної поверхні копіра та заготовки.

Основні елементи двовимірного слідкуючого приводу — задаючий привод, датчик неузгодження, синусний розподільник, два силові гідродвигуни та механізми автоматичного керування положенням синусного розподільника.

Для обводу замкнутого контура, наприклад круга (рис. 6.29), поздовжня подача повинна змінюватися пропорційно синусу, а поперечна — пропорційно косинусу кута  $\alpha$  нахилу дотичної у точці, що копіюється, до напрямку поздовжньої подачі:

$$\frac{v_{\text{пп}}}{v_p} = \sin \alpha, \quad \frac{v_{\text{поп}}}{v_p} = \cos \alpha.$$

Таке розкладання подачі копіювання на складові здійснюють у двовимірних гідравлічних слідкуючих системах синусні розподільники.

Такі розподільники застосовуються у двовимірних слідкуючих приводах (рис. 6.30) і складаються з кулачка 9, який виконано у вигляді ексцентрика, та двох розташованих під кутом  $90^\circ$  один до одного слідкуючих золотників 8 і 10, які керують силовими циліндрами 6 і 7 для переміщення по двох координатах фрезерної головки 5. Для одержання переміщень слідкуючих золотників 8 і 10, пропорційних косинусу та синусу кута повороту кулачка 9, профіль якого повинен бути виконаний по кардіоїді,

$$\rho = r + l \cos \alpha,$$

де  $\rho$  — радіус-вектор профілю кулачка;  $r$  — середній радіус кулачка;  $l$  — найбільший хід золотника.

Виготовлення такого кулачка пов'язане із значними труднощами, тому в реальних конструкціях застосовуються звичайні ексцентрики.

При обертанні ексцентрика 9 навколо осі 0 слідкуючі золотники 8 і 10 отримують зміщення  $x$  та  $y$ , які пропорційні величині ексцентриситета  $e$  і приблизно синусу та косинусу кута  $\alpha$  повороту ексцентрика. З трикутника  $OAB$  маємо

$$AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \cos \alpha.$$



і для золотника 10

$$y = e \sin \alpha \pm r \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \cos^2 \alpha} \right).$$

Отже, при заміні кулачка, виконаного по кардіоїді, на ексцентрик вноситься похибка

$$\delta = \pm r \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \sin^2 \alpha} \right),$$

що при значному радіусі  $r$  та малому ексцентриситеті  $e$  (у верстах  $r = (50 \dots 70)$  мм;  $e = 1 \dots 1,5$  мм) становить  $(1 \dots 2)$  %, і нею можна знехтувати.

Витрати рідини, які надходять до слідкуючих циліндрів 6 і 7, а отже, і швидкості  $v_x$  та  $v_y$  їхнього переміщення, пропорційні зміщенням  $x$  і  $y$  золотників 8 та 10. Це приводить до того, що результуюча швидкість  $v$  переміщення будь-якої точки фрезерної головки 5 за напрямком збігається з напрямком ексцентриситета (з кутом  $\alpha$  повороту ексцентрика), а за величиною пропорційна ексцентриситету  $e$ . Отже, щуп 4 та фреза 2 завжди переміщуються за напрямком повороту ексцентриситета (стрілка на ексцентрику).

Якщо в процесі обробки правильно повертати ексцентрик (так, щоб стрілка на ньому у кожний момент часу збігалася з напрямком дотичної в даній точці обробки профілю), то фреза обходить контур деталі, оброблюючи заданий профіль. Поворот ексцентрика згідно з напрямком дотичної до контура в точці обробки здійснює механізм керування положенням синусного розподільника, яким в свою чергу керує датчик неузгодження. Він складається із щупа 4, важеля 14, що повертаються відносно шарової опори 15, та слідкуючого золотника 11, який займає нейтральне положення при повороті щупа 4 та важеля 14 на незначний кут  $(1 \dots 1,5^\circ)$ .

Робота привода здійснюється так. У початковому положенні щуп не торкається копіра 3, а фреза 2 — деталі 1. Це означає, що при включенні привода золотник 11 знаходиться нижче нейтрального положення і гідродвигун 12 повільно повертає ексцентрик 9. Робітник установлює ексцентрик так, щоб щуп наближався до копіра, а фреза — до деталі приблизно по дотичній до контура обробки. Коли щуп торкнеться копіра, рух ще буде продовжуватися і копір 3 поверне щуп 4 та важіль 14 у шаровій опорі, в результаті чого золотник 11 піднімається до нейтрального положення. При цьому ексцентрик перестав повертатися, а фреза буде переміщуватися за напрямком ексцентриситета. Так буде продовжуватися, доки щуп не почне або віддалятися від копіра, або врізатися в нього (згідно з профілем деталі). Якщо рух буде спрямовано всередину копіра (деталі), то копір ще більше повертає щуп, золотник 11 піднімається вище нейтрального положення і гідродвигун 12 почне обертати ексцентрик 9 у протилеж-

ний бік. При цьому напрямком подачі спочатку наблизиться до напрямку дотичної до контура в точці обробки, а потім перейде через неї, оскільки для повернення золотника *11* в нейтральне положення необхідно, щоб шуп *4* відійшов від копіра *3*. Таким чином, ексцентрик синусного розподільника повертається доти, доки шуп почне віддалятися від копіра (фреза від деталі). Це призведе до того, що тиск копіра на шуп зменшиться і золотник *11* опуститься нижче нейтрального положення. При цьому гідродвигун *12* реверсується і починає обертати ексцентрик *9* знову так, що напрямком подачі спочатку підійде до напрямку дотичної до контура в точці обробки, а потім перейде через неї і т. д. В результаті шуп здійснює коливальний рух відносно профілю копіра (фреза — відносно профілю деталі), який визначається кутом між дотичною до профілю обробки і максимальним відхиленням напрямку руху. При цьому замість заданого профілю одержують профіль, показаний пунктирною лінією на рис. 6.30.

Для зменшення амплітуди коливального руху, збільшення точності і плавності копіювання застосовують ексцентричну установку шупа відносно осі обертання ексцентрика синусного розподільника.

Для підвищення точності копіювання при обробці крутих ділянок профілю призначені чотири нижні щілини золотника *11*, через які здійснюється злив рідини із силових циліндрів. При зростанні похибки і відхиленні золотника *11* від нейтрального положення вверх або вниз на величину, більшу початкового відкриття цих щілин, злив рідини з циліндрів утруднюється і подача копіювання у час проходження крутої ділянки профілю зменшується, внаслідок чого зменшується похибка копіювання.

Двокоординатні слідкуючі приводи можуть з успіхом застосовуватися для обробки складних об'ємних поверхонь, що досягається періодичною подачею на рядок по третій координаті. Ці приводи мають складні конструкції. Оскільки при створенні трьохкоординатних приводів, коли від одного шупа слідкуюче керування здійснюється одночасно і взаємозв'язано за трьома координатами переміщення, неминучим буде ще більше ускладнення конструкції. Тому такі приводи не знайшли розповсюдження у промисловості.

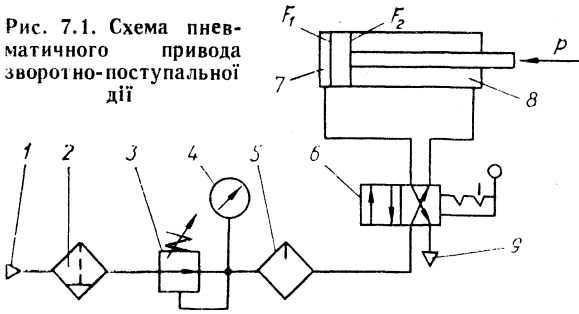
## РОЗДІЛ 7

### ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

#### 7.1. Загальна характеристика пневматичних приводів

**Принцип дії і структура.** Пневматичними називають пристрої, приводи, системи, в яких енергоносієм є повітря. Залежно від виду енергії, що використовується, їх поділяють на динамічні (кінетичні) і об'ємні (потенційні). У цьому розділі розглядаються тільки об'ємні

Рис. 7.1. Схема пневматичного привода зворотно-поступальної дії



пневматичні приводи, що застосовуються в металорізальних верстатах, промислових роботах, допоміжному устаткуванні робототехнологічних комплексів (РТК) і гнучких виробничих систем (ГВС).

Об'ємний пневматичний привод — це сукупність елементів і пристроїв, за допомогою яких потенційна енергія стиснутого повітря перетворюється в механічну роботу, виконувану пневмодвигуном.

У пневмоприводі з циліндропоршневим двигуном зворотно-поступальної дії (рис. 7.1) стиснуте повітря від джерела живлення 1 (це може бути пневмомережа чи індивідуальний компресор) підводиться на вхід пневморозподільника 6. Потік повітря, проходячи через фільтр-вогловідділювач 2, очищується від механічних частинок (пил, бруд, продукти корозії) і водяної пари. За допомогою редукційного клапана 3 регулюється і підтримується на встановленому рівні тиск повітря, який контролюється манометром 4, а маслорозпилювач 5 насичує повітряний потік дрібними крапельками масла і забезпечує змащення робочих поверхонь рухомих елементів пневмопривода. Пневмоапарати 2, 3 і 5 у сукупності називають системою приладів підготовки повітря.

Двопозиційний пневморозподільник 6 з ручним керуванням у кожній із позицій встановлює напрямок руху поршня пневмоциліндра. У положенні на схемі вхід розподільника з'єднується з штоковою камерою 8 пневмоциліндра, а вихід в атмосферу 9 — з поршневою камерою 7, що відповідає напрямку руху поршня вліво. Через те що поршень вже займає крайнє ліве положення, ніякого руху не буде. При переключенні розподільника камери поміняються ролями: стиснуте повітря буде підводитись в камеру 7, тиск в якій по мірі її наповнення зростатиме, а камера 8 з'єднається через канал розподільника з виходом в атмосферу і тиск у ній поступово знижуватиметься. Коли сила тиску, діюча на поверхню поршня  $F_1$ , стане достатньою, щоб подолати навантаження  $P$  (сила протидії руху) і силу тиску, діючу на поверхню  $F_2$  в камері 8, поршень почне рухатись праворуч. Швидкість руху залежить від маси рухомих частин конструкції, величини та стабільності навантаження  $P$ , габаритів пневмоциліндра та інтенсивності підводу повітря в робочу камеру та випуску його з камери вихлопу. Інтенсивність підводу і випуску залежить від пропускнуої здатності відповідних пневмомолій.

Якщо положення розподільника не змінювати, то поршень зробить повний хід і зупиниться в крайній правій позиції. При зворотному переключенні розподільника поршень повернеться у вихідну позицію.

У більшості випадків практичного використання пневмоприводів у промислових роботах, в металорізальних верстатах, в РТК та ГВС керування ними автоматизоване, тобто зміна положень розподільників, керуючих роботою пневмоциліндрів, проводиться у певному порядку за допомогою пневматичних, електричних чи механічних сигналів керування. Наприклад, пневмоцилиндри 2 і 6 (рис. 7.2) в автоматичному режимі виконують такий робочий цикл: хід вперед поршня циліндра 2 — хід вперед поршня циліндра 6 — хід назад поршня циліндра 2 — хід назад поршня циліндра 6. Названа послідовність рухів забезпечується розподільниками 1 і 7 з двостороннім пневмокеруванням. Сигнали керування послідовно подаються пневмоклапанами 5, 9, 3 і 8, кожен з яких спрацьовує по закінченні відповідного руху одного з пневмоциліндрів. Якщо яка-небудь із команд автоматичного циклу не виконується, тобто відповідний хід одного із поршнів не зроблений або не доведений до кінця, наступна команда циклу просто не буде подана і вся система заблокується. Пневмотумблер 4 виконує роль пускової кнопки і дає змогу зупинити роботу системи по закінченні робочого циклу. Якщо пневмотумблер включити і зразу ж виключити, система відпрацює один повний цикл і зупиниться в вихідному положенні. Якщо пневмотумблер включити і не виключати, система буде відпрацьовувати цикл за циклом. Виключити пневмотумблер можна в будь-який момент роботи, але система зупиниться завжди у вихідному положенні після закінчення всіх операцій останнього виконуваного циклу.

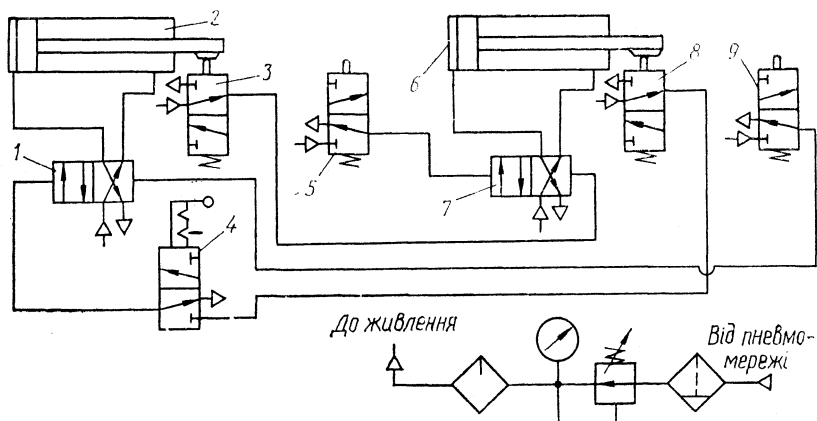


Рис. 7.2. Схема пневмосистеми з автоматичним керуванням

Наведені приклади дають уявлення про структуру пневматичних приводів, яка включає пневмодвигуни, розподільники, апаратуру керування, прилади підготовки повітря і систему трубопроводів. Крім того, в структуру пневмоприводів можуть входити регулююча і контрольно-вимірювальна апаратура, прилади захисту і блокування, різні допоміжні пристрої.

**Класифікація пневмодвигунів.** Пневматичний двигун є головною ланкою у структурі пневмопривода. Від типу двигуна, його конструктивних розмірів і потрібних динамічних характеристик залежить вибір схеми керування, типаж апаратури регулювання та керування, габарити та пропускна здатність пневмоліній і пневмоапаратів.

Ознаки, за якими класифікують об'ємні пневмодвигуни, встановлені ГОСТ 17752—81. Залежно від характеру руху вихідної ланки пневмодвигуни діляться на три групи: 1) двигуни лінійні зворотно-поступальної дії; 2) двигуни поворотної дії; 3) пневмомотори.

До першої групи належать поршневі та плунжерні пневмоциліндри, мембранні та сильфонні камери з прямолінійним зворотно-поступальним рухом вихідного штока. Вони можуть бути одно- та двосторонньої дії, дво- та багатопозиційними, одноступеневими і телескопічними.

В пневмоприводах односторонньої дії рухомий елемент (поршень, плунжер, опорний диск мембрани) переміщується під дією тиску повітря тільки в одному напрямку. Зворотний хід виконується за рахунок дії пружини, сили тяжіння (при вертикальному напрямку руху) або з допомогою іншого приводу. В приводах двосторонньої дії рухомий елемент переміщується тиском повітря як в прямому, так і в зворотному напрямках.

Більшість пневмодвигунів першої групи має одноступеневу конструкцію з двома фіксованими позиціями рухомого елемента. При обмежених розмірах привода по довжині і потребі в значній величині ходу використовують спеціальні багатоступеневі телескопічні конструкції циліндрів. Якщо потрібно забезпечити фіксовану зупинку рухомого елемента привода в кількох позиціях діапазону його робочого ходу, використовують спеціальні багатопозиційні конструкції.

До другої групи належать поворотні пневмодвигуни із зворотно-поступальним круговим рухом вихідної ланки — поворотного вала, який має обмежений кут повороту. Залежно від конструкції ці пневмодвигуни можуть бути шибєрними або поршневими, плунжерними, мембранними в поєднанні з різними передачами (важільними, зубчато-рейковими і т. п.).

У третю групу входять пневмодвигуни з обертальним рухом вихідного вала — пневмомотори. Практичне застосування знайшли пластинчасті, шестеренні та поршневі пневмомотори.

Застосуванню пневматичних приводів у техніці сприяє ряд їхніх позитивних якостей:

1) можливість живлення від централізованої мережі стиснутого повітря при відносній простоті транспортування цього виду енергії на значну відстань;

2) високі швидкості спрацьовування пневматичних пристроїв;

3) безпека роботи в пожежо- та вибухонебезпечних умовах без застосування будь-яких допоміжних засобів захисту;

4) можливість нормальної роботи в широкому діапазоні температур, в умовах забрудненості навколишнього середовища, при вібраціях, радіації тощо;

5) простота конструкцій і висока надійність пневматичних пристроїв і апаратів;

6) нескладність догляду та обслуговування;

7) відносна дешевизна і швидке відшкодування затрат.

У той же час пневмоприводи мають значні недоліки, які суттєво звужують сферу їхнього ефективного використання:

1) відносна дороговизна енергії стиснутого повітря;

2) неможливість без використання спеціальних пристроїв або конструкцій забезпечити заданий закон руху вихідної ланки пневмодвигуна;

3) нестабільність швидкості руху вихідної ланки особливо при змінних навантаженнях привода;

4) погані умови змащення поверхонь тертя рухомих елементів пневматичних пристроїв;

5) низький коефіцієнт корисної дії пневмоприводів;

6) необхідність захисту елементів привода від корозії.

**Застосування пневмоприводів у верстатобудуванні та робототехніці.** Пневмоприводи широко використовуються для механізації та автоматизації технологічних процесів у різних галузях виробництва. Основна сфера їхнього застосування — машинобудування, в тому числі верстатобудування та робототехніка.

Існують аналогії між пневматичними та гідравлічними об'ємними приводами. Крім подібності за структурою, функціями, принципом дії та конструкцією елементів, обидва види приводів часто використовуються для виконання подібних технологічних операцій, конкуруючи між собою та доповнюючи один одного. Принципово відрізняються своїми властивостями тільки робочі середовища, що використовуються для передачі енергії. Для пневмоприводів це повітря із малою в'язкістю і дуже широким діапазоном зміни об'єму при зміні тиску. Для гідравлічних приводів це рідина, що має значну в'язкість і практично незмінний об'єм, який мало залежить від зміни тиску. Відмінність властивостей робочих середовищ позначається на динамічних характеристиках двигунів.

На відміну від гідравлічних аналогів, пневмодвигуни із зворотно-поступальним рухом вихідної ланки — пневмоциліндри — мають майже дискретний характер роботи: незначний час руху при

високих і нестабільних швидкостях, два крайніх механічно фіксованих положення поршня в пневмоциліндрі. Внаслідок пружності робочого середовища поршень не можна зупинити в певному положенні; якщо навіть повністю перекрити пневмолінії підводу і вихлопу. Дискретним характером роботи пневмоциліндрів зумовлене їхнє використання для автоматизації таких операцій, що не потребують вивіреного закону руху та допускають нестабільність швидкості рухомих елементів. Для металообробки це операції закріплення заготовок, пристосувань та інструментів, завантаження-розвантаження, транспортування у фіксовану позицію, підймання, орієнтації, повороту і фіксації.

Незважаючи на майже релейний характер спрацювання пневмоциліндрів, раціональним вибором їхніх конструктивних розмірів та застосуванням відповідних регулюючих пристроїв можна активно впливати на їхню динаміку, добиваючись потрібних експлуатаційних характеристик. Наприклад, за допомогою дросельного регулювання швидкості можна змінювати в широкому діапазоні час руху поршня, впливати на величини діючих прискорень, не тільки регулювати швидкість поршня, але й сприяти в тій чи іншій мірі її стабільності під час руху. Застосування гальмівних пристроїв дає змогу при високих швидкостях руху на основній дільниці робочого ходу пневмоциліндра уникнути ударів в кінці руху при зупинці поршня на механічному упорі. Все це збагачує функціональні можливості пневмоприводів і сприяє більш широкому їхньому використанню.

Успішно почали застосовуватись пневмоприводи в робототехніці. У роботах першого покоління, які виконували головним чином прості транспортні операції, близько 70 % приводів були пневматичними. Однак у процесі подальшого розвитку робототехніки, в міру ускладнення функцій, які виконують промислові роботи, пневмоприводи стали витіснятись електромеханічними та гідравлічними приводами головним чином внаслідок труднощів із забезпеченням позиційного та контурного керування робочими органами роботів. Розробка нових конструкцій багатопозиційних пневмоприводів (крокових, цифрових, слідкуючих) дає підставу розраховувати на їхню конкурентоспроможність у цій перспективній галузі техніки.

Пневмоприводи з двигунами поворотної дії (друга група) при автоматизації металообробки застосовуються значно рідше, ніж звичайні пневмоциліндри, зате дуже поширені в робототехніці (механізми повороту, коливання, ротації пневматичних маніпуляторів промислових роботів та автооператорів). Як було вже сказано, в конструкціях таких двигунів часто використовуються і пневмоциліндри в поєднанні з різними механічними передачами, що забезпечують перетворення поступального руху в обертальний.

Робота пневмодвигунів обертальної дії (пневмомоторів) і пневмоприводів ударної дії зв'язана із значними витратами енергії стиснутого повітря. Зважаючи на відносно високу вартість цієї енергії, такі приводи використовуються в основному в ручних інструментах невеликої потужності (свердлильні, шліфувальні та різьбонарізні машини, гвинтоверти та гайковерти, клепальні, рубильні та відбійні молотки, трамбівки тощо). Більш потужні приводи цих типів використовуються у гірничій справі, що обумовлено головним чином міркуваннями техніки безпеки. У верстатобудуванні та робототехніці такі приводи практично не застосовуються і тому тут не розглядаються.

У даному розділі основна увага приділяється пневмоприводам дискретної дії з двигунами у вигляді поршневих циліндрів і мембранних камер, розглядаються основи їхніх розрахунків при проектуванні, критерії вибору параметрів, особливості конструкцій та принцип дії основних елементів пневмоапаратури.

## **7.2. Стиснуте повітря — робоче середовище пневмоприводів**

**Джерела живлення.** Повітря, що оточує нас, являє собою газову суміш, яка складається з азоту (78 %), кисню (20 %), інертних газів (0,9 %), вуглекислого газу (0,03 %), водяної пари та випадкових домішок. Процентний вміст компонентів змінний і залежить від географічної широти місцевості, метеорологічних умов, а також від забрудненості атмосферного повітря, зокрема його загазованості.

Для живлення стиснутим повітрям пневматичних систем використовуються компресори. Більшість підприємств, де застосовується енергія стиснутого повітря, мають централізовані компресорні станції, оснащені поршневими або відцентровими компресорними машинами, які забезпечують стиснення повітря до 0,5...0,9 МПа, а в деяких випадках до 1,1...1,7 МПа (тут і в подальшому тексті розділу приводяться значення абсолютного тиску). На машинобудівних підприємствах у даний час застосовуються пневматичні пристрої та системи трьох різних рівнів тиску: високого (0,35...1,1 МПа), середнього (0,2...0,35 МПа) і низького (0,101...0,110 МПа). Оскільки економічно невигідно використовувати повітря з високим рівнем тиску для живлення пневмосистем середнього і низького рівнів, при значних обсягах живлення раціонально розділяти пневмережі на мережі високого і середнього тиску. При малих обсягах використання енергії стиснутого повітря живлення забезпечується індивідуальним компресором, який повинен бути укомплектований ресивером для акумулювання стиснутого повітря і згладжування пульсації подачі.

**Властивості повітря.** Основними параметрами, що характеризують стан повітря як фізичного тіла, є тиск, температура та питомий об'єм або обернена йому величина — густина.

При розрахунках пневмоприводів користуються величиною **абсолютного тиску**

$$p = p_{\text{ман}} + p_a,$$

де  $p_{\text{ман}}$  і  $p_a$  — відповідно манометричний та атмосферний тиск.

При вимірюванні **температури** використовують міжнародну практичну температурну шкалу в градусах Цельсія ( $t$  °C). В теорії пневмоприводів використовують рівняння термодинаміки, в які входить термодинамічна (абсолютна) температура  $T$  в кельвінах (К). Зв'язок між температурами має вигляд

$$T = t \text{ °C} + 273^\circ.$$

**Питомий об'єм**  $v = \frac{V}{m}$ , де  $V$  — об'єм, що його займає повітря, м<sup>3</sup>;  $m$  — маса цього повітря, кг. Відношення маси повітря  $m$  до об'єму  $V$ , в якому повітря знаходиться, називається **густиною**, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho = \frac{m}{V}.$$

Густина — величина, обернена питомому об'єму

$$\rho = \frac{1}{v}.$$

І густина, і питомий об'єм повітря в великій мірі можуть змінюватися залежно від тиску і температури, тому прийнято виражати їхні значення для фіксованих умов. Наприклад, при тиску  $p = 0,1013$  МПа (760 мм рт. ст.) і температурі  $T = 293$  К ( $t = 20$  °C) питомий об'єм повітря  $v = 0,83$  м<sup>3</sup>/кг і густина  $\rho = 1,207$  кг/м<sup>3</sup>.

Параметри, що характеризують стан повітря, зв'язані між собою **рівнянням стану**. Оскільки в умовах промислових підприємств, де використовуються пневматичні приводи і системи, величини тиску і робочих температур обмежені досить вузькими рамками (тиск — до 1 МПа, діапазон температур від  $-40$  до  $+70$  °C) і ці умови близькі до так званих **нормальних умов** (тиск  $p = 0,1013$  МПа, температура  $t = 20$  °C), для стиснутого повітря при термодинамічних розрахунках з достатньою для практики точністю можна користуватись **рівнянням стану ідеального газу**:

$$pv = RT, \text{ або } pV = mRT.$$

Тут  $R$  — **питома газова стала**, або **газова стала**. Це робота, яку виконує газ масою 1 кг при зміні його температури на один градус при сталому тиску. Для сухого повітря  $R = 287$  Дж/(кг · К). Для вологого повітря газова стала  $R$  трохи збільшується, але це рідко враховується.

Крім названих параметрів, фізичні властивості повітря характеризуються в'язкістю, вологістю і теплоємністю.

**В'язкість** повітря характеризує сили внутрішнього тертя під час руху повітряного потоку і оцінюється коефіцієнтами динамічної  $\mu_d$  чи кінематичної  $\nu$  в'язкості. Зв'язок між цими коефіцієнтами виражається залежністю  $\mu_d = \nu \rho$ . На відміну від рідини, в'язкість якої з підвищенням температури зменшується, в'язкість газів, у тому числі і повітря, навпаки, збільшується. Залежність в'язкості від температури має вигляд

$$\mu_d = \mu_{d0} (T/273)^{0,75},$$

де  $\mu_d$  — коефіцієнт динамічної в'язкості при температурі  $T$ ;  $\mu_{d0}$  — цей же коефіцієнт при температурі 273 К;  $\mu_{d0} = 17,2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \times \text{с}/\text{м}^2$ .

Повітря може бути сухим і вологим. Вологе повітря містить у собі водяну пару у вигляді насиченого або ненасиченого розчину. Масова кількість водяної пари в повітрі обмежена і залежить від температури. Наприклад, при температурі 0 °С і атмосферному тиску в 1 м<sup>3</sup> вологого повітря може міститись до 4,8 г водяної пари, при 30 °С — до 30,4 г, при 100 °С — до 597,7 г. Відношення фактичної кількості водяної пари в 1 м<sup>3</sup> повітря до тієї кількості, що створює насичений розчин при даній температурі, називають **відносною вологістю** повітря. При зниженні температури розчин стає перенасиченим і надлишок водяної пари конденсується у вигляді роси (цим користуються на практиці для сушіння повітря).

**Теплоємність** повітря — це кількість тепла, яка необхідна для нагрівання 1 кг повітря на один градус. Розрізняють теплоємності при сталому тиску  $c_p$  і сталому об'ємі  $c_v$ . У діапазоні температур —40...+100 °С величини теплоємностей практично незмінні і для сухого повітря мають значення:

$$c_p = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_v = 0,72 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Теплоємності  $c_p$  і  $c_v$  зв'язані між собою залежністю  $c_p = c_v + R$ , а їхнє відношення дає величину показника адиабати:  $k = c_p/c_v = 1,4$ .

**Термодинамічні процеси при постійній кількості повітря.** Параметри повітря при переході його від одного стану до іншого змінюються. Такий перехід називається **термодинамічним процесом**. В обмеженому діапазоні тисків і температур, що має місце при роботі більшості пневматичних приводів, користуючись рівнянням стану для ідеального газу, можна встановити зв'язок між основними параметрами для двох різних станів 1 кг повітря:

$$\rho_1 v_1 / T_1 = \rho_2 v_2 / T_2.$$

Енергетична сторона переходу із одного стану в інший характеризується рівнянням першого закону термодинаміки:  $dq = du + dl$  —

## 7.1. Основні характеристики простих термодинамічних процесів

Процес	Зв'язок між параметрами	Рівняння першого закону термодинаміки	Теплота $q$	Зовнішня робота $l$	Показник політропи $n$
Ізохоричний	$p_1/p_2 = T_1/T_2$	$dq = du$	$c_v (T_2 - T_1)$	0	$\infty$
Ізобаричний	$v_1/v_2 = T_1/T_2$	$dq = du + dl$	$c_p (T_2 - T_1)$	$p (v_2 - v_1)$	0
Ізотермічний	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$dq = dl$	1	$RT \ln (p_1/p_2)$	1
Адіабатний	$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$	$du = -dl$	0	$\frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k - 1}$	$k$

приріст підведеного зовні тепла  $dq$  витрачається на зміну внутрішньої енергії повітря  $du$  і на виконання зовнішньої роботи  $dl$ . У термодинаміці розглядаються процеси, що проходять при сталому значенні одного з основних параметрів  $p$ ,  $v$  і  $T$  або теплообміну із зовнішнім середовищем. Ці термодинамічні процеси називають основними. До них належать **ізобарний** ( $p = \text{const}$ ), **ізохорний** ( $v = \text{const}$ ), **ізотермний** ( $T = \text{const}$ ) та **адіабатний** ( $dq = 0$ ) процеси (табл. 7.1).

Найбільш загальним є **політропний** процес, що здійснюється при одночасній зміні параметрів  $p$ ,  $v$  і  $T$  з теплообміном із зовнішнім середовищем. Рівняння цього процесу  $pv^n = \text{const}$ , де  $n = (c_p - c)/(c_v - c)$  — показник політропи, що може приймати різні числові значення, залишаючись потім сталим у процесі зміни параметрів при переході повітря з одного стану в інший. Проте постійне значення показника політропи для кожного конкретного процесу це тільки засіб для вивчення і розрахунків. Насправді, дійсні термодинамічні процеси є політропними і відбуваються при безперервній зміні показника  $n$ . Легко впевнитись, що основні процеси є окремими випадками політропного. Для цього в рівнянні політропи  $pv^n = \text{const}$  достатньо дати відповідне значення показнику  $n$ . Ці значення  $n$  для основних процесів також приведені в табл. 7.1.

**Термодинамічні процеси при змінній кількості повітря.** Робота пневматичних приводів завжди пов'язана з процесами періодичного наповнення стиснутим повітрям робочих камер пневмодвигунів і наступним їх спорожненням, причому місткість камер може змінюватись або залишатись постійною. В цих умовах масова кількість повітря в камерах невпинно міняється і закономірності, що зв'язують між собою параметри стану повітря в ході термодинамічного процесу, порушуються. Наприклад, при постійній масі повітря в камері постійного об'єму будь-яка зміна тиску супроводжується пропорційною зміною температури (ізохорний процес). Але якщо тиск у цій камері буде змінюватись за рахунок підводу додаткової кількості повітря, то темпе-

ратура в ній може підійматись, знижуватись або ж залишатись постійною, що залежить не тільки від інтенсивності підводу, але і від температури повітря, що надходить в камеру, а також від співвідношення між початковою та кінцевою масами повітря в ній. Отже, для термодинамічних процесів при змінній кількості газу в камері необхідно враховувати фактор часу і фактичну масу газу в камері в кожний даний момент процесу.

Щоб встановити зв'язок між параметрами стану газу в ході термодинамічного процесу при змінній масовій кількості газу, розглянемо схему на рис. 7.3. У камеру циліндра, в якій знаходиться газ масою  $m$  при тиску  $p$  і температурі  $T$ , за малий відрізок часу  $dt$  підводиться ззовні теплова енергія  $dQ$ , додаткова кількість газу  $dm_1$  з ентальпією (тепломісткістю)  $i_1$  та відводиться деяка кількість газу  $dm_2$ . Початковий об'єм камери  $V = Fx$ , де  $F$  — площа поршня, а  $x$  — його координата. Газ у камері має питому внутрішню енергію  $u$  і ентальпію  $i$ . Поршень циліндра, навантажений силою  $P$ , виконує за час  $dt$  зовнішню роботу  $dL$ .

За цих умов рівняння енергетичного балансу (рівняння збереження енергії) має вигляд

$$dQ + i_1 dm_1 = dU + dL + idm_2,$$

тобто підведена ззовні теплова енергія  $dQ$  і енергія  $i_1 dm_1$  порцій газу, що надходять, витрачаються на зміну внутрішньої енергії газу  $dU$ , виконання зовнішньої роботи  $dL$  і частково відводяться разом з порціями газу, що витікають,  $idm_2$ .

Для реального пневмоциліндра з обмеженими розмірами при наповненні його робочої камери стиснутим повітрям, що надходить із мережі ( $dm_1 = dm_m$ ,  $i_1 = i_m$ ), нехтуючи теплообміном із зовнішнім середовищем ( $dQ \approx 0$ ) з врахуванням короткочасності процесу наповнення і вважаючи, що витрати повітря через нещільності усунені якісними ущільненнями ( $dm_2 \approx 0$ ), рівняння енергетичного балансу спрощується і має вигляд

$$i_m dm_m = dU + dL.$$

Перетворимо одержане рівняння, підставляючи в нього значення вхідних величин. Ентальпію  $i_m$  повітря, що підводиться з магістралі, можна виразити через температуру  $T_m$  магістрального повітря і теплоємність  $c_p$ :  $i_m = c_p T_m$ . Внутрішня енергія повітря, що знаходиться у камері циліндра,  $U = um$ , а її приріст  $dU = udm + mdu$ . Питому внутрішню енергію  $u$  можна виразити через теплоємність  $c_v$  і

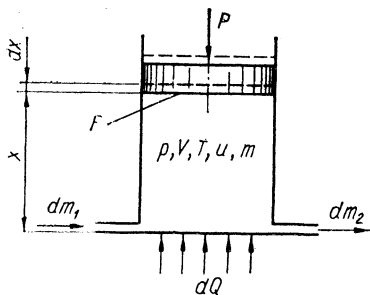


Рис. 7.3. Схема до виводу рівняння енергетичного балансу

температуру:  $u = c_v T$  і  $du = c_v dT$ . Тоді  $dU = c_v T dm + c_v m dT$ . Із рівняння стану для маси  $m$  повітря  $pV = mRT$  диференціюванням знайдемо  $T dm = (1/R)(p dV + V dp) - m dT$  і підставимо у вираз для  $dU$ :

$$dU = (c_v/R)(p dV + V dp) + (c_v - 1) m dT.$$

Зовнішня робота

$$dL = p F dx = p dV.$$

Після підстановки у вихідне рівняння і перетворень з урахуванням, що  $c_p = c_v + R$  і  $c_p/c_v = k$ , знайдемо кінцеве рівняння енергетичного балансу для пневмокамери змінного об'єму при наповненні стиснутим повітрям [9]:

$$kRT_m dm_m = k p dV + V dp. \quad (7.1)$$

Для камери постійного об'єму ( $V = \text{const}$  і  $dV = 0$ ) рівняння (7.1) матиме вигляд

$$kRT_m dm_m = V dp. \quad (7.2)$$

При спорожненні (вихлопі) пневмокамери змінного об'єму рівняння енергетичного балансу

$$-kRT_v dm_v = k p_v dV_v + V_v dp_v. \quad (7.3)$$

Змінні параметри повітря при вихлопі в рівнянні мають індекси «в». Для пневмокамери постійного об'єму

$$-kRT_v dm_v = V_v dp_v. \quad (7.4)$$

Рівняння (7.1)... (7.4) є базовими при динамічних розрахунках пневмоприводів. На відміну від рівняння першого закону термодинаміки для постійної маси газу в них враховується фактор часу: величини  $dm_m$  і  $dm_v$ , що характеризують зміну маси газу в ході термодинамічного процесу, залежать не тільки від інтенсивності підводу чи вихлопу, а також від тривалості цих процесів. Отже, прості термодинамічні процеси в умовах змінної маси газу неможливі. І якщо для цих умов використовують терміни «ізотермний», «адіабатний», «політропний», то мають на увазі не енергетичну сторону процесу, а тільки можливість використати відповідне рівняння стану, щоб охарактеризувати зв'язок між параметрами газу.

### 7.3. Повітропроводи і пневмокамери

**Загальні закономірності руху стиснутого повітря в повітропроводі.** Рух повітря у повітропроводі може бути усталеним (стаціонарним) і неусталеним (нестационарним). Усталеним називається такий рух повітря, при якому швидкість і тиск у кожній точці повітряного потоку є функціями координат точки і не змінюються з часом. Усталений рух

повітря має місце в пневмомагістралях, а також у повітропроводах приводів і систем з безперерійною і стабільною витратою стиснутого повітря. У повітропроводах пневмоприводів дискретної дії рух повітря неусталений, а швидкість і тиск в повітряному потоці залежать не тільки від координат точки виміру, а й від часу виміру.

Закономірності, що характеризують течію повітря в повітропроводі, встановлені для рівномірного усталеного руху повітряного потоку. При такому рухові масова витрата повітря  $G$  у будь-якому живому перерізі потоку є сталою величиною:

$$G = \rho \omega f, \quad (7.5)$$

де  $\rho$  — густина повітря в даному перерізі потоку;  $\omega$  — середня швидкість повітря в перерізі;  $f$  — площа перерізу. Рівняння (7.5) називається **рівнянням нерозривності потоку**.

Для будь-яких двох живих перерізів повітряного потоку при рівномірному усталеному рухові можна записати рівняння Бернуллі:

$$z_1 + p_1/\rho_1 g + \omega_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho_2 g + \omega_2^2/2g + h,$$

тобто сума геометричного ( $z$ ), п'езометричного ( $p/\rho g$ ) та швидкісного ( $\omega^2/2g$ ) напорів з урахуванням втрат напору ( $h$ ) на ділянці між вибраними живими перерізами є сталою величиною. Через малу величину густини повітря  $\rho$  геометричними напорами  $z_1$  та  $z_2$  частіше всього нехтують.

У диференціальній формі рівняння Бернуллі (без врахування геометричного напору) має вигляд

$$d(\omega^2/2g) + dp/\rho g + dh = 0. \quad (7.6)$$

Втрати напору  $h$  повітряного потоку в трубопроводі обчислюються так, як і в гідравліці:

$$h = h_l + h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g} + \frac{\omega^2}{2g} \sum_{i=1}^n \zeta_{mi},$$

де  $h_l$  — втрати напору по довжині трубопроводу;  $h_m$  — місцеві втрати напору;  $\lambda$  — коефіцієнт тертя (при розрахунках  $\lambda = 0,02 \dots 0,03$ );  $\zeta_m$  — коефіцієнт втрат напору в місцевих гідравлічних опорах трубопроводу;  $l, d$  — довжина і внутрішній діаметр трубопроводу.

Втрати напору в пневмолініях при практичних розрахунках виражають через коефіцієнт сумарних втрат  $\zeta$ , що є функцією показника політропи  $n$  [9]:

$$\zeta = \frac{k-n}{n-1} \frac{1}{k}. \quad (7.7)$$

На практиці коефіцієнт  $\zeta$  знаходять за формулою

$$\zeta = 0,5 \lambda l_e/d, \quad (7.8)$$

де  $l_e = l + \sum_{i=1}^n l_{ei}$  — еквівалентна довжина пневмолінії, що являє собою суму фактичної довжини трубопроводу  $l$  і еквівалентних довжин трубопроводу того ж діаметра  $d$ , якими замінюються місцеві гідравлічні опори (звуження і розширення трубопроводу, вигини і повороти, зміни форми живого перерізу тощо) при умові рівності втрат напору по довжині еквівалентного трубопроводу фактичним місцевим втратам. Загальна втрата напору в пневмолінії в цьому випадку

$$h = \zeta \omega^2 / 2g. \quad (7.9)$$

При усталеному рухові потоку повітря по трубопроводу параметри стану повітря змінюються, отже має місце термодинамічний процес, характер якого залежить від швидкості потоку, довжини трубопроводу і його гідравлічного опору, інтенсивності теплообміну із зовнішнім середовищем. При повільній течії повітря в довгому трубопроводі із значним гідравлічним опором термодинамічний процес близький до ізотермічного, при швидкій течії в короткому трубопроводі — до адіабатного.

При неусталеному рухові потоку повітря всі процеси в пневмолініях ускладнюються через вплив сил пружності та інерції. Для спрощення розрахунків у цьому випадку використовують закономірності, встановлені для усталеного руху, зокрема, рівняння Бернуллі. Це спричинює погрішності розрахунків, які прагнуть компенсувати за допомогою коефіцієнтів корекції.

Для сил пружності в нестационарному повітряному потоці особливо вагома в початковій стадії його руху. Для їх врахування в теорії пневмоприводів прийнята така схема протікання стиснутого повітря в пневмолінії: при відкриванні пневморозподільника підведене до нього стиснуте повітря надходить до вихідної пневмолінії тільки після проходження по ній пружної хвилі тиску, котра створює перепади тиску між вхідним і всіма наступними перерізами лінії. Швидкість хвилі тиску є функцією пружності середовища. Для повітряного потоку вона може бути знайдена з виразу  $a \approx 20 \sqrt{T}$ , м/с.

**Рівняння швидкості руху повітря в трубопроводі.** Для встановлення залежності між параметрами стану повітря і швидкістю його руху в трубопроводі з відомим гідравлічним опором розглянемо випадок витікання стиснутого повітря із ресивера через короткий трубопровід у пневмокамеру з постійною і обмеженою місткістю (рис. 7.4). Параметри повітря в ресивері ( $p_m, T_m, \rho_m$ ) стали. Поточні значення параметрів стану повітря в пневмокамері з об'ємом  $V$  —  $p, T$  і  $\rho$ .

Рівняння руху повітря у трубопроводі (рівняння Бернуллі в диференціальній формі) запишемо, виражаючи втрати напору  $dh$  через коефіцієнт сумарних втрат  $\zeta$ :

$$d(\omega^2/2g) + dp/\rho g + \zeta d(\omega^2/2g) = 0.$$

Вважаючи процес політропним, підставимо значення  $\zeta$  із формули (7.7) і після перетворень проінтегруємо рівняння на дільниці між перерізом ресивера і перерізом трубопроводу на вході в пневмокамеру:

$$\int_{\omega_M}^{\omega} \omega d\omega = -\frac{k(n-1)}{n(k-1)} \int_{p_M}^p \frac{dp}{\rho}; \quad \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2} = -\frac{k(n-1)}{n(k-1)} \int_{p_M}^p \frac{dp}{\rho}.$$

Значення інтеграла  $\int_{p_M}^p \frac{dp}{\rho}$  знайдемо, скориставшись рівняннями

політропи  $p/\rho^n = p_M/\rho_M^n$  і стану повітря  $p_M v_M = RT_M$  або  $p_M/\rho_M = RT_M$ . Після підстановки цього значення у вихідне рівняння знаходимо

$$\omega = \sqrt{\omega_M^2 + \frac{2k}{k-1} RT_M \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_M} \right)^{(n-1)/n} \right]}.$$

Зважаючи на нескінченно мале значення швидкості руху повітря в перерізі ресивера в порівнянні із швидкістю  $\omega$  в перерізі трубопроводу, приймаємо  $\omega_M \approx 0$ . Позначимо відношення тисків на виході і вході трубопроводу  $p/p_M = \sigma$ . Кінцева форма рівняння швидкості руху повітря у трубопроводі

$$\omega = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_M [1 - \sigma^{(n-1)/n}]}. \quad (7.10)$$

**Рівняння масової витрати повітря.** Для одержання потрібної залежності скористаємось рівнянням нерозривності потоку (7.5):  $G = \rho \omega f$ . Густина повітря  $\rho$  знайдемо із рівнянь стану і політропи:

$$\rho = \frac{p_M}{RT_M} \left( \frac{p}{p_M} \right)^{1/n} = \frac{p_M}{RT_M} \sigma^{1/n}.$$

Швидкість  $\omega$  руху повітря у перерізі трубопроводу визначається рівнянням швидкості (7.10). Тоді масова витрата повітря для політроповоду з площею перерізу  $f$  може бути знайдена з виразу

$$G = f p_M \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_M} (\sigma^{2/n} - \sigma^{(n+1)/n})}.$$

Показник політропи  $n$  залежить від гідравлічного опору трубопроводу, його розмірів, інтенсивності теплообміну між повітрям, що протікає, і зовнішнім середовищем тощо. Для зручності розрахунків в одержаному рівнянні показник політропи  $n$  замінюють показником адиабати  $k$ , а похибку від заміни компенсують введенням коефіцієнта витрати  $\mu$ . Отже, рівняння масової витрати повітря (рівняння Сен-Венана і Ванцеля) має такий остаточний вигляд:

$$G = \mu f p_M \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_M} (\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k})}. \quad (7.11)$$

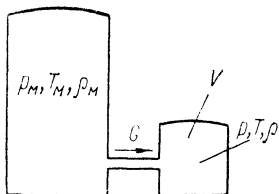


Рис. 7.4. Схема витікання повітря із ресивера в пневмокамеру

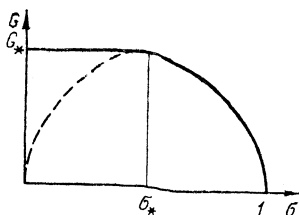


Рис. 7.5. Графік витрати повітря в трубопроводі залежно від співвідношення тисків на його виході і вході

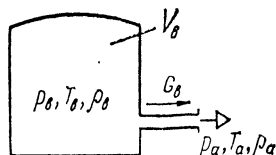


Рис. 7.6. Схема витікання повітря із пневмокамери з обмеженим об'ємом

Аналіз рівняння показує, що масова витрата  $G$  є функцією відношення тисків на виході і вході трубопроводу  $\sigma$ . Графік функції  $G = f(\sigma)$  має вигляд параболи (рис. 7.5) з екстремальною точкою  $G_*$  (критична масова витрата) при  $\sigma = \sigma_*$ . Значення критичного відношення тисків  $\sigma_*$  знаходять як екстремум функції  $G = f(\sigma)$  [9]:

$$\sigma_* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} = 0,5282, \quad \text{де } k = 1,4.$$

Ліва гілка параболи, зображена пунктиром, не відповідає дійсності і суперечить фізичному змісту явища. Зменшення  $\sigma$  від  $\sigma_*$  до  $\sigma = 0$  відповідає зростанню різниці тисків на вході і виході трубопроводу, що мало б спричинити тільки збільшення масової витрати повітря, а не її падіння. Насправді, в цьому діапазоні значень  $\sigma$  масова витрата залишається постійною і рівною критичній величині  $G_*$ . Постійність витрати пояснюється тим, що при витіканні повітря в середовище, в якому тиск  $p$  менший від критичного значення  $p_* = p_m \sigma_*$ , на виході трубопроводу встановлюється тиск  $p_* > p$ , який не може зменшитись до рівня  $p$  через звуковий бар'єр: при витіканні стиснутого повітря у середовище з низьким тиском проходить хвильовий процес розрідження повітря, а швидкість хвилі розрідження обмежена швидкістю звуку в повітрі. Отже, у діапазоні  $\sigma = 0 \dots \sigma_*$  перепад тисків на трубопроводі  $\Delta p = p_m - p_*$  залишається постійним і незалежним від тиску в середовищі, куди витікає повітря. Режим протікання повітря при постійній масовій витраті називається **надкритичним**.

Якщо тиск у середовищі, що наповнюється повітрям, стане більшим від критичного ( $p > p_*$ ), на виході трубопроводу встановлюється такий же тиск, тобто в міру збільшення тиску в середовищі перепад тиску на трубопроводі зменшується, поки не стане нульовим при  $p = p_m$ . Масова витрата повітря також при цьому зменшується і при  $\sigma = 1$  стає нульовою. Режим витікання повітря при змінній масовій витраті в діапазоні  $\sigma = \sigma_* \dots 1$  називається **підкритичним**.

Рівняння (7.11) можна привести до більш зручної для користування форми, якщо позначити

$$\sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}} = \varphi(\sigma), \quad (7.12)$$

де  $\varphi(\sigma)$  — функція витрати, і підставити значення  $k = 1,4$  і  $R = 286$  Дж/(кг · К):

$$G = 0,156\mu f (p_M/\sqrt{T_M}) \varphi(\sigma). \quad (7.13)$$

Для надкритичного режиму протікання повітря

$$G_* = 0,156\mu f (p_M/\sqrt{T_M}) \varphi(\sigma_*) = 0,0404\mu f (p_M/\sqrt{T_M}), \quad (7.14)$$

де  $\varphi(\sigma_*) = \sqrt{\sigma_*^{2/k} - \sigma_*^{(k+1)/k}} = 0,2588$  для  $k = 1,4$  і  $\sigma_* = 0,5282$ .

Якщо із пневмокамери з обмеженим об'ємом  $v_B$  (рис. 7.6) стиснуте повітря з параметрами  $p_B$ ,  $T_B$  і  $\rho_B$  витікає через короткий трубопровід у навколишнє середовище (атмосферу) з параметрами  $p_a$ ,  $T_a$ ,  $\rho_a$ , його масова витрата визначається рівнянням, аналогічним рівнянню (7.11) при наповненні пневмокамери через трубопровід:

$$G_B = \mu_B f_B \rho_B \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_B} (\sigma_B^{2/k} - \sigma_B^{(k+1)/k})}. \quad (7.15)$$

Однак, на відміну від рівняння (7.11), тут величини тиску і температури ( $p_B$  і  $T_B$ ) є змінними. Відношення тисків на виході і вході трубопроводу

$$\sigma_B = p_a/p_B \quad (7.16)$$

при витіканні повітря змінюється подібно  $\sigma$  у рівнянні (7.11). Якщо  $p_B \geq p_{B*} = p_a/\sigma_{B*} = 0,1/0,5282 = 0,189$  МПа, тобто при  $\sigma_B \leq \sigma_{B*} = 0,5282$ , режим витікання повітря буде надкритичним, але критична масова витрата  $G_{B*} \neq \text{const}$  через змінність  $p_B$  і  $T_B$ . З тієї ж причини має дещо інший характер зміна витрати  $G_B$  при підкритичному режимі витікання у діапазоні значень  $\sigma_B = 0,5282 \dots 1$ .

Рівняння (7.15) також можна записати в більш зручній для користування формі:

$$G_B = 0,156\mu_B f_B (p_M/\sqrt{T_M}) \sigma_a^{(k+1)/2k} \varphi_1(\sigma_B), \quad (7.17)$$

де  $\sigma_a = \frac{p_a}{p_M}$ ;  $\varphi_1(\sigma_B) = \frac{\varphi(\sigma_B)}{\sigma_B^{(k+1)/2k}} = \frac{\sqrt{\sigma_B^{2/k} - \sigma_B^{(k+1)/k}}}{\sigma_B^{(k+1)/2k}}$ ;  $p_M$ ,  $T_M$  — ви-

хідні значення тиску і температури в пневмокамері на початку витікання повітря, що відповідають тисковій та температурі повітря у магістралі, з якої пневмокамера попередньо була наповнена.

**Визначення пропускної здатності пневмоліній.** Пропускную здатність пневмолінії характеризує ефективна площа перерізу  $f_e$  для ліній підводу стиснутого повітря і  $f_{e,B}$  для вихлопних ліній, що являє

собою добуток коефіцієнта витрати, приведеного до даного перерізу, на фактичну площу цього перерізу:

$$f_e = \mu f; \quad f_{e,v} = \mu_v f_v.$$

Пневмолінії пневматичних приводів, як правило, складаються з декількох відрізків труб, що з'єднують послідовно розташовані на них пневмоапарати з робочими камерами пневмодвигунів. Перерізи цих труб, як і проходи пневмоапаратів, розрізняються і за розмірами і за формою, тому значення коефіцієнтів витрати для різних перерізів пневмолінії можуть бути відмінними, проте ефективна площа перерізу буде одна і та ж упродовж всієї лінії.

Коефіцієнт витрати  $\mu$  ( $\mu_v$ ) являє собою відношення дійсної витрати повітря через пневмолінію до витрати ідеальної, яка мала б місце при відсутності будь-яких втрат. Отже, коефіцієнт витрати залежить від гідравлічних втрат напору в пневмолінії, від теплообміну із зовнішнім середовищем, від стиснення струменя повітря при вході в трубу та інших факторів, що призводять до зменшення витрати повітря. Врахувати всі ці залежності практично неможливо, тому коефіцієнт витрати знаходять експериментально [9] або обчислюють, використовуючи експериментальні дані. Крім того, коефіцієнт витрати залежить від тиску, тобто в реальних умовах пневмоприводів він є змінною величиною. Тому при розрахунках знаходять і користуються середнім значенням цього коефіцієнта для даного діапазону зміни тисків.

Для пневмоліній з серійними пневмоапаратами пропускну здатність розраховують, користуючись витратними характеристиками пневмоапаратів, одержаними експериментально. Відповідні дані приводяться в технічній характеристиці кожного пневмоапарата у вигляді його ефективної площі, еквівалентної довжини трубопроводу даного діаметра або коефіцієнта  $K_v$ , який називають проливною характеристикою (табл. 7.2).

Якщо для пневмоапаратів, що входять у пневмолінію, відомі еквівалентні довжини трубопроводу і умовні проходи пневмоапаратів співпадають із внутрішнім діаметром з'єднуючих їх труб, то для такої пневмолінії знаходять повну еквівалентну довжину, як суму довжин з'єднуючих труб і еквівалентних довжин пневмоапаратів, а потім за формулою (7.8) визначають коефіцієнт сумарних втрат  $\zeta_e$ , по графіку (рис. 7.7) знаходять коефіцієнт  $\mu_e$  і підраховують ефективну площу  $f_e = \mu_e f$ , де  $f$  — площа живого перерізу трубопроводу.

Графік  $\mu = \varphi(\zeta)$  на рис. 7.7 побудований за залежністю

$$\mu = \sqrt{(1 + \sigma) / [1 + \sigma + 4(\zeta - \ln \sigma) \sigma]} \quad (7.18)$$

для середнього значення  $\sigma = 0,6$  у діапазоні тисків  $0,1 \dots 0,5$  МПа, де  $\sigma$  змінюється від  $\sigma_a = p_a / p_m = 0,1 / 0,5 = 0,2$  до  $\sigma = 1$ .

Якщо пневмолінія складається з відрізків труб з різними внутрішніми діаметрами, що з'єднують між собою пневмоапарати з неоднаковими умовними проходами, то один із діаметрів приймається за базовий і відповідні йому довжини труб чи еквівалентні довжини пневмоапаратів при знаходженні повної еквівалентної довжини пневмолінії враховуються повністю. Фактичні чи еквівалентні довжини трубопроводу іншого діаметра замінюються приведеними значеннями. Приведена довжина знаходиться з умови, що ефективна площа даного елемента пневмолінії при заміні повинна залишатись постійною. Наприклад, ділянку трубопроводу із внутрішнім діаметром  $d_1$  і довжиною  $l_1$  потрібно привести до базового діаметра  $d_2$ . Визначимо  $\zeta_1 = 0,5\lambda l_1/d_1$  і по графіку  $\mu = f(\zeta)$  знаходимо відповідне йому  $\mu_1$ . При рівності ефективних площ  $\mu_1 \pi d_1^2/4 = \mu_{\text{пр}} \pi d_2^2/4$ , звідки приведений коефіцієнт витрат  $\mu_{\text{пр}} = \mu_1 (d_1/d_2)^2$ . По тому ж графіку знаходимо відповідне значення  $\zeta_{\text{пр}}$  і, нарешті, обчислюємо приведену довжину трубопроводу  $l_{\text{пр}} = 2\zeta_{\text{пр}} d_2/\lambda$ . Для визначення пропускної здатності такої ступінчастої пневмолінії знаходимо її поєну еквівалентну довжину  $l_e$ , коефіцієнт  $\zeta_e$ , коефіцієнт  $\mu_e$  і ефективну площу перерізу як добуток  $\mu_e$  і площі живого перерізу трубопроводу базового діаметра.

В технічній характеристиці пневмоапаратів часто приводиться як їхня пропускна здатність коефіцієнт  $K_v$ , який виражає витрату води в кубічних метрах за годину через даний пневмоапарат при різниці тисків на його вході і виході 0,098 МПа. Для переходу від  $K_v$  до  $\mu$  чи  $f_e$  використовують залежності [20]:

$$\mu = K_v / (f \cdot 5 \cdot 10^4); \quad f_e = K_v / (5 \cdot 10^4).$$

Якщо пневмолінія складається з ряду послідовно розміщених елементів з відомими ефективними площами  $f_{e1}, f_{e2}, \dots, f_{ei}$ , то ефективна площа перерізу всієї лінії  $f_e$  знаходиться із співвідношення

$$1/f_e^2 = 1/f_{e1}^2 + 1/f_{e2}^2 + \dots + 1/f_{ei}^2. \quad (7.19)$$

При паралельному з'єднанні елементів пневмолінії

$$f_e = f_{e1} + f_{e2} + \dots + f_{ei}.$$

Для складних пневмоліній при розрахунках пропускної здатності найчастіше використовується співвідношення (7.19).

**Визначення часу наповнення пневмокамери постійного об'єму.** Робота пневмоприводів дискретної дії завжди пов'язана з процесами періодичного наповнення стиснутим повітрям робочих камер пневмо-

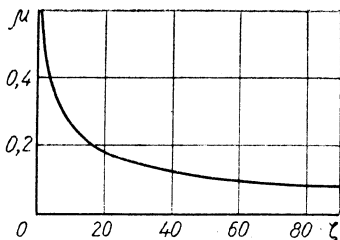


Рис. 7.7. Графік для визначення коефіцієнта витрати

двигунів та інших елементів пневмосистеми з наступним їхнім спорожненням. Знаходження часу наповнення та спорожнення пневмокамери через пневмолінію з відомою пропускною здатністю — одна з головних задач динаміки пневмоприводів.

Розглянемо цю задачу для таких умов. Потрібно знайти час наростання тиску в пневмокамері з об'ємом  $V$  (рис. 7.8) від початкової величини  $p_1 = p_a$  до деякого рівня  $p_2$  при наповненні камери стиснутим повітрям через пневмолінію з ефективною площею перерізу  $f_e$ . У вихідному положенні пневмокамера через канал розподільника сполучена з атмосферою, а на вхід розподільника підведене стиснуте повітря зі сталими параметрами  $p_m$ ,  $T_m$  і  $\rho_m$ .

Процес наповнення починається після переключення розподільника і проходження хвилі тиску по пневмолінії від розподільника до пневмокамери. Він описується рівнянням енергетичного балансу (7.2), яке після заміни  $dm_m = G_m dt$  має вигляд

$$kRT_m G_m dt = V_p dp, \quad (7.20)$$

де  $V_p$  — розрахунковий об'єм камери, який, крім фактичного її об'єму, враховує приведений об'єм пневмолінії від розподільника до камери;  $G_m$  — витрата повітря з магістралі у пневмокамеру, яка визначається за рівнянням (7.11);  $dt$  — нескінченно малий приріст часу наповнення.

Інтегруючи рівняння (7.20), одержимо залежності для визначення часу зростання тиску в пневмокамері [9]:

$$t_n = \frac{V_p (\sigma_2 - \sigma_1)}{k f_e \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_m (\sigma_*)}}$$

для надкритичного режиму, коли  $\sigma_1 = p_1/p_m < \sigma_*$  і  $\sigma_2 = p_2/p_m \leq \sigma_*$ ;

$$t_n = \frac{2V_p}{(k-1) f_e \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_m}} \left( \sqrt{1 - \sigma_1^{(k-1)/k}} - \sqrt{1 - \sigma_2^{(k-1)/k}} \right) \quad (7.21)$$

для підкритичного режиму, коли  $\sigma_1 > \sigma_*$  і  $\sigma_2 > \sigma_*$ .

Для спрощення розрахунків обидва вирази замінюють одним [9], який після підстановки значень  $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг · К),  $T_m \approx T_a = 290$  К і введення функції  $\psi_1(\sigma)$  має вигляд

$$t_n = 3,62 \cdot 10^{-3} (V_p/f_e) [\psi_1(\sigma_2) - \psi_1(\sigma_1)]. \quad (7.22)$$

Функція  $\psi_1(\sigma)$  визначається залежно від режиму витікання повітря. При надкритичному режимі для діапазону значень  $0 \leq \sigma \leq \sigma_*$  функція  $\psi_1(\sigma) = \sigma$ . Для підкритичного режиму при  $\sigma_* \leq \sigma \leq 1$  її значення знаходиться з виразу

$$\psi_1(\sigma) = \frac{2k\varphi(\sigma_*)}{k-1} \left( \sqrt{1 - \sigma_*^{(k-1)/k}} - \sqrt{1 - \sigma^{(k-1)/k}} \right) + \sigma_*.$$

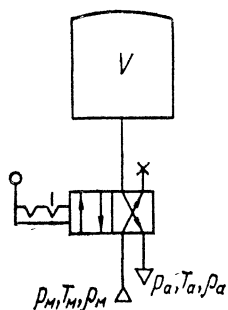


Рис. 7.8. Схема для визначення часу наповнення (спороження) пневмокамери

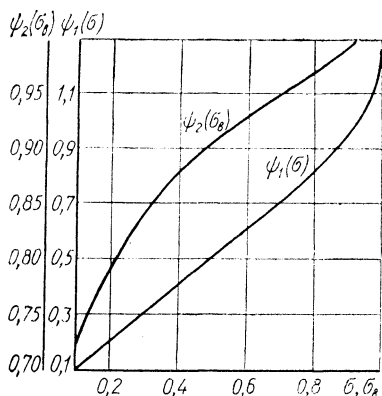


Рис. 7.9. Графіки функцій  $\psi_1(\sigma)$  та  $\psi_2(\sigma_{\text{в}})$

На практиці функцію  $\psi_1(\sigma)$  знаходять по графіку (рис. 7.9) або беруть із таблиць [27].

**Визначення часу спороження пневмокамери постійного об'єму.** Припустимо, що пневмокамера з об'ємом  $V$  (рис. 7.8) через пневморозподільник наповнена стиснутим повітрям з параметрами  $p_m, T_m$  і  $\rho_m$ . Переключивши розподільник, з'єднаємо пневмокамеру з виходом в атмосферу. При цьому по вихлопній лінії з ефективною площею перерізу  $f_{\text{е.в}}$  пройде хвиля тиску, вслід за якою починається процес витікання повітря із пневмокамери. Він характеризується рівнянням енергетичного балансу (7.4), яке після заміни  $dm_{\text{в}} = G_{\text{в}}dt$  має вигляд

$$-kRT_{\text{в}}G_{\text{в}}dt = V_{\text{в.р}}dp_{\text{в}},$$

де  $V_{\text{в.р}}$  — розрахунковий об'єм пневмокамери, що являє собою суму дійсного об'єму пневмокамери і приведеного об'єму вихлопної пневмолінії від камери до розподільника.

Підставляючи в рівняння енергетичного балансу значення витрати повітря  $G_{\text{в}}$  через вихлопну пневмолінію за рівнянням (7.15) і проводячи інтегрування, знаходять залежності для визначення часу падіння тиску в пневмокамері в діапазоні від  $p_{\text{в1}}$  до  $p_{\text{в2}}$  (або від  $\sigma_{\text{в1}}$  до  $\sigma_{\text{в2}}$  відповідно) при надкритичному і підкритичному режимах витікання повітря, які для зручності розрахунків замінюють одним рівнянням:

$$t_{\text{в}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{\text{в.р}}}{f_{\text{е.в}} \sigma_{\text{а}}^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_{\text{в2}}) - \psi_2(\sigma_{\text{в1}})], \quad (7.23)$$

де  $\sigma_{\text{а}} = p_{\text{а}}/p_{\text{м}}$  — безрозмірний атмосферний тиск;  $\sigma_{\text{в1}} = p_{\text{а}}/p_{\text{в1}}$ ;  $\sigma_{\text{в2}} = p_{\text{а}}/p_{\text{в2}}$ , а  $\psi_2(\sigma_{\text{а}})$  — функція відношення тисків, що залежить від

режиму витікання повітря. Для надкритичного режиму при  $0 \leq \sigma_B \leq \leq \sigma_{B*}$  функція  $\psi_2(\sigma_B) = \sigma_B^{(k-1)/2k}$ . При  $\sigma_* \leq \sigma_B \leq 1$ , тобто для підкритичного режиму,

$$\psi_2(\sigma_B) = \sigma_{B*}^{(k-1)/2k} + \frac{k-1}{2k} \cdot \varphi(\sigma_{B*}) \int_{\sigma_{B1}}^{\sigma_{B2}} \frac{d\sigma_B}{\sigma_B^{(k-1)/2k} \varphi(\sigma_B)}.$$

В останньому випадку значення функції знаходиться чисельним інтегруванням. При інженерних розрахунках функцію  $\psi_2(\sigma_B)$  беруть із графіка (рис. 7.9) або із таблиць [27].

**Врахування об'єму трубопроводу при визначенні часу наповнення (спорожнення) пневмокамери.** У рівняння (7.22) і (7.23) входять розрахункові об'єми пневмокамер  $V_p$ ,  $V_{в.р}$ . Дійсний об'єм, що наповнюється або спорожнюється через розподільник (рис. 7.8), являє собою суму внутрішніх об'ємів власне пневмокамери і трубопроводу, який сполучає пневмокамеру з розподільником. На відміну від зосередженого об'єму камери внутрішній об'єм трубопроводу рівномірно розподілений по його довжині. Виявляється, що умови наповнення (спорожнення) зосереджених і розподілених об'ємів відрізняються і не еквівалентні за затратами часу і енергії. Так, частки повітря, що наповнюють порожнину пневмокамери, при своєму рухові повинні пройти весь шлях по лінії підводу, долаючи повний гідравлічний опір цієї лінії. В той же час повітряні частки, що наповнюють трубопровід на ділянці від розподільника до пневмокамери, при своєму рухові долають тільки частину гідравлічного опору пневмолінії і тим меншу, чим ближче до розподільника вони опиняться. Тож очевидно, що об'єм, розподілений по довжині лінії підводу, наповниться швидше і з меншими витратами енергії, ніж рівний за величиною зосереджений об'єм пневмокамери, розташованої в кінці цієї лінії. Аналогічний висновок можна зробити і для процесу спорожнення. Тому розрахункові об'єми  $V_p$  і  $V_{в.р}$  у рівняннях (7.22) і (7.23) враховують повністю зосереджений об'єм пневмокамери і тільки частину об'єму трубопроводу [7]:

$$V_p = V + k_V \cdot V_T; \quad V_{в.р} = V + k_{V_B} \cdot V_T,$$

де  $V_T$  — внутрішній об'єм трубопроводу, що з'єднує пневмокамеру з розподільником;  $k_V$  та  $k_{V_B}$  — коефіцієнти приведення розподіленого об'єму до зосередженого для процесів наповнення та спорожнення відповідно. Коефіцієнти  $k_V$  і  $k_{V_B}$  завжди менші від одиниці і добутки  $k_V V_T$  та  $k_{V_B} V_T$  являють собою приведені об'єми трубопроводу, що завжди менші від їхніх фактичних значень.

Розглянемо методику знаходження  $k_V$  при наповненні пневмокамери через трубопровід з фактичним об'ємом  $V_T$  і ефективною площею перерізу лінії підводу  $f_e$ . Час наповнення розподіленого об'єму  $V_p$

можна знайти за рівнянням (7.22) двома шляхами: 1) підставляючи в рівняння приведені значення  $k_V V_T$ , що являє собою фіктивний зосереджений об'єм, яким умовно замінюється об'єм фактичний, розподілений по довжині трубопроводу, і враховуючи ефективну площу  $f_e$  всієї лінії підводу; 2) підставляючи в рівняння (7.22) фактичне значення  $V_T$ , вважаючи його умовно зосередженим об'ємом, розміщеним посередині наповнюваної ділянки трубопроводу, і враховуючи ефективну площу  $f_e$  лінії підводу від її початку до місця умовного розміщення  $V_T$ .

Другий варіант визначення часу наповнення  $V_T$  базується на лінійній залежності гідравлічного опору трубопроводу від його довжини і враховує те, що повітря, яке заповнює порожнину трубопроводу, при своєму рухові долає гідравлічний опір лінії підводу до наповнюваної ділянки трубопроводу і половину гідравлічного опору самої ділянки. Оскільки час наповнення в обох варіантах розрахунків повинен бути однаковий, то  $k_V V_T / f_e = V_T / f'_e$ , звідки

$$k_V = f_e / f'_e. \quad (7.24)$$

Коефіцієнт приведення  $k_V$  у значній мірі залежить від наявності місцевих опорів і розміщення їх на наповнюваній ділянці трубопроводу. Розглянемо цю залежність на таких прикладах.

1. Потрібно знайти розрахунковий приведений об'єм ділянки трубопроводу (рис. 7.10) довжиною  $l$  при внутрішньому діаметрі  $d$ , якщо лінія підводу стиснутого повітря з розподільником  $P$  до цієї ділянки має ефективну площу перерізу  $f_{e1}$ , на вході трубопроводу встановлено звуження (наприклад, дросель) з ефективною площею  $f_{e2}$ , а ефективна площа перерізу самого трубопроводу  $f_{e3}$ . Розрахунковий об'єм трубопроводу  $V_{T.p} = k_V V_T$ . Дійсний внутрішній об'єм трубопроводу на ділянці  $V_T = \frac{\pi d^2}{4} l$ . Коефіцієнт приведення  $k_V = f_e / f'_e$ .

Величину  $f_e$  знайдемо із співвідношення (7.19):  $1/f_e^2 = 1/f_{e1}^2 + 1/f_{e2}^2 + 1/f_{e3}^2$ . Аналогічно знаходимо і  $f'_e$ , тільки замість  $f_{e3}$  у рівняння потрібно підставити  $f'_{e3}$ , знайдене для ділянки трубопроводу з урахуванням половини його довжини. Отже, вираховуємо  $\zeta' = 0,5\lambda l / 2d$ , за графіком (рис. 7.7) знаходимо відповідне  $\mu'$  і обчислюємо  $f'_e = \mu' \pi d^2 / 4$  та  $k_V = f_e / f'_e$ .

Аналізуючи цей приклад, легко дійти висновку, що різниця між  $f_e$  і  $f'_e$  зменшується при скороченні довжини  $l$  наповнюваної ділянки трубопроводу, збільшенні діаметра  $d$  і у великій мірі залежить від гідравлічного опору і пропускної здатності тієї частини пневмолінії, що передедує даній ділянці. Чим більший її гідравлічний опір і, відповідно, менша пропускна здатність, тим ближчі між собою значення  $f_e$  і  $f'_e$ . Це означає, що коефіцієнт приведення  $k_V \rightarrow 1$ , а розрахунковий

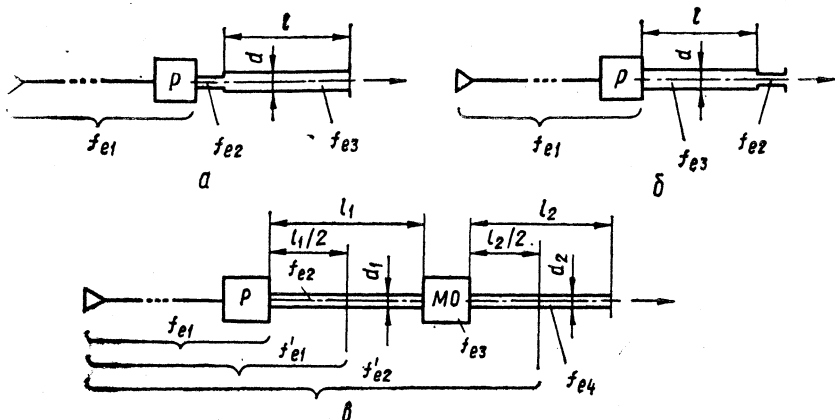


Рис. 7.10. Схеми пневмоліній підводу:

а — із звуженням на виході розподільника; б — із звуженням в кінці трубопроводу; в — із ступінчастим трубопроводом і місцевим опором між ступенями

Об'єм трубопроводу наближається до фактичного. Практичний висновок: якщо на лінії підводу стиснутого повітря між розподільником і камерою стоїть дросель із значним ступенем дроселювання, об'єм трубопроводу після дроселя при розрахунках можна не коректувати, а враховувати повністю.

2. Задача з такими ж умовами, як і в попередньому випадку, за винятком того, що звуження з ефективною площею перерізу  $f_{e2}$  розміщене на виході ділянки трубопроводу, для якої потрібно знайти розрахунковий об'єм  $V_{т,р}$  (рис. 7.10, б).

Розрахунковий об'єм  $V_{т,р} = k_V V_T$ . Фактичний об'єм ділянки трубопроводу  $V_T = (\pi d^2/4) l$ . Для визначення коефіцієнта приведення  $k_V$  знаходимо ефективну площу  $f_e$  всієї лінії підводу із співвідношення  $1/f_e^2 = 1/f_{e1}^2 + 1/f_{e3}^2 + 1/f_{e2}^2$  і ефективну площу  $f'_e$  цієї лінії від її початку до середини ділянки трубопроводу після розподільника із співвідношення  $1/(f'_e)^2 = 1/f_{e1}^2 + 1/(f'_{e3})^2$ . Тут  $f'_{e3}$  — ефективна площа перерізу трубопроводу після розподільника P з урахуванням тільки половини його довжини;  $f'_{e3}$  знаходять аналогічно попередньому випадку. Треба звернути увагу на відсутність в останньому співвідношенні ефективної площі  $f_{e2}$  звуження, що в великій мірі збільшує різницю між  $f_e$  і  $f'_e$ . Якщо звуження значне, то  $f'_e \gg f_e$  і коефіцієнт приведення  $k_V = f_e/f'_e$  значно менший одиниці, тобто розрахунковий об'єм трубопроводу і час його наповнення досить малі величини, якими іноді можна і знехтувати. Звідси практичний висновок: якщо на пневмолінії, з'єднаній з камерою пневмодвигуна для регулювання його швидкості, ставиться дросель, то з метою скорочення часу пере-

хідних процесів при наповненні або спорожненні камери раціонально розміщувати дросель якомога ближче до неї.

3. До розглянутих двох прикладів можна звести знаходження розрахункового об'єму і коефіцієнта приведення для трубопроводу будь-якої складності. На рис. 7.10, в показана схема лінії підводу, в якій трубопровід після розподільника складається із двох ділянок з різними довжинами і діаметрами, а між ними розташований місцевий опір МО. Розрахунковий об'єм трубопроводу в цьому прикладі

$$V_{т.р} = k_{V1} (\pi d_1^2/4) l_1 + k_{V2} (\pi d_2^2/4),$$

де  $k_{V1}$ ,  $k_{V2}$  — коефіцієнти приведення для кожної ділянки;

$$k_{V1} = f_e/f'_{e1}; \quad k_{V2} = f_e/f'_{e2}.$$

Ефективна площа  $f_e$  всієї лінії знаходиться за розглянутою вище методикою з урахуванням з'єднаних послідовно гідравлічних опорів з відомими ефективними площами  $f_{e1} \dots f_{e4}$ . Ефективна площа  $f'_{e1}$  пневмолінії від її початку до середини трубопроводу першої ділянки враховує  $f_{e1}$  і ефективну площу трубопроводу діаметром  $d_1$  при довжині  $0,5l_1$ . Ефективна площа  $f'_{e2}$  від початку пневмолінії до середини трубопроводу другої ділянки залежить від  $f_{e1} \dots f_{e3}$  і ефективної площі трубопроводу діаметром  $d_2$  при довжині  $0,5l_2$ .

Розрахунковий об'єм трубопроводу вихлопної пневмолінії на ділянці від камери вихлопу до виходу в атмосферу через розподільник знаходиться за тією ж методикою, що і для лінії підводу. Необхідно тільки пам'ятати, що при розрахунках використовуються ефективні площі перерізів при вихлопі, які відрізняються від ефективних площ при наповненні навіть для пневмоліній із спільними елементами. Коефіцієнт приведення розподіленого об'єму вихлопного трубопроводу до зосередженого розрахункового об'єму знаходиться за формулою  $k_{Vв} = f_{e.в}/f'_{e.в}$ , де  $f'_{e.в}$  — ефективна площа трубопроводу з урахуванням тільки половини його довжини і ефективних площ всіх наступних (а не попередніх, як для ліній підводу) елементів лінії вихлопу. У зв'язку з цим на величину  $k_{Vв}$  по-іншому, ніж при наповненні, впливає розміщення місцевих опорів на трубопроводі. Так, дросель, встановлений на початку вихлопної лінії біля камери вихлопу, не збільшує, а зменшує  $k_{Vв}$  і розрахунковий об'єм трубопроводу. І навпаки, установка дроселя на виході вихлопної лінії посилює вплив об'єму трубопроводу. Відмінність впливу місця розташування дроселя є чисто формальною, якщо зважити на те, що кінець лінії підводу до пневмокамери потім стає початком лінії вихлопу, тобто чим ближче до пневмокамери розташований дросель, тим менший вплив має об'єм трубопроводу на швидкість процесів як його наповнення, так і спорожнення.

Використання приведених об'ємів трубопроводів замість фактичних при динамічних розрахунках пневматичних приводів дає мож-

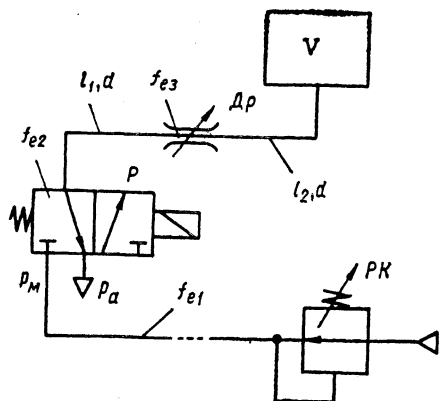


Рис. 7.11. Розрахункова схема для визначення часу наповнення та спорожнення пневмокамери ( $V = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $p_m = 0,5 \text{ МПа}$ ;  $p_a = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $f_{e1} = 8 \times 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{e2} = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_{e3} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $l_1 = l_2 = 2 \text{ м}$ ;  $d = 0,008 \text{ м}$ )

встановлено дросель Др. До розподільника підведено стиснуте повітря по пневмолінії з ефективною площею проходу  $f_{e1}$ ; Тиск повітря  $p_m$  відрегульовано редуційним клапаном РК. У вихідному положенні камера через розподільник з'єднана з атмосферою, тобто початковий тиск повітря в ній — атмосферний ( $p_a$ ). Наповнення камери починається після переключення розподільника. Вихідні дані, необхідні для розрахунків, приведено на рис. 7.11.

Щоб скористатись для визначення часу наповнення пневмокамери залежністю (7.22), спочатку знайдемо її вхідні величини: ефективну площу  $f_e$  всієї лінії підводу, розрахунковий об'єм  $V_p$  із врахуванням приведеного об'єму трубопроводу та значення функцій  $\psi_1$  ( $\sigma$ ) для початку і кінця процесу наповнення.

1. Значення  $f_e$  знайдемо за формулою (7.19) для послідовно з'єднаних елементів лінії з відомими ефективними площами перерізів. Але спочатку визначимо недостаючі ефективні площі трубопроводу на ділянці від розподільника до дроселя і від дроселя до камери.

Для першої ділянки знаходимо коефіцієнт  $\zeta_1 = 0,5\lambda l_1/d = 0,5 \times 0,03 \cdot 2/0,008 = 3,75$ , а за графіком  $\mu = \varphi(\zeta)$  (рис. 7.7) — відповідне значення  $\mu_1 = 0,37$ . Тоді  $f_{e, \tau 1} = \mu_1 \pi d^2/4 = 0,37 \cdot \pi \cdot 0,008^2/4 = 18,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Через те що ділянка трубопроводу після дроселя має такі ж геометричні характеристики,  $f_{e, \tau 2} = f_{e, \tau 1} = 18,5 \times 10^{-6} \text{ м}^2$ . Для всієї лінії підводу за формулою (7.19)

літність суттєво підвищити точність розрахунків, а в тих випадках, коли трубопроводи мають значну довжину і їхні внутрішні об'єми порівняно близькі до об'ємів приєднаних робочих камер пневмодвигунів чи інших пневматичних пристроїв, така заміна дозволяє уникнути грубих помилок.

**Приклади розрахунків пропускної здатності пневмоліній і визначення часу процесів наповнення (спорожнення) пневмокамер.**

*Приклад 1.* Потрібно знайти час наповнення стиснутим повітрям пневмокамери з об'ємом  $V$  (рис. 7.11). Камера сполучена з розподільником Р трубопроводом, що складається з двох ланок довжиною  $l_1$  і  $l_2$ , між якими

$$\frac{1}{f_e^2} = \frac{1}{f_{e1}^2} + \frac{1}{f_{e2}^2} + \frac{1}{f_{e,\tau1}^2} + \frac{1}{f_{e3}^2} + \frac{1}{f_{e,\tau2}^2} = \frac{1}{(8 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(4 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2}. \text{ Звідки } f_e = 3,42 \times 10^{-6} \text{ м}^2.$$

2. Розрахунковий об'єм

$$V_p = V + k_{V1} (\pi d^2/4) l_1 + k_{V2} (\pi d^2/4) l_2,$$

де  $k_{V1}$  і  $k_{V2}$  — коефіцієнти приведення об'ємів трубопроводу першої і другої ділянок,  $k_{V1} = \frac{f_e}{f'_{e1}}$ ;  $k_{V2} = \frac{f_e}{f'_{e2}}$ . Тут  $f'_{e1}$  — ефективна площа пневмолінії від редукційного клапана РК до середини першої ділянки трубопроводу,  $f'_{e2}$  — ефективна площа пневмолінії від клапана РК до середини другої ділянки. Значення  $f'_{e1}$  та  $f'_{e2}$  знаходимо за формулою (7.19). Попередньо визначимо ефективну площу трубопроводу з урахуванням половини довжини  $l_1$ :  $\zeta'_1 = 0,5\lambda l_1/d = 0,5 \cdot 0,03 \cdot 0,5 \times 2/0,008 = 1,875$ ;  $\mu'_1 = 0,47$  (за графіком на рис. 7.7);  $f'_{e\tau1} = \mu'_1 \pi d^2/4 = 0,47 \cdot \pi \cdot 0,008^2/4 = 24 \cdot 10^{-6}$  м. Для трубопроводу другої ділянки  $f'_{e,\tau2} = f'_{e,\tau1}$ . Знаходимо  $f'_{e1}$  і  $f'_{e2}$ :  $\frac{1}{(f'_{e1})^2} = \frac{1}{(8 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2}$  і  $f'_{e1} = 7,3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $\frac{1}{(f'_{e2})^2} = \frac{1}{(8 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(4 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2}$ , звідки  $f'_{e2} = 3,44 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. Тоді значення коефіцієнтів приведення  $k_{V1} = 3,42 \cdot 10^{-6}/7,3 \cdot 10^{-6} = 0,47$ ;  $k_{V2} = 3,42 \cdot 10^{-6}/3,44 \cdot 10^{-6} = 0,99$ .

Розрахунковий об'єм пневмокамери

$$V_p = 0,3 \cdot 10^{-3} + 0,47 (\pi \cdot 0,008^2/4) \cdot 2 + 0,99 (\pi \cdot 0,008^2/4) \cdot 2 = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

3. Знаходимо величини безрозмірного тиску на початку наповнення  $\sigma_1 = p_a/p_M = 0,1/0,5 = 0,2$  та в кінці  $\sigma_2 = p_M/p_M = 1$  і відповідні їм значення функцій  $\psi_1(\sigma_1) = \psi_1(0,2) = 0,2$  і  $\psi_1(\sigma_2) = \psi_2(1) = 1,267$  (за графіком на рис. 7.9). Тоді час наповнення пневмокамери

$$t_n = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{0,45 \cdot 10^{-3}}{3,42 \cdot 10^{-6}} [1,267 - 0,2] = 0,51 \text{ с.}$$

*Приклад 2.* Знайти час спорожнення пневмокамери (рис. 7.11) від тиску  $p_M$  до атмосферного  $p_a$ . При розрахунках скористатись результатами, одержаними в попередньому прикладі.

Час спорожнення (вихлопу) знаходимо із співвідношення (7.23):

$$t_{\text{в}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{\text{в.р}}}{\frac{k-1}{f_{\text{е.в}} \sigma_a^{2k}}} [\Psi_2(\sigma_{\text{в2}}) - \Psi_2(\sigma_{\text{в1}})].$$

Визначаємо величини, що входять у розрахункову формулу:

1. Ефективна площа вихлопної лінії

$$\frac{1}{f_{\text{е.в}}^2} = \frac{1}{f_{\text{е.т2}}^2} + \frac{1}{f_{\text{е3}}^2} + \frac{1}{f_{\text{е.т1}}^2} + \frac{1}{f_{\text{е2}}^2} = \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(4 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2}, \text{ звідки } f_{\text{е.в}} = 3,78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

2. Розрахунковий об'єм камери при вихлопі

$$V_{\text{в.р}} = V + k_{\text{в1}} (\pi d^2/4) l_2 + k_{\text{в2}} (\pi d^2/4) l_1,$$

де  $k_{\text{в1}} = \frac{f_{\text{е.в}}}{f'_{\text{е.в1}}}$ ;  $k_{\text{в2}} = \frac{f_{\text{е.в}}}{f'_{\text{е.в2}}}$ . Значення  $f'_{\text{е.в1}}$  для лінії від середини ділянки трубопроводу з довжиною  $l_2$  до виходу в атмосферу через розподільник знаходимо із співвідношення

$$\frac{1}{(f'_{\text{е.в1}})^2} = \frac{1}{(f'_{\text{е.т2}})^2} + \frac{1}{f_{\text{е3}}^2} + \frac{1}{f_{\text{е.т1}}^2} + \frac{1}{f_{\text{е2}}^2} = \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(4 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(18,5 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2}, \text{ звідки } f'_{\text{е.в1}} = 3,81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Аналогічно знаходимо  $f'_{\text{е.в2}}$  для лінії від середини ділянки трубопроводу з довжиною  $l_1$  до виходу в атмосферу через розподільник:

$$\frac{1}{(f'_{\text{е.в2}})^2} = \frac{1}{(f'_{\text{е.т1}})^2} + \frac{1}{f_{\text{е2}}^2} = \frac{1}{(24 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{1}{(25 \cdot 10^{-6})^2} \text{ і } f'_{\text{е.в2}} = 17,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тоді коефіцієнти приведення  $k_{\text{в1}} = 3,78 \cdot 10^{-6} / 3,81 \cdot 10^{-6} = 0,99$  і  $k_{\text{в2}} = 3,78 \cdot 10^{-6} / 17,3 \cdot 10^{-6} = 0,22$ . Отже,  $V_{\text{в.р}} = 0,3 \cdot 10^{-3} + 0,99 (\pi \cdot 0,008^2/4) 2 + 0,22 (\pi \cdot 0,008^2/4) 2 = 0,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

3. Величини безрозмірних тисків на початку і в кінці спорожнення пневмокамери

$$\sigma_{\text{в1}} = p_a/p_m = \sigma_a = 0,1/0,5 = 0,2;$$

$$\sigma_{\text{в2}} = p_a/p_a = 0,1/0,1 = 1.$$

і відповідні їм значення функції  $\Psi_2(\sigma_a)$  (за графіком на рис. 7.9):

$$\Psi_2(\sigma_{\text{в1}}) = \Psi_2(0,2) = 0,795; \quad \Psi_2(\sigma_{\text{в2}}) = \Psi_2(1) = 1,04.$$

4. Знаходимо час спорожнення пневмокамери

$$t_{\text{в}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{0,42 \cdot 10^{-3}}{3,78 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{\left(\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}\right)}} [1,04 - 0,795] = 0,87 \text{ с.}$$

#### 7.4. Елементи пневмоапаратури

**Апаратура підготовки стиснутого повітря.** Для забезпечення надійної і тривалої роботи пневматичних приводів повітря живлення повинно бути старанно очищене від водяної пари, пилу та інших механічних домішок, які попадають у пневмомережу із навколишнього середовища через компресори. Крім того, необхідно забезпечити потрібний стабільний рівень тиску повітря, а також насичення повітряного потоку дрібними краплями масла для змащення поверхонь тертя пневмодвигунів та інших елементів пневмоприводів. Названі функції виконує група апаратів системи підготовки повітря [29]. До неї входять (див. рис. 7.1) фільтр-вогловідділювач, редукційний клапан і маслорозпливач. Саме в такій послідовності вони розміщуються на лінії підводу стиснутого повітря.

В фільтрі-вогловідділювачі В41-1 (рис. 7.12) стиснуте повітря підводиться до вхідного отвору 1 корпусу і, обтікаючи гвинтові лопатки направляючого апарата 2, створює вихровий обертотий потік у стакані 4. Частки водяної пари і дрібні краплі масла, зважені в потоці, дією відцентрової сили відкидаються до стінок стакану, при ударі конденсуються, збираються в краплі і стікають по стінках вниз у зону, захищену від вихрового руху відбивачем 6. Повітряний же потік проходить через металокерамічний фільтр 5, де відфільтровуються механічні частки з розмірами більш ніж 0,05 мм, і направляється до вихідного отвору 3. Конденсат, що збирається в нижній частині стакану, періодично випускають, відкриваючи шариковий клапан 7. Якщо випуск проводиться за наявності тиску повітря в апараті, то потоком повітря через клапан 7 вноситься не тільки конденсат, але і механічні частки, затримані фільтром, тобто проходить очищення фільтра 5. Стакан 4 виготовляється прозорим, що дозволяє контролювати наявність конденсату і своєчасно його

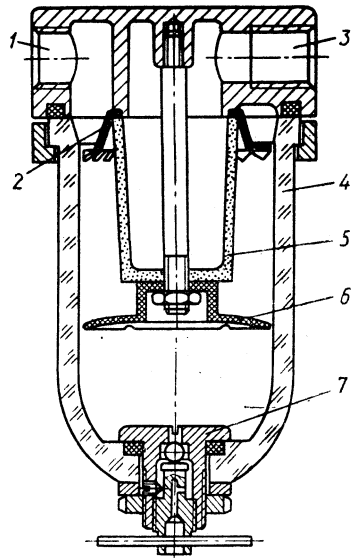


Рис. 7.12. Фільтр-вогловідділювач В41-1

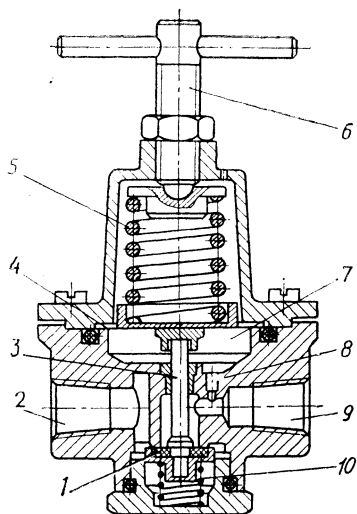


Рис. 7.13. Редукційний клапан В57-1

випускати. Середній коефіцієнт волого-відділення становить 85 %. Монтуюється апарат безпосередньо на повітропроводі у вертикальному положенні.

Тиск повітря регулюється редукційним клапаном. Потреба в регулюванні викликається значними змінами тиску в пневмережах промислових підприємств з великою кількістю споживачів. При проектуванні пневмоприводів виходять з мінімального наявного тиску в пневмомагістралі, який приймають за розрахунковий. Редукційний клапан настраюється на цей рівень тиску і забезпечує його стабільність.

Рівень тиску на виході 9 редукційного клапана В57-1 (рис. 7.13) встановлюється регулюванням сили стиснення пружини 5 за допомогою гвинта 6. Пружина прогинає мембрану 4 і через шток 3 відводить від сідла запірно-регулюючий елемент 1, відкриваючи прохід для потоку повітря, що підводиться із пневмережі на вхід 2 редукційного клапана. Вихідний канал клапана через отвір 8 з'єднано з камерою 7 зворотного зв'язку. З ростом тиску повітря на виході клапана збільшується також тиск у камері 7. Діючи на поверхню мембрани, він створює додаткову силу, направлену проти зусилля пружини 5. При цьому прогин мембрани зменшується і запірно-регулюючий елемент 1 під дією пружини 10 наближається до сідла, обмежуючи прохід для повітряного потоку. Кожній даній витраті стиснутого повітря в пневмолінії відповідає певна величина проходу. Стабільність тиску на виході пневмоклапана забезпечується тим, що вхідний отвір 8 камери зворотного зв'язку розташований у звуженні вихідного каналу, в якому з ростом витрати повітря мають місце значний ріст швидкості потоку і місцеве падіння тиску. Зменшення тиску в камері 7 викликає додаткове відкриття проходу і більш інтенсивну подачу повітря. Якщо ж витрата повітря відсутня, елемент 1 повністю перекриває прохід.

Третій апарат системи підготовки повітря — маслорозпилювач В44-2 (рис. 7.14) з дворазовим розпиленням мастильного матеріалу. Він виконує свої функції тільки під час руху повітряного потоку, який підводиться на вхід 5 апарата і забирається споживачем з виходу 9. Якщо витрати стиснутого повітря немає, в усіх внутрішніх порожнинах апарата встановлюється однаковий тиск повітря. З появою течії повітря в маслорозпилювачі створюються два повітряні потоки. Основний потік із входу 5 через вікна 12 проходить безпосередньо

на вихід 9, а допоміжний через отвір 6, кільцевий прохід 4 і канали 3 — в камеру 2 і далі через отвір 8 з'єднується з основним потоком завдяки його підсмоктуючій дії. Проходячи через кільцевий прохід 4, допоміжний потік обтікає сопло 13 і відсмоктує через нього частину повітря з камери 7, знижуючи в ній тиск. Під дією більш високого тиску в камері 2 мінеральне масло, залите в прозорий стакан 1, піднімається по трубці 10, проходить через зворотний клапан 11 і з виходу трубки 14 краплями падає на конусну поверхню камери 7. Частота падіння масляних крапель регулюється дроселем 15, встановленим на лінії зв'язку між камерами 2 і 7. Через дросель у камеру 7 надходить деяка кількість повітря, а через сопло 13 витікає, тобто камера є проточною і рівень тиску в ній залежить від інтенсивності притоку повітря, яке регулюється дроселем, і інтенсивності його витікання, що залежить від витрати повітря через маслорозпилювач. Отже, прикриваючи дросель 15, зменшують тиск у камері 7 і посилюють подачу масла. При сталій настройці дроселя частота краплепадіння змінюється лише разом з витратою повітря.

Краплі масла через сопло 13 вносяться у допоміжний потік, де проходить їхнє первинне розпилення. У камері 2 недостатньо розпилені часточки осідають на поверхню масла, а більш дрібні краплі вносяться допоміжним потоком в основний і розпилюються додатково, тому апарат носить назву маслорозпилювача двократної дії.

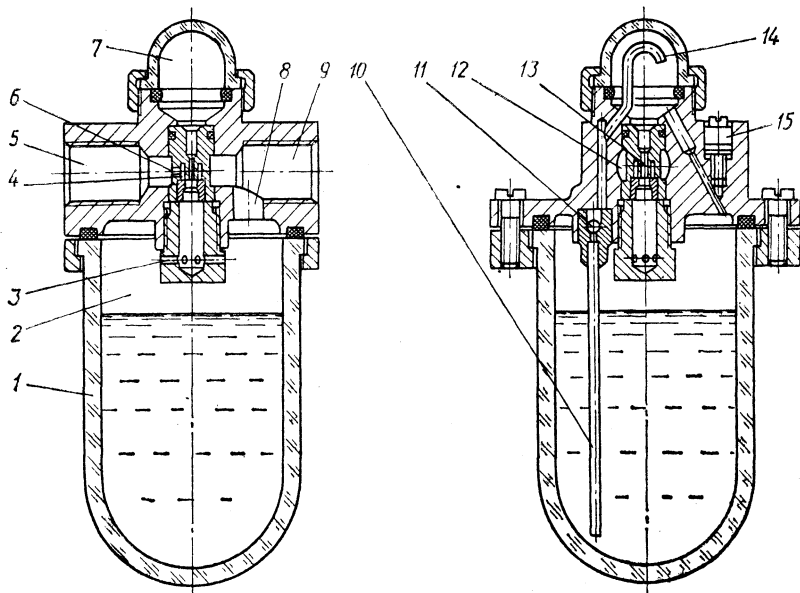


Рис. 7.14. Маслорозпилювач В44-2

Якщо витрата повітря через маслорозпилювач припиняється і тиск у камерах вирівнюється, зворотний клапан 11 перешкоджає зниженню рівня масла в трубках 10 і 14 з тим, щоб при відновленні витрати повітря зразу ж починалось краплепадіння і розпилення.

Маслорозпилювач монтується безпосередньо на повітропроводі у вертикальному положенні. Рекомендується ставити його якомога ближче до об'єктів змащення. Слід враховувати, що будь-які місцеві опори, через які проходить потік із розпиленим маслом, зменшують ефективність роботи маслорозпилювача через часткову конденсацію масла. Як мастильний матеріал для пневмоприводів використовуються очищене мінеральне масло з в'язкістю  $(0,2...0,3) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

**Направляюча (розподільна) апаратура.** Пневморозподільники служать для зміни напрямку, пуску чи зупинки повітряних потоків у приєднаних до них пневмолініях. Залежно від конструкції розподільного елемента вони можуть бути золотниковими (з плоским або циліндричним золотником) і клапанними. За способом дії на розподільний елемент при переключенні розрізняють такі види керування пневморозподільниками: ручне, механічне, пневматичне, електричне і електропневматичне.

Керування може бути одно- та двостороннім. У першому випадку розподільний елемент переключається в одну сторону під дією зовнішньої сили, що виникає при подачі сигналу керування, а зворотне його переключення виконується механічною чи пневматичною пружиною зразу ж після відміни сигналу керування. В другому випадку як пряме, так і зворотне автоматичне переключення розподільного

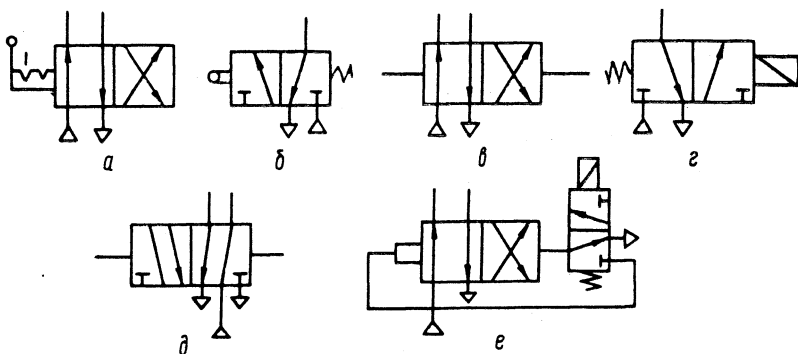


Рис. 7.15. Умовні зображення типових пневморозподільників:

*a* — двопозиційний чотириохлінійний з ручним керуванням і механічною фіксацією розподільного елемента; *б* — двопозиційний трьохлінійний з механічним керуванням і зворотною пружиною; *в* — двопозиційний чотириохлінійний з двостороннім пневмокеруванням; *г* — двопозиційний трьохлінійний з одностороннім електрокеруванням; *д* — двопозиційний п'ятилінійний з двостороннім пневмокеруванням; *е* — двопозиційний чотириохлінійний з одностороннім електрокеруванням

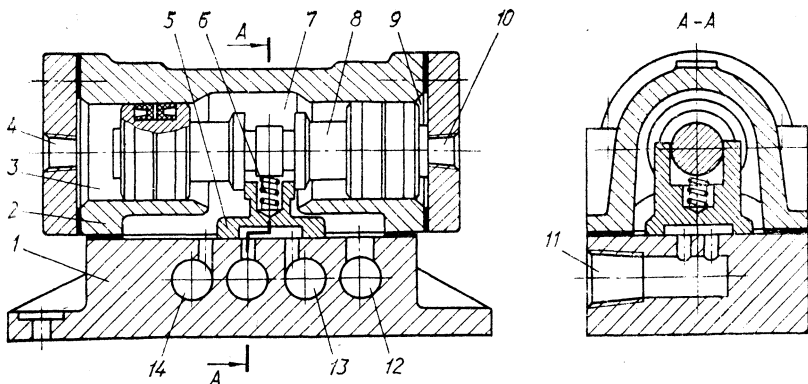


Рис. 7.16. Пневморозподільник В63-1

елемента виконується зовнішніми силами при подачі відповідних сигналів.

Залежно від числа фіксованих положень розподільного елемента розрізняють двопозиційні і трипозиційні пневморозподільники. У більшості випадків у пневмоприводах використовуються двопозиційні розподільники, що відповідає дискретному характеру роботи пневмодвигунів та інших пневматичних пристроїв.

Число зв'язаних з розподільниками зовнішніх ліній визначає їхню лінійність. Слід мати на увазі, що виходи в атмосферу також розглядаються як зовнішні лінії. У пневмоприводах найбільш часто використовуються трьох- і чотирьохлінійні розподільники, рідше — дво- і п'ятилінійні.

У зображеннях пневморозподільників на схемах (рис. 7.15) відбивається число позицій розподільного елемента, лінійність, зв'язки між зовнішніми лініями в кожній позиції і вид керування. Кількість позицій розподільного елемента визначається числом квадратів в умовному зображенні. Зовнішні лінії показуються приєднаними до тієї позиції розподільника, яку він займає у вихідному положенні, коли відсутні будь-які сигнали керування.

У пневморозподільнику В63-1 з двостороннім пневмокеруванням (рис. 7.16) [29] розподільним елементом є плоский золотник 5, який притискується до дзеркала плити 1 пружиною 6 і тиском повітря живлення, що підводиться через канал 12 плити в порожнину 7 корпуса 2. У плиті розміщені також виходи 13 і 14 розподільника і канал 11 зв'язку з атмосферою. Кожен із них має вихід на зеркало плити у вигляді просвердлених отворів. На рисунку вихід 13 через камеру в основі плоского золотника і канал 11 сполучений з атмосферою, а вихід 14 — з підводом повітря живлення. Якщо золотник перемістити в другу позицію (ліворуч), вихід 14 через його камеру буде сполучений з

атмосферою, а вихід 13 — з підводом живлення через порожнину 7 корпусу.

Плоский золотник переміщується з однієї позиції в іншу поршнем 8 при почерговому підводі пневматичних сигналів керування у камери 3 і 9 через отвори 4 і 10 в кришках, до яких приєднуються лінії керування. Розподільник у кожній з позицій фіксується тиском повітря, який піддержується у відповідній камері керування і після того, як розподільний елемент переключено, або за рахунок сил тертя між поршнем і корпусом, плоским золотником і дзеркалом плити. В останньому випадку для переключення можна використовувати імпульсні або короточасні сигнали. Щоб пневморозподільник самовільно не переключився, його встановлюють при монтажі горизонтально, але в умовах ударних навантажень і при вібраціях цей захід може бути недостатнім.

Умовне зображення пневморозподільника В63-1 показано на рис. 7.15, в, а приклад його використання у пневмосистемі — на рис. 7.2.

Пневморозподільник В64-2 з одностороннім електропневмокеруванням (рис. 7.17) відрізняється від розподільника В63-1 конструкцією поршня і способом керування. Поршень 2, що забезпечує переключення плоского золотника, має ступінчасту форму і тиск повітря, який діє в порожнині 3 корпусу, завдяки різниці діаметрів  $D$  і  $d$  створює на поршні осьову силу, спрямовану праворуч. Якщо надлишковий тиск повітря в камері керування 4 відсутній, поршень у корпусі займає крайнє праве положення. При підводі в камеру керування стиснутого повітря результуюча сила на поршні буде направлена ліворуч і плоский золотник переміститься вліво. Зворотнє його переключо-

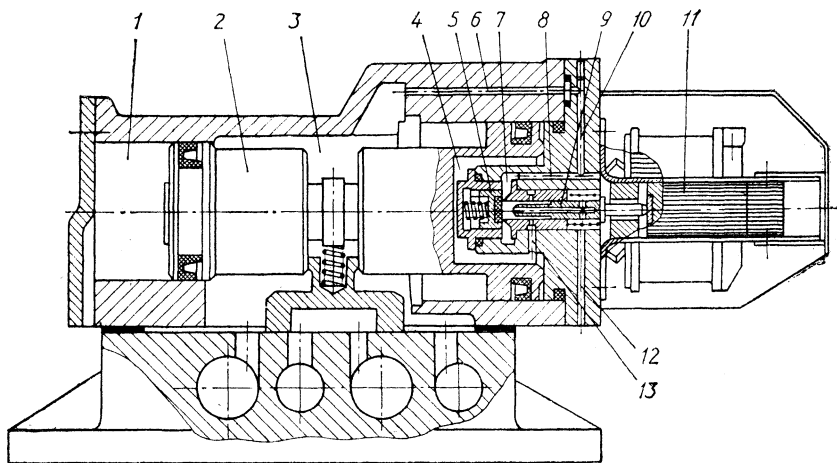


Рис. 7.17. Розподільник В64-2

чення відбудеться при падінні тиску в камері керування. Порожнина 1 корпусу постійно з'єднана з атмосферою і з її боку на поршень не діють ніякі сили.

Підвід стиснутого повітря в камеру керування і його випуск забезпечуються вмонтованим у кришку пневмоклапаном, який переключається електромагнітом 11. Якщо електромагніт вимкнтий, клапан 5 силою пружини притискується до сідла і закриває вихід із камери 7, в яку підводиться стиснуте повітря із порожнини 3 корпусу через систему каналів 6, 10, 8. Камера 4 в цей час через отвір 13, центральний канал штока 9 і отвір 12 сполучена з атмосферою. При вмиканні електромагніту його якір перемістить шток 9 ліворуч і відкріє клапан 5. Гумова вставка клапана при цьому перекриє центральний канал штока, відсікаючи вихід в атмосферу, і стиснуте повітря із камери 7, обтікаючи шток, через отвір 13 спрямовується в камеру керування. Зображення пневморозподільника В64-2 на схемах показане на рис. 7.15, е.

Пневморозподільники з плоскими золотниками використовуються для керування значними потоками стиснутого повітря при роботі пневмодвигунів. Характерною особливістю для них є те, що розподільний елемент не має пружних ущільнень. Герметичність досягається за рахунок точної обробки контактуючих плоских поверхонь і відповідних притискних зусиль.

На відміну від гідравлічних об'ємних приводів, де використовуються головним чином розподільники з циліндричними золотниками, у пневмоприводах такі конструкції до недавнього часу зустрічались рідко. Рухомий циліндричний золотник розміщується у середині втулки чи розточки корпусу з гарантованим зазором, величина якого враховує температурні деформації та неточності виготовлення, виключаючи можливість заклинювання. У цих умовах витрата робочого тіла (рідини, газу) через зазори неминуча. Проте в гідроприводах, завдяки в'язкості мінерального масла, ця витрата досить обмежена. Для стиснутого повітря в аналогічних умовах через його малу в'язкість витрата буде дуже значною. Герметизація ж розподільного елемента за допомогою пружних ущільнень викликає значні труднощі. Проте в останній час в країні розроблена і серійно виготовляється нова серія пневморозподільників з циліндричними золотниками, в яких для герметизації розподільного елемента використовуються спеціальні ущільнення Т-подібної форми. Нові розподільники технологічні у виготовленні, надійні в роботі і довговічні при експлуатації. Конструкція двопозиційного п'ятилінійного розподільника цієї серії показана на рис. 7.18 [20]. У розточці корпусу 3, закритій з двох боків кришками 2 і 8, встановлено в напрямних втулках 7 циліндричний золотник 4. Набір втулок 7 використовується для встановлення і закріплення еластичних Т-подібних ущільнень 5 золотника, ущільнень 6 стиків втулок і, крім того, для формування робочих камер розподільника, зв'язки між якими в кожній з двох позицій розподільника встановлю-

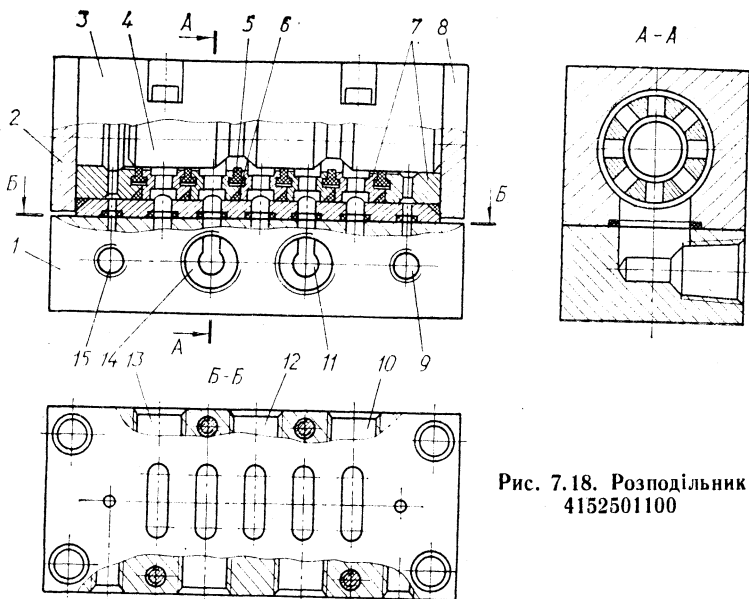


Рис. 7.18. Розподільник 4152501100

ю вся через проточки золотника. Робочі камери розподільника мають виходи на притичну поверхню корпуса, якою він прилягає до монтажної плити 1. У плиті розміщені відповідні канали з різьбовими отворами для приєднання зовнішніх ліній. Стиснуте повітря підводиться до отвору 12. Отвори 14 та 11 — це виходи розподільника, які з'єднуються пневмолініями з робочими камерами пневмодвигуна. Отвори 10 та 13 — виходи в атмосферу (див. рис. 7.15, д).

Пневморозподільник має дві камери керування, до яких через різьбові отвори 9 і 15 монтажна плита приєднується лінії керування.

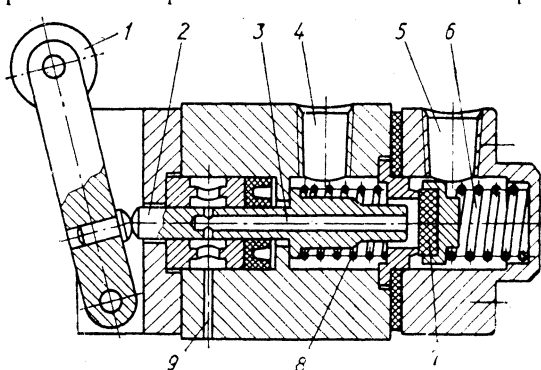


Рис. 7.19. Розподільник В76-21

Пневморозподільник В76-21 з механічним керуванням (рис. 7.19), умовне зображення якого показано на рис. 7.15, б, — це трьохлінійний двопозиційний клапан. Отвір 5 (рис. 7.19) з'єднується з джерелом живлення стиснутим повітрям, отвір 4 є вихідним каналом розподільника, а отвір 9 — каналом зв'язку з атмосферою.

Якщо на поворотний важіль з роликком 1 не діє зовнішня сила, клапан 7 притискується до сідла пружиною 6 і тиском підведеного повітря. При цьому вихідний канал 4 має розв'язок з атмосферою через центральний отвір 3 натискного штока 2 і отвір 9. Якщо ж на ролик 1 поворотного важеля діє зовнішня сила з боку кулачка або упора, важіль, повертаючись на осі, переміщує натискний шток 2 праворуч, стискаючи пружину 8, а потім і пружину 6, і відводить від сідла клапан 7. При цьому шток 2, упираючись в гумовий вкладиш клапана 7, спочатку перериває зв'язок вихідного каналу 4 з атмосферою, а потім, відкриваючи клапан, з'єднує цей канал з підводом стиснутого повітря.

Пневморозподільник В76-21 і його модифікації БВ76-21, ГВ76-21, ДВ76-21 та МВ76-21 розраховані на невеликі повітряні потоки і використовуються головним чином для керування більш потужними розподільниками та іншими пневматичними пристроями. Прикладом їхнього використання може бути пневмосхема на рис. 7.2.

Моделі найбільш вживаних пневморозподільників серійного випуску названі в таблиці 7.2.

**Регульовальна апаратура.** До цієї групи апаратів належать редуційні пневмоклапани, конструкція і принцип дії яких розглянуті раніше, і пневматичні дроселі.

Дроселі використовують у пневмоприводах для регулювання швидкості рухомих елементів пневмодвигунів зміною витрати стиснутого повітря, яке підводиться у робочі камери або відводиться з них в атмосферу. Дроселюванням добиваються також більшої стабільності швидкості руху пневмодвигунів, виконують гальмування при зупинках рухомих елементів приводів. Крім того, дроселі використовуються у різних пневматичних задатчиках і регуляторах для затримки пневматичних сигналів, їхнього узгодження, регулювання рівня тощо.

Пневмодроселі В77-1 із зворотним клапаном (рис. 7.20) використовуються для регулювання швидкості руху робочих органів пневмоприводів [29]. Дросель монтується безпосередньо на пневмолінії і забезпечує вільний прохід повітряного потоку в одному напрямку і дроселювання цього потоку при зворотному рухові, причому інтенсивність дроселювання регулюється.

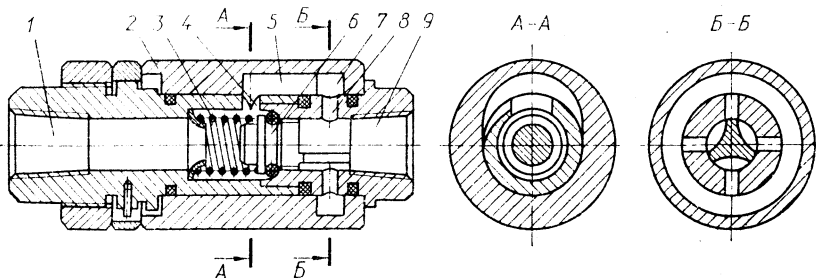


Рис. 7.20. Пневмодросель із зворотним клапаном В77-1

## 7.2. Витратні характеристики серійних пневмоапаратів

Пневмо-апарати	Модель	Умовний прохід, $d_y$ , мм	Ефективна площа $f_e$ , $\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	Пропускна здатність $k_V$ , $\text{м}^3/\text{год}$	Еквівалентна довжина $l_{\text{екв}}$ , м
Пневморозподільники	П-Р03П	2,5	2,0	0,10	0,58
	B63-11A	4	6,6	0,33	0,55
	B74-21A	4	6,6	0,33	0,55
	B63-13A	10	38	1,90	1,1
	B63-23A	10	38	1,90	1,1
	B64-13A	10	38	1,90	1,1
	B64-23A	10	38	1,90	1,1
	B63-14A	16	56	2,80	7,9
	B63-24A	16	56	2,80	7,9
	B64-24A	16	56	2,80	7,9
	B63-15A	20	100	5,0	7,2
	Маслорозпилювачі	B44-12	8	12,5	0,62
B44-13		12	24,0	1,2	12,1
B44-14		16	50,0	2,5	10,4
B44-15		20	80,0	4,0	13,0
Зворотні пневмо-клапани	B51-12	8	8,4	0,42	13,2
	08-1К	8	10,8	0,54	7,9
	B51-13	10	13,2	0,66	16,3
	12-1К	12	24,0	1,20	12,1
	B51-14	16	27,6	1,38	39,4
	16-1К	16	48,0	2,40	12,7
20-1К	20	72,0	3,60	17,3	
Дроселі із зворотними клапанами	B77-12	8	9,6	0,48	10,1
			8,4	0,42	13,2
	B77-13	10	15,6	0,78	11,6
			13,2	0,66	16,3
	012-1	12	19,2	0,96	12,7
			24,0	1,20	8,1

При підводі стиснутого повітря до отвору 9 зворотний клапан 6, притиснутий до конічного сидла слабкою пружиною 3, відкривається і пропускає при незначному опорі, майже вільно, повітряний потік до вихідного отвору 1. При зворотному напрямку потоку повітря клапан 6 закритий, чому сприяє і тиск повітря, що діє на клапан. Тому прохід повітряного потоку на вихід 9 можливий тільки через щілину 4 дроселя, ексцентричну розточку 5, кільцеву камеру 7 і радіальні отвори 8. Площу перерізу потоку, що проходить через щілину дроселя, регулюють поворотом муфти 2, змінюючи положення розточки 5 відносно щілини.

На відміну від гідроприводів, де використовуються декілька способів регулювання швидкості руху робочих органів і є можли-

вість вибору як схеми регулювання, так і апаратури, для пневмоприводів дросельне регулювання — практично єдиний спосіб, який застосовується у двох варіантах: дроселювання на вході та на виході. У схемі з дроселем на вході (рис. 7.21, *а*) швидкість руху поршня регулюється зміною витрати повітря, що підводиться через дросель у робочу камеру пневмоциліндра. Якщо переключити пневморозподільник і підвести стиснуте повітря у камеру 3 циліндра, швидкість руху поршня вправо буде залежати від настройки дроселя 2. Зворотний клапан 1 при цьому буде закритий. Під час руху поршня вправо повітря із камери 4 виходить головним чином через зворотний клапан 6 і тільки частково через дросель 5, настройка якого не впливає на швидкість поршня. Під час зворотного руху поршня стиснуте повітря підводиться у камеру 4 тільки через дросель 5, настройка якого і встановлює швидкість руху поршня, тобто дросель 5 також стоїть на вході в робочу камеру 4 циліндра. Завдяки зворотному клапану 1 вихід повітря із камери 3 вільний і не залежить від настройки дроселя 2. Таким чином, у схемі швидкість руху поршня регулюється в обох напрямках дроселюванням на вході, а зворотні клапани 1 і 6 забезпечують незалежне регулювання швидкості кожного напрямку.

У схемі на рис. 7.21, *б* під час руху поршня вправо дроселюється повітряний потік, що виходить із штокової камери пневмоциліндра в атмосферу, тобто дросель встановлено на виході. Витрата повітря через вихлопну лінію, отже, і швидкість руху поршня залежать від пропускної здатності дроселя, яку можна регулювати зміною інтенсивності дроселювання.

Схеми регулювання швидкості робочих органів з дроселем на вході та на виході широко використовуються і в гідроприводах, де ці дві схеми практично еквівалентні. В пневмоприводах такої еквівалентності немає. Вибір місця встановлення дроселя впливає на регулювання швидкості і в кількісному і в якісному відношеннях. Дроселювання на вході забезпечує значний діапазон регулювання середньої швидкості і часу руху робочого органа, але не стабілізує швидкості. Дроселювання на виході, навпаки, стабілізує швидкість за рахунок демпферної дії підпору тиску у вихлопній камері пневмодвигуна, але має вузький діапазон регулювання.

Вибір схеми регулювання швидкості потрібно узгоджувати з навантаженням пневмодвигуна під час руху. Якщо, наприклад, навантаження пневмоциліндра близьке до максимально можливого, то тиск повітря у вихлоп-

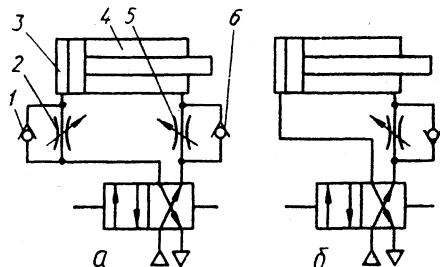


Рис. 7.21. Схеми регулювання швидкості поршня дроселюванням:

*а* — на вході; *б* — на виході

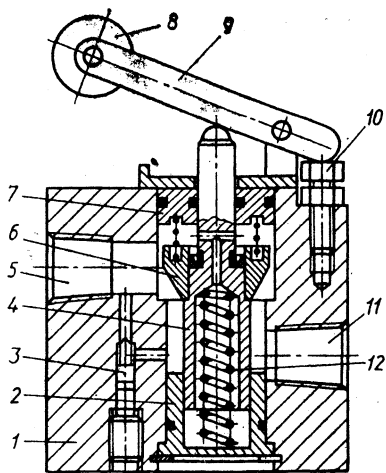


Рис. 7.22. Гальмівний дросель П-ДТ

інтенсивне дроселювання на виході в кінці ходу поршня. При цьому у вихлопній камері пневмоциліндра швидко наростає тиск повітря через скорочення об'єму камери і різке перекриття гальмовим дроселем виходу із неї в атмосферу. На стиснення повітря і його витіснення через гальмовий дросель витрачається кінетична енергія рухомих мас і частково рушійна сила, чим забезпечується поступове зниження швидкості поршня і зв'язаних з ним елементів та зменшення сили удару при зупинці на жорсткому упорі. Реалізувати таке гальмування найбільш зручно за допомогою гальмового дроселя П-ДТ (рис. 7.22) [20].

У напрямних втулках 2 і 7, розміщених у розточці корпуса 1, встановлено плунжер 4. Знизу на плунжер діє пружина 12, але його вихід із корпуса обмежено поворотним важелем 9, кут повороту якого регулюється упором 10. На плунжері розміщена підпружинена втулка 6 з конусною поверхнею. Вона водночас виконує роль дроселя і запірничого елемента зворотного клапана. У піднятому положенні плунжера між конусною поверхнею втулки 6 і кромкою розточки в корпусі встановлюється кільцевий зазор, величина якого залежить від настройки упора 10. Він дроселює повітряний потік, що проходить від вхідного отвору 5 до вихідного отвору 11. Якщо під дією зовнішньої сили поворотний важіль змістить плунжер вниз, втулка 6 перекриє повітряний потік і прохід повітря на вихід 11 буде можливим тільки через голчастий дросель 3 з дуже малою пропускною здатністю. Цей дросель і є гальмовим.

При реверсі потоку прохід стиснутого повітря від входу 11 на вихід 5 майже вільний і не залежить від положення плунжера. У верхньому

ній камері під час руху поршня буде дуже низьким (близьким до атмосферного), отже, в цій камері буде знаходитись невелика маса повітря і витрата його через лінію вихлопу буде незначною. Тому дроселювання на виході в цьому випадку практично нічого не дає. При малому ж навантаженні пневмоциліндра, навпаки, дроселювання на виході буде дуже ефективне.

Великі швидкості рухомих елементів пневмодвигунів дискретної дії (зокрема, пневмоциліндрів) призводять до значної сили ударів при зупинках в кінці ходу. Для зменшення або виключення ударів при зупинках на жорсткому упорі застосовують різні способи гальмування. Один із них —

Його положенні повітря проходить через кільцеву щілину між втулкою 6 і розточкою корпуса. У нижньому положенні плунжера тиском повітря втулка 6 піднімається і пропускає повітряний потік.

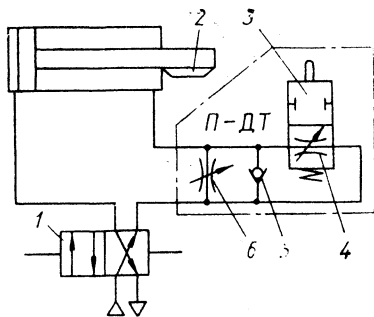


Рис. 7.23. Схема підключення гальмівного дроселя

Якщо в пневмосхемі з гальмовим дроселем П-ДТ (рис. 7.23) переключити розподільник 1, поршень пневмоциліндра буде рухатись праворуч. Повітря, що знаходиться у штоковій камері, через дросель 4 і розподільник буде виходити в атмосферу. Регулюванням дроселя 4 встановлюється швидкість руху поршня на основній ділянці ходу. Незадовго до кінця ходу кулачок 2 переключить клапан 3 і перекриє основний прохід для повітря. Подальший його вихід із штокової камери можливий тільки через гальмовий дросель 6 з малим проходом. Завдяки цьому тиск у камері під час руху поршня зростає, чим створюється гальмівний ефект. Ефективність гальмування залежить від настройки дроселя 6 і довжини гальмівного шляху, яка визначається місцем установки апарата на ділянці робочого ходу пневмоциліндра і повинна бути узгоджена з профілем кулачка.

При зворотньому переключенні розподільника 1 стиснуте повітря підводиться в штокову камеру пневмоциліндра через зворотний клапан 5 до тих пір, поки кулачок 2 під час руху поршня не звільнить клапан 3 і не відкриє основний прохід для повітряного потоку.

Крім гальмових дроселів, у пневмоприводах використовують пневмоциліндри спеціальної конструкції з вмонтованими в кришки гальмовими втулками, а також гідравлічні гальмові пристрої різноманітних конструкцій.

**Пневмоапаратура контролю і керування.** Для автоматичного керування роботою дискретних пневмоприводів застосовуються апарати, що контролюють дії виконавчих пристроїв і подають командні сигнали, які встановлюють послідовність цих дій. Залежно від умов роботи пневмодвигунів дискретної дії і особливостей виконуваних за їхньою участю технологічних операцій в автоматичних системах використовуються різні методи контролю виконання команд. Факт завершення даної технологічної операції і виконання відповідної команди може бути встановлено в одному випадку за положенням робочого органу, яке він займе по закінченні операції, в другому випадку — за досягненням зусилля, моменту, тиску, які необхідні, щоб операція була закінчена, в третьому — за проходженням часу, відведеного для операції. Залежно від цього розрізняють види автоматичного керування: з шляховим контролем, з контролем за тиском (зусиллям) і з часовим контролем.

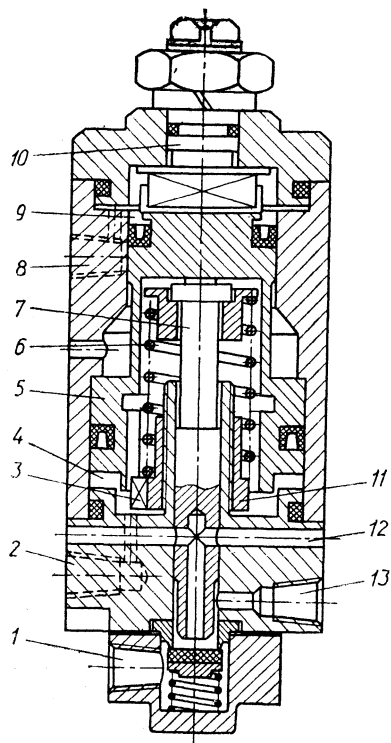


Рис. 7.24. Клапан послідовності В62-21

рекламувати, викликаючи появу виходу клапана сигналу керування. Конструкція пневмоклапана і приклад його використання були розглянуті раніше (див. рис. 7.19 і 7.2).

Керування з контролем за рівнем тиску або зусилля реалізується клапаном послідовності В62-21 (рис. 7.24). Він забезпечує появу пневматичного сигналу керування після досягнення у контрольованій пневмолінії чи камері пневмодвигуна заданого тиску повітря або заданої різниці тисків у камерах пневмоциліндра [29].

У розточці корпусу розміщено ступінчастий поршень 5, притиснутий вгору до упору пружиною 6 через шток 7. Розточка зверху і знизу закрита кришками, які утворюють по торцях поршня дві камери 4 і 9, з'єднаних відповідно з вихідними отворами 2 та 8. У верхню кришку вмонтовано короткий поворотний валик 10 з торцевим виступом у вигляді шпонки, який входить у паз поршня. Поворот валика через поршень і шпонку 3, яка ковзає по внутрішньому шпоночному пазу поршня, передається гайці 11, рухаючи її по різьбі в осьовому

Якщо в пневмосистемі використовуються розподільники з електрокеруванням, то для контролю виконання і подачі команд доцільно використовувати засоби електроавтоматики. В простих системах з пневмокеруванням більш вигідно використовувати чисто пневматичні засоби. Це дає змогу відмовитись від застосування не дуже надійних електропневматичних і пневмоелектричних перетворювачів і користуватись надійною, простою і безпечною при обслуговуванні і експлуатації пневмоапаратурою. Недоліками пневмоапаратури керування є значні габарити, обмеженість виконуваних функцій та необхідність використання трубопроводів як ліній зв'язку. Тому для складних багатоеlementних систем більш вигідно застосовувати електрокерування.

Типовим пневмоапаратом, що реалізує шляховий контроль у пневмосистемах, є пневмоклапан В76-21 з механічним керуванням. Клапан розміщується таким чином, щоб в кінці контрольованої технологічної операції рухомий елемент привода за допомогою кулачка чи упора (міг його пе-

напрямку, чим регулюється натяг пружини 6. У нижній кришці змонтовано трьохлінійний пневмоклапан, на вхід 1 якого підводиться повітря живлення, а з виходу 13 дістають потрібний керуючий сигнал. У вихідному положенні пневмоклапан виключений, тобто підвід повітря живлення перекритий, а вихід 13 сполучений з атмосферним каналом 12.

Якщо клапан послідовності використовується для контролю за тиском, то повітря, тиск якого контролюється, через отвір 8 підводиться у камеру 9, а пружина 6 регулюється у відповідності з потрібним рівнем тиску. При досягненні цього рівня поршень 5 переміщується вниз і через шток 7 переключає пневмоклапан, перекриваючи попередньо атмосферний канал. На виході 13 пневмоклапана з'являється керівний сигнал у вигляді потоку стиснутого повітря.

Якщо контролюється різниця двох тисків (перепад тисків), більший з них підводиться у камеру 9, а менший — у камеру 4. Коли різниця тисків досягне такого рівня, при якому результуюча сила діючих на поршень тисків стане більшою за силу відрегульованої пружини, то поршень переключить пневмоклапан і на виході 13 з'явиться керівний сигнал.

У прикладі застосування клапана послідовності для контролю затискного зусилля (рис. 7.25) керівний сигнал  $Y$  на виході клапана послідовності повинен з'явитись тільки тоді, коли поршень затискного пневмоциліндра 1 виконає хід вправо і затисне деталь 2 з потрібним зусиллям, яке контролюють за перепадом тисків в камерах пневмоциліндра. Контроль тиску тільки в робочій камері пневмоциліндра може призвести до появи хибного сигналу. При значній довжині ходу пневмоциліндра у вихідному положенні поршня камери циліндра дуже відрізняються за об'ємом. Тому після переключення розподільника невелика поршнева камера швидко наповнюється стиснутим повітрям, але початок руху поршня затримається через повільне спорожнення значної за об'ємом штокової камери. Отже, тиск у поршневій камері може досягти свого максимального значення ще до початку руху поршня, що і спричинить появу хибного сигналу  $Y$ . Якщо ж друга лінія керування клапана 3 зв'язана із штоковою камерою циліндра, то сигнал  $Y$  може з'явитись тільки тоді, коли різниця тисків у камерах пневмоциліндра досягне відрегульованого рівня. Оскільки цей рівень повинен бути близьким до граничного, то він досягається тільки після затиснення деталі.

При керуванні з часовим контролем застосовуються пристрої для витримки часу. Принцип дії такого пристрою (рис. 7.26, а) базується на використанні для відліку часу процесу наповнення пневмокамери через дросель. Вихідний сигнал  $Y$  з'являється після подачі вхідного сигналу  $p_{вх}$  із заданою витримкою, яка визначається тривалістю наповнення камери керування пневмоклапана з приєднаною допоміжною ємкістю до тиску, спроможного викликати переключення

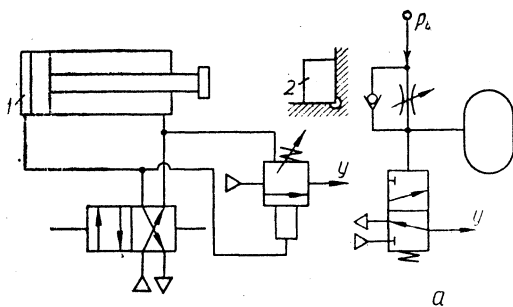


Рис. 7.25. Схема підключення клапана В62-21

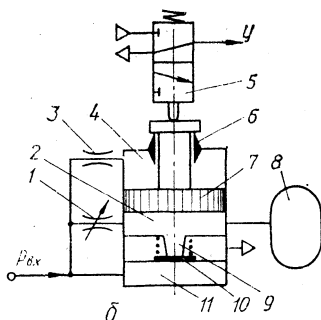
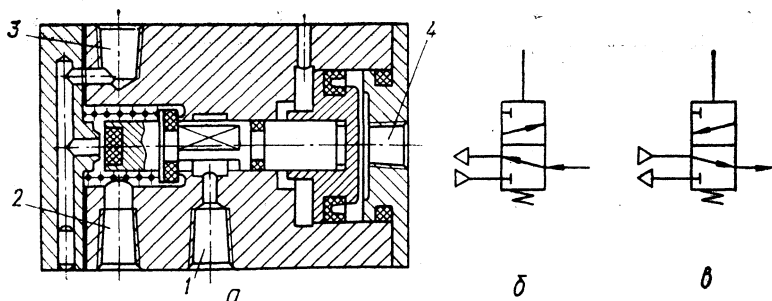


Рис. 7.26. Пневмоклапан витримки часу: а — умовне зображення на схемах; б — схема пневмоклапана В61-21

пневмоклапана. Регулюванням дреселя і підбором допоміжної ємкості витримку можна змінювати в широкому діапазоні. Проте пряме слідування приведеній схемі не забезпечує релейного характеру переключення пневмоклапана і чіткої появи вихідного сигналу. Тому реальні пристрої для витримки часу значно складніші. Для прикладу на рис. 7.26, б показана схема пневмоклапана витримки часу, в якому чітка поява вихідного сигналу  $Y$  забезпечується спеціальним «вистрілюючим» пневмоциліндром. Відлік часу починається з моменту подачі вхідного сигналу  $p_{вх}$ . Під дією тиску в камері 11 мембрана 10 закриває сопло 9, відсікаючи зв'язок робочої камери 2 пневмоциліндра з атмосферою. Починається наповнення робочої камери і приєднаної до неї допоміжної ємкості 8 через відрегульований дресель 1. Одночасно стиснуте повітря через постійний дресель 3 підводиться у камеру 4 і його тиск створює додаткову силу протидії руху поршня 7. По закінченні відведеного часу тиск повітря у камері 2 досягає такого рівня, що рушійна сила на поршні 7 стає достатньою для подолання сил опору і поршень починає рухатись. На початку руху заслінка на штоковій поршня відкриває сопло 6, що призводить до швидкого спорожнення камери 4 і різкого падіння сили опору рухові. При цьому поршень «вистрілює» і чітко переключає пневмоклапан 5, на виході якого з'являється сигнал  $Y$ . У кінці ходу поршень як заслінка перекриває з другої сторони подвійне сопло 6, відсікаючи вихід з камери 4 в атмосферу. В камері знову наростає тиск. Для підготовки пневмоклапана витримки часу до роботи достатньо зняти вхідний сигнал. При цьому тиск у камері 11 падає, відкривається сопло 9 і робоча камера з приєднаною ємкістю швидко спорожняються. Силою пружини пневмоклапана 5 і під дією тиску повітря у камері 4 поршень 7 повертається у вихідну позицію.

Вихідні сигнали пневмоклапанів шляхового контролю, клапанів послідовності та витримки часу тільки в найбільш простих схемах



**Рис. 7.27. Пневмоклапан В67-21:**  
*a* — конструкція; *б, в* — схеми підключення

використовуються безпосередньо для керування головними пневморозподільниками або малогабаритними пневмодвигунами. В більшості ж випадків такі сигнали поступають у логічну частину дискретної системи керування і входять як складові в різноманітні логічні комбінації, які використовуються в ролі результуючих сигналів керування. Логічні зв'язки між складовими реалізуються за допомогою логічних елементів. Роль таких елементів у пневмосистемах високого тиску (0,3...1,0 МПа) виконують звичайні клапани і розподільники з пневмокеруванням, а також пневмоклапани спеціальної конструкції. Зважаючи на незначні витрати стиснутого повітря в керуючій частині пневмопривода, логічні елементи мають бути малогабаритними і з невеликою пропускною здатністю.

Прикладами звичайних пневмоапаратів, що застосовуються як логічні елементи, можуть бути пневморозподільник В63-11 і пневмоклапани МВ76-21 та В67-21. Пневморозподільник В63-11 з плоским золотником і двостороннім пневмокеруванням у логічній частині виконує роль елемента «пам'яті» (тригера). Він має відносно малі габарити. Умовний прохід  $d_y = 4$  мм. «Запам'ятовування» переключеного положення — механічне, за рахунок сил тертя. Пневмоклапан МВ76-21 є модифікацією клапана В76-21 (рис. 7.19). На відміну від клапана В76-21, який переключается під дією механічного упора або кулачка, клапан МВ76-21 має додатково вмонтований пневмоциліндр односторонньої дії, який здійснює переключення при подачі пневматичного сигналу. Особливістю пневмоклапана В67-21 (рис. 7.27, *a*) є можливість підводити повітря живлення до одного з двох різьбових отворів 1 або 3. Якщо живлення підведене до отвору 1, то вихід 2 пневмоклапана у відсутність сигналу керування на вході 4 камери керування буде сполучений з атмосферою через отвір 3. При подачі сигналу керування зв'язок з атмосферою переривається, а на вихід 2 підводиться живлення, тобто клапан у цьому випадку підключено за нормально закритою схемою (рис. 7.27, *б*) і він виконує логічну операцію повторення. Якщо

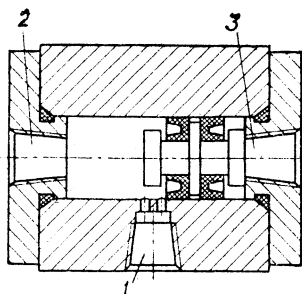


Рис. 7.28. Пневмоклапан В67-11 (АБО)

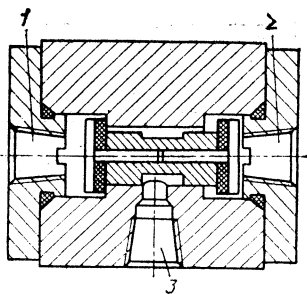


Рис. 7.29. Пневмоклапан П-К1-4/10 (1)

живлення підводиться до отвору 3, а сполучення з атмосферою здійснюється через отвір 1, то пневмоклапан підключено за нормально відкритою схемою (рис. 7.27, в) і він реалізує логічну функцію інверсії.

Пневмоклапан В67-11 (рис. 7.28) виконує функцію логічного додавання двох сигналів (операцію АБО). Сигнал на виході 1 пневмоклапана з'являється за наявності хоча б одного з двох сигналів, які підводяться на входи 2 і 3. Якщо вхідних сигналів немає, вихід з'єднується з атмосферою через один із входів. Розділяються входи плаваючим поршнем.

Пневмоклапан П-К1-4/10 (рис. 7.29) реалізує логічну операцію множення двох вхідних сигналів. Сигнал на виході 3 з'являється тільки за наявності обох вхідних сигналів, що подаються на входи 1 та 2.

Для дискретних пневматичних систем керування спеціально розроблено комплекс мініапаратури високого тиску. Базу комплексу становлять розподілювачі П-РОЗ та П-Р515 з умовними проходками  $d_y = 2,5$  мм.

Характер взаємних зв'язків між вхідними і вихідними сигналами логічної частини дискретної системи керування та методи встановлення структури такої системи розглядаються в розд. 9.

### 7.5. Типові пневмодвигуни дискретної дії і їхні розрахунки

Пневматичні циліндри — найбільш розповсюджені у верстатобудуванні та робототехніці пневматичні двигуни. За конструкцією та робочими параметрами вони дуже різноманітні. Їх поділяють на два типи: одно- і двосторонньої дії. У пневмоциліндрах односторонньої дії рухомий елемент — поршень із штоком чи плунжер — переміщується під дією зусилля, що виникає завдяки тиску повітря, тіль-

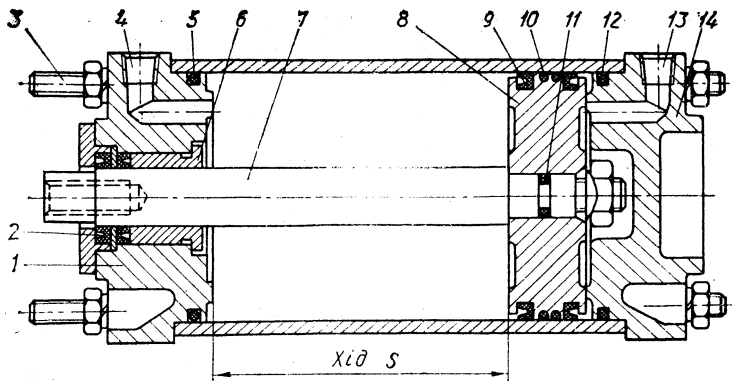


Рис. 7.30. Типова конструкція пневмоциліндра

ки в одному напрямку, а зворотний рух у вихідне положення виконується за рахунок пружини, дії сили тяжіння або за допомогою іншого двигуна. У пневмоциліндрах двосторонньої дії прямий і зворотний ходи рухомого елемента забезпечуються дією тиску повітря.

У механізмах верстатів та маніпуляторів промислових роботів найчастіше використовуються пневмоциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною (механізми затискні, фіксації, орієнтації, періодичної подачі) і пневмоциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком (механізми транспортування, подачі, переключення тощо). Пневмоциліндри із зворотною пружиною мають обмеження по довжині ходу (1...1,5)  $D$ , ( $D$  — діаметр поршня). Найбільший хід для пневмоциліндрів двосторонньої дії — (8...10)  $D$ . Діаметри поршнів (ГОСТ 15608—81) знаходяться в діапазоні 25...320 мм.

Конструктивна схема пневмоциліндра двосторонньої дії показана на рис. 7.30. В гільзі 8, що закрита з двох боків кришками 1 і 14, на штокові 7 встановлено поршень 9. Кришки стягуються шпильками 4. Подовжені шпильки використовуються одночасно і для кріплення пневмоциліндра при монтажі. Передбачено й інші види кріплення: на лапах, передньому або задньому фланці, провусині, цапфах. Відповідно до способу кріплення змінюється і конфігурація кришок.

Кришки мають різьбові отвори для приєднання трубопроводів, через які виконується підвід-відвід стиснутого повітря з камер пневмоциліндра. В передній кришці 1 запросована напрямна втулка 6, яка підтримує і направляє шток 7 і встановлені манжетне ущільнення 3, що герметизує штокову камеру циліндра, і спеціальна манжета 2 для захисту від попадання в циліндр пилу та бруду із зовнішнього середовища. Нерухомі з'єднання кришка-гільза і поршень-шток ущільнені гумовими кільцями 5, 12 і 13 круглого перерізу. Поршень ущільнюється двома зустрічно встановленими манжетами 10 U-по-

дібного профілю. Він має центруючий поясок з капроною наплавкою 11, завдяки якому виключається прямий контакт металевих поверхонь поршня і гільзи, зменшуються сили тертя і збільшується тривалість роботи пневмоциліндра. Неметалева наплавка сприяє також більш швидкому припрацюванню центруючого пояса до гільзи, яка завжди має деякі похибки механічної обробки.

У конструкціях пневмоциліндрів із значною довжиною ходу і високими швидкостями руху поршня передбачено вмонтовані гальмові пристрої для зменшення або ж виключення ударів у кінці ходу. Це особливо важливо в тих випадках, коли в робочій зоні пневмоциліндра немає можливості встановити гальмовий дросель по схемі на рис. 7.23. На основній ділянці ходу поршня вліво (рис. 7.31) повітря із камери пневмоциліндра, об'єм якої зменшується, вільно проходить до вихідного отвору через розточку 1 у кришці. В кінці ходу розточка перекривається і в камері починає зростати тиск повітря, яке тепер може пройти на вихід тільки через вмонтований у кришку дросель з малою пропускною здатністю (на рис. не показано). Наростання тиску в неробочій камері циліндра створює гальмівний ефект. При реверсі, поки гальмова втулка 3 не вийде із розточки кришки, стиснуте повітря, що тепер підводиться у штокову камеру пневмоциліндра, проходить через зазор між розточкою і гальмовою втулкою, обтікаючи манжету 2, яка виконує роль зворотного клапана. В кінці зворотного ходу гальмування проходить аналогічно. Довжина гальмівного шляху вибирається при проектуванні пневмоциліндра в діапазоні 30...50 мм. Інтенсивність гальмування регулюється тільки дроселем.

**Статичний розрахунок пневмоциліндрів.** Конструктивні розміри пневмоциліндра на стадії проектування встановлюються статичним розрахунком, при якому знаходять і вибирають внутрішній діаметр циліндра  $D$  (діаметр поршня), діаметр штока  $d$  та діаметр  $d_y$  умовного проходу отворів для приєднання трубопроводів.

Вихідні дані для статичного розрахунку: робочий тиск повітря (абсолютний) у відповідній лінії  $p_m$ , технологічне навантаження  $P_T$ , дов-

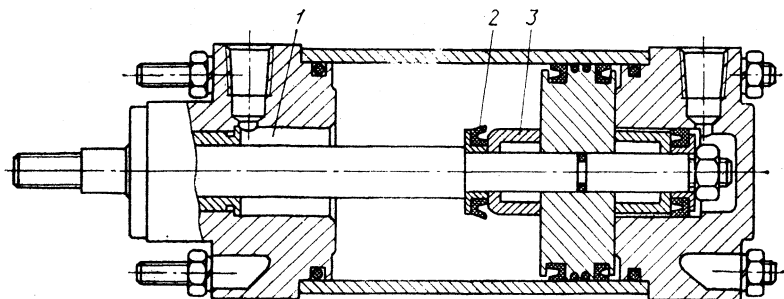


Рис. 7.31. Пневмоциліндр з гальмівними втулками

жина ходу  $s$ , маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих елементів  $m_1$ , положення пневмоциліндра в просторі при роботі, потрібний (або допустимий) час спрацьовування чи середня швидкість руху на всій довжині ходу. Дані можуть доповнюватись, наприклад, габаритними обмеженнями, уточненням характеру навантаження, температурними умовами під час експлуатації тощо.

Для пневмоциліндрів затискних пристроїв, у яких технологічне навантаження діє в кінці ходу (безпосередньо при затиску), діаметр поршня розраховується за формулою

$$D = 1,13 \sqrt{(P_T \pm mg)/(0,9\rho_m - p_a)}, \quad (7.25)$$

де  $m$  — маса всіх рухомих елементів, з'єднаних з поршнем, включаючи маси самого поршня та штока (беруться приблизно з подальшим уточненням). Сила тяжіння  $\pm mg$  враховується при вертикальному або нахиленому під кутом до горизонту положенні пневмоциліндра. В останньому випадку враховується її вертикальна складова. Знак «+» ставиться тоді, коли сила тяжіння діє назустріч рухові поршня. У розрахунковій формулі прийнято, що потрібне затискне зусилля досягається при тискові  $0,9\rho_m$ , чим забезпечується деякий його запас.

Для затискних пневмоциліндрів із зворотною пружиною

$$D = 1,13 \sqrt{(P_T \pm mg + P_0 + cs)/(0,9\rho_m - p_a)}, \quad (7.26)$$

де  $P_0$  — сила попереднього натягу пружини;  $c$  — жорсткість пружини.

Для пневмоциліндрів транспортуючих та інших пристроїв, у яких технологічне навантаження діє на всій довжині ходу або на значній його частині, діаметр циліндра знаходять за розрахунковим значенням безрозмірного параметра навантаження  $\chi_p$  з наближеним урахуванням сил тертя через коефіцієнт  $k_T$ :

$$D = 1,13 \sqrt{(P_T \pm mg)/[\rho_m \chi_p (1 \mp k_T)]}. \quad (7.27)$$

Значення  $\chi_p$  вибирається залежно від рівня тиску  $\rho_m$  (табл. 7.3). Менші значення у рекомендованому діапазоні відповідають більшим діаметрам поршня і більш високим швидкостям спрацьовування пневмоциліндра (через його недовантаження).

Коефіцієнт  $k_T$  для пневмоциліндрів з типовими манжетними ущільненнями поршня вибирають залежно від технологічного навантаження  $P_T$  (табл. 7.4). Приведені в таблиці значення справедливі для діапазону тисків  $\rho_m = 0,5 \dots 0,6$  МПа. Для інших рівнів тиску потрібна корекція цих значень. Вважається, що  $k_T$  змінюється пропорційно тискові в робочій камері. Знак «+» перед  $k_T$  у розрахунковій формулі береться у тому випадку, коли сила тертя доповнює зусилля, створюване тиском повітря, наприклад, у випадку транспортування (опускання) вантажу з пневматичним гальмуванням.

### 7.3. Значення параметра навантаження $\chi_p$

$p_M$ , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\chi_p$	0,25...0,6	0,3...0,65	0,35...0,7	0,4...0,75	0,45...0,8

### 7.4. Значення коефіцієнта $k_T$

$P_T$ , кН	до 0,6	0,6...6,0	6...25	25...60
$k_T$	0,5...0,2	0,2...0,12	0,12...0,08	0,08...0,05

Знайдений діаметр потрібно округлити до найближчого значення із нормального ряду діаметрів циліндрів за ГОСТ 6540—68: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320 мм.

Діаметр штока

$$d = (0,25 \dots 0,32) D. \quad (7.28)$$

Його округляють до найближчого значення, взятого з такого ряду: 10, 12, 16, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 90 мм. При значній довжині ходу поршня бажана перевірка штока на стійкість при поздовжньому вигині з врахуванням способу його з'єднання із зовнішніми рухомими елементами, до яких прикладено навантаження.

Умовний прохід отворів для приєднання трубопроводів  $d_y = 0,1D$  узгоджують з проходами трубопроводів і встановлених на них пневмоапаратів. Приведене співвідношення справедливе при значній довжині ходу поршня пневмоциліндра, але при малих ходах воно дає завищені значення  $d_y$ . Тому  $d_y$  бажано узгоджувати з очікуваним часом спрацьовування пневмоциліндра. Можна рекомендувати для визначення  $d_y$  таку формулу:

$$d_y = D \sqrt{s/(w_c t_0)}, \quad (7.29)$$

в якій враховуються не тільки габарити пневмоциліндра, але й очікуваний час спрацьовування  $t_0$  і середня швидкість потоку стиснутого повітря в лінії підводу  $w_c = 17$  м/с.

Мембранні пневмоциліндри також належать до пневмодвигунів дискретної дії з лінійним зворотньо-поступальним рухом вихідної ланки — штока. В порівнянні з поршневыми пневмоциліндрами вони більш прості у виготовленні через відсутність точних контактних поверхонь, мають високу герметичність робочої камери, не по-

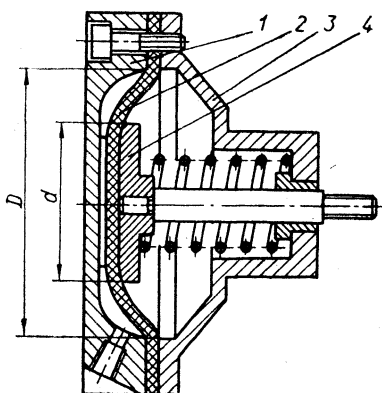


Рис. 7.32. Мембранний пневмоциліндр з плоскою мембраною

требують змашення і якісної очистки стиснутого повітря. Проте їм притаманні й недоліки: обмеженість довжини ходу, змінне вихідне зусилля, що залежить від прогину мембрани, мала довговічність.

Найбільш поширені мембранні пневмоциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною. Вони використовуються у пристроях, які виконують технологічні операції, що потребують значних зусиль при відносно малих ходах (затискування, фіксація, переключення, гальмування тощо).

Мембрани виготовляють із гумотканинних та синтетичних матеріалів, еластичних і міцних. Вони можуть бути плоскими і фігурними (з гофром).

У мембранному пневмоциліндрі односторонньої дії (рис. 7.32) плоска мембрана 2 зацмлена по контуру між корпусом 3 і кришкою 1. Внутрішній діаметр зацмлення  $D$  називають діаметром заправки мембрани. Сила, що створюється дією тиску повітря у робочій камері на поверхні опорного диска 4, передається безпосередньо вихідному штокові. Цей же тиск діє на відкриту частину мембрани, але створювана сила тиску лише частково передається на вихід, інша ж її частина сприймається зацмленням, викликаючи в ньому відповідну реакцію. Отже, вихідне зусилля на штокові мембранного пневмоциліндра діаметром заправки мембрани  $D$  менше, ніж зусилля, створюване поршневим пневмоциліндром з поршнем такого ж діаметра при однаковому тиску повітря. Більш того, вихідне зусилля залежить від діаметра опорного диска  $d$  і від прогину мембрани. Тому його розраховують не за фактичною площею, на яку діє тиск повітря в робочій камері, а за ефективною площею  $F_e$ . Це площа умовного поршня діаметром  $D_e$ , на якому створюється при даному тиску повітря таке ж зусилля, як і на реальній мембрані. При малих прогинах мембрани

$$F_e = (\pi/12)(D^2 + Dd + d^2) = (\pi D^2/12)(1 + \beta + \beta^2), \quad (7.30)$$

де  $\beta = d/D$ . Аналіз цієї формули показує, що з ростом  $d$  збільшиться і  $F_e$ . Врешті-решт, коли  $d = D$ , ефективна площа мембрани досягає максимуму  $F_{e,max} = \pi D^2/4$ , тобто мембрана замінена поршнем діаметром  $D$ , котрий, проте, має кругове зацмлення і зовсім не може рухатись. Якщо  $d \rightarrow 0$ , то  $F_e \rightarrow F_{e,min} = \pi D^2/12$ , але мембрана має значний прогин. Оптимальне співвідношення діаметрів опорного диска і заправки мембрани  $\beta = 0,6 \dots 0,8$  при невеликих прогинах мембрани. При значних прогинах ефективна площа мембрани знаходиться за формулою Ліктана [9]:

$$F_e = \frac{\pi D^2}{12} \left[ 1 + \beta + \beta^2 - \frac{x(1-\beta)\sqrt{4+7\beta+4\beta^2}}{\sqrt{5x_{max}^2 - 5x^2}} \right], \quad (7.31)$$

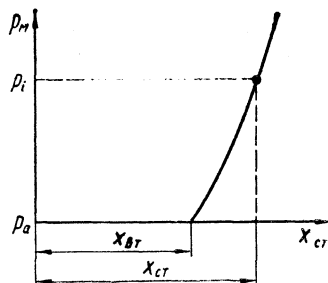


Рис. 7.33. Статична характеристика мембрани

де  $x$  — прогин мембрани (хід штока мембранного пневмоциліндра),  $x_{\max}$  — фіктивний прогин мембрани, при якому вона прийняла б форму зрізаного конуса. Величина  $x_{\max}$  залежить від конструктивних розмірів мембрани і опорного диска, а також від механічних властивостей матеріалу мембрани, які враховуються статичною характеристикою мембрани  $x_{\text{ст}}$ :

$$x_{\max} = x_{\text{ст}} \frac{\sqrt{5(1 + \beta + \beta^2) + (1 - \beta)(4 + 7\beta + 4\beta^2)}}{(1 + \beta + \beta^2)\sqrt{5}}$$

Статична характеристика  $x_{\text{ст}}$  — це величина вільного прогину мембрани під дією даного тиску повітря (рис. 7.33). Встановлюється  $x_{\text{ст}}$  експериментально. Якщо мембрана нова, то необхідно попередньо її «натренувати», тобто кілька разів «навантажити» її тиском повітря для стабілізації витяжки  $x_{\text{вт}}$ .

Залежність (7.30) — це окремий випадок формули Ліктана (7.31), коли прогин мембрани нульовий, тобто при  $x = 0$ . На практиці цю залежність використовують у більшості розрахунків за умови, що робочий хід мембрани  $s$  не перевищує (0,5...0,6)  $x_{\text{ст}}$  (з урахуванням витяжки мембрани).

При статичних розрахунках мембранних пневмоциліндрів знаходять діаметр  $D_e$  умовного поршня за тими ж формулами, що і для поршневих пневмоциліндрів. Наприклад, для затискного мембранного пневмоциліндра із зворотною пружиною

$$D_e = 1,13 \sqrt{(P_T \pm mg + P_0 + cs)/(0,9\rho_m - \rho_a)}$$

Якщо ж мембранний пневмоциліндр використовується в ролі транспортуючого і технологічне навантаження діє на всій довжині ходу або на більшій його частині, то

$$D_e = 1,13 \sqrt{(P_T \pm mg + P_0 + cs)/\rho_m \chi_p}$$

Остання залежність, на відміну від формули (7.29) для поршневих пневмоциліндрів, не враховує сил тертя, відсутність яких — одна із переваг мембранних пристроїв.

Знайшовши  $D_e$ , обчислюють ефективну площу  $F_e = \pi D^2/4$  і, задаючись величиною  $\beta$ , знаходять діаметр заправки мембрани  $D$ , користуючись формулою (7.30) або (7.31), і діаметр  $d$  опорного диска.

Хід штока  $s$  мембранного пневмоциліндра рекомендується вибирати [20] для діапазону тисків  $\rho_m = 0,4...0,8$  МПа із співвідношення  $s = (0,08...0,15) D$ . Більші значення  $s$  вибираються для більш високого тиску. Для мембран з гофром величина ходу може бути значно більшою:  $s = (0,20...0,25) D$ .

**Динамічний розрахунок пневмоприводів.** Основною задачею динамічного розрахунку пневмопривода дискретної дії є знаходження часу його спрацьовування. Крім того, можуть бути поставлені й інші завдання, наприклад, визначення діючих швидкостей та прискорень

при рухові робочих органів, закону руху, характеру зміни тисків у камерах пневмоциліндра і т. п.

Методику динамічних розрахунків пневмоприводів [9, 20] розглянемо на прикладі поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії.

Поршень пневмоциліндра на розрахунковій схемі (рис. 7.34) зображено в миттєвому положенні під час руху вправо. Це положення визначається поточною координатою  $x$ , відлік якої ведеться від умовного нуля. У вихідному положенні поршня  $x = 0$ . Однак між поршнем і кришкою циліндра в цьому положенні завжди є деякий об'єм  $V_0$ , який називають «шкідливим» об'ємом циліндра. Тому на розрахунковій схемі показана фіктивна координата  $x_0$ , що характеризує мінімальний об'єм  $V_{\min}$  робочої камери до початку руху поршня. Крім шкідливого об'єму  $V_0$ , у величині  $V_{\min}$  потрібно врахувати також об'єм трубопроводу на ділянці від робочої камери до пневморозподільника. Оскільки  $V_{\min}$  використовується для визначення часу процесу наповнення, то враховувати слід не фактичний, а розрахунковий об'єм трубопроводу (див. вище). Отже,

$$V_{\min} = V_0 + V_{\text{т.р}} = V_0 + k_V V_{\text{т}}; \quad x_0 = V_{\min}/F = (V_0 + k_V V_{\text{т}})/F, \quad (7.32)$$

де  $F$  — площа поршня у робочій камері циліндра.

Аналогічно знаходять координату  $x_{0в}$ , яка характеризує мінімальний об'єм камери вихлопу:

$$x_{0в} = V_{\text{в.мін}}/F_{\text{в}} = (V_{0в} + k_{V\text{в}} V_{\text{т.в}})/F_{\text{в}}, \quad (7.33)$$

де  $F_{\text{в}}$  — площа поршня з боку камери вихлопу.

Поршень пневмоциліндра з приведеною до штока масою рухомих елементів  $m$  рухається праворуч із швидкістю  $\dot{x} = dx/dt$  (миттєве значення), долаючи силу опору рухові  $P$ . Кожній миті руху відповідає визначений стан повітря у камерах пневмоциліндра, що характеризується параметрами стану (тиск, температура і густина) —  $p$ ,  $T$ ,  $\rho$  та  $p_{\text{в}}$ ,  $T_{\text{в}}$ ,  $\rho_{\text{в}}$ . Робоча камера під час руху поршня з'єднана з джерелом живлення пневмолінією підводу з ефективною площею проходу  $f_{\text{е}}$ , а камера вихлопу сполучена з атмосферою через вихлопну пневмолінію з ефективною площею проходу  $f_{\text{е.в}}$ . На схемі показані також діаметр поршня  $D$ , діаметр штока  $d$ , довжина ходу поршня  $s$  і сигнали переключення розподільника  $Y_1$  та  $Y_2$ .

На діаграмі роботи пневмоциліндра (рис. 7.35) зображено три взаємозв'язані графіки: руху поршня  $x = f(t)$  і зміни тисків у лівій

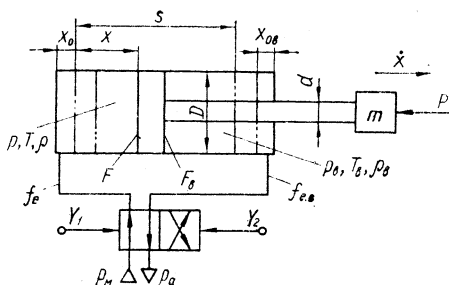


Рис. 7.34. Розрахункова схема пневмоциліндра двосторонньої дії

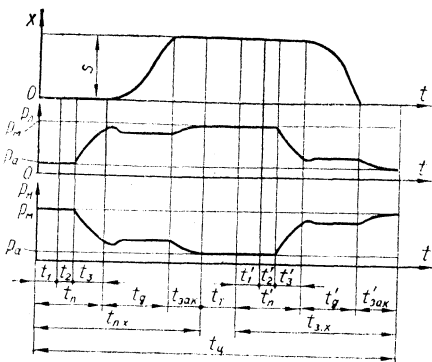


Рис. 7.35. Діаграма роботи пневмоциліндра

камері пневмоциліндра  $p_n = f(t)$  та в правій  $p_n = f(t)$ .

У вихідному положенні поршня права камера з'єднана з підводом живлення, а ліва сполучена з атмосферою. Початком роботи пневмоциліндра вважається мить подачі сигналу на переключення розподільника. В результаті поршень здійснює прямий хід (час  $t_{п.х}$ ). Після можливого вистою (технологічний час  $t_T$ ) йде зворотний хід поршня (час  $t_{з.х}$ ). Час повного робочого циклу

$$t_{ц} = t_{п.х} + t_T + t_{з.х}.$$

При прямому і зворотному ходах прийнято виділяти три періоди спрацювання пневмоциліндра: підготовчий  $t_n$ , період руху поршня  $t_p$  і заключний період  $t_{зак}$  (для зворотного ходу відповідно  $t'_n$ ,  $t'_p$  і  $t'_{зак}$ ).

**Підготовчий період** — інтервал часу з моменту подачі команди на переключення розподільника до початку руху поршня. Для спрощення задачі по визначенню  $t_n$  приймають, що процеси наповнення робочої камери та спорожнення камери вихлопу починаються тільки після повного переключення розподільника і проходження по відповідних пневмолініях хвилі тиску. Тоді  $t_n = t_1 + t_2 + t_3$ , де  $t_1$  — час переключення розподільника,  $t_2$  — час проходження хвилі тиску,  $t_3$  — час зміни тисків у камерах пневмоциліндра до початку руху поршня.

Час переключення розподільника  $t_1$  знаходиться експериментально, а в деяких випадках його можна обчислити. Для серійної пневмоапаратури цей час дається у технічній характеристиці.

Час  $t_2$  проходження хвилі тиску по лінії підводу від розподільника до робочої камери  $t_2 = l_T/a$ , де  $l_T$  — довжина трубопровода на цій лінії,  $a$  — швидкість звуку в повітрі. Аналогічно знаходиться час проходження хвилі тиску і по вихлопній лінії. При коротких пневмолініях цим часом можна знехтувати.

Для визначення часу  $t_3$  користуються залежностями (7.22) та (7.23). За формулою (7.22) знаходять час наповнення робочої камери циліндра від рівня атмосферного тиску  $p_a$  до тиску  $p_p$ , при якому починається рух поршня. Цим тискам відповідають їхні безрозмірні значення  $\sigma_a = p_a/p_M$  і  $\sigma_p = p_p/p_M$ . Формула приймає вигляд

$$t_{3нап} = 3,62 \cdot 10^{-3} (V_{p, \min}/f_e) (\psi_1(\sigma_p) - \psi_1(\sigma_a)). \quad (7.34)$$

За формулою (7.23) знаходять час спорожнення камери вихлопу від

початкового в ній тиску  $p_m$  до тиску  $p_{в.р}$  в момент початку руху поршня. Відповідні безрозмірні значення тисків  $\sigma_{в1} = p_a/p_m = \sigma_a$  та  $\sigma_{в2} = \sigma_{в.р} = p_a/p_{в.р}$ .

Розрахунковий об'єм камери вихлопу у вихідному положенні поршня

$$V_{в.р} = V_{в.р.\min} + F_{в}S.$$

Таким чином,

$$t_{зсп} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{в.р}}{f_{е.в} \sigma_a^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_{в.р}) - \psi_2(\sigma_a)]. \quad (7.35)$$

Якщо  $t_{знап} \neq t_{зсп}$ , то в розрахунок приймається більше значення. Потрібні значення тисків у момент початку руху поршня знаходять із умов рівноваги сил, діючих на поршень у цей момент:

$$p_p F - p_{в.р} F_{в} - P = 0. \quad (7.36)$$

Тут  $P = P_{тер} + P_T \pm mg + p_a (F - F_{в})$  — повна сила опору рухові, в яку входять сила тертя  $P_{тер}$ , технологічне навантаження  $P_T$ , масова сила  $mg$ , що враховується з відповідним знаком при вертикальному положенні пневмоциліндра, а також поправка  $p_a (F - F_{в})$ , зв'язана з тим, що в рівнянні (7.36) враховуються не надлишкові, а абсолютні значення тиску.

Оскільки в рівнянні (7.36) дві невідомі ( $p_p$  та  $p_{в.р}$ ), воно має безліч розв'язків, серед яких тільки один вірний для даних умов. Знаходиться вірне рішення методом підбору. Однієї невідомій, наприклад  $p_p$ , дають деяке значення і знаходять за рівнянням (7.36) відповідне їй значення другої невідомої  $p_{в.р}$ . Потім за формулами (7.34) та (7.35) вираховують час наповнення  $t_{знап}$  робочої камери до тиску  $p_p$  і час спорожнення  $t_{зсп}$  вихлопної камери до тиску  $p_{в.р}$ . Якщо виявилось, що  $t_{знап} < t_{зсп}$ , то необхідно взяти значення  $p_p$  збільшити і знову повторити підрахунки. За декілька спроб можна або підібрати такі значення тисків, при яких  $t_{знап} = t_{зсп}$ , і тоді вибір закінчено, або впевнитись, що один із процесів (наповнення чи спорожнення) лімітує початок руху поршня. В останньому випадку задача вибору значень тисків на початку руху спрощується: для нелімітуючого процесу приймають граничне значення тиску, за рівнянням (7.36) знаходять відповідне значення тиску для лімітуючого процесу і обчислюють його час, який і буде величиною  $t_g$ . Оскільки початок руху найчастіше лімітується спорожненням камери вихлопу, об'єм якої значно більший об'єму робочої камери у вихідному положенні поршня, то рекомендується в першій спробі підбору брати  $p_p = p_m$ . Якщо виявиться, що  $t_{знап} \leq t_{зсп}$ , то підбір вірний, а час спорожнення враховується як час  $t_g$  підготовчого періоду.

**Період руху поршня** найбільш складний як за характером фізичних процесів, що протікають, так і за розрахунками. Рух поршня

пневмоциліндра описується системою диференціальних рівнянь, в яку входять рівняння руху і два рівняння енергетичного балансу, що характеризують зміну тиску в кожній із камер пневмоциліндра під час руху поршня:

$$\left. \begin{aligned} md^2x/dt^2 &= pF - p_B F_B - P; \\ kRT_M dm_M &= kp dV + V dp; \\ -kRT_B dm_B &= kp_B dV_B + V_B dp_B. \end{aligned} \right\}$$

Тут  $V$  і  $V_B$  — змінні об'єми (розрахункові) робочої і вихлопної камер. Проведемо перетворення цієї системи і приведемо її до виду, зручного для інтегрування. У рівняння енергетичного балансу підставимо значення  $dm_M = G_M dt$ ;  $dm_B = G_B dt$ ;  $G_M = f_e (K \rho_M / \sqrt{RT_M}) \varphi(\sigma)$  із рівняння витрати (7.11), де  $f_e = \mu f$ ,  $K = \sqrt{2k/(k-1)}$ ;  $G_B = f_{e,B} (K \rho_B / \sqrt{RT_B}) (\varphi_{\sigma_B})$  із рівняння (7.15), де  $f_{e,B} = \mu_B f_B$ ;  $T_B = T_M (\rho_B / \rho_M)^{(k-1)/k}$  для адіабатного процесу в камері вихлопу;  $V = F(x + x_0)$ ;  $dV = F dx$ ;  $V_B = F_B(s + x_{0B} - x)$ ;  $dV_B = -F_B dx$ . Після перетворень система рівнянь має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} &= \frac{1}{m} (pF - p_B F_B - P); \\ \frac{dp}{dt} &= -\frac{k}{x + x_0} \left[ \frac{f_e K \rho_M \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma)}{F} - p \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dp_B}{dt} &= \frac{k}{s + x_{0B} - x} \left[ p_B \frac{dx}{dt} - \frac{f_{e,B} K \rho_B^{(3k-1)/2k} \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma_B)}{F_B \rho_M^{(k-1)/2k}} \right]. \end{aligned} \right\} (7.37)$$

У загальному вигляді система диференціальних рівнянь (7.37) розв'язку не має. Його можна одержати тільки чисельним інтегруванням. Застосування ЕОМ дає можливість при невеликих затратах машинного часу одержати розв'язок з бажаною точністю. Для методів чисельного інтегрування, що використовуються на практиці (Рунге — Кутта, Адамса, Ейлера), розроблені стандартні програми. Початкові параметри інтегрування:  $x_n = 0$ ;  $\dot{x}_n = dx/dt = 0$ ;  $\ddot{x}_n = d^2x_n/dt^2 = 0$ ;  $p_n = p_p$ ;  $p_{B,p} = p_{B,p}$ . Інтегрування ведуть крок за кроком, поки не буде досягнута кінцева координата поршня  $x_k \geq s$ . Результатом чисельного інтегрування можуть бути графіки  $x = f(t)$ ;  $\dot{x} = f(t)$ ,  $\ddot{x} = f(t)$ ,  $p = f(t)$  і  $p_B = f(t)$  або дані для їхньої побудови. Вони дають повне уявлення про рух поршня.

Динамічні розрахунки пневмоприводів частіше ведуть в безрозмірних величинах (параметрах). Перехід від дійсних параметрів до безрозмірних дозволяє не тільки дещо упростити розв'язок системи диференціальних рівнянь і зробити його більш зручним для ЕОМ,

а, і це найголовніше, дає можливість за рахунок введення узагальнених параметрів, для яких немає аналогів серед дійсних, поширити результати розв'язання задачі на цілий ряд динамічно подібних приводів.

Основними безрозмірними величинами вважаються: поточна координата поршня  $\xi = x/s$ ; час  $\tau = t \frac{f_e \sqrt{2kRT_M/(k-1)}}{F_s}$ ; тиск в робочій камері  $\sigma = p/p_M$ ; тиск в камері вихлопу  $\sigma_b = p_a/p_b$ ; навантаження  $\chi = P/(p_M F)$ ; співвідношення пропускних здатностей ліній вихлопу і підводу  $\omega = f_{e,b}/f_e$ ; співвідношення площ поршня в камерах циліндра  $\alpha = F/F_b$ ; конструктивний (узагальнений) параметр  $N = \frac{f_e}{F} \frac{2k}{k-1} \sqrt{\frac{mRT_M g}{\rho_M F s}} \approx 352 \frac{f_e}{D^3} \sqrt{\frac{mg}{\rho_M s}}$ ; швидкість поршня  $\dot{\xi} = d\xi/d\tau$ ; прискорення  $\ddot{\xi} = d^2\xi/d\tau^2$ ; безрозмірні координати, що характеризують мінімальні об'єми камер циліндра  $\xi_0 = x_0/s$  та  $\xi_{0b} = x_{0b}/s$ . Система рівнянь (7.37) після переходу від дійсних величин до безрозмірних має такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= \frac{1}{N^2} \left( \sigma - \frac{\sigma_a}{\alpha \sigma_b} - \chi \right); \\ \frac{d\sigma}{d\tau} &= \frac{k}{\xi_0 + \xi} [\varphi(\sigma) - \sigma \dot{\xi}]; \\ \frac{d\sigma_b}{d\tau} &= \frac{k}{\xi_{0b} + 1 - \xi} [\alpha \omega \sigma_a^{(k-1)/2k} \sigma_b^{(k+1)/2k} \varphi(\sigma_b) - \sigma_b \dot{\xi}]. \end{aligned} \right\} \quad (7.38)$$

Початкові параметри при чисельному інтегруванні:  $\xi_n = 0$ ;  $\dot{\xi}_n = 0$ ;  $\ddot{\xi}_n = 0$ ;  $\sigma_n = \sigma_p$ ;  $\sigma_{b,n} = \sigma_{b,p}$ . Інтегрування ведуть до тих пір, поки на останньому крокові не одержать  $\xi_k \geq 1$ . Сума інтервалів безрозмірного часу на всіх кроках чисельного інтегрування в межах зміни  $\xi$  від 0 до 1 дає безрозмірний час руху поршня  $\tau_s$ , який переводиться в дійсний час руху за формулою

$$t_p = 1,03 \cdot 10^{-3} s D^2 \tau_s / f_e.$$

Для переходу до дійсних величин від інших безрозмірних параметрів користуються співвідношеннями:  $x = s\xi$ ;  $\dot{x} = 974 (f_e/D^2) \dot{\xi}$ ;

$$\ddot{x} = 9,48 \cdot 10^5 (f_e^2/sD^4) \ddot{\xi}; \quad p = p_M \sigma; \quad p_b = p_a / \sigma_b.$$

**Заключний період**  $t_{зак}$  — інтервал часу, протягом якого тиск у камерах пневмоциліндра стабілізується після того, як поршень закінчить рух у даному напрямку. При цьому тиск у робочій камері досягне рівня  $p_M$ , а в камері вихлопу — рівня  $p_a$ .

Величину  $t_{зак}$  знаходять аналогічно часові  $t_3$  підготовчого періоду, використовуючи залежності (7.34) та (7.35), в яких необхідно враху-

вати тільки розрахункові об'єми камер пневмоциліндра після переміщення поршня на величину ходу  $s$ , а також відповідні значення безрозмірних тисків:

$$t_{\text{зак.нап}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{р.мін}} + Fs}{f_e} [\psi_1(\sigma_2) - \psi_1(\sigma_1)]; \quad (7.39)$$

$$t_{\text{зак.сп}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{V_{\text{в.р.мін}}}{f_{\text{е.в}} \sigma_a^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_{\text{в2}}) - \psi_2(\sigma_{\text{в1}})]. \quad (7.40)$$

Величини безрозмірних тисків:  $\sigma_2 = p_m/p_m = 1$ ,  $\sigma_1 = \sigma_k$  — кінцевий тиск в робочій камері в момент зупинки поршня в кінці руху;  $\sigma_{\text{в2}} = p_a/p_a = 1$ ,  $\sigma_{\text{в1}} = p_a/p_{\text{в.к}} = \sigma_{\text{в.к}}$  — кінцевий тиск у камері вихлопу в кінці руху поршня. Величини  $\sigma_k$  та  $\sigma_{\text{в.к}}$  беруть на останньому крокові чисельного інтегрування. Якщо ж час руху було знайдено іншими методами (див. нижче), то  $\sigma_k$  та  $\sigma_{\text{в.к}}$  приймають рівними сталим значенням безрозмірних тисків у камерах під час рівномірного руху поршня. Із двох знайдених значень часу більше приймається за час заключного періоду.

Залежно від призначення, умов роботи і параметрів пневмопривода кожний з розглянутих періодів роботи може бути найбільш суттєвим. Наприклад, для затискних пневмоциліндрів основним є час заключного періоду, а час підготовчого періоду та час руху хоч і враховуються, але їхня частка незначна. Для пневматичних циліндрів транспортуючих пристроїв найбільш суттєвим є час руху поршня, а час заключного періоду взагалі не враховується.

Розглянута методика визначення часу прямого ходу поршня справедлива і для зворотного ходу. Необхідно тільки враховувати зміну умов спрацьовування: міняються ролями камери пневмоциліндра, пневмолінії, діють інші рівні навантаження і т. п.

**Спрощені методи динамічних розрахунків.** При деякому співвідношенні параметрів пневмоциліндра рух його поршня може наближатися до рівноприскореного або до рівномірного, що дає можливість знайти час руху  $t_p$ , не вдаючись до чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь на ЕОМ.

**Рівноприскорений рух поршня** пневмоциліндра двосторонньої дії можливий при значній масі рухомих елементів (поршень, шток та зв'язані з ним рухомі частини конструкції) і значній пропускній здатності пневмоліній підводу та вихлопу. Через інерційність рухомих мас і обмеженість зусилля на поршні його розгін уповільнений і триває на протязі всього ходу  $s$ . На поршні встановлюється максимальна різниця тисків (у робочій камері  $p_m$ , у камері вихлопу —  $p_a$ ), тому що процеси наповнення та спорожнення камер ідуть швидше, ніж зміна їхніх об'ємів. Для таких умов рівняння енергетичного балансу, що характеризують зміну тисків у камерах пневмоциліндра, втрачають смисл, а рух поршня описується тільки рівнянням руху, яке до того ж

спрощується, бо безрозмірні тиски в камерах під час руху  $\sigma = 1$  і  $\sigma_b = 1$ :

$$\ddot{\xi} = \frac{1}{N^2} \left( 1 - \frac{\sigma_a}{\alpha} - \chi \right).$$

Після двократного інтегрування (постійні інтегрування знаходяться для початкових умов, тобто при  $\tau_n = 0$ ,  $\dot{\xi}_n = 0$  і  $\xi_n = 0$ ) дістаємо  $\tau = N \sqrt{2\xi / (1 - \sigma_a/\alpha - \chi)}$ . При  $\xi = 1$ , що відповідає повному ходу поршня,  $\tau = \tau_s$  і розрахункова залежність має вигляд:

$$\tau_s = N \sqrt{2 / (1 - \sigma_a/\alpha - \chi)}. \quad (7.41)$$

Рівномірний рух поршня з усталеною швидкістю можливий при малих масах рухомих елементів. Завдяки незначній інерційності розгін поршня проходить на короткому відрізку шляху, потім його швидкість стабілізується і більшу частину робочого ходу він рухається рівномірно. З деякою похибкою можна вважати, що поршень проходить весь шлях з усталеною швидкістю  $\dot{\xi}_y$ , яку знаходять із системи рівнянь (7.38). Для умов рівномірного руху ця система спрощується, тому що прискорення поршня  $\ddot{\xi} = 0$ , а безрозмірні тиски мають усталені значення  $\sigma_y = \text{const}$ ,  $\sigma_{b,y} = \text{const}$ , отже,  $d\sigma_y/d\tau = 0$  та  $d\sigma_{b,y}/d\tau = 0$ . Слід мати на увазі, що усталені тиски завжди менші від своїх граничних значень, тобто  $\sigma_y < 1$  і  $\sigma_{b,y} < 1$ . Після підстановки значень  $\dot{\xi}$ ,  $d\sigma_y/dt$  і  $d\sigma_{b,y}/dt$  система диференціальних рівнянь (7.38) перетворюється в систему алгебраїчних рівнянь з трьома невідомими  $\dot{\xi}_y$ ,  $\sigma_y$  і  $\sigma_{b,y}$ :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y - \sigma_a/\alpha \sigma_{b,y} - \chi &= 0; \\ \varphi(\sigma_y) - \sigma_y \dot{\xi}_y &= 0; \\ \alpha \omega \sigma_a^{(k-1)/2k} \sigma_{b,y}^{(k+1)/2k} \varphi(\sigma_{b,y}) - \sigma_{b,y} \dot{\xi}_y &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Розв'язок системи знаходять графічним шляхом, а результати зводять у таблиці [9, 20]. У скороченому варіанті вони приведені в табл. 7.5.

Час руху з усталеною швидкістю  $\tau = \xi/\dot{\xi}_y$ . При  $\xi = 1$ , що відповідає повному ходу поршня, безрозмірний час руху

$$\tau_s = 1/\dot{\xi}_y. \quad (7.42)$$

Здатність привода рухатись рівноприскорено чи рівномірно (і можливість використовувати при розрахунках спрощені формули для визначення часу руху  $t_p$ ) оцінюють за конструктивним параметром  $N$ , який порівнюється із значенням  $N_*$ , що знаходять за формулою

$$N_* = \frac{1}{\dot{\xi}_y} \sqrt{\frac{1 - \sigma_a/\alpha - \chi}{2}}.$$

### 7.5. Усталені значення безрозмірних швидкості та тиску

$\chi$	$\omega$	$\sigma_a = 0,15$		$\sigma_a = 0,2$		$\sigma_a = 0,25$	
		$\dot{\epsilon}_y$	$\sigma_y$	$\dot{\epsilon}_y$	$\sigma_y$	$\dot{\epsilon}_y$	$\sigma_y$
0,1	0,6	0,1510	0,9256	0,1510	0,9256	0,1510	0,9256
	0,8	0,1996	0,8764	0,1996	0,8764	0,1996	0,8764
	1,0	0,2470	0,8217	0,2470	0,8217	0,2470	0,8217
	1,2	0,2929	0,7650	0,2929	0,7650	0,2929	0,7650
	1,4	0,3375	0,7089	0,3375	0,7089	0,3375	0,7089
	1,6	0,3806	0,6551	0,3806	0,6551	0,3806	0,6551
	1,8	0,4224	0,6046	0,4224	0,6046	0,4224	0,6046
	2,0	0,4629	0,5579	0,4629	0,5579	0,4629	0,5579
0,2	0,6	0,1483	0,9280	0,1483	0,9280	0,1483	0,9280
	0,8	0,1959	0,8804	0,1959	0,8804	0,1959	0,8804
	1,0	0,2421	0,8276	0,2421	0,8276	0,2421	0,8276
	1,2	0,2868	0,7728	0,2868	0,7728	0,2868	0,7728
	1,4	0,3298	0,7185	0,3298	0,7185	0,3298	0,7185
	1,6	0,3713	0,6666	0,3713	0,6666	0,3713	0,6666
	1,8	0,4112	0,6179	0,4112	0,6179	0,4080	0,6218
	2,0	0,4496	0,5730	0,4495	0,5731	0,4377	0,5867
0,3	0,6	0,1453	0,9307	0,1453	0,9307	0,1453	0,9307
	0,8	0,1917	0,8850	0,1917	0,8850	0,1917	0,8850
	1,0	0,2366	0,8341	0,2366	0,8341	0,2366	0,8341
	1,2	0,2797	0,7815	0,2797	0,7815	0,2797	0,7815
	1,4	0,3211	0,7296	0,3211	0,7296	0,3195	0,7316
	1,6	0,3606	0,6800	0,3606	0,6800	0,3519	0,6908
	1,8	0,3982	0,6336	0,3951	0,6373	0,3769	0,6597
	2,0	0,4339	0,5911	0,4214	0,6058	0,3955	0,6369
0,4	0,6	0,1419	0,9337	0,1419	0,9337	0,1419	0,9337
	0,8	0,1869	0,8901	0,1869	0,8901	0,1869	0,8901
	1,0	0,2302	0,8416	0,2302	0,8416	0,2296	0,8424
	1,2	0,2716	0,7916	0,2716	0,7916	0,2662	0,7982
	1,4	0,3109	0,7425	0,3092	0,7445	0,2948	0,7626
	1,6	0,3479	0,6958	0,3383	0,7079	0,3158	0,7363
	1,8	0,3804	0,6554	0,3591	0,6818	0,3308	0,7174
	2,0	0,4030	0,6278	0,3738	0,6636	0,3416	0,7038
0,5	0,6	0,1379	0,9372	0,1379	0,9372	0,1374	0,9377
	0,8	0,1813	0,8959	0,1813	0,8959	0,1777	0,8996
	1,0	0,2227	0,8503	0,2220	0,8512	0,2110	0,8637
	1,2	0,2619	0,8036	0,2553	0,8116	0,2359	0,8350
	1,4	0,2972	0,7597	0,2794	0,7819	0,2533	0,8141
	1,6	0,3224	0,7279	0,2959	0,7613	0,2653	0,7994
	1,8	0,3389	0,7072	0,3071	0,7472	0,2737	0,7890
	2,0	0,3497	0,6936	0,3149	0,7373	0,2798	0,7814
0,6	0,6	0,1331	0,9413	0,1322	0,9420	0,1228	0,9496
	0,8	0,1745	0,9029	0,1692	0,9082	0,1517	0,9249
	1,0	0,2127	0,8618	0,1976	0,8786	0,1723	0,9052
	1,2	0,2418	0,8279	0,2171	0,8568	0,1860	0,8910

$z$	$\omega$	$\sigma_a = 0,15$		$\sigma_a = 0,2$		$\sigma_a = 0,25$	
		$\xi_y$	$\sigma_y$	$\xi_y$	$\sigma_y$	$\xi_y$	$\sigma_y$
0,6	1,4	0,2608	0,8049	0,2299	0,8421	0,1952	0,8812
	1,6	0,2728	0,7901	0,2383	0,8321	0,2015	0,8743
	1,8	0,2805	0,7805	0,2441	0,8252	0,2059	0,8694
	2,0	0,2857	0,7740	0,2482	0,8203	0,2092	0,8658
0,7	0,6	0,1254	0,9475	0,1099	0,9593	0,0800	0,9780
	0,8	0,1575	0,9195	0,1317	0,9424	0,0933	0,9703
	1,0	0,1795	0,8978	0,1458	0,9303	0,1017	0,9649
	1,2	0,1931	0,8835	0,1547	0,9222	0,1072	0,9612
	1,4	0,2014	0,8745	0,1604	0,9168	0,1108	0,9486
	1,6	0,2067	0,8685	0,1643	0,9131	0,1113	0,9568
	1,8	0,2103	0,8645	0,1670	0,9104	0,1151	0,9555
	2,0	0,2129	0,8617	0,1689	0,9085	0,1164	0,9545

Якщо для даних умов  $N \ll N_*$ , то рух поршня наближається до рівномірного і час руху знаходять за формулою (7.42). При  $N \gg N_*$  поршень рухається рівноприскорено і для визначення часу руху слід користуватись формулою (7.41). Похибки при визначенні часу тим менші, чим більша різниця між значеннями  $N$  і  $N_*$ .

В Інституті машинознавства (Москва) розроблена методика визначення часу руху поршня за графіками, одержаними шляхом рішення на ЕОМ системи рівнянь (7.38) для широкого діапазону значень основних параметрів пневмоциліндра. Для прикладу на рис. 7.36 приведено один із графіків. Розрахункові криві (безперервні лінії) побудовані для таких умов:  $\omega = 2$ ;  $\alpha = 1$ ;  $\xi_0 = \xi_{0в} = 0,15$ ;  $\sigma_a = 0,2$ . Безрозмірний час руху поршня  $\tau_s$  на довжині ходу  $s$  знаходиться в залежності від безрозмірного навантаження  $\chi$  і конструктивного параметра  $N$ . Графіком можна користуватись в діапазоні значень:  $\alpha = 0,95 \dots 1,05$ ;  $\xi_0 = 0,05 \dots 0,30$ ;  $\sigma_a = 0,1 \dots 0,3$ .

Розрахункові криві на графіку асимптотично наближаються до штрихових ліній. Частина цих ліній виходить з початку координат і побудована за залежністю (7.41) для рівноприскореного руху поршня. Горизонтальні штрихові лінії побудовані для рівномірного руху із усталеною швидкістю. Точка перетину відповідних штрихових ліній відповідає значенню  $N = N_*$ . Графік дає змогу оцінити величину відхилень значень  $\tau_s$ , знайдених за спрощеною методикою, від значень, одержаних чисельним інтегруванням.

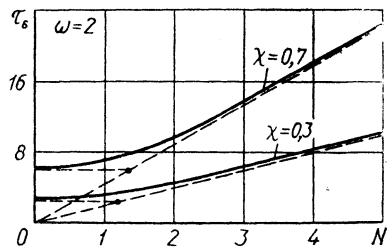


Рис. 7.36. Графік залежності  $\tau_s = (N, \chi, \omega)$

**Окремі випадки динамічного розрахунку.** *Випадок 1.* Пневматичний поршневий підйомник — це пневмоциліндр односторонньої дії з вертикальною віссю, в якого зворотний (неробочий) хід поршня вниз виконується за рахунок сили тяжіння рухомих частин, а робочий хід вгору — під дією тиску повітря в робочій камері. І для прямого і для зворотного ходу при динамічному розрахунку знаходять ті самі інтервали часу, що і для пневмоциліндра двосторонньої дії.

Знаходження часу  $t_n$  підготовчого періоду робочого ходу відрізняється тим, що складова  $t_3$  визначається тільки часом наповнення робочої камери циліндра до тиску  $\sigma_p$ , при якому починається рух поршня. Значення  $\sigma_p$  знаходиться з рівняння руху поршня за початкових умов. При цьому немає потреби користуватися методом підбору, тому що в рівнянні лише одна невідома —  $\sigma_p$ .

Систему диференціальних рівнянь, що описують рух поршня підйомника, можна одержати із системи (7.38), враховуючи відсутність камери вихлопу ( $\sigma_b = 1 = \text{const}$ ;  $\alpha = 1$ ):

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= (\sigma - \sigma_a - \chi)/N^2; \\ \frac{d\sigma}{d\tau} &= k [\varphi(\sigma) - \sigma \dot{\xi}] / (\xi_0 + \xi). \end{aligned} \right\} \quad (7.43)$$

Тут  $\chi = P/p_m F = (P_{\text{тер}} + P_{\text{т}} + mg)/p_m F$ . Початкові параметри інтегрування системи (7.43):  $\xi_n = 0$ ;  $\dot{\xi}_n = 0$ ;  $\ddot{\xi}_n = 0$ ;  $\sigma_n = \sigma_p = \sigma_a + \chi$  (із рівняння руху поршня при  $\dot{\xi}_n = 0$ ).

Безрозмірний час руху  $\tau_s$  знаходять чисельним інтегруванням системи (7.43) або користуючись графіками [20] чи формулами для рівноприскореного та рівномірного руху поршня. Якщо  $N > 2$ , рух поршня близький до рівноприскореного. Для нього характерно, що  $\sigma = 1 = \text{const}$  на протязі всього руху, тому  $d\sigma/d\tau = 0$  і рівняння енергетичного балансу втрачає смисл. Після двократного інтегрування спрощеного рівняння руху при  $\xi = 1$  знайдемо

$$\tau_s = N \sqrt{2/(1 - \sigma_a - \chi)}.$$

Якщо  $N < 0,2$ , поршень буде рухатись рівномірно з усталеною швидкістю  $\dot{\xi}_y$ . Для такого руху  $\xi = 0$ ,  $\sigma_y = \text{const}$ ,  $d\sigma_y/d\tau = 0$  і система рівнянь (7.43) приймає вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y - \sigma_a - \chi &= 0; \\ \varphi(\sigma_y) - \sigma_y \dot{\xi}_y &= 0. \end{aligned} \right\}$$

З першого рівняння знаходять  $\sigma_y = \sigma_a + \chi$ , а з другого —

$$\dot{\xi}_y = \varphi(\sigma_y)/\sigma_y. \quad \text{Тоді } \tau_y = 1/\dot{\xi}_y = \sigma_y/\varphi(\sigma_y).$$

Час заключного періоду  $t_{\text{зак}}$  знаходять як час  $\tau_{\text{зак.нап}}$  наповнення робочої камери підйомника від безрозмірного тиску  $\sigma_1 = \sigma_k$  в кінці

руху поршня до  $\sigma_2 = 1$ , коли тиск у камері зрівнюється з тиском  $p_m$ . Якщо час руху поршня знайдено без чисельного інтегрування і значення  $\sigma_k$  на останньому крокові інтегрування відсутнє, то можна взяти його наближене значення  $\sigma_k \approx \sigma_y = \sigma_a + \chi$ .

При зворотному ході рух поршня виконується під дією сили тяжіння, робочої камери немає, а є тільки камера вихлопу, тиск повітря в якій створює гальмівну силу. Методика динамічного розрахунку залишається справедливою і для цих умов.

Час підготовчого періоду зворотного ходу  $t'_n$  знаходиться як час спорожнення камери вихлопу від тиску  $\sigma_b = p_a/p_b = p_a/p_m = \sigma_a$  до тиску  $\sigma_{b,p}$  на початку руху поршня. Значення  $\sigma_{b,p}$  знаходять із рівняння руху за початкових умов. Система диференціальних рівнянь для цього випадку може бути одержана із системи (7.38), враховуючи відсутність камери, що наповнюється, і приймаючи  $\alpha = 1$ ,  $\omega = 1$  і  $\xi_{0b} = \xi_0$ :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= (\sigma_a - \sigma_a/\sigma_b - \chi_3)/N_3^2; \\ d\sigma_b/d\tau &= k [\sigma_a^{(k-1)/2k} \sigma_b^{(k+1)/2k} \varphi(\sigma_b) - \sigma_a \dot{\xi}] / (\xi_0 + 1 - \xi). \end{aligned} \right\} \quad (7.44)$$

Тут  $\chi_3 = (P_{тер} - m_3g)/p_m F$ ,  $N_3$  — конструктивний параметр при зворотному ході. Умова руху поршня  $m_3g > P_{тер}$ , тому безрозмірне навантаження  $\chi_3$  має у першому рівнянні системи (7.44) від'ємний знак. Час заключного періоду знаходиться за рівнянням (7.40) з урахуванням мінімального розрахункового об'єму камери циліндра і діапазону зміни безрозмірних тисків від  $\sigma_{b1} = \sigma_{b,k}$  до  $\sigma_{b2} = 1$ . Якщо система (7.44) чисельно інтегрується, то  $\sigma_{b,k}$  береться на останньому крокові інтегрування. В інших випадках  $\sigma_{b,k} = \sigma_{b,y}$  і знаходиться із першого рівняння системи (7.44) при  $\dot{\xi} = 0$  (умова руху з усталеною швидкістю):  $\sigma_a - \sigma_a/\sigma_{b,y} - \chi_3 = 0$ , звідки  $\sigma_{b,y} = \sigma_a/(\sigma_a - \chi_3)$ .

**Випадок 2.** Поршневий пневмоциліндр односторонньої дії із звотною пружиною. В цьому випадку час підготовчого і заключного періодів знаходиться аналогічно прикладові 1. Система рівнянь, що описує рух поршня при робочому ході, має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= (1/N^2) (\sigma - \sigma_a - \chi - v_n \dot{\xi}); \\ d\sigma/d\tau &= k [\varphi(\sigma) - \sigma \dot{\xi}] / (\xi_0 + \xi). \end{aligned} \right\} \quad (7.45)$$

Вона відрізняється від системи рівнянь (7.43) тим, що враховує додаткову складову сил опору рухові  $v_n \dot{\xi}$ , яка характеризує збільшення натягу звотної пружини під час руху поршня. Величина  $v_n = cs/p_m F$  являє собою безрозмірну жорсткість пружини з розмірною жорсткістю  $c$ . Крім того, параметр  $\chi$  у рівнянні руху враховує силу  $P_0$  попереднього натягу пружини:

$$\chi = (P_{тер} + P_\tau \pm mg + P_0)/p_m F.$$

Як і в попередніх випадках, розв'язання системи рівнянь (7.45) досягається методами чисельного інтегрування. Практичний інтерес викликає можливість її розв'язку в загальному вигляді при  $N \Rightarrow 0$  і  $\sigma < \sigma_*$ . Такі умови характерні для приводів затискних пристроїв, які здебільшого мають малу масу рухомих елементів і незначне навантаження під час руху, завдяки чому тиск у робочій камері не перевищує критичного значення і її наповнення під час руху проходить у надкритичному режимі. Для цих умов рівняння руху приймає вигляд:  $\sigma - \sigma_a - \chi - v_n \xi = 0$  (при  $N \approx 0$ ). Знаходячи  $\sigma = \sigma_a + \chi + v_n \xi$  та  $d\sigma = v_n d\xi$  і підставляючи їхні значення у друге рівняння системи (7.45), після інтегрування дістаємо

$$\tau = \frac{1}{\varphi(\sigma_*)} \left[ \frac{k+1}{2k} v_n \xi^2 + \frac{1}{k} (v_n \xi_0 + k\sigma_a + k\chi) \xi \right],$$

де  $\varphi(\sigma) = \varphi(\sigma_*) = \text{const}$ , тому що  $\sigma < \sigma_*$ . При  $\xi = 1$  безрозмірний час руху поршня на шляху  $s$

$$\tau_s = \frac{1}{\varphi(\sigma_*)} \left[ v_n \left( \frac{k+1}{2k} + \frac{\xi_0}{k} \right) + \sigma_a + \chi \right].$$

Час руху при зворотному ході, який виконується за рахунок пружини, знаходиться чисельним інтегруванням такої системи диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= [\sigma_a - \sigma_a/\sigma_b + \chi_3 + v_n(1 - \xi)]/N_3^2, \\ d\sigma_b/d\tau &= k [\sigma_a^{(k-1)/2k} \sigma_b^{(k+1)/2k} \varphi(\sigma_b) - \sigma_b \dot{\xi}] / (\xi_0 + 1 - \xi). \end{aligned} \right\}$$

Тут конструктивний параметр  $N_3 = 352 \frac{f_{в.с}}{D^3} \sqrt{\frac{m_3 g}{\rho_m s}}$ ,  $m_3$  — маса рухомих елементів при зворотному ході, безрозмірне навантаження  $\chi_3 = (P_0 - P_{\text{тер}} - P_T \pm m_3 g) / \rho_m F$ .

*Випадок 3.* Мембранний пневмоциліндр односторонньої дії із зворотною пружиною. Методика динамічного розрахунку і системи рівнянь повністю співпадають з розглянутими у випадку 2. Однак для мембранних пневмоциліндрів є деякі особливості. При значній жорсткості мембрани в розрахункових залежностях замість жорсткості пружини  $v_n$  враховується приведена жорсткість пружини і мембрани. Слід мати на увазі, що при визначенні безрозмірних параметрів мембранного пневмоциліндра в ролі площі  $F$  виступає не фактична площа мембрани, знайдена за діаметром заправки  $D$ , а ефективна площа мембрани  $F_e$ . Виключення становлять два співвідношення: для конструктивного параметра

$$N = \frac{f_e}{F} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{mRT_{mг}}{\rho_m F s}} = 352 \frac{f_e}{D^2 D_e} \sqrt{\frac{mg}{\rho_m s}}$$

і для переходу від безрозмірного часу до дійсного

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} (sD^2/f_e) \tau.$$

Це зв'язано з тим, що для мембран з малою жорсткістю, які в основному і використовуюються, розрахунковий об'єм робочої камери знаходиться за формулою  $V_p = F(x + x_0)$ , яка дає дещо більшу його величину порівняно з фактичною. Заміна  $F_e$  на  $F$  та  $D_e$  на  $D$  в приведених двох співвідношеннях проводиться з метою компенсації цих неточностей при розрахунках.

### Приклади статичних і динамічних розрахунків пневмоциліндрів.

*Приклад 1.* Провести статичні розрахунки поршневого пневмоциліндра, вісь якого направлена під кутом  $\varphi$  до горизонту, а робочий хід з максимальним технологічним навантаженням виконується під кутом вгору при виході штока із циліндра.

Вихідні дані для розрахунків: робочий тиск повітря (абсолютний)  $p_m = 0,5$  МПа; технологічне навантаження  $P_T = 1,5$  кН; робочий хід поршня  $s = 0,8$  м; маса зв'язаних із штоком циліндра рухомих елементів (із врахуванням маси поршня і штока)  $m = 50$  кг; очікуваний час спрацьовування при робочому ході  $t_0 = 3$  с; кут нахилу осі циліндра до горизонту  $\varphi = 60^\circ$ .

Оскільки навантаження діє на протязі всього робочого ходу, пневмоциліндр слід віднести до розряду транспортуючих і діаметр його поршня розраховувати за залежністю (7.27). Попередньо за табл. 7.3 вибираємо  $\chi_p = 0,5$  (середнє в діапазоні значень для заданого тиску), а за табл. 7.4 — значення  $k_T = 0,18$  (шляхом інтерполяції). При розрахунках необхідно зважати на складову навантаження від сили тяжіння  $mg$ , спроектованої на напрямок руху. Отже,

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 10^3 + 50 \cdot 9,8 \cdot \sin 60^\circ}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot (1 - 0,18)}} = 0,109 \text{ м.}$$

З урахуванням нормального ряду діаметрів поршня приймаємо

$$D = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм.}$$

Діаметр штока знаходимо із співвідношення (7.28):

$$d = (0,25 \dots 0,32) \cdot 0,1 = 0,025 \dots 0,032 \text{ м.}$$

Зважаючи на значну довжину ходу та враховуючи нормальний ряд діаметрів штока, приймаємо  $d = 0,032$  м = 32 мм.

Діаметр умовного проходу  $d_y$  отворів для приєднання трубопроводів знаходимо із співвідношення  $d_y = 0,1D = 0,1 \cdot 0,1 = 0,01$  м. Та оскільки час спрацьовування пневмоциліндра лімітовано, знайдемо значення  $d_y$  за залежністю (7.29):

$$d_y = 0,1 \sqrt{0,8/(17 \cdot 3)} = 0,0125 \text{ м.}$$

З урахуванням сортаменту труб і умовних проходів серійної пневмоапаратури приймаємо  $d_y = 0,012$  м = 12 мм.

*Приклад 2.* Визначити основні розміри ( $D$  та  $d$ ) мембранного затискного пневмоциліндра односторонньої дії для таких умов роботи:

робочий тиск повітря  $p_m = 0,5$  МПа; необхідне затискне зусилля  $P_T = 3$  кН; робочий хід вихідного штока  $s = 0,015$  м; маса рухомих частин  $m = 2$  кг; атмосферний тиск повітря  $p_a = 0,1$  МПа; вісь мембранного пневмоциліндра — вертикальна, а затискне зусилля створюється при рухові мембрани вниз; зворотний хід — під дією пружини, жорсткість якої  $c = 4$  кН/м, а зусилля попереднього натягу  $P_0 = 30$  Н.

Діаметр  $D_e$  умовного поршня знаходимо за залежністю (7.26), враховуючи наявність зворотної пружини і те, що масова сила сприяє рухові вниз:

$$D_e = 1,13 \sqrt{\frac{3 \cdot 10^3 - 2 \cdot 9,8 + 30 + 4 \cdot 10^3 \cdot 0,015}{0,9 \cdot 0,5 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6}} = 0,106 \text{ м.}$$

Тоді потрібна ефективна площа мембрани

$$F_e = \pi D_e^2 / 4 = \pi \cdot 0,106^2 / 4 = 8,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Вважаючи прогин мембрани при робочому ході малим, діаметр  $D$  заправки знайдемо із залежності (7.30), вибираючи попередньо величину  $\beta = 0,7$  (середнє значення в рекомендованому діапазоні):

$$D = \sqrt{\frac{12F_e}{\pi(1 + \beta + \beta^2)}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 8,82 \cdot 10^{-3}}{\pi(1 + 0,7 + 0,7^2)}} = 0,124 \text{ м.}$$

Діаметр опорного диска  $d = \beta D = 0,7 \cdot 0,124 = 0,087$  м. Знайдені величини можна округлити, наприклад,  $D = 125$  мм,  $d = 85$  мм. Узгодження з нормальними рядами діаметрів тут не потрібне.

Бажана також перевірка коректності використання при розрахунках залежності (7.30) за рекомендованим співвідношенням між величинами  $s$  і  $D$ :

$$s = (0,08 \dots 0,15) D = (0,08 \dots 0,15) \cdot 0,125 = 0,01 \dots 0,019 \text{ м.}$$

Оскільки фактичне значення  $s = 0,015$  м не виходить за рамки знайденого діапазону, використання залежності (7.30) для  $F_e$  мембрани коректне.

*Приклад 3.* Знайти час  $t_n$  підготовчого періоду при робочому ході поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії з такими параметрами: діаметр поршня  $D = 0,08$  м; діаметр штока  $d = 0,025$  м; довжина ходу поршня  $s = 0,8$  м; безрозмірне навантаження при робочому ході  $\chi = 0,4$ ; маса рухомих елементів  $m = 20$  кг; мінімальний розрахунковий об'єм робочої камери циліндра  $V_{p,\min} = 0,15 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>; мінімальний розрахунковий об'єм штокової (вихлопної) камери  $V_{в.р,\min} = 0,18 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>; довжина трубопроводу від розподільника до циліндра  $l_T = 1,8$  м; ефективна площа лінії підводу  $f_e = 25 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>; ефективна площа лінії вихлопу  $f_{e.в} = 20 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>; час переключення розподільника  $t_1 = 0,12$  с; робочий тиск повітря

(абсолютний)  $p_m = 0,5$  МПа; абсолютна температура повітря живлення  $T_m = 290$  К; атмосферний тиск  $p_a = 0,1$  МПа.

Час підготовчого періоду  $t_n = t_1 + t_2 + t_3$ . Значення  $t_1$  задане, отже залишається знайти  $t_2$  і  $t_3$ . Час  $t_2$  перебігу хвилі тиску від розподільника до робочої камери пневмоциліндра

$$t_2 = l_T/a = l_T/(20\sqrt{T_m}) = 1,8/(20\sqrt{290}) = 0,005 \text{ с.}$$

Час  $t_3$  процесів наповнення та спорожнення відповідних камер пневмоциліндра до початку руху поршня знаходиться за залежностями (7.34) та (7.35). Але перед цим необхідно визначити рівні тисків у камерах на початку руху поршня. Для цього можна скористатися рівнянням (7.36) рівноваги сил на поршні в дійсних параметрах або (що більш зручно) таким же рівнянням у безрозмірних величинах, яке можна одержати із рівняння руху, взятого із системи рівнянь (7.38) при початкових умовах ( $\ddot{\xi}_n = 0$ ;  $\sigma_n = \sigma_p$ ;  $\sigma_{в,п} = \sigma_{в,р}$ ):

$$\sigma_p - \frac{\sigma_a}{\alpha\sigma_{в,р}} - \chi = 0.$$

Тут  $\sigma_a = p_a/p_m = 0,1/0,5 = 0,2$ ;  $\alpha = F/F_b = D^2/(D^2 - d^2) = 0,08^2/(0,08^2 - 0,025^2) = 1,11$ . Значення  $\sigma_p$  та  $\sigma_{в,р}$  знаходимо шляхом підбору. Згідно з даними раніше рекомендаціями, в першій спробі приймаємо  $\sigma_p = 1$ , а значення  $\sigma_{в,р}$  знаходимо з рівняння рівноваги сил:

$$\sigma_{в,р} = \frac{\sigma_a}{\alpha(\sigma_p - \chi)} = \frac{0,2}{1,11(1 - 0,4)} = 0,300.$$

Спроба вдала, якщо час наповнення робочої камери не перевищує того часу, який потрібен для відповідної зміни тиску в камері вихлопу. Отже, знаходимо час наповнення за залежністю (7.34):

$$t_{3\text{нап}} = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{25 \cdot 10^{-6}} [1,267 - 0,2] = 0,023 \text{ с.}$$

Значення  $\psi_1(\sigma_p) = \psi_1(1) = 1,267$  і  $\psi_1(\sigma_a) = \psi_1(0,2) = 0,2$  взяті із графіка на рис. 7.9.

Час спорожнення камери вихлопу знайдемо за залежністю (7.35), в якій значення  $\psi_2(\sigma_{в,р}) = \psi_2(0,300) = 0,84$  та  $\psi_2(\sigma_a) = \psi_2(0,2) = 0,79$  беруться також із графіка на рис. 7.9 і враховується повний розрахунковий об'єм камери вихлопу

$$\begin{aligned} V_{в,р} &= F_b s + V_{в,р,\text{min}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) s + V_{в,р,\text{min}} = \\ &= \frac{\pi}{4} (0,08^2 - 0,025^2) \cdot 0,8 + 0,18 \cdot 10^{-3} = 3,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Тоді час спорожнення камери

$$t_{3\text{сп}} = 2,53 \cdot 10^{-2} \frac{3,81 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{(1,4-1)/2 \cdot 1,4}} [0,84 - 0,79] = 0,303 \text{ с.}$$

Враховуючи, що час наповнення робочої камери до тиску живлення менший від часу спорожнення камери вихлопу до тиску, при якому починається рух поршня, робимо висновок: спроба вдала і знайдене значення часу спорожнення слід вважати вирішальним, тобто  $t_{3_{\text{сп}}} = t_3$ .

Отже,  $t_{\text{п}} = 0,12 + 0,005 + 0,303 = 0,428$  с.

*Приклад 4.* Користуючись одним із спрощених методів динамічних розрахунків, визначимо час  $t_p$  руху поршня пневмоциліндра для умов попереднього прикладу.

Для використання спрощеної методики знаходження часу  $t_p$  необхідно для даних умов підрахувати значення конструктивного параметра  $N$  та параметра  $N_*$ , шляхом їхнього порівняння визначити, до якого виду руху більш близький привод і вибрати відповідний метод розрахунку. Отже, знаходимо параметр  $N$ :

$$N = 352 \frac{f_e}{D^3} \sqrt{\frac{mg}{\rho_{\text{м}} s}} = 352 \frac{25 \cdot 10^{-6}}{0,08^3} \sqrt{\frac{20 \cdot 9,8}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,8}} = 0,380.$$

Щоб підрахувати параметр порівняння  $N_* = \frac{1}{\xi_y} \sqrt{\frac{1 - \sigma_a/\alpha - \chi}{2}}$ , попередньо за табл. 7.5 потрібно знайти безрозмірну усталену швидкість  $\xi_y$  залежно від значень  $\chi$ ,  $\sigma_a$  та  $\omega$ . В даному прикладі  $\chi = 0,4$ ;  $\sigma_a = 0,2$ ;  $\omega = f_{e.B}/f_e = 20 \cdot 10^{-6}/25 \cdot 10^{-6} = 0,8$  і за табл. 7.5 знаходимо  $\xi_y = 0,1869$ . Тоді

$$N_* = \frac{1}{0,1869} \sqrt{\frac{1 - 0,2/1,11 - 0,4}{2}} = 2,451.$$

Порівняння показує, що  $N \ll N_*$ , тобто можна вважати, що рух поршня пневмоциліндра близький до рівномірного і безрозмірний час

$$\tau_s = 1/\xi_y = 1/0,1869 = 5,35.$$

Дійсний час руху поршня

$$t_p = 1,03 \cdot 10^{-3} \frac{sD^2}{f_e} \tau_s = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,8 \cdot 0,08^2}{25 \cdot 10^{-6}} 5,35 = 1,13 \text{ с.}$$

*Приклад 5.* Знайти час  $t_{\text{зак}}$  заключного періоду робочого ходу пневмоциліндра за умовами прикладів 3 і 4.

Потрібний час знаходимо за залежностями (7.39) та (7.40) для процесів наповнення і спорожнення камер пневмоциліндра після переміщення поршня на величину ходу  $s$ . Попередньо визначимо безрозмірні тиски і функції  $\psi_1$  та  $\psi_2$  на початку та в кінці заключного періоду для кожної камери. Для робочої камери  $\sigma_1$  знаходимо за табл. 7.5 як безрозмірний тиск  $\sigma_y$  при усталеному русі, оскільки час руху визначався за спрощеною методикою (приклад 4). При  $\chi = 0,4$ ,  $\sigma_a = 0,2$  і  $\omega = 0,8$  знаходимо (табл. 7.5)  $\sigma_y = 0,8901$ . Отже,  $\sigma_1 = \sigma_y = 0,8901$ .

Для камери вихлопу  $\sigma_{в1} = \sigma_{в.у}$ , значення якого можна знайти аналогічно значенню  $\sigma_{в.р}$  у прикладі 3:

$$\sigma_{в.у} = \frac{\sigma_a}{\alpha (\sigma_y - \chi)} = \frac{0,2}{1,11 (0,8901 - 0,4)} = 0,368.$$

Значення кінцевих безрозмірних тисків  $\sigma_2 = 1$  і  $\sigma_{в.2} = 1$ . За графіком (рис. 7.9) знаходимо:  $\psi_1 (0,8901) = 0,94$ ;  $\psi_1 (1) = 1,27$ ;  $\psi_2 (0,368) = 0,87$ ;  $\psi_2 (1) = 1,04$ . Вираховуємо час процесів наповнення та спорожнення камер пневмоциліндра в заключному періоді:

$$t_{зак.нап} = 3,62 \cdot 10^{-3} \left[ \left( 0,15 \cdot 10^{-3} + \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,8 \right) / 25 \cdot 10^{-6} \right] (1,27 - 0,94) = 0,199 \text{ с.}$$

$$t_{зак.сп} = 2,53 \cdot 10^{-2} [0,18 \cdot 10^{-3} / (20 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{(1,4-1)/2 \cdot 1,4})] (1,04 - 0,87) = 0,049 \text{ с.}$$

Із двох знайдених величин за час заключного періоду приймаємо час наповнення робочої камери. Отже,  $t_{зак} = 0,199$  с.

## 7.6. Спеціальні пневмодвигуни для металорізальних верстатів та промислових робіт

**Обертові пневмоциліндри** застосовуються як приводи кулачкових і цангових патронів для закріплення штучних заготовок та прутків при обробці на токарних, токарно-револьверних та на інших верстатах. Вони можуть бути одно- та двосторонньої дії, з суцільним чи з порожнистим штоком.

Обертвий пневмоциліндр П-ЦВм (рис. 7.37) монтується у хвостовій частині шпінделя і обертається разом з ним. Стиснуте повітря підводиться через спеціальну муфту. Корпус 2 муфти і кришка 1, в яких зроблені отвори для приєднання повітропроводів, залишаються нерухомими при обертанні циліндра. Зусилля, створюване на поршні 4 тиском повітря, яке підводиться в одну з камер 3 або 5, передається затискному патрону через шток 6 і штангу, що загвинчується в різьбовий отвір штока. Залежно від конструкції патрона, затискне зусилля може бути тяговим або штовхаючим. Патрон розтискується при зворотному ході поршня пневмоциліндра.

**Багатопозиційні пневмодвигуни** дискретного типу використовуються у ролі позиціонерів. Якщо число позицій робочого органу незначне (3—4 позиції), багатопозиційний привод може бути скомпонований на базі звичайних двопозиційних циліндрів. Трипозиційний привод (рис. 7.38, а) скомпоновано із двох однакових пневмоциліндрів, штоки яких зв'язані за допомогою куліси. Середня точка куліси шарнірно з'єднана з вихідною ланкою привода і при послідовному спрацьовуванні пневмоциліндрів вона займає положення I, II і III.

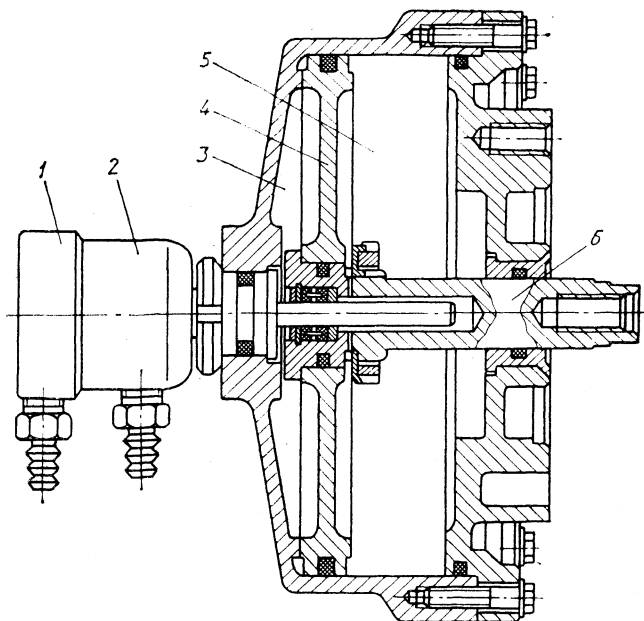


Рис. 7.37. Обертовий пневмоциліндр П-ЦВм

Чотирипозиційний телескопічний привод (рис. 7.38, б) також складається з двох пневмоциліндрів, розташованих на одній осі. Корпуси циліндрів з'єднані між собою. Їхні поршни мають різні довжини ходів. Кожній з чотирьох фіксованих позицій вихідного штока відповідає визначена комбінація включення пневмоциліндрів.

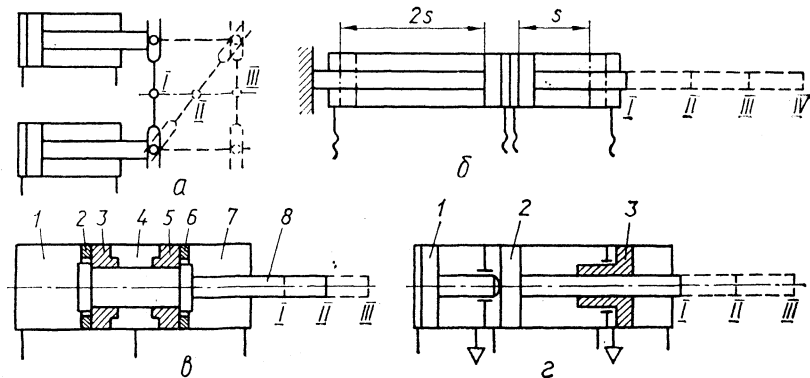


Рис. 7.38. Схеми пневмоциліндричних позиціонерів:

а — на базі звичайних пневмоциліндрів; б — телескопічного типу; в, г — спеціальні трипозиційні пневмоциліндри

Аналогічні результати можуть бути одержані за допомогою спеціальних конструкцій пневмоциліндрів. У трипозиційному приводі (рис. 7.38, *е*) циліндр має три камери 1, 4 і 7, які розділяються двома поршнями 3 і 5. Поршні можуть рухатись не тільки відносно корпуса циліндра, а і відносно штока 8. Їхній рух обмежується упорами 2 і 6. Шток у місці розташування поршнів має збільшений діаметр і виконує роль додаткового поршня, хід якого відносно поршнів 3 і 5 обмежується буртиками-упорами. Якщо стиснуте повітря підводиться у камеру 7, кінець штока займає положення I. Якщо під тиском знаходиться камера 4, шток займає положення II. Максимальний вихід штока з циліндра буде при підводі стиснутого повітря у камеру 1.

Ще один варіант спеціального трипозиційного пневмоциліндра показано на схемі рис. 7.38, *г*. Головний поршень 2 має дві фіксовані позиції I і III, як у звичайному пневмоциліндрі. Установка і фіксована зупинка його в позиції II забезпечується двома додатковими поршнями I та 3.

Різновидність позиціонерів являють собою пневматичні цифрові приводи, які забезпечують значне число фіксованих позицій вихідної ланки. Трьохрозрядний цифровий привод (рис. 7.39, *а*) скомпоновано на базі двопозиційних пневмоциліндрів, які розміщені послідовно на одній осі і так, що шток кожного попереднього циліндра переміщує корпус наступного. Корпус першого в цьому ряду циліндра закріплюється. Хід поршня кожного наступного циліндра вдвоє більший від попереднього. Від кількості циліндрів у ряду залежить розряд-

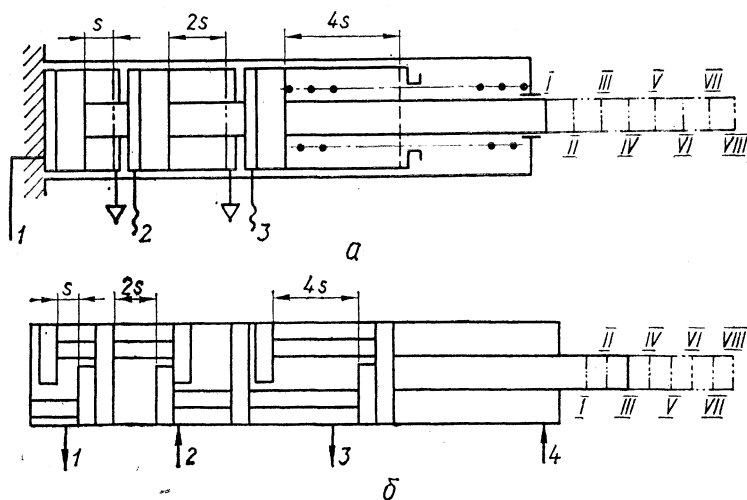


Рис. 7.39. Схеми цифрових приводів:

*а* — багатоциліндровий привод; *б* — одноциліндровий із зчепленими між собою поршнями

ність привода. Число фіксованих позицій  $k = 2^n$ , де  $n$  — число розрядів. Для схеми на рисунку  $n = 3$  і  $k = 2^3 = 8$ , тобто привод забезпечує вісім фіксованих позицій вихідного штока в рамках повного ходу  $s + 2s + 4s = 7s$ . Хід  $s$  поршня першого розряду називають дискретністю цифрового привода. Всі переміщення вихідного штока — кратні цій величині. Керування приводом досягається подачею стиснутого повітря на входи 1, 2 і 3 у різних комбінаціях. Наприклад, подача стиснутого повітря тільки на вхід 1 дає штоку переміщення на величину  $s$ . Якщо ж одночасно подати повітря і на вхід 3, то переміщення буде  $s + 4s = 5s$ . У відсутності підводу живлення поршень кожного з циліндрів повертається у вихідне положення під дією зворотної пружини. Недоліком такої конструкції цифрового привода є необхідність використання гнучких повітропроводів для підводу стиснутого повітря у камери циліндрів з рухомими корпусами. Цього недоліку немає в одноциліндровому цифровому приводі з набором зчеплених між собою плаваючих поршнів (рис. 7.39, б), що створюють розряди привода. В приведеній схемі до набору входять три поршні, тобто привод трьохрозрядний. Крайній правий поршень жорстко з'єднаний з вихідним штоком. У штокову камеру через вхідний канал 4 постійно підводиться стиснуте повітря, тиск якого створює на поршні силу, що намагається змістити його і решту поршнів ліворуч до упору. Поршні створюють у циліндрі ще три герметичні камери з входами 1, 2, 3, які можуть бути сполучені з підводом стиснутого повітря або з атмосферою. На схемі поршні показані в положенні, коли входи 1 і 3 сполучені з атмосферою, а вхід 2 — з підводом живлення. Тиск у камері підводу діє на перший та другий поршні, розводячи їх на величину ходу другого поршня  $2s$ . Через те що перший поршень стоїть у вихідному положенні на упорі, то рухаються тільки другий на третій разом з вихідним штоком. Як і в попередній схемі, ходи поршнів вибираються кратними  $s$  і хід кожного наступного поршня вдвічі більший від ходу попереднього. Комбінуючи подачу стиснутого повітря на входи 1, 2 і 3, можна одержати вісім фіксованих позицій вихідного штока з дискретністю  $s$ .

**Пневмодвигуни поворотної дії.** Коловий рух вихідної ланки пневмодвигуна з обмеженим кутом повороту можна одержати за допомогою спеціальних шиберних (пластинчастих) пневмодвигунів або застосовуючи звичайні пневмоциліндри в комбінації з передаточними механізмами зубчато-рейкового, важільного або гвинтового типів.

Шиберний поворотний пневмодвигун (рис. 7.40, а) являє собою короткий циліндр, закритий з двох боків кришками, що створюють опори для вала із закріпленою на ньому пластиною (шибером). В циліндрі встановлена перегородка, що обмежує поворот вала з пластиною і ділить внутрішній об'єм циліндра на дві камери. Камери герметизуються ущільненнями перегородки і пластини. Якщо в одну із

камер підводиться стиснуте повітря, на пластину діє сила тиску

$$P = [(p_m - p_a)(D - d)/2] b \eta_m,$$

яка створює на вихідному валу крутний момент

$$M = Pa = [(p_m - p_a) b/8] (D^2 - d^2) \eta_m,$$

де  $b$  — ширина пластини (відстань між кришками);  $\eta_m$  — механічний ККД пневмодвигуна;  $a = (D - d)/4 + d/2 = (D + d)/4$  — плече, на якому прикладена рівнодіюча сил тиску на пластину з боку робочої камери. Для збільшення (вдвоє) крутного моменту (при тих же габаритах) застосовують шибєрні пневмодвигуни з двома діаметрально розміщеними пластинами і двома перегородками. Однак кут повороту вихідного вала в цьому випадку також зменшується вдвоє.

У пневмодвигуні із зубчато-рейковою передачею (рис. 7.40, б) поворот вала-шестерні має місце при почерговій подачі стиснутого повітря в поршневі камери пневмоциліндра зі здвоєним поршнем. Вибором конструктивних параметрів зубчатої передачі і довжини ходу поршня досягається потрібний кут повороту. В більшості випадків він не перевищує  $360^\circ$ , але в окремих конструкціях вихідному валу забезпечується можливість роботи декілька обертів. Якщо замість двопозиційного циліндра застосувати багатопозиційний, то в межах максимального кута повороту вихідного вала можна одержати декілька його фіксованих позицій.

**Крокові пневмодвигуни** використовуються в ролі приводів командоапаратів, комутаторів, зчитувальних пристроїв, а також як позиціонери. Періодичне лінійне або колове послідовне переміщення вихідної ланки двигуна на величину кроку досягається застосу-

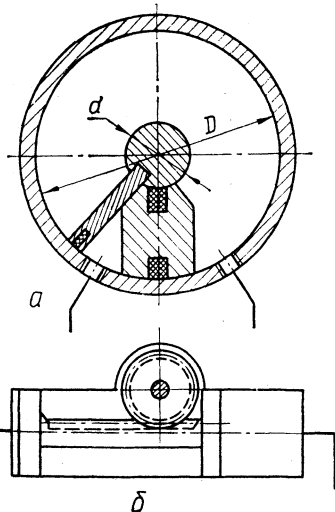
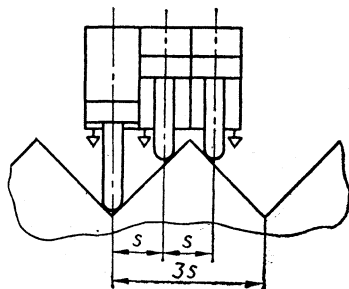


Рис. 7.40. Пневмодвигуни поворотної дії:

$a$  — шибєрний;  $b$  — із зубчато-рейковою передачею

Рис. 7.41. Схема крокового клинового пневмопривода (розгортка)



ванням звичайних поршневих або мембранних пневмоциліндрів у комбінації з храповими, мальтійськими чи клиновими механізмами, а також за допомогою спеціальних конструкцій та схем.

Найбільш поширені крокові приводи храпового типу. Конструктивно вони оформляються у вигляді вала з храповим колесом і двома заціпками: захватною і стопорною. Захватна заціпка переміщується на величину кроку за допомогою поршневого або мембранного пневмоциліндра. При робочому ході вона повертає храпове колесо на крок, а при зворотному — «набирає» черговий зуб. Під час зворотного ходу стопорна заціпка не дозволяє храповому колесу повертатись назад. Рідше використовується варіант храпового привода, в якому храпове колесо замінюється рейкою і переміщення на крок не колове, а лінійне.

Крокові приводи клинового типу виконуються у вигляді радіально- або аксіально-поршневих трифазних двигунів поворотної дії. Прикладом може бути двигун, статор якого утворюють три пневмоциліндри односторонньої дії (рис. 7.41). Штоки циліндрів взаємодіють з клиновими поверхнями ротора, який у розгортці має вигляд зубчастої гребінки. Осі циліндрів зміщені по фазі на одну третину кроку гребінки. Це зміщення і встановлює крок двигуна. При послідовній подачі стиснутого повітря в робочі камери циліндрів ротор повертається відносно статора крок за кроком. Зміну послідовності спрацювання циліндрів забезпечують реверс двигуна.

Основними елементами крокового пневмодвигуна «вистрілюючого» типу з лінійним рухом вихідної ланки [27] є (рис. 7.42) пневмоциліндр 1, шток якого з'єднаний з зубчастою рейкою 2, фіксатор 3, що приводиться в дію трипозиційним приводом з камерами 4, 5, 6, і три пневморозподільники.

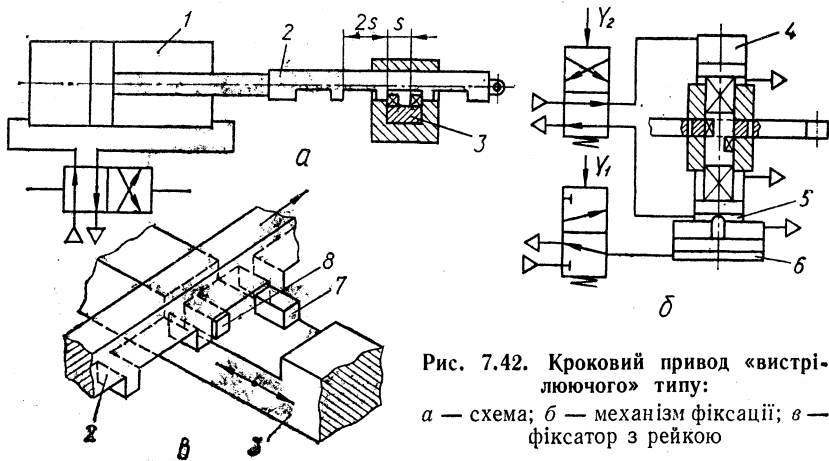


Рис. 7.42. Кроковий привод «вистрілюючого» типу:

*a* — схема; *б* — механізм фіксації; *в* — фіксатор з рейкою

профілю, які по чергово фіксуються виступами 7 та 8 фіксатора. Виступи в напрямку осі рейки зміщені один відносно другого на крок  $s$ , який дорівнює половині кроку зуб'їв рейки. Крім того, в перпендикулярному напрямку виступи також зміщені один відносно другого приблизно на товщину рейки. У положенні привода, зображеному на схемі, в поршневій камері пневмоциліндра 1 діє тиск  $p_m$  підведеного живлення, а в штоковій камері — тиск атмосферний  $p_a$ . Тому на поршні пневмоциліндра встановлюється максимальна різниця (перепад) тисків і діє максимальна сила, яку сприймає фіксатор. При подачі сигналу  $Y_1$  стиснуте повітря підводиться у камеру 6 трипозиційного привода, переміщуючи фіксатор. При цьому виступ 8 фіксатора ковзає по зубу рейки, удержуючи її в зафіксованому положенні, а виступ 7 в цей час входить в зону руху зуб'їв рейки. В момент розфіксації рейки виступом 8 другий виступ займає положення фіксації, але через те, що він зміщений вздовж осі рейки на крок  $s$ , рейка одержує можливість рухатись на цю величину. Рух починається при максимальному прискоренні з різким наростанням швидкості (ефект «вистрілювання»). Під час фіксації рейки виступом 7 має місце удар, який, проте, при правильному виборі параметрів привода обмежений і не порушує його роботи. Якщо припинити подачу сигналу  $Y_1$ , то під дією тиску повітря у камері 4 фіксатор повернеться у вихідне положення. При цьому знову проходить зміна фіксації рейки виступами 7 та 8, яка супроводжується черговим «вистрілюванням» на крок. Таким же чином рейка може рухатись крок за кроком у зворотному напрямку при реверсі пневмоциліндра 1 і періодичній подачі сигналу  $Y_1$ . В кожному мить роботи крокового пневмопривода рейка може бути встановлена у вихідне положення (крайне ліве або праве). Для цього досить подати сигнал  $Y_2$  і, при необхідності, дати реверс циліндру 1. Під дією тиску повітря у камері 5 фіксатор переміщується так, що обидва фіксуючі виступи 7 і 8 виходять із зони фіксації і поршень пневмоциліндра разом з рейкою може рухатись до кінця ходу без проміжних зупинок.

Розглянутий принцип дії крокового пневмодвигуна «вистрілюючого» типу використовується також у конструкціях крокових приводів з коловим рухом вихідної ланки [27].

**Пневмогідралічні приводи.** В них поєднуються пневматичні та гідралічні елементи, причому енергоносієм є стиснуте повітря, а гідралічна частина забезпечує стабільність швидкості руху, ефективність її регулювання. Такі приводи застосовуються в механізмах подачі агрегатних, свердлильних та фрезерних верстатів, у затискних пристроях та інших засобах механізації й автоматизації технологічних процесів.

Порівняно з гідроприводом, пневмогідралічний привод має ряд переваг: не потрібна громіздка насосна установка, забезпечується висока стабільність режимів руху завдяки постійній температурі та сталій густині робочої рідини, відсутність пульсації подачі рідини.

У той же час пневмогідравлічний привод має такі недоліки: більш складна конструкція у порівнянні з гідравлічним або пневматичним приводами, низький рівень робочого тиску і значні габарити навіть при досить помірних навантаженнях, низький ККД.

Знайшли застосування кілька варіантів схем пневмогідравлічних приводів. Схема з розділеними пневматичним і гідравлічним циліндрами (рис. 7.43, *a*) забезпечує стабільну швидкість руху вліво штока пневмоциліндра 1 за рахунок приєднаного гідроциліндра 2, поршень якого під час руху витісняє робочу рідину із штокової камери в поршневу через дросель 3. Регулюванням дроселя встановлюється бажана швидкість. Оскільки об'єми камер гідроциліндра різні, в схемі використовується компенсатор 5. Швидкість зворотного ходу не регулюється і залежить тільки від пневмоциліндра. Поршень гідроциліндра при цьому також рухається у вихідне положення, але робоча рідина перетікає з поршневої камери в штокову через зворотний клапан 4 з мінімальним опором. Надлишок рідини із поршневої камери відводиться в компенсатор. Розміри гідроциліндра по діаметру вибираються з умови задовільної роботи дроселя при мінімальній швидкості руху. Витрата рідини, що витісняється із штокової камери і проходить через дросель, не повинна бути нижчою від мінімально допустимої.

У схемі з суміщеним пневмогідроциліндром 1 (рис. 7.43, *b*) у штоковій камері циліндра знаходиться рідина, в поршневій — повітря. Під час руху поршня вліво його швидкість встановлюється регулятором потоку 2, який застосовується замість простого дроселя у тих випадках, коли потрібно забезпечити стабільність швидкості в умовах змінних навантажень. Робоча рідина через регулятор потоку спрямовується у камеру пневмогідравлічного перетворювача 3 (пневмогідравлічний бак). При зворотному ході стиснуте повітря подається в перетворювач, витісняючи з нього робочу рідину з рівним за величиною тиском у штокову камеру циліндра. Під дією цього тиску поршень повертається у вихідне положення.

Застосовуються три типи пневмогідравлічних перетворювачів: без розмежувача, з поршневим розмежувачем і з мембранним. Перетворювач першого типу являє собою герметичну ємкість будь-якої форми з вхідним і вихідним отворами. Одна частина цієї ємкості заповнюється рідиною, інша — повітрям. Це найпростіший варіант пневмогідравлічного перетворювача, але не найкращий: через безпосередній контакт з повітрям робоча рідина поступово окислюється, при періодичному вихлопі вона частково виноситься потоком повітря у навколишній простір, крім того, в гідравлічній частині привода можливе формування повітряних накопичень, які викликають нерівномірності руху робочого органа.

Перетворювач другого типу — циліндр з плаваючим поршнем, який розмежовує рідину і повітря. Він складніший конструктивно,

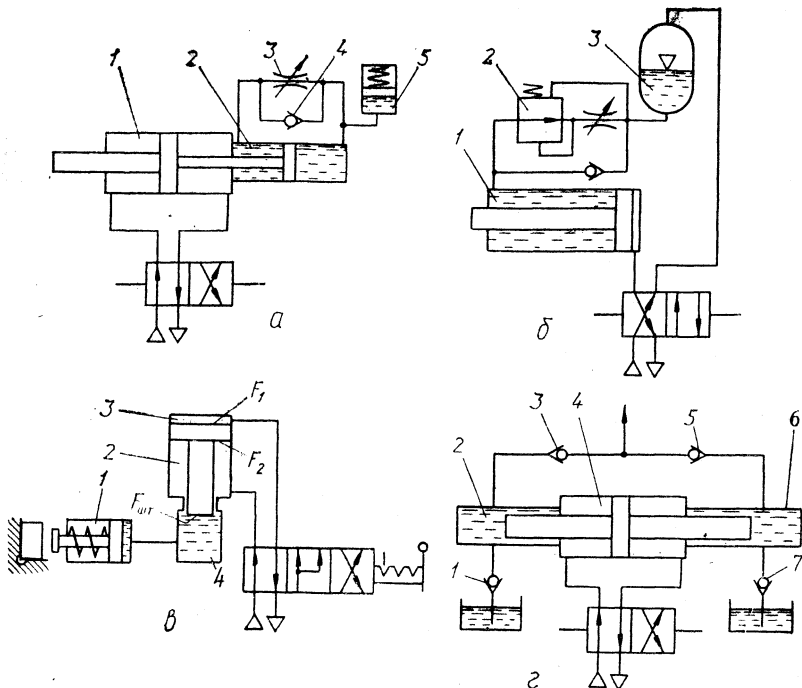


Рис. 7.43. Схеми пневмогідравлічних приводів:

а — з розділеними циліндрами; б — із сумішним циліндром; в — з пневмогідравлічним підсилювачем; г — пневмогідравлічний насос

дорожчий при виготовленні в порівнянні з перетворювачем першого типу, але не має названих вище недоліків. Слід, однак, зважати на зменшення ККД цього перетворювача через тертя в ущільненнях поршня. Кращі характеристики в цьому плані мають пневмогідравлічні перетворювачі з розмежовуючою мембраною. Застосування тонких еластичних профільованих мембран практично виключає втрати при перетворенні тисків.

Особливістю схеми затискного привода (рис. 7.43, в) з пневмогідравлічним підсилювачем, який трансформує низький тиск повітря у високий тиск рідини, є те, що підсилювач може працювати також і в режимі перетворювача. В середній позиції розподільника повітря з надлишковим тиском  $p_n$  підводиться в камери 2 і 3 циліндра підсилювача, створюючи на поршні зусилля  $p_n (F_1 - F_2) = p_n F_{шт}$ . Якщо знехтувати втратами на тертя, то рідина буде витіснитись із камери 4 з тиском  $p_n$ , тобто без підсилення. Затискний циліндр 1 при цьому робить попереднє закріплення заготовки з невеликим зусиллям, що

дає змогу коригувати її положення. Якщо розподільник переключити в крайню праву позицію, робоча рідина буде витіснитись із камери 4 з надлишковим тиском  $p_p = p_n (F_1/F_{шт})$ , який і створює необхідне затискне зусилля.

**Пневмогідралічний насос** (рис. 7.43, з) складається із пневмоциліндра 4 з двостороннім штоком і двох робочих камер 2 і 6 з впускними 1 і 7 та випускними 3 і 5 клапанами. Під час руху поршня пневмоциліндра робоча рідина витісняється з однієї із камер у вихідну лінію (з підсиленням тиску) і одночасно всмоктується в другу камеру із бака. Схеми, в яких використовуються такі насоси, є по суті гідралічними, але перед традиційними гідросхемами із звичайними насосними установками вони мають названі вище переваги пневмогідралічних приводів.

## РОЗДІЛ 8

### ПНЕВМОАВТОМАТИКА

#### **8.1. Застосування засобів пневмоавтоматики для автоматизації виробничих процесів**

За останні роки широкого розповсюдження в машинобудуванні набула нова галузь техніки автоматичного керування виробничими процесами — пневмоавтоматика.

Порівняно швидкий розвиток пневмоавтоматики пояснюється перевагами, що мають пневматичні прилади, до яких належать простота конструкцій, висока економічна ефективність, надійність, захищеність від пожеж та вибухів.

На початку 50-х років у Радянському Союзі була розроблена агрегатна уніфікована система контролю та керування (АУС), що була призначена головним чином для автоматизації та керування безперервними процесами на енергетичних, нафтопереробних, хімічних підприємствах та підприємствах харчової промисловості.

Керуючі та обчислювальні прилади цієї системи являють собою єдине ціле у функціональному та конструктивному відношенні, а кожний блок системи є конструктивно закінченим приладом, який виконує наперед зазначені операції.

Система АУС має широкі можливості по керуванню та регулюванню безперервних процесів, але в ній відсутні релейні елементи і, як наслідок, вона не може бути застосована для створення релейних схем керування. Така побудова систем не могла повністю задовольнити необхідність у практиці автоматичного керування виробничими процесами, зокрема, у машинобудівній галузі, для рішення яких треба мати як аналогову, так і дискретну техніку, а також засоби для реалізації логічних операцій.

У зв'язку з цим наприкінці 50-х років було розроблено елементний принцип конструювання приладів та схем пневмоавтоматики, відповідно з яким усі прилади регулювання та керування будувались не як єдина нерозбірна конструкція, а з окремих типових ланок, які виконують елементарні математичні та логічні операції.

Найбільш повне впровадження в життя ідея поелементної побудови пневматичних приладів керування знайшла в розробці універсальної системи елементів промислової пневмоавтоматики (УСЕППА), що побудована на базі пневмоелементів універсального призначення: пневмопідсилювачів, пневмореле, пневмоопорів, пневмоємкостей і інших аналогів електричної та електронної апаратури. Всі елементи виконують лише найпростіші функції і не містять в собі внутрішніх комунікацій, тому вони легко налагоджуються і мають малі габарити. Вони мають уніфіковане розміщення входів і виходів, а монтаж приладів здійснюється за допомогою набору монтажних плат, на яких друкарським методом нанесено комунікаційні канали [30].

Набір елементів УСЕППА дозволяє створювати однокантні та багатокантні релейні схеми різної складності, безперервні та дискретні регулюючі засоби, що забезпечують складні закони регулювання, а також широко використовувати цю систему для автоматизації виробничих процесів в різних галузях машинобудування, гірничій, деревообробній, текстильній промисловості та інших.

Пневматичні прилади та елементи, з яких складаються системи АУС та УСЕППА, містять пружні елементи та рухомі деталі і відносяться до мембранної техніки керування.

На базі системи УСЕППА створені і в даний час широко застосовуються в промисловості комплекси типових приладів контролю і керування технологічними процесами СТАРТ і ЦЕНТР, які ввійшли в Державну систему приладів (ДСП).

В кінці 50-х — на початку 60-х років був розроблений новий спосіб побудови пневматичних елементів на основі використання явищ, які виникають при взаємодії струминних потоків та взаємодії струменя зі стінкою. Використовуючи явища, які виникають при взаємодії струменів та взаємодії струменя зі стінкою (ефект Коанда), можна побудувати пропорціональні підсилювачі та елементи релейної дії, елементи пам'яті, тригери та інші аналоги електронної апаратури, при цьому характерною їхньою особливістю є відсутність пружних та рухомих частин [13, 15].

З'єднуючи ці елементи у схеми, можна побудувати різноманітні прилади безперервної та дискретної техніки. Струминні елементи працюють у кілогерцовім діапазоні частот, дозволяють виконувати сотні операцій за секунду, тобто мають швидкодію, раніше зовсім недоступну пневмоавтоматиці. Ці елементи відрізняються достатньо високою надійністю, оскільки не мають у собі рухомих частин та частин, що швидко спрацьовуються. Вони можуть працювати в умовах

високих і низьких температур, вібрацій та при радіаційних впливах. Виконання самих приладів можливе у вигляді друківаних схем, що дозволяє одержати малогабаритні та дуже дешеві пневматичні прилади, які містять у собі десятки і сотні елементів. Найбільш повно струминна техніка автоматичного керування знайшла втілення в системі модулів струминної техніки (СМСТ) та системі ВОЛГА.

Розробка пневматичної мембранної та струминної релейної техніки привела до створення комплексу пневматичних засобів дискретної автоматизації ЦИКЛ, призначеного для керування циклічними та періодичними процесами. Елементною базою цього комплексу є струминні логічні модулі та мембранні підсилювачі (струминно-мембранна релейна техніка). Цей комплекс дозволяє створити дискретні циклові системи керування різної складності.

З розробкою засобів дискретної техніки почалось широке впровадження пневмоавтоматики в різні галузі машинобудування та приладобудування. З'явилась можливість створення пневматичних програмних приладів, які задають та зчитують пневматичні сигнали, дискретних циклових систем автоматичного керування технологічними машинами та технологічними комплексами. До таких машин належать у першу чергу металорізальні верстати та преси різного призначення, промислові роботи-маніпулятори та автоматичні лінії, які працюють за замкнутим технологічним циклом. При цьому оптимальним рішенням завдання автоматизації технологічного циклу, як показала практика, є сполучення пневматичної системи керування з гідравлічними виконавчими механізмами, тобто створення пневмогідравлічних систем автоматичного керування.

Дедалі більшого значення пневмоавтоматика починає набувати при створенні гнучких автоматизованих виробництв у машинобудуванні, які дозволяють здійснювати швидку переналадку на різні технологічні цикли та успішно вирішувати завдання автоматизації обладнання, яке працює в умовах серійного, дрібносерійного та індивідуального виробництва.

Висока надійність та економічність систем пневмоавтоматики та їхні широкі технічні можливості ставлять пневмоавтоматику разом з електронікою в ряд найважливіших засобів автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні.

У зв'язку з тим що в машинобудуванні переважне застосування знаходить дискретна автоматика, тут розглядаються головним чином елементи та пристрої дискретної пневмоавтоматики.

## **8.2. Елементи пневмоавтоматики**

До числа найпростіших елементів, з яких складається будь-яка система пневмоавтоматики, належать пневматичні опори (дроселі), пружні елементи, пневматичні ємкості (камери), лінії зв'язку. Із

цих найпростіших елементів, об'єднаних відповідним способом, будуються більш складні функціональні пневматичні прилади: пневматичні підсилювачі та перетворювачі, елементи дискретної техніки, пам'ягі тощо.

**Пневматичні дроселі.** Для створення опору протіканню газу та перепаду тиску в системах керування призначені пневматичні дроселі. Вони виконують функції, аналогічні функціям електричного опору в електричних системах. Втрата тиску на дроселі в загальному випадку визначається залежністю

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (8.1)$$

де  $\xi$  — коефіцієнт опору дроселя;  $\rho$  — густина газу;  $v$  — середня швидкість руху газу за дроселем.

За призначенням дроселі розподіляють на постійні, змінні (керовані), регульовані [11]. До постійних дроселів належать дроселі типу капіляр, жиклер, щілинні дроселі (рис. 8.1). В них у процесі роботи опір не змінюється.

У регульованих дроселях опір може бути встановлений вручну в межах, обумовлених конструкцією дроселя та площею його проходного перерізу. До цих дроселів належать дроселі типу конус — конус, конус — циліндр, гвинтові дроселі зі змінною довжиною каналу (рис. 8.2).

У змінних (керованих) дроселях опір змінюється в процесі роботи пневматичного приладу. До них належать дроселі типу шарик — конус, шарик — циліндр, сопло — заслінка (рис. 8.3).

За характером протікання газу в каналах дроселів їх розподіляють на турбулентні та ламінарні. Сама назва говорить про те, що режим протікання газу через дросель в першому випадку — турбулентний, в другому — ламінарний. Турбулентні дроселі характеризуються малим відношенням довжини каналу  $l$  дроселя до його діаметра  $d$  ( $l/d \leq 10$ ), внаслідок чого потік газу через дросель при великій швидкості потоку не встигає стабілізуватись. З цієї ж причини (мала довжина каналу і великі швидкості потоку) газ, який протікає по каналу, не встигає обмінюватись теплом із стінками і процес протікання

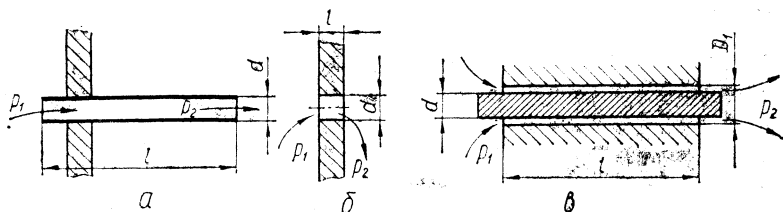


Рис. 8.1. Постійні дроселі:

а — капіляр; б — жиклер; в — щілинний

через дросель умовно вважають адіабатним, а режим потоку може бути як докритичний, так і надкритичний.

У ламінарних дроселях відношення довжини каналу дроселя до його діаметра  $l/d \geq 10$ . При цьому у вузьких і довгих каналах формується ламінарна течія газу, а режим потоку може бути тільки докритичний. Тому при течії по довгих каналах газ встигає обмінятися теплом зі стінками каналу, і термодинамічний процес зміни стану газу в ламінарному дроселі є ізотермічним.

До турбулентних дроселів можна віднести дроселі типу сопло — заслонка, конус — циліндр, шарик — конус, шарик — циліндр.

До ламінарних дроселів належать дроселі типу конус — конус, капіляр, щілинний дросель з перемінною довжиною каналу (рис. 8.1... 8.3). Слід зазначити, що поділ дроселів на турбулентні та ламінарні є умовний.

За видом витратної характеристики дроселі поділяються на лінійні та нелінійні. Якщо масова витрата газу через дросель лінійно залежить від перепаду тиску на дроселі, то такий дросель називають лінійним. У цьому випадку зв'язок між масовою витратою газу і перепадом тиску на дроселі виражається залежністю

$$G = \alpha (p_1 - p_2), \quad (8.2)$$

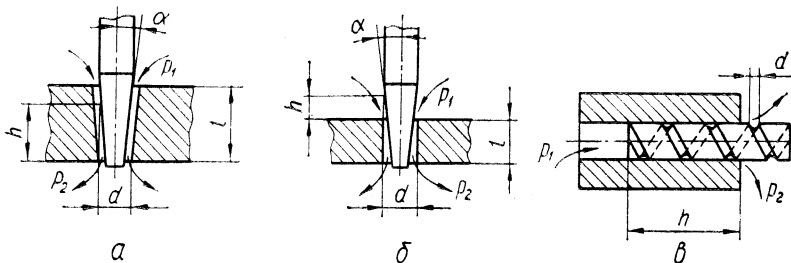


Рис. 8.2. Регульовані дроселі:

а — конус-конус; б — конус-циліндр; в — гвинтовий

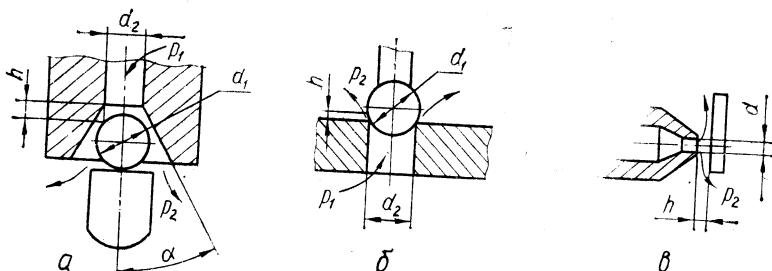


Рис. 8.3. Змінні (керовані) дроселі:

а — шарик-конус; б — шарик-циліндр; в — сопло-заслінка

де  $\alpha$  — провідність дроселя;  $p_1, p_2$  — тиск на вході і виході дроселя.

Лінійна залежність витрати газу від перепадів тиску може бути реалізована тільки при ламінарній течії газу через дросель, тому ламінарні дроселі в той же час є і лінійними.

Якщо залежність масової витрати газу через дросель нелінійно залежить від перепаду тиску на дроселі, такий дросель називають нелінійним. Залежність між масовою витратою газу і перепадом тиску на дроселі в цьому випадку квадратична і має вигляд

$$G = \beta \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (8.3)$$

де  $\beta$  — постійний коефіцієнт. Тому такі дроселі називають квадратичними. Течія газу через такий дросель носить турбулентний характер, при якому втрата (падіння) тиску на дроселі відбувається внаслідок динамічних явищ (стиснення і розширення струменя (течії) на вході в дросель і виході з нього), в той час як в ламінарних дроселях втрати тиску визначаються головним чином тертям потоку по стінках каналу. Падіння тиску при течії газу через турбулентні дроселі в загальному випадку враховується при розрахунках коефіцієнтом витрати  $\mu$ , який визначається відношенням дійсної витрати через дросель  $G_d$  до теоретичної  $G_r$ :

$$\mu = \frac{G_d}{G_r}. \quad (8.4)$$

У більшості випадків при практичних розрахунках і проведенні досліджень коефіцієнт витрати знаходять експериментально, хоча для деяких задач він може бути визначеним аналітично. Наприклад для дроселя типу жиклер з закругленою вхідною кромкою або фаскою на вході в канал коефіцієнт витрати [11]:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{вх}}}, \quad (8.5)$$

де  $\xi_{вх}$  — коефіцієнт опору на вході, який залежить від умов входу течії в жиклер.

**Пружні елементи.** Чутливими органами в пристроях пневмоавтоматики, які використовуються для сприймання зміни величини параметрів, що контролюються чи регулюються, перетворення їх у механічні переміщення або зусилля є пружні елементи. Широке розповсюдження мають плоскі і гофровані еластичні та пружні мембрани, трубочасті пружини, сильфони. Мембрани є основними чутливими елементами пневматичних пристроїв, дія яких ґрунтується на принципі компенсації сил. Найбільшого поширення у пневматичних пристроях набули еластичні мембрани. Вони являють собою затиснені між фланцями плоскі або гофровані диски, виконані із прорезиненої тканини, капронової плівки, резини та інших матеріалів. Матеріали

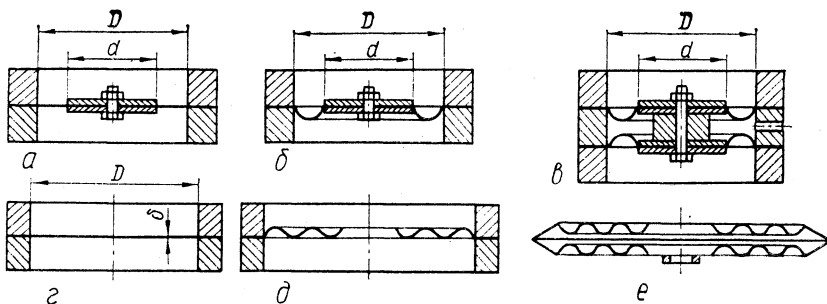


Рис. 8.4. Еластичні (а—в) та пружні (z—e) мембрани:

а, z — плоскі; б, d — гофровані; в — здвоєна гофрована; e — у вигляді мембранних коробок

мембран повинні мати високу механічну міцність, добру еластичність, стійкість проти впливу агресивних парів і газів.

Еластичні мембрани бувають плоскі та гофровані (рис. 8.4). Вони призначені для створення достатніх зусиль при порівняно невеликих переміщеннях. Зусилля, яке розвивається еластичною мембраною, залежить від її ефективної площі. З метою збільшення зусилля еластичних мембран застосовується жорсткий центр — металічний диск, закріплений на мембрані. Ефективна площа еластичної мембрани залежить від її конструктивних розмірів та прогину і визначається за формулою Ліктана. Однак, враховуючи, що прогини мембран, які застосовуються у пневматичних пристроях, становлять доли міліметра, ефективну площу розраховують за більш простою формулою Ліктана, приймаючи прогин рівним нулеві:

$$F_e = \frac{\pi}{12} (D^2 + Dd + d^2). \quad (8.6)$$

де  $D$  — діаметр закріплення мембрани;  $d$  — діаметр жорсткого центра.

Часто в приладах пневмоавтоматики використовують мембрани з напівкруглим гофром (рис. 8.4, б), що зумовлено необхідністю зберегти постійну величину ефективної площі мембрани при значному переміщенні її жорсткого центра. Недоліком таких мембран є те, що при знакозмінному навантаженні мембрана буде «прохлопувати», а це призведе до різкої зміни об'єму мембранної камери та ефективної площі мембрани. Для усунення цього недоліку застосовують здвоєні гофровані мембрани (рис. 8.4, в) з гофром всередину, а порожнина, обмежена мембранами, сполучається з атмосферою.

Пружні металеві мембрани в пневматичних регулюючих і обчислювальних приладах, як правило, не використовуються. Їх застосовують у пневматичних вимірювальних пристроях для перетворення вимірюваних величин (різниці тиску над мембраною та під нею) в про-

порційні переміщення їхніх центрів. Пружні мембрани виготовляються із різних марок сталей, бронз, латуней та інших сплавів. Мембрани можуть бути як плоскі, так і гофровані (рис. 8.4, *г, д*) або виконані у вигляді мембранних коробок (рис. 8.4, *е*), які складаються з двох зварених по периферії гофрованих дисків.

Як чутливі елементи в пневматичних вимірювальних приладах широко розповсюджені трубчасті пружини (манометричні трубки) і сильфони (гармонікові мембрани).

Трубчасті пружини (рис. 8.5, *а*) призначені для перетворення вимірюваного тиску, поданого у внутрішній простір пружини, в пропорційне величині тиску переміщення її вільного кінця. Матеріалом для трубчастих пружин може бути той же матеріал, що і для пружних мембран. Залежно від конструктивного виконання трубчасті пружини можуть бути одно- і багатовиткові (гвинтові і спіральні), S-подібні тощо. Найбільш поширені одновиткові трубчасті пружини в манометрах, які призначені для вимірювання тиску газу або рідини. При цьому один кінець трубчастої пружини жорстко зв'язаний з корпусом манометра, а другий (який вільно переміщується) — зі стрілкою приладу.

Гармонікові мембрани або сильфони також служать для перетворення тиску газу (зовнішнього або внутрішнього) в пропорційні йому переміщення дна сильфона.

Вони являють собою циліндричні деталі з тонкими стінками, на боковій поверхні яких видавлені глибокі паралельні гофри (рис. 8.5, *б*). Сильфони виготовляють з бронзи, різних марок вуглецевої сталі, алюмінієвих сплавів, нержавіючої сталі. Жорсткість сильфона визначається відношенням діючої на сильфон сили до викликаної нею деформації. У межах лінійної статичної характеристики сильфона (залежність зусилля — хід) жорсткість сильфона постійна. Для

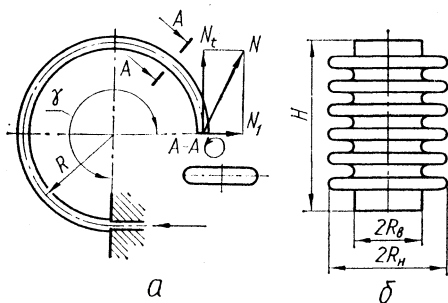


Рис. 8.5. Пружні елементи:

*а* — трубчаста пружина; *б* — сильфон

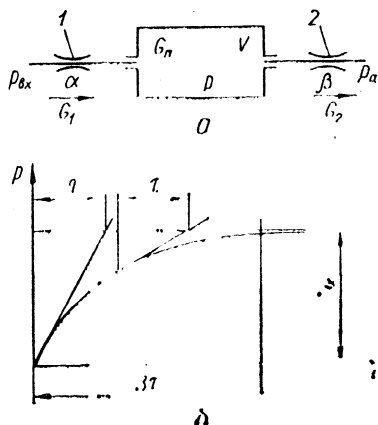


Рис. 8.6. Пневматична проточна ємкість:

*а* — схема; *б* — часова характеристика

збільшення при необхідності жорсткості сільфона у внутрішній його частині розташовують пружину.

Однією з важливих характеристик сільфона є його ефективна площа, що може бути визначена за емпіричною формулою

$$F_e = \frac{\pi}{4} (R_3 + R_b), \quad (8.7)$$

де  $R_3$  і  $R_b$  — відповідно зовнішній та внутрішній радіуси сільфона.

**Пневматичні ємкості.** Широко розповсюджені у пневмоавтоматиці пневматичні ємкості. Вони являють собою пневматичні камери з дроселями на вході та виході або з дроселем тільки на вході. В першому випадку, якщо ємкість містить у собі два (або більше) дроселі, через один із яких повітря поступає в камеру, а через другий — виходить з неї, вона називається проточною. Якщо ємкість має один дросель, через який відбувається її наповнення і спорожнення, — вона називається глухою. Пневматичні проточні і глухі ємкості широко застосовуються в пневматичних приладах і регуляторах як підсилювачі типу сопло — заслінка при побудові пневматичних диференціюючих та інтегруючих ланок, пневмоклапанів витримки часу тощо. Дроселі, встановлені на виході і вході пневматичних ємкостей, можуть бути як ламінарними (лінійними), так і турбулентними, які регулюються чи не регулюються, а самі ємкості можуть мати як постійний, так і змінний об'єм. Регулюючи опір дроселів та об'єм ємкостей, можна помітно змінити їхні статичні та динамічні характеристики.

Розглянемо роботу пневматичної проточної ємкості, яка має лінійні дроселі 1 і 2 на вході та виході (рис. 8.6, а) з провідністю  $\alpha$  та  $\beta$ .

Повітря в ємкість з постійним об'ємом  $V$  поступає із магістралі під тиском  $p_{вх}$  через дросель 1. Одночасно через дросель 2 повітря витікає із ємкості. Якщо провідність дроселя 1 більша провідності дроселя 2 ( $\alpha > \beta$ ), то тиск  $p$  в ємкості збільшується і відбувається процес її наповнення. Якщо провідність  $\alpha < \beta$  — тиск в ємкості буде зменшуватись і буде відбуватись процес її спорожнення.

Із рівняння стану газів  $pV = GRT$  знаходимо

$$G = p \frac{V}{RT}, \quad (8.8)$$

де  $G$  — маса повітря в об'ємі  $V$ ;  $R$  — газова постійна;  $T$  — абсолютна температура.

Диференціювання цього виразу за часом дає залежність

$$\frac{dG}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt}. \quad (8.9)$$

Збільшення маси повітря в ємкості за одиницю часу дорівнює різниці масових секундних витрат повітря  $G_1$  і  $G_2$  через дроселі 1 і 2:

$G_0 = G_1 - G_2$ . Тоді

$$\frac{V}{RT} \frac{dp}{dt} = G_1 - G_2. \quad (8.10)$$

Враховуючи, що дроселі на вході і виході в ємкість лінійні, масові витрати повітря  $G_1$  і  $G_2$  визначаються за залежностями:

$$\begin{aligned} G_1 &= \alpha (p_{вх} - p); \\ G_2 &= \beta (p - p_a). \end{aligned} \quad (8.11)$$

Підставляючи значення  $G_1$  і  $G_2$  у рівняння (8.10), після деяких перетворень одержимо рівняння динаміки пневматичної ємкості з лінійними дроселями на вході та виході

$$\frac{V}{RT(\alpha + \beta)} \frac{dp}{dt} + p = \frac{\alpha}{(\alpha + \beta)} p_{вх} + \frac{\beta}{(\alpha + \beta)} p_a. \quad (8.12)$$

Залежність (8.12) являє собою рівняння пневматичної аперіодичної (інерційної) ланки, а постійна ємкість з лінійними дроселями на вході і виході є пневматичною аперіодичною ланкою, у якій кожному значенню вхідної величини (тиску  $p_{вх}$ ) відповідає своє значення вихідної величини (тиску  $p$  в ємкості). Тому аперіодичні ланки часто називають статичними.

Позначивши  $\frac{V}{RT(\alpha + \beta)} = \tau$ ,  $\frac{\alpha}{(\alpha + \beta)} = k_1$ ,  $\frac{\beta}{(\alpha + \beta)} = k_2$ , рівняння (8.12) можна записати у вигляді

$$\tau \frac{dp}{dt} + p = k_1 p_{вх} + k_2 p_a, \quad (8.13)$$

де  $\tau$  — постійна часу аперіодичної ланки;  $k_1$ ,  $k_2$  — коефіцієнти підсилення аперіодичної ланки.

Якщо провідність дроселя на виході  $\beta = 0$ , то рівняння (8.13) перетворюється у рівняння наповнення глухої камери через лінійний дросель

$$\tau \frac{dp}{dt} + p = p_{вх}. \quad (8.14)$$

Глухі камери досить широко розповсюджені в приладах пневмоавтоматики.

При подачі на вхід аперіодичної ланки збурюючого одиничного вхідного сигналу  $p_{зб} = p_{вх}$  розв'язок рівняння (8.14) буде мати вигляд

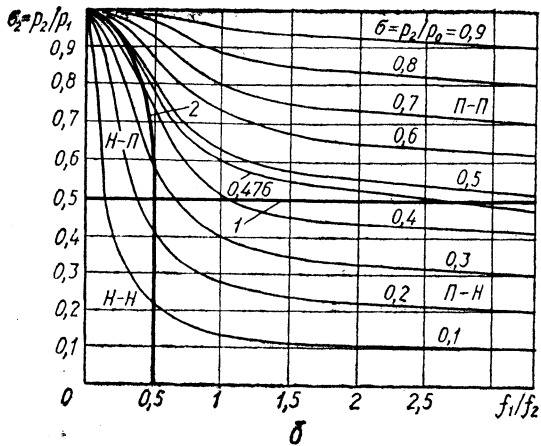
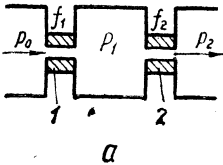
$$p = p_{вх} \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \quad (8.15)$$

де  $e$  — основа натуральних логарифмів.

Крива, яка описується рівнянням (8.15), є експонентою і являє собою часову характеристику аперіодичної ланки (8.6, б).

Рис. 8.7. Проточна ємкість з турбулентними дроселями:

а — схема; б — графіки для визначення тиску в міждросельній камері



Постійна часу аперіодичної ланки може бути визначена за часовою характеристикою як проекція дотичної на лінію усталеного значення  $p_{вх} = p_{зб}$ . Характерною особливістю експоненти є те, що у всіх точках кривої проекції дотичних однакові. Згідно з рівнянням (8.15) крива асимптотично наближається до значення  $p_{вх}$ , тобто  $p = p_{вх}$  тільки при  $t = \infty$ . Однак практично за час  $t = 3\tau$  крива майже досягає значення  $p_{вх}$ .

Якщо в рівнянні (8.15) прийняти  $t = \tau$ , одержимо:

$$p = p_{вх} (1 - e^{-1}) = 0,63 p_{вх}.$$

Звідки витікає, що за час  $t = \tau$  вихідний сигнал, змінюючись по експоненті, досягає 63 % свого потенційного значення.

Наведені вище залежності виражають динамічні якості пневматичних ємкостей з лінійними дроселями.

Широко розповсюджені в пневмоавтоматиці проточні ємкості з двома турбулентними дроселями (рис. 8.7, а). В таких ємкостях можливі чотири сполучення режимів витікання через дроселі 1 і 2 [11]:

1. Підкритичне витікання через дроселі 1 і 2 (режим П—П).
2. Надкритичне витікання через дросель 1 і підкритичне — через дросель 2 (режим Н—П).
3. Підкритичне витікання через дросель 1 і надкритичне — через дросель 2 (режим П—Н).
4. Надкритичне витікання через обидва дроселі 1 і 2 (режим Н—Н).

Розрахунок процесів наповнення і спорожнення таких ємкостей дуже складний, оскільки заздалегідь невідомо сполучення режимів витікання через дроселі 1 і 2.

Однак задача ця може бути спрощена, якщо скористатися графіками, які побудовані за рівнянням статички проточної камери (рис. 8.7,

б) [11]. Графік розділено на чотири зони, кожна з яких відповідає одному з можливих сполучень режимів витікання через дроселі проточної камери.

Межі між зонами, що відповідають різним сполученням режимів витікання, позначені на рисунку прямою лінією 1 ( $\sigma_2 = 0,5$ ) і кривою 2, побудованою за залежностями  $f_1/f_2 = 0,5$  і  $f_1/f_2 = \sigma_2 (1 - \sigma_2)$ , де  $\sigma_2 = p_2/p_1$  — відносний тиск.

Користуючись графіком, можна визначити тиск  $p_1$  у міждросельній емкості, якщо відомі ефективні площі дроселів  $f_1$  і  $f_2$  і тиски на вході та виході  $p_0$  і  $p_2$ . Одночасно за графіком визначається і сполучення режимів витікання через кожний з дроселів.

**Пневматичні лінії зв'язку.** У схемах автоматичного керування вони з'єднують окремі елементи схеми, функціональні блоки, окремі пристрої, виконавчі механізми та прилади, які реєструють і показують величини параметрів. У зв'язку з цим вони можуть бути як невеликими за довжиною ( $l/d \leq 10$ ), так і значної довжини ( $l/d > 10$ ). Як комунікаційні канали в приладах пневмоавтоматики застосовують пневмолінії, які являють собою пластмасові трубки діаметром 1...8 мм або канали прямокутного перерізу в комутаційних платах, що з'єднують окремі елементи схеми. Для цього використовують в основному трубки діаметром 1...3 мм або канали в комутаційних платах шириною 1...3 мм. Для більш довгих ліній зв'язку, які з'єднують вимірювальні перетворювачі (датчики), регулятори і виконуючі механізми, використовують пневмолінії діаметрами 4...8 мм.

Динаміка пневматичної системи визначається динамічними характеристиками всіх її ланок — пневматичних елементів та ліній зв'язку, а швидкість дії системи — часом спрацювання функціональних елементів і часом передачі сигналу по пневматичних лініях зв'язку. При цьому час передачі сигналу в багатьох випадках значно перевищує час виконання операцій елементами системи керування і визначає швидкість дії системи керування. Пневмолінії можна розглядати як поєднання пневмоопору і пневмоємкості. При цьому на відміну від пневматичних емкостей сконцентрованого об'єму з пневмооперами пневматичні лінії зв'язку розглядають як пристрої з розподіленими параметрами.

При передачі пневматичних сигналів по комунікаційних каналах має місце поєднання двох процесів — процесу розгону маси газу та хвильових явищ. Зважаючи на складність урахування цих факторів при практичних розрахунках, комунікаційний канал розглядають як послідовне з'єднання ланки чистого запізнення і аперіодичної ланки, причому час передачі пневматичного сигналу визначають як суму постійних часу аперіодичної ланки і часу чистого запізнення  $T = \tau + t_3$ , де  $t_3 = \eta/l$ , час чистого запізнення;  $l$  — довжина каналу;  $a$  — швидкість звуку в повітрі;  $\eta$  — коефіцієнт пропорційності, який визначається експериментально. В цих розрахунках опір пнев-

молінії замінюється еквівалентним їй за опором і пропускною здатністю соплом, а внутрішній об'єм пневмолінії розглядається як сконцентрований об'єм пневматичної ємкості аперіодичної ланки. Однак такі розрахунки дуже приблизні і вимагають експериментальної перевірки. Невідповідність часу наповнення однакових за величиною сконцентрованого і розподіленого об'ємів (ємкості та трубопроводу) викликана нееквівалентністю їхніх гідравлічних втрат і різницею між термодинамічними процесами при наповненні сконцентрованого і розподіленого об'ємів. В першому випадку має місце політропний процес, у другому — ізотермічний, при якому відбувається не тільки теплообмін між шарами газу, а й інтенсивний теплообмін між газом та стінками трубопроводу і при значній довжині трубопроводу має місце повний теплообмін між стисненим повітрям та стінками трубопроводу.

### 8.3. Пневматичні підсилювачі та перетворювачі

**Пневматичні підсилювачі і перетворювачі безперервної дії.** Пневмоперетворювачі безперервної дії, які використовуються у приладах та пристроях пневмоавтоматики, виконуються за двома принципово різними схемами: за схемою компенсації переміщення і схемою компенсації зусилля. У першому випадку вхідний сигнал — переміщення чутливого органу — перетворюється на пропорційний цьому переміщенню тиск стиснутого повітря на виході пневмоперетворювача. В другому випадку вхідним сигналом є зусилля, яке діє на чутливий орган і яке у пневмоперетворювачі змінюється на пропорційний цьому зусиллю тиск стиснутого повітря.

Пневмопідсилювач типу сопло — заслінка (рис. 8.8, а) є основним елементом пневмоперетворювача, побудованого за схемою компенсації переміщення. Він складається з постійного дроселя 1, міждрозельної камери 2, керованого дроселя 3, виконаного у вигляді сопла 5 і заслінки 4.

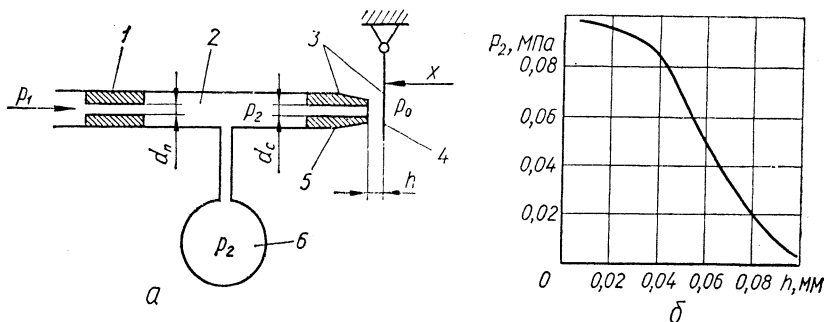


Рис. 8.8. Пневмопідсилювач типу сопло-заслінка:  
 а — схема; б — статична характеристика

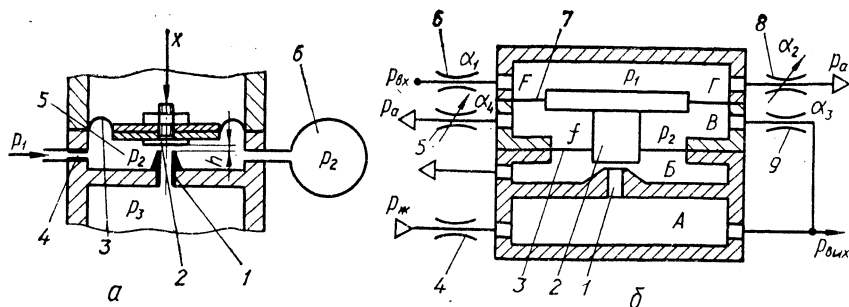


Рис. 8.9. Пневмоперетворювач (а), який працює по схемі компенсації зусилля, і пневмопідсилювач безперервної дії (б)

Працює підсилювач так. Стиснуте повітря з постійним тиском від джерела постачання через постійний дросель 1 надходить у міждросельну камеру 2, з якої через сопло 5, що прикривається заслінкою 4, витікає в атмосферу. Сопло 5 разом з заслінкою 4 утворює керований дросель 3, опір якого залежить від положення заслінки відносно сопла, через яке витікає стиснуте повітря з міждросельної проточної камери 2 в атмосферу. Вхідним сигналом є переміщення  $x$  заслінки 4 відносно сопла 5. При переміщенні заслінки змінюється відстань  $h$  між соплом та заслінкою, а значить, змінюється опір керованого дроселя 3. Це призводить до зміни тиску  $p_2$  в міждросельній камері 2, який і є вихідним сигналом підсилювача.

По лінії зв'язку тиск  $p_2$  передається в глуху камеру 6 вимірювального приладу або другого пневматичного пристрою. Статична характеристика підсилювача (рис. 8.8, б) являє собою залежність вихідного сигналу (тиску  $p_2$ ) від зміни вхідного сигналу (зазору  $h$  між соплом і заслінкою).

З наведеної характеристики видно, що досить незначного переміщення заслінки відносно сопла (порядка 0,05 мм), щоб вихідний тиск  $p_2$  змінився на 90...95 % повного його діапазону. Статична характеристика підсилювача типу сопло — заслінка є нелінійною. На практиці такі підсилювачі працюють не на всьому діапазоні зміни тиску, а лише на відрізковій з лінійною частиною статичної характеристики.

Оскільки до складу підсилювача входить пневматична проточна камера з керованим дроселем на виході, то розрахунок її статичної характеристики є досить складним. Для цього можна використати графіки (рис. 8, б), як і для проточної камери з турбулентними дроселями.

Пневмоперетворювач, який працює за схемою компенсації зусилля (рис. 8.9, а), складається з постійного дроселя 4, через який стиснене повітря під тиском  $p_1$  надходить у міждросельну камеру 5, і керованого дроселя, створеного соплом 1 та заслінкою 2. Заслінкою є торець жорсткого центра еластичної мембрани 3.

Вхідним сигналом перетворювача є зусилля  $x$ , яке прикладене до жорсткого центра мембрани. Принцип компенсації зусилля за цією схемою полягає в тому, що зміни вихідного тиску  $p_2$  у міждросельній камері 5, викликані зміною вхідного сигналу (зусилля)  $x$ , будуть продовжуватись до того часу, поки зусилля, створюване тиском  $p_2$  на мембрані 3, не буде рівним зусиллю вхідного сигналу  $x$ . Зміна тиску  $p_2$  в міждросельній камері 5 відбувається внаслідок зміни зазору  $h$  між соплом 1 та заслінкою 2, що спричинюється зміною вхідного сигналу  $x$ .

Зміна вихідного тиску  $p_2$  у міждросельній камері 5 по лінії зв'язку передається в глуху камеру 6 вимірювального приладу або пневматичного регулятора для вироблення керуючої дії.

В такому перетворювачі сопло і заслінка знаходяться у середині проточної камери, а повітря з міждросельної проточної камери 5 витікає не в атмосферу, а в другу камеру приладу з тиском  $p_3$ . Такі пневмоперетворювачі називаються пневмоперетворювачами з закритим соплом на відміну від перетворювачів з відкритим соплом, в яких стиснене повітря через сопло витікає в атмосферу (рис. 8.8, а). Вигляд статичної характеристики для пневмоперетворювача з закритим соплом аналогічний характеристиці для перетворювача з відкритим соплом (рис. 8.8, б). Оскільки пневмоперетворювачі безперервної дії являють собою проточні камери з постійним опором на вході і регульованим на виході, то їхні динамічні якості і характеристики, які визначають функціональну залежність зміни вихідного сигналу в часі внаслідок зміни вхідного сигналу, описуються тими ж диференційними рівняннями, що і динамічні характеристики пневматичної проточної камери, а часова характеристика аналогічна тій, яка зображена на рис. 8.6, б.

Розглянуті пневмоперетворювачі безперервної дії одночасно є і пневматичними підсилювачами. Як приклад пневматичного підсилювача безперервної дії розглянемо підсилювач, принципова схема якого показана на рис. 8.9, б. Він складається з пневмоперетворювача типу сопло — заслінка, до якого входять постійний дросель 4, проточна камера А і керований дросель з соплом 1, та з мембранного блоку з мембранними 3 і 7, які з'єднані жорстким центром 2 і мають ефективні площі  $f$  і  $F$ , причому  $F > f$ . Торць жорсткого центра 2 є одночасно заслінкою сопла 1. Підсилювач має дві проточні камери: камеру 1 з постійним дроселем 6 на вході і регульованим дроселем 8 на виході, і камеру В з постійним дроселем 9 на вході і регульованим дроселем 5 на виході. Провідність дроселів 6, 8, 9 і 5 відповідно  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ .

Пневматичні проточні камери Г і В з постійними дроселями на вході і регульованими на виході являють собою пневматичні дільники тиску.

Тиск в камерах визначається настройкою регульованих дроселів 5 і 8. Наявність двох регульованих дроселів дає змогу змінювати коефіцієнт підсилення у широких межах.

Працює підсилювач так. Стиснуте повітря із пневмолінії через постійний дросель 4 підводиться до міждросельної камери А і з неї

через сопло 1 і камеру Б виходить в атмосферу. Тиск  $p_{\text{вих}}$  у міждросельній камері А залежить від провідності регульованого дроселя (положення заслінки відносно сопла 1). З міждросельної камери А стиснуте повітря поступає на вихід підсилювача і по лінії негативного зворотного зв'язку через дросель 9 надходить у проточну камеру В, а з неї через регульований дросель 5 виходить в атмосферу. Тиск  $p_2$  у цій камері і зусилля, яке діє на мембранний блок вгору ( $F > f$ ), залежать від провідності регульованого дроселя 5.

Пневматичний сигнал  $p_{\text{вих}}$ , який потрібно підсилити, подається через постійний дросель 6 у проточну камеру Г пневматичного дільника. Тиск  $p_1$  у цій камері і зусилля, яке діє вниз на мембранний блок, залежать від настройки регульованого дроселя 8. Зусиллю, яке створюється тиском  $p_1$  на мембранному блоці, протидіє зусилля, що створюється на мембранному блоці тиском  $p_2$  з боку проточної камери В. При зміні тиску  $p_1$  (внаслідок зміни тиску  $p_{\text{вих}}$ , наприклад, при його збільшенні) буде відбуватись переміщення мембранного блоку вниз, в результаті чого заслінка наблизиться до сопла, тиск  $p_{\text{вих}}$  у міждросельній камері А збільшиться, відповідно збільшиться і тиск перед дроселем 9 і в проточній камері В. Це збільшення буде відбуватись до того часу, поки зусилля, яке діє на мембранний блок вгору з боку камери В, не урівноважить зусилля, яке діє на цей же блок вниз з боку камери Г. Отже, потрібна пропорційна залежність  $p_{\text{вих}}$  від  $p_{\text{вих}}$  забезпечується негативним зворотним зв'язком: чим вищим буде тиск  $p_{\text{вих}}$ , а значить і  $p_1$ , тим вищим буде тиск  $p_2$ , а значить і  $p_{\text{вих}}$  і навпаки.

Рівняння підсилювача в статичному режимі можна одержати, якщо розв'язати систему рівнянь, два з яких є рівняннями витрати стиснутого повітря проточних камер Г і В, а третє рівняння виражає рівність сил на мембранному блоці. Цю систему можна записати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \alpha_1 (p_{\text{вих}} - p_1) &= \alpha_2 p_1; \\ \alpha_3 (p_{\text{вих}} - p_2) &= \alpha_4 p_2; \\ p_1 F &= p_2 (F - f), \end{aligned} \quad (8.16)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  — провідності відповідно дроселів 6, 8, 9 і 5;  $F$  і  $f$  — ефективна площа мембран.

Якщо розв'язати цю систему рівнянь, виключаючи з рівнянь  $p_1$  і  $p_2$ , то дістанемо

$$p_{\text{вих}} = k_p p_{\text{вих}}, \quad (8.17)$$

де  $k_p$  — коефіцієнт підсилювання пневматичного підсилювача,

$$k_p = \frac{F}{(F - f)} \frac{\alpha_1 (\alpha_3 + \alpha_4)}{\alpha_3 (\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (8.18)$$

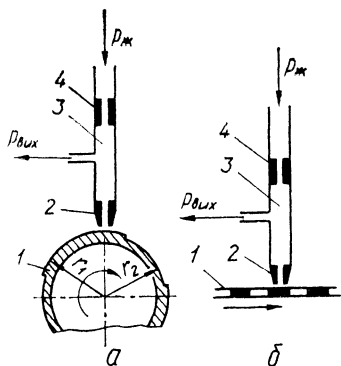


Рис. 8.10. Пневмоперетворювач дискретної дії:

а — з кодуєчим диском; б — з перфокартою (перфострічкою)

Аналізуючи залежність (8.18), легко побачити, що завдяки двом регульованим дроселям з провідностями  $\alpha_2$  і  $\alpha_4$  можна у широких межах змінювати коефіцієнт підсилення  $k_p$ , тобто  $1 > k_p > > 1$ . Із залежності (8.17) витікає, що розглянутий підсилювач здійснює пропорційний закон підсилення вхідного сигналу.

**Пневмопідсилювачі та перетворювачі дискретної дії.** Необхідність у них виникла в зв'язку з розвитком пневматичних дискретних систем автоматичного керування, де неможливо було застосувати безперервну форму пневматичних сигналів.

Пневмоперетворювачі дискретної дії поділяються на шифратори та дешифратори. Шифратори призначені для перетворення безперервного вхідного сигналу в дискретні вихідні сигнали, які зашифровані у відповідний код. В основу побудови таких шифраторів покладено застосування просторових носіїв коду, які створюють на різних ділянках своєї поверхні різні за величиною значення опору витіканню стиснутого повітря із вихідного сопла в атмосферу.

У ролі найпростіших носіїв коду можуть бути кодуєчі диски чи барабани різних радіусів зовнішньої поверхні на окремих ділянках, перфокарти чи перфострічки.

Найпростіший дискретний перетворювач (рис. 8.10, а) складається з кодуєчого диска 1, вихідного сопла 2 та постійного дроселя 4. Поверхня диска 1 та сопло 2 утворюють керований дросель, а простір між соплом 2 та постійним дроселем 4 утворює проточну камеру, тиск у якій залежить від відстані між соплом та поверхнею кодуєчого диска (радіусів  $r_1$  та  $r_2$ ). Стиснуте повітря подається у перетворювач через постійний дросель 4.

Поверхню кодуєчого диска виконано таким чином, що його окремі ділянки або прикривають сопло (поверхня радіуса  $r_1$ ), або залишають його вільним (поверхня радіуса  $r_2$ ).

У першому випадку в міждросельній камері 3 створюється максимальний тиск, умовно прийнятий за одиницю\* ( $P_{вих} = 1$ ), у другому — тиск у проточній камері різко падає та досягає значення, яке умовно позначається нулем ( $P_{вих} = 0$ ).

Таким чином, на виході перетворювача отримуємо комбінацію вихідних дискретних сигналів, рівних «0» та «1», що закодовані в

\* Тут і далі дискретні пневматичні сигнали позначаються  $P$ .

певному порядку відповідно з профілем зовнішньої поверхні кодуючого диска  $I$ .

Вхідним сигналом перетворювача є безперервне обертання кодуючого диска чи періодичне обертання на один крок.

Пневмоперетворювач, зображений на схемі 8.10, б, відрізняється від розглянутого вище тим, що в ролі просторового носія коду застосована перфокарта чи перфострічка, яка отримує безперервне чи крокове поступальне переміщення.

Працює перетворювач аналогічно розглянутому вище. Коли напроти сопла 2 з'являється непробита частина перфокарти чи перфострічки, то опір витіканню повітря з камери 3 через сопло 2 є максимальним, тиск у камері 3 теж максимальний і на виході з'являється сигнал  $P_{\text{вих}} = 1$ . Якщо навпроти сопла 2 є отвір —  $P_{\text{вих}} = 0$ .

Такі перетворювачі використовуються для здійснення струминного прочитування сигналів, що застосовується у пневматичних програмних задавальних пристроях, про що детальніше буде сказано далі.

Пневмоперетворювачі, зображені на рис. 8.10, є однорозрядними. У системах пневмоавтоматики, як правило, застосовуються багаторозрядні дискретні перетворювачі, що складаються з кількох однорозрядних.

У цьому випадку в ролі просторового носія використовуються не кодуючі диски, а кодуючі барабани, на поверхні яких нанесена необхідна кількість шифрувальних доріжок. На них розташовані виступи відповідно з прийнятним кодом та розрядністю пневмоперетворювача. Кожний з однорозрядних перетворювачів, що входять до складу багаторозрядних, прочитує інформацію з своєї шифрувальної доріжки кодуючого барабана. Оскільки подача стиснутого повітря до розглянутих вище підсилювачів здійснюється через постійні дроселі 4, які обмежують подачу повітря у міждросельну камеру 3, потужність їхнього вихідного сигналу незначна і потребує підсилення. У ролі підсилювачів потужності вихідного сигналу дискретних пневмоперетворювачів найчастіше застосовують мембранні підсилювачі релейного типу (рис. 8.11, а).

Підсилювач складається з камер  $A$ ,  $B$ ,  $B$ , розділених еластичними мембранами 2 і 4 з ефективними площами  $F$  та  $f$ , причому  $F > f$ . Жорсткі центри мембран зв'язані між собою втулкою 3. Вони є одночасно заслінками сосел 1 та 6. У камері  $B$  розміщена пружина 5, яка при відсутності вхідного сигналу притискує мембранний блок до сопла 1. Ефективна площа  $F$  мембрани 4 більша за ефективну площу  $f$  мембрани 2, що дозволяє зробити камеру  $B$  керуючою. Підсилювач настраюється на визначений поріг спрацювання (чутливості), величина якого залежить від жорсткості та натягу пружини 5 та від співвідношення ефективних площ мембран.

Стиснуте повітря під тиском  $p_{\text{ж}}$  підводиться до сопла 1. Вхідний дискретний сигнал  $P_{\text{вх}}$ , потужність якого належить посилити,

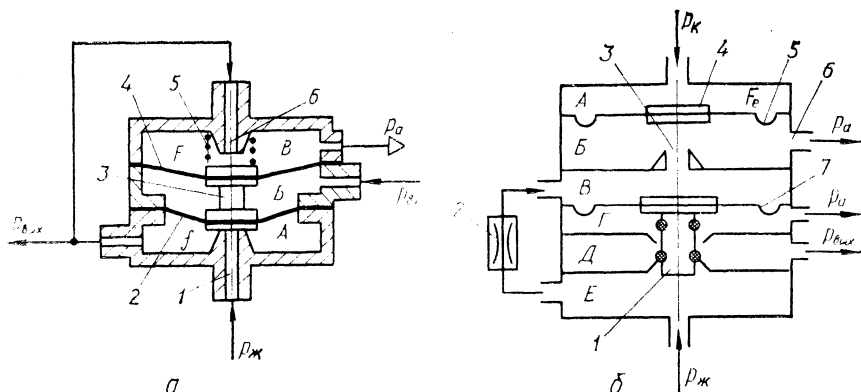


Рис. 8.11. Дискретні пневмопідсилювачі:

а — мембранний релейного типу; б — дискретний двохкаскадний підсилювач струминних сигналів

підводиться у камеру Б. Вихідна лінія підсилювача через сопло 6 та камеру В сполучена з атмосферою.

У нормальному стані, коли вхідний сигнал  $P_{вх}$  відсутній ( $P_{вх} = 0$ ), мембранний блок пружиною 5 притиснутий до сопла 1, при цьому сопло 1 закрито, а вихідна лінія через сопло 6 та камеру В сполучається з атмосферою. Тиск на виході  $P_{вих} = 0$ . Коли вхідний сигнал  $P_{вх}$ , який перевищує поріг спрацювання підсилювача, подається в камеру В, зусилля на мембранному блоці, яке спрямоване вгору ( $F > f$ ), перевищує зусилля пружини 5 і мембранний блок зміститься вгору, відкриваючи сопло 6. При цьому вихідна лінія підсилювача роз'єднується з камерою В та атмосферою і через сопло 1 з'єднується з лінією живлення. На виході підсилювача тиск стане рівним  $p_{ж}$ , що умовно приймається за одиницю, тобто  $P_{вих} = 1$ .

При знятті тиску вхідного сигналу ( $P_{вх} = 0$ ) мембранний блок під дією пружини 5 повертається у початкове положення, при цьому сопло 1 закривається, а вихідна лінія через сопло 6 та камеру В знову сполучається з атмосферою. Вихідний сигнал на виході знову стає рівним нулю, тобто  $P_{вих} = 0$ .

Таким чином, коли на вхід підсилювача подаються вхідні дискретні сигнали «0» та «1», то на виході отримуємо також дискретні сигнали «0» та «1», посилені за потужністю.

Коефіцієнт підсилення реле за потужністю може бути досить великим і залежить тільки від геометричних розмірів мембран, їхніх жорстких центрів та величини тиску  $p_{ж}$ .

Прикладом дискретних підсилювачів потужності може бути підсилювач ПФ67-21, призначений для підсилення дискретних пневматичних сигналів у пневматичних системах керування, збудованих на

струминних елементах (рис. 8.11, б). Підсилювач має два каскади підсилення: перший — підсилювач тиску, другий — підсилювач витрати повітря. Перший каскад підсилювача складається з глухої камери *A* та проточної камери *B* з постійним дроселем *б* на виході. Другий каскад складається з керуючої камери *B*, проточної *Г*, камери вихода *Д*, камери живлення *Е* та клапанного вузла *І*, з'єднаного з жорстким центром мембрани *7*.

Стиснуте повітря живлення до підсилювача підводиться через камеру *Е*. Через дросель *2* повітря поступає в керуючу камеру *В* і через сопло *3*, камеру *Б* та дросель *б* виходить в атмосферу. Під дією тиску повітря у камері *Е* клапанний вузол *І* підіймається, при цьому вихідна камера *Д* роз'єднується з камерою живлення *Е* та через камеру *Г* сполучається з атмосферою.

На виході підсилювача встановлюється тиск  $P_{\text{вих}}$ , що дорівнює атмосферному тиску  $p_a$ , а в камерах *Б* та *В* тиск визначається опором дроселів *2* і *б* та сопла *3*.

При подачі сигналу керування  $P_k$  в камеру *A* мембрана *5* під дією тиску та сили тяжіння жорсткого центра переміщується вниз, при цьому заслінка *4* перекриває сопло *3*. Керуюча камера *В* стає глухою камерою. Внаслідок подачі стиснутого повітря через дросель *2* в камеру *В* тиск у ній зростає, досягаючи величини, достатньої для переміщення клапанного вузла *І* вниз. При цьому вихідна камера *Д* роз'єднується з камерою *Г* та сполучається з камерою живлення *Е*. На виході підсилювача тиск становить  $p_{\text{ж}}$ , тобто  $P_{\text{вих}} = 1$ .

Підсилювач струминних сигналів забезпечує широкий діапазон зміни вихідного тиску  $P_{\text{вих}} = 0,14 \dots 0,63$  МПа, що дає можливість використовувати струминні системи керування у поєднанні з пневматичною апаратурою середнього та високого тиску. Вхідний тиск підсилювача також змінюється у широких межах:  $P_k = 0,6 \dots 5$  кПа.

Коефіцієнт підсилення першого каскаду підсилювача струминних сигналів визначається відношенням ефективних площ мембрани *5* та сопла *3*:

$$k_p = \frac{F_e}{f_c}, \quad (8.19)$$

де  $F_e = \frac{\pi}{12} [D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2]$ ;  $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ ;  $D_1$ ,  $d_1$  і  $d_c$  — діаметр закріплення мембрани, жорсткого центра та сопла відповідно. Для підсилювача ПФ67-21 максимальний коефіцієнт підсилення  $k_p = 870$ . Але для забезпечення надійної праці підсилювача рекомендується коефіцієнт  $k_p = 300 \dots 400$ .

## 8.4. Універсальна система елементів промислової пневмоавтоматики (УСЕППА)

За функціональним призначенням елементи УСЕППА можна розділити на три групи: безперервної дії, релейної дії та допоміжні.

Набір елементів системи УСЕППА є функціонально повним. Він містить у собі елементи, необхідні для побудови будь-якого пристрою безперервної дії, будь-якої релейної схеми і будь-якого керуючого пристрою безперервно-дискретної дії.

Елементи системи уніфіковані. Один і той же елемент може використовуватись багаторазово в одній схемі і в схемах різних приладів. Елементи являють собою закінчену конструкцію, кожен із них виконує конкретну елементарну функцію і має певну характеристику, тому при включенні елементів у схему ніяке додаткове налагодження їх не потрібне. Особливістю системи УСЕППА є те, що в її елементах максимально уніфіковані окремі деталі. Монтаж елементів у схемі проводиться на спеціальних пластинах-платах, у середині яких проходять всі комутаційні канали.

До групи елементів безперервної дії належать пневмоємкості, пневмоопори, підсилювачі, повторювачі.

Пневмоємкості застосовуються у двох варіантах: нерегульовані та регульовані. Нерегульовані (постійні) ємкості являють собою порожнистий циліндр, який обмежує об'єм  $V$  40 або 50  $\text{см}^3$  (рис. 8.12, а). Регульовані ємкості містять у собі сильфон, об'єм якого регулюється вручну і може змінюватись від 15 до 40  $\text{см}^3$  (рис. 8.12, б).

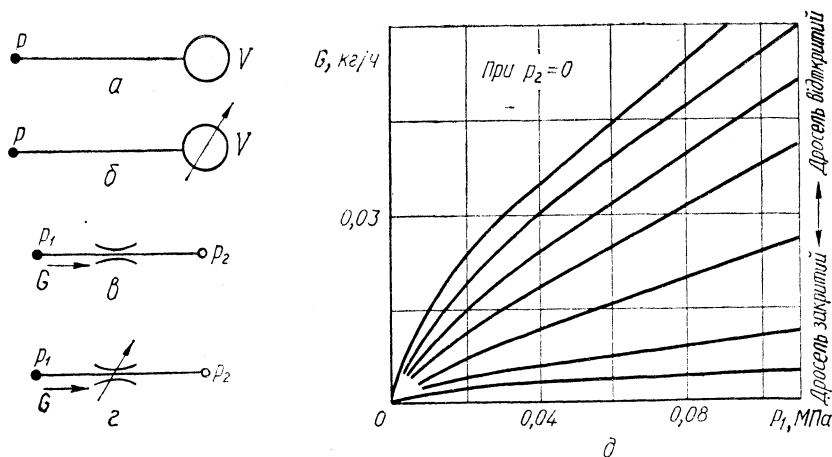


Рис. 8.12. Пневмоємкості (а, б) та пневмоопори (в, з). Витратні характеристики пневмоопорів (д)

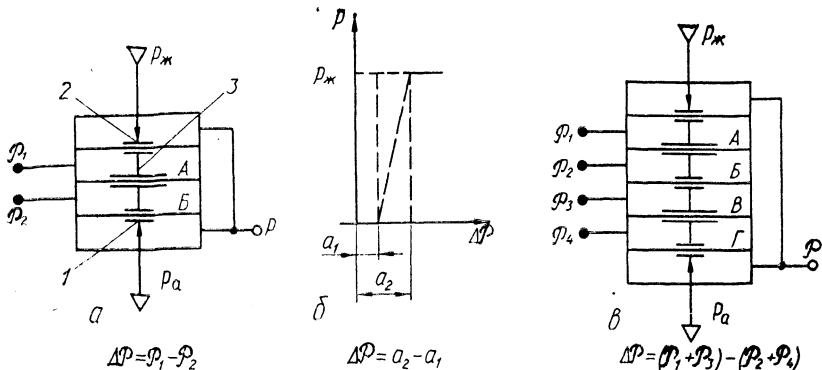


Рис. 8.13. Пневмопідсилювачі УСЕППА:

а — з двома входами; б — статична характеристика; в — з чотирма входами

Нерегульовані опори або постійні дроселі (рис. 8.12, в) являють собою капіляр діаметром 0,32 або 0,18 мм. Їх виготовляють як з фільтром, так і без нього.

Регульовані опори (рис. 8.12, г) являють собою спеціальну конструкцію, яка має робочу пару конус — конус, що дозволяє вручну змінювати (настроювати) опір дроселя. Витратні характеристики пневмопорів (рис. 8.12, д) у повному робочому діапазоні тиску є нелінійні, але у вузькому діапазоні тиску їх можна розглядати як лінійні.

Пневмопідсилювачі (елементи порівняння) призначені для порівняння безперервних пневматичних сигналів та одержання дискретних вихідних сигналів при їх неузгодженні. Вони випускаються у двох модифікаціях: з двома та чотирма входами (рис. 8.13).

Пневмопідсилювач з двома входами (рис. 8.13, а) складається з двох пар вузлів сопло — заслінка 1 і 2 та мембранного блоку з трьох мембран, жорсткі центри яких з'єднані між собою загальним штоком 3. Ефективна площа середньої мембрани більша, ніж ефективна площа крайніх мембран (на схемі умовно показаний більший діаметр жорсткого центра). Разом з корпусом мембрани утворюють дві глухі камери А і Б, в які подаються вхідні безперервні сигнали  $P_1$  і  $P_2^*$ . Вузол 1 сопло — заслінка сполучений з атмосферою, вузол 2 — з лінією живлення стиснутим повітрям. В системі УСЕППА прийнято стандартним тиск повітря  $p_{ж} = 0,14$  МПа. Як видно із схеми, вузли сопло — заслінка включені послідовно, утворюючи два перемінних опори 1 і 2 в лінії живлення — атмосфера, від співвідношення яких залежить рівень вихідного сигналу — тиск  $p$  в лінії, яка з'єднує обидва опори.

\* Тут і далі безперервні пневматичні сигнали позначаються  $P$ .

Оскільки торці мембранного блоку використовуються як заслінки, опір вузлів сопло — заслінка залежить від положення мембранного блоку, тобто від рівня вхідних сигналів  $\mathcal{P}_1$  і  $\mathcal{P}_2$  (їхнього неузгодження  $\Delta\mathcal{P}$ ).

У зв'язку з тим що ефективна площа середньої мембрани більша за ефективну площу крайніх мембран, збільшення вхідного сигналу  $\mathcal{P}_2$  у порівнянні з сигналом  $\mathcal{P}_1$  викликає збільшення зусилля, яке діє на мембранний блок вгору, збільшення опору керованого дроселя 2 і одночасно зменшення опору дроселя 1.

Внаслідок цього мембранний блок переміщається вгору, прикриває сопло 2, яке з'єднує вихід з лінією живлення, і відкриває сопло 1, що сполучає вихід підсилювача з атмосферою.

На виході встановлюється тиск, рівний нулю, тобто вихідний сигнал  $P = 0$ .

Збільшення вхідного сигналу  $\mathcal{P}_1$  по відношенню до сигналу  $\mathcal{P}_2$  призводить до переміщення мембранного блоку вниз, при цьому закривається сопло 1 і відкривається сопло 2. Вихід підсилювача з'єднується з лінією живлення. На виході встановлюється тиск, рівний вхідному  $P_{\text{вих}} = p_{\text{ж}}$ , умовно прийнятий за одиничний. Таким чином, у підсилювачі встановлюється однозначна відповідність між вихідним  $\mathcal{P}$  і значеннями вхідних сигналів  $\mathcal{P}_1$  і  $\mathcal{P}_2$  (рис. 8.13, в).

Пневмопідсилювач з чотирма входами працює аналогічно. На відміну від розглянутого, він має мембранний блок, який складається з п'яти мембран, що утворюють разом з корпусом чотири глухі камери А, Б, В і Г, в які подаються вхідні сигнали.

Пневмоповторювачі призначені для видачі пневматичного сигналу, що дорівнює або близький за тиском до вхідного. Використовуються вони в чотирьох варіантах: малопотужні повторювачі без зміщення і зі зміщенням характеристики, грубий і точний потужні повторювачі. Малопотужні повторювачі (рис. 8.14, а, б) складаються з двох камер А і Б, відокремлених одна від одної гнучкою мембраною

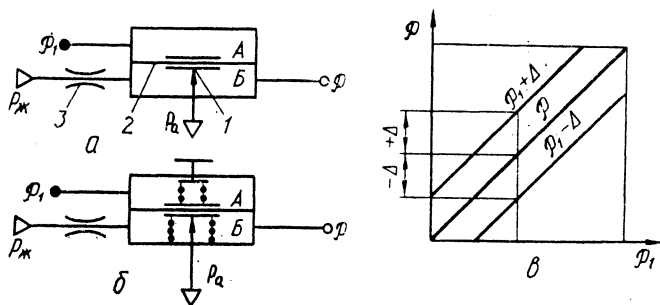


Рис. 8.14. Пневмоповторювачі УСЕППА з характеристиками:  
а — без зміщення; б — зі зміщенням; в — статична

ною 2. Жорсткий центр мембрани служить заслінкою сопла 1, яке має вихід в атмосферу. Вхідний сигнал  $\mathcal{P}_1$  подається в глуху камеру А. Стиснуте повітря подається через постійний дросель 3 у проточну камеру Б.

При зміні вхідного сигналу  $\mathcal{P}_1$  рівновага мембрани порушується, мембрана переміщається відносно сопла 1, змінюючи його опір, що збільшує або зменшує вихід стиснутого повітря з проточної камери Б в атмосферу, внаслідок чого змінюється тиск у камері Б. Це буде відбуватись до того часу, поки тиск у камері Б не буде дорівнювати тискові у камері А.

Такий елемент виконує операцію  $\mathcal{P} = \mathcal{P}_1$  з похибкою 0,25 %. Його статична характеристика (рис. 8.14, а) може бути без зміщення або із зміщенням на величину  $\Delta$ . Для зміщення характеристики у схему повторювача вводять дві пружини, одна з яких регулюється (рис. 8.14, б). В цьому випадку елемент виконує операцію  $\mathcal{P} = \mathcal{P}_1 \pm \Delta$ , причому, якщо зусилля верхньої (регульованої) пружини більше, ніж зусилля нижньої, виконується операція  $\mathcal{P} = \mathcal{P}_1 + \Delta$ , у протилежному випадку — операція  $\mathcal{P} = \mathcal{P}_1 - \Delta$  відповідно до статичної характеристики, наведеної на рис. 8.14, в.

Потужні повторювачі призначені для підсилення потужності вихідних сигналів при їх передачі по довгих лініях зв'язку [30].

До групи елементів релейної дії входять пневматичні реле та пневматичні подвоєні зворотні клапани. Вони являють собою логічні елементи, призначені для виконання елементарних логічних операцій з дискретними сигналами в системах автоматичного керування.

Схема пневмореле співпадає зі схемою розглянутого раніше двовходового підсилювача, але ці елементи мають суттєву конструктивну різницю, а також відрізняються способом з'єднання у схеми і статичними характеристиками. Якщо статична характеристика підсилювача має обмеження на ширину зони спрацювання  $\Delta\mathcal{P}$  (рис. 8.13, в) і на її розміщення відносно початку координат, то для пневмореле таких обмежень немає. Проте обов'язкова вимога петлеподібного протікання процесу спрацювання реле (петлеподібної характеристики), недопустимі значення вихідного тиску, що помітно відмінні від нуля або тиску живлення. Для використання цієї умови у пневмореле створюється позитивний зворотний зв'язок шляхом об'єднання виводів 1 і 6 у загальну лінію і сполучення камери Г з атмосферою (рис. 8.15, а) через вихід 3.

Як і підсилювач на два входи, пневмореле складається з двох вузлів 2 і 5 типу сопло — заслінка і трьохмембранного блока, причому ефективна площа середньої мембрани більша за ефективну площу крайніх мембран. Жорсткі центри мембран з'єднані загальним штоком 4, а торці жорстких центрів крайніх мембран є одночасно заслінками сопл.

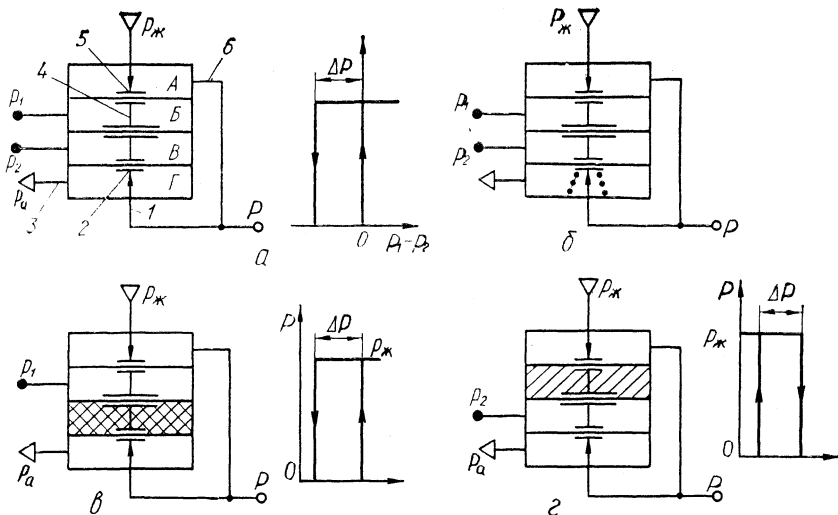


Рис. 8.15. Пневматичні реле УСЕППА з характеристиками:

*a* — схема трьохмембранного реле; *б* — реле з пружиною; *в* — із 70 % підпоном; *г* — із 30 % підпоном

Мембранний блок разом з корпусом утворює чотири пневматичних камери, дві з яких — *A* та *Г* — проточні, а дві — *Б* і *В* — глухі. Камера *Г* через вихід *3* може сполучатись з атмосферою, а камера *A* через сопло — з лінією живлення. Дискретні пневматичні сигнали  $P_1$  і  $P_2$  підводяться до глухих камер *Б* і *В*, які, завдяки різниці ефективних площ мембран, що обмежують камери, є керуючими. При подачі дискретних керуючих сигналів  $P_1$  і  $P_2$  у камери *Б* і *В* сумарне зусилля на мембранному блоці буде скероване вниз, якщо  $P_1 > P_2$  і викличе закриття сопла *2* і відкриття сопла *5*. При цьому лінія виходу роз'єднується з атмосферою і через вихід *б*, камеру *A* і сопло *5* сполучається з лінією живлення. На вихід реле поступить сигнал  $P = p_{ж}$ , умовно прийнятий за «1», тобто на виході буде дискретний сигнал  $P = 1$ . При подачі дискретних керуючих сигналів  $P_2 > P_1$  сумарне зусилля на мембранному блоці буде скероване вгору, що зумовить переміщення блока в цьому ж напрямі і закриття сопла *2*. При цьому вихід реле роз'єднується з лінією живлення і через сопло *2*, камеру *Г* і вихідну лінію *3* сполучається з атмосферою. На виході реле буде дискретний сигнал  $P = 0$ .

Рівність вхідних дискретних сигналів приводить до неробото-спроможної схеми, оскільки при  $P_1 = P_2$   $\Delta P = 0$ , а такому значенню  $\Delta P$  за статичною характеристикою відповідає невизначене значення вихідної дискретної змінної  $P$ .

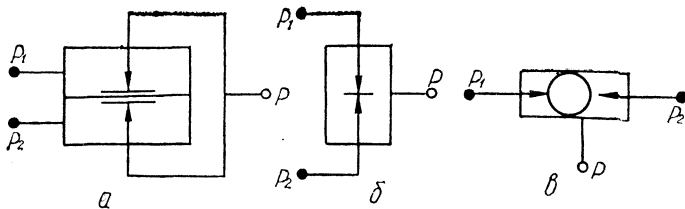


Рис. 8.16. Пневматичні здвоєні зворотні клапани УСЕППА:  
*a* — із закріпленою мембраною; *б* — із вільнолежачою мембраною; *в* — із шариком

Щоб уникнути цього, в реальних схемах вхідну дискретну змінну підводять лише до однієї з глухих камер *Б* або *В*. В другу камеру підводиться підпір за допомогою стиснутого повітря, величина тиску якого становить  $0,3$  або  $0,7p_{ж}$  залежно від схеми включення реле. Якщо дією підпору перекривається сопло *5*, яке з'єднує вихідну лінію реле з лінією живлення, підпір вибирається  $0,7p_{ж}$  і на схемах позначається умовно подвійною штриховкою. Якщо під дією підпору перекривається сопло *2*, що з'єднує вихідну лінію реле з атмосферою, то підпір дорівнює  $0,3p_{ж}$  і позначається на схемах одинарною штриховкою (рис. 8.15, *в*, *з*).

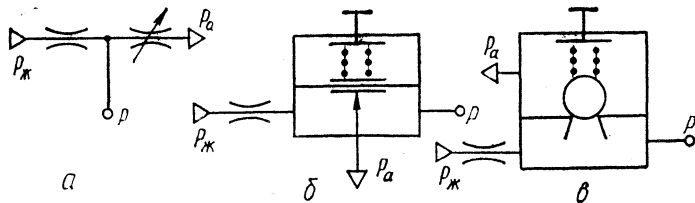
Функції підпору може виконувати пружина (рис. 8.15, *б*). У такому пневмореле обидва виводи з глухих камер можна використовувати для комутації з джерелом дискретних сигналів. Релейна характеристика пневмореле з пружиною аналогічна характеристиці пневмореле з  $70\%$  підпором. Як зазначалось вище, в групу елементів релейної дії окрім пневмореле входять здвоєні зворотні пневмоклапани. Вони виконуються в чотирьох модифікаціях: із закріпленою мембраною, з вільнолежачою мембраною, з шариком і з двома закріпленими мембранами і використовуються у схемах як самостійні елементи. Схеми здвоєних зворотних пневмоклапанів (рис. 8.16) виконують логічну операцію АБО, оскільки при подачі хоч би на один із входів клапана одного дискретного сигналу  $P_1$  або  $P_2$ , на його виході також дістаємо дискретний сигнал  $P$ .

До групи допоміжних елементів УСЕППА належать елементи органів керування, перетворювачі, елементи виконавчих органів.

Органами керування в УСЕППА є задатчики, пневмокнопки і пневмогумблери.

Задатчики призначені для формування сигналів певного рівня. Вони бувають трьох типів: дросельні, мембранні та шарикові (рис. 8.17).

Дросельний задатчик — це пневматична проточна камера з постійним опором на вході та регульованим на виході (рис. 8.17, *а*). Рівень вихідного сигналу  $P$  визначається співвідношенням провіднос-



**Рис. 8.17. Пневматичні задатчики:**  
 а — дросельний; б — мембранний; в — шариковий

ті вхідного та вихідного дроселів і залежить від регулювання дроселя, який має вихід в атмосферу.

Мембранний задатчик (рис. 8.17, б) складається з двох камер, розділених гнучкою мембраною, жорсткий центр якої служить заслінкою випускного сопла, що має вихід в атмосферу. Задатчик має також проточну камеру, на вході в яку встановлено постійний дросель, а вихід стиснутого повітря з неї здійснюється через керований дросель типу сопло — заслінка. Установка завдання (заданого рівня сигналу) відбувається за допомогою настройкового гвинта, обертанням якого змінюється натяг пружини, що діє на жорсткий центр мембрани. Із збільшенням натягу пружини заслінка наближається до сопла, викликає зростання опору керованого дроселя, а тим самим — збільшення тиску в проточній камері і на виході задатчика.

Задатчик працює за принципом компенсації зусилля, і рівновага мембрани настає лише тоді, коли зусилля тиску повітря, що діє з боку проточної камери, зрівнює зусилля натягу пружини. Тобто проточна камера є слідкуючою. За цим же принципом працює шариковий задатчик (рис. 8.17, в).

На відміну від мембранного задатчика роль регульованого дроселя гут виконує шариковий елемент. Притискується шарик до сідла пружиною, зусилля якої регулюється гвинтом. Як і в розглянутих вище випадках, величина вихідного тиску  $P$  тут залежить від співвідношення опорів постійного дроселя, встановленого на вході, та регулюючого дроселя, встановленого на виході в атмосферу.

Всі ці задатчики мають малу вихідну потужність і призначені для внутрішньохемного застосування, наприклад для подачі стиснутого повітря у глухі камери (створення підпору). Похибка цих задатчиків не перебільшує  $\pm 0,5\%$ .

Для одержання потужних вихідних сигналів використовуються потужні задатчики П23Д.4, призначені для установки будь-якого стабільного пневматичного сигналу в діапазоні тисків 0,02... 0,1 МПа [30].

До органів керування в системі УСЕППА, як уже відмічалось, належать також пневмокнопки і пневмотумблери (рис. 8.18). Вони

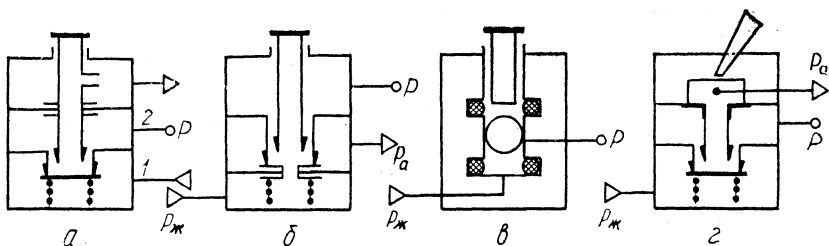


Рис. 8.18. Пневмокнопки (а—в) та пневмотумблери (г)

призначені для ручної подачі командних сигналів у схемах пневмоавтоматики і виконуються двох типів: розімкнуті та замкнуті.

Розімкнута пневмокнопка (рис. 8.18, а) призначена для короткочасної подачі стиснутого повітря у схему після кнопки. Повітря підведено через штуцер 1 у камеру, закриту пневмоконтактом типу сспло — заслінка. В нормальному стані (при ненажатій кнопці) лінія виходу 2 через отвір всередині стержня сполучається з атмосферою і на виході кнопки тиск  $P = 0$ . При нажатій кнопці стержень опускається, відкриває пневмоконтакт сопло — заслінка і лінія живлення 1 сполучається з лінією виходу 2. На виході кнопки з'являється вихідний сигнал  $P = p_{ж}$ , умовно прийнятий за «1». Нормально замкнуті кнопки (рис. 8.18, б, в) у вільному стані при ненажатій кнопці дають на виході тиск  $P = p_{ж}$ , а коли нажимаємо кнопку — атмосферний тиск. Принцип дії цих кнопок зрозумілий із схеми. Дія пневмотумблера (рис. 8.18, г) аналогічна дії нормально розімкнutoї пневмокнопки (рис. 8.18, а).

Пневмоперетворювачі в системі УСЕППА використовуються трьох видів: пневмоелектричні, електро- і механопневматичні.

Пневмоелектричні перетворювачі (рис. 8.19, а) призначені для перетворення пневматичного дискретного сигналу в електричний дискретний сигнал. Пневмоелектричний перетворювач складається з двох секцій, мембрани і перемикача. Дискретний пневматичний сигнал  $P_1$ , який подається на вхід перетворювача, переміщує вверх підпружинену мембрану, яка за допомогою штовхача розмикає нормально замкнений контакт і замикає нормально розімкнений контакт перемикача електричного струму. Коли знімається дискретний сигнал  $P_1$ , пружина відводить мембрану і повертає контактну пластину перемикача у вихідне положення.

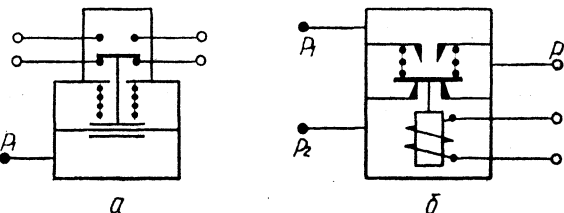


Рис. 8.19. Пневмоперетворювачі:

а — пневмоелектричний; б — електропневматичний

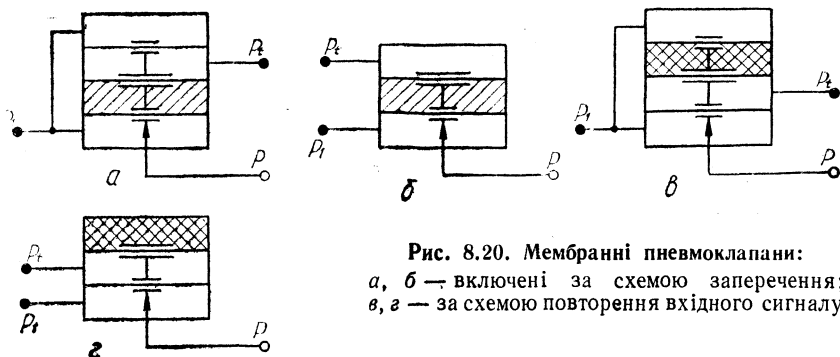


Рис. 8.20. Мембранні пневмоклапани:  
*а, б* — включені за схемою заперечення;  
*в, г* — за схемою повторення вхідного сигналу

Електропневматичний перетворювач (рис. 8.19, б) перетворює електричний дискретний сигнал постійного струму в пневматичний дискретний сигнал. Він складається з двохконтактного клапана і електромагніту, якір якого з'єднаний із заслінкою. При подачі напруги на котушку електромагніту заслінка переміщається між двома соплами, відкриваючи одне з них і закриваючи друге, і з'єднує або роз'єднує вихідну лінію перетворювача з лінією дискретних вхідних сигналів  $P_1$  або  $P_2$ .

Механопневматичний дискретний перетворювач (кінцевий перемикач) являє собою поєднання двохконтактного вузла (пневмокнопки) і механічного штовхача.

Елементами виконавчих органів УСЕППА є мембранні клапани (рис. 8.20), призначені для замикання і розмикання пневматичних ліній. Роль пневмоконтакту у клапанах виконує вузол сопло — заслінка. Замикання і розмикання пневмоконтакту здійснюється, коли подається дискретний керуючий сигнал  $P_t$ . При необхідності клапани можуть бути ввімкнені за схемою заперечення (рис. 8.20, *а, б*) або повторення (рис. 8.20, *в, г*) керуючого сигналу  $P_t$ , тобто реалізувати операції  $P = \bar{P}_t$  або  $P = P_t$ .

На виході клапана з'являється сигнал  $P = 1$ : у першому випадку, якщо подається керуючий сигнал  $P_t = 0$ , у другому — при керуючому сигналі  $P_t = 1$ .

Дійсно, у клапанах, які включені за схемою заперечення (рис. 8.20, *а, б*), при керуючому сигналі  $P_t = 0$  мембранний блок під дією тиску підпору знаходиться у верхньому положенні, сопло пневмоконтакту, з'єднане з вихідною лінією клапана, відкрите, і на вихід поступає сигнал  $P = P_1 = 1$ . Якщо подається керуючий сигнал  $P_t = 1$ , то під дією тиску повітря в глухих керуючих камерах, до яких подаються сигнали  $P_t$ , мембранний блок переміщається вниз, сопло контакту, зв'язане з вихідною лінією клапана, перекривається жорстким центром мембранного блоку і лінія виходу відокремлюється від лінії вхідного сигналу  $P_1$ .

У клапанах, які вмикаються за схемами повторення (рис. 8.20, *в, г*), камери підпору і керуючі камери помінялись місцями, що привело до зворотного спрацювання, тобто при  $P_t = 1$  мембранний блок переміщується вгору і на вихід поступає сигнал  $P = P_1 = 1$ . При  $P_t = 0$  під дією підпору мембранний блок переміщується вниз, перекидаючи сопло вихідної лінії і роз'єднуючи вихідну лінію, клапан і лінію вхідного сигналу  $P_1$ .

Крім розглянутих елементів, у систему УСЕППА входить фільтр, призначений для місцевої очистки повітря, яке подається у прилади живлення, вентиль для ручного замикання і розмикання потужної лінії зв'язку, індикатори для контролю наявності або відсутності пневмосигналів, що встановлені на панелях щитів або пультів керування.

Як уже відмічалось, монтаж елементів УСЕППА проводиться на спеціальних платах, всередині яких проходять усі міжелементні комунікації. Плата одночасно є і панеллю для елементів. Такий спосіб монтажу елементів близький до друкованого монтажу, що застосовується у електроніці. Він став можливим завдяки тому, що елементи УСЕППА конструктивно виконані таким чином, що всі їхні виводи знаходяться з того боку, яким елемент приєднується до плати.

Застосовують два способи приєднання елементів до плати. За першим способом (рис. 8.21, *а*) як кріпильні елементи використовуються порожнисті трубки 5 з радіальними отворами і заглушки 1. Порожністі трубки 5 вгвинчуються у гнізда елемента 4. Проходячи через свердління у платі 3, вони своїми радіальними отворами з'єднують відповідні камери елемента з комунікаційними каналами плати. Герметичність з'єднання забезпечується гумовими прокладками 2. Такий спосіб монтажу зручний, якщо у схемі необхідно періодично контролювати тиск в окремих її точках. Для цього достатньо заглушку 1

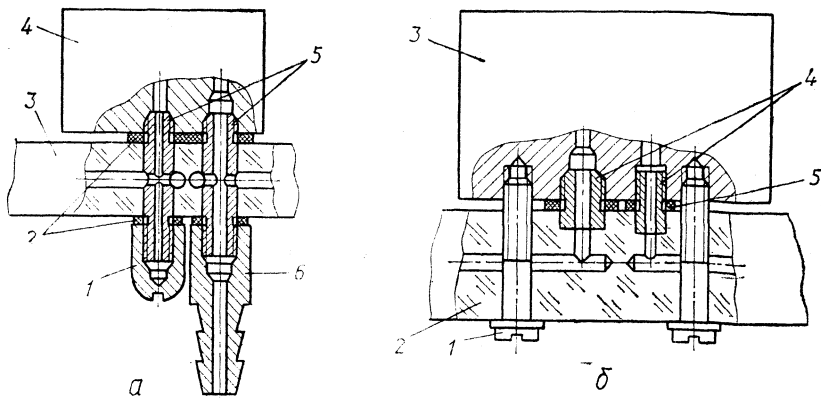


Рис. 8.21. Схеми монтажу елементів УСЕППА на платах

замінити штуцером 6 і приєднати до нього манометр. Якщо такої необхідності немає, використовують інший спосіб монтажу (рис. 8.21, б), згідно з яким монтажна плата з'єднується з елементами гвинтами 1, а для комутації елемента 3 з платою 2 застосовують короткі трубки 4, які мають значно менший опір, ніж довгі. Як і в першому випадку, герметичність з'єднання тут забезпечується гумовими прокладками 5. Плати виготовляють із оргскла, а комунікаційні канали можуть бути виконані фрезеруванням, штампуванням, травленням чи фото-способом (при великосерійному і масовому виробництві), тобто можуть бути виготовлені друкарським способом, що полегшує збирання і створює зручність в експлуатації, підвищує надійність і економічність приладів.

**Вузли дискретної дії.** Використовуючи апаратуру УСЕППА, можна створити типові вузли безперервної, дискретної та безперервно-дискретної дії, які часто зустрічаються у пневматичних схемах різної складності.

Вузли безперервної дії здійснюють алгебраїчні та часові операції, а також генерування безперервних лінійних пневматичних сигналів. До алгебраїчних операцій, виконання яких можливе на апаратурі УСЕППА, належать операції одержання суми та множення величини на постійний коефіцієнт, який може змінюватися у широких межах.

Часові операції, що виконуються пристроями безперервної дії спеціально організованими інерційними ланками, мають пневмоємність та пневмоопір, робота яких описується диференційними рівняннями. До часових операцій належать інтегрування та диференціювання пневматичних сигналів, операції випередження, генерування безперервних лінійно зростаючого та лінійно спадаючого сигналів. З принциповими схемами та роботою цих вузлів можливо детально ознайомитись в літературі [30].

Вузли дискретної дії призначені для здійснення логічних операцій та вирішення задач релейної техніки. Незалежно від способу реалізації їх принцип дії вузлів може бути описаний з використанням положень математичної логіки та теорії кінцевих автоматів.

У дискретній техніці застосовуються двозначні логічні функції, в яких аргументи та функції мають лише два значення: 0 та 1, при цьому 0 у системах УСЕППА відповідає нульовий тиск, а 1 — тиск у межах 0,08...0,14 МПа.

Головним елементом релейної техніки в системах УСЕППА є трьохмембранне пневматичне реле, принцип дії якого був уже розглянутий.

Різні схеми вмикання пневмореле дозволяють реалізувати головні логічні операції: заперечення (НЕ), диз'юнкцію (АБО) та кон'юнкцію (І). Набір логічних операторів, що виконують ці операції, є функціонально повним. На його базі можна створити релейні схеми будь-

якої складності. Можливості пневмореле на цьому не вичерпуються, бо на ньому також реалізуються операції повторення, заборонення імплікації, рівнозначності та нерівнозначності, заперечення диз'юнкції (стрілка Пірса), заперечення кон'юнкції (штрих Шеффера), а також можна створити елементи запам'ятовування та затримки пневматичних дискретних сигналів, тригери з лічильним та роздільними входами та інші елементи, які дають можливість будувати різноманітні одно- та багатотактні релейні схеми.

Розглянемо схеми виконання окремих логічних операцій на пневмореле з підпором.

Операція заперечення (НЕ) — це така логічна функція, при якій вихідний дискретний сигнал  $P$  завжди є протилежним вхідному сигналу  $P_1$ , тобто  $P = \overline{P_1}$  (рис. 8.22, а). Виконується ця операція на пневмореле так. Вхідний дискретний сигнал  $P_1$  підводиться до камери  $B$  трьохмембранного реле. Підпір, який становить 0,3 тиску в пневмолінії, що живить систему, заведений у камеру  $B$ . Вихідна лінія реле з'єднана з камерою  $A$ , а через нижнє сопло — з камерою  $\Gamma$ . Якщо вхідний сигнал  $P_1 = 0$ , то, зважаючи на те, що ефективна площа середньої мембрани більша за ефективні площі крайніх мембран, зусилля, що виникає під тиском підпору на мембранному блоці, спрямоване вниз. Як наслідок цього мембранний блок зміщується у тому ж напрямку і торець жорсткого центра, який є заслінкою, перекриває нижнє сопло і вихід реле відокремлюється від атмосфери. Одночасно відкривається верхнє сопло і стиснуте повітря з лінії живлення через верхнє сопло, камеру  $A$  та лінію зворотного зв'язку надходить на вихід, де встановлюється вихідний сигнал  $P = 1$ . Якщо вихідний сигнал  $P_1 = 1$ , то його дія на мембрани, спрямована вверх, перевищує дію підпору, внаслідок чого мембранний блок піднімається вверх, закриває верхнє та відкриває нижнє сопло. При цьому лінія виходу відокремлюється від лінії живлення і через нижнє сопло та камеру  $\Gamma$  сполучається з атмосферою. На виході реле встановлюється дискретний сигнал  $P = 0$ . Відповідність стану виходу  $P$  реле певним станам входу  $P_1$  для розглянутої схеми заперечення зображено в таблиці (рис. 8.22, а).

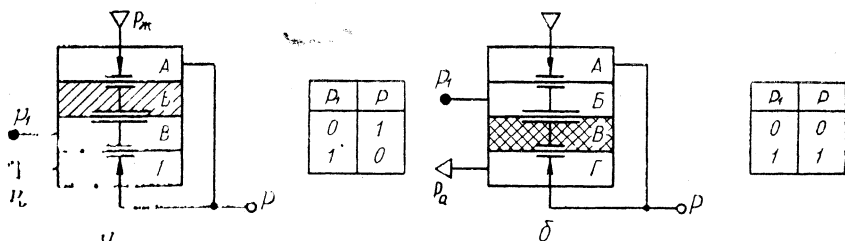


Рис. 8.22. Схеми виконання логічних операцій на пневмореле: а — заперечення (НЕ), б — повторення (ТАК)

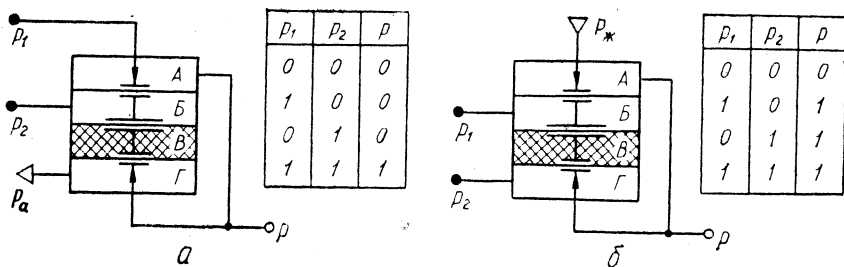


Рис. 8.23. Схеми виконання логічних операцій:  
 а — І (кон'юнкція); б — АБО (диз'юнкція)

Для використання операції повторення ТАК на трьохмембранно-му реле камера підпору та камера вхідного сигналу  $P_1$  міняються місцями (рис. 8.22, б).

Якщо вхідний сигнал  $P_1 = 0$ , то під дією підпору, заведеного в камеру  $B$  реле, мембранний блок зміщується вгору, закриває верхнє сопло та роз'єднує вихід реле і лінію живлення. Одночасно відкривається нижнє сопло і тоді вихідна лінія реле через це сопло та камеру  $\Gamma$  сполучається з атмосферою. На виході реле встановлюється дискретний сигнал  $P = 0$ .

При значенні вхідного сигналу  $P_1 = 1$  під дією тиску, створеного цим сигналом у камері  $B$ , мембранний блок переміститься вниз, переборюючи зусилля, створене підпором. При цьому лінія виходу від'єднується від атмосфери та через верхнє сопло з'єднується з лінією живлення. На виході утворюється дискретний пневматичний сигнал  $P = 1$ . Отже, вихідний сигнал завжди повторює значення вхідного сигналу, тобто схема реалізує операцію  $P = P_1$ .

Розглянуті вище логічні операції являють собою функції однієї незалежної дискретної змінної, що реалізуються одноходовими схемами.

Логічні операції кон'юнкція, диз'юнкція, заборона, імплікація та інші є функціями двох незалежних дискретних змінних, що реалізуються двохходовими схемами на одному чи двох пневмореле з підпором.

Логічна операція І (кон'юнкція) — це така логічна функція двох незалежних дискретних вхідних сигналів  $P_1$  та  $P_2$ , яка дає вихідний дискретний сигнал  $P = 1$  тільки в тому разі, якщо кожний із вхідних сигналів  $P_1$  і  $P_2$  дорівнює одиниці. В усіх інших сполученнях значень цих сигналів вихідний сигнал  $P = 0$ . Кон'юнкцію називають операцією логічного множення і записують у вигляді рівнянь  $P = P_1 P_2$  чи  $P = P_1 \wedge P_2$ .

Схема реалізації цієї операції на пневмореле з підпором (рис. 8.23, а) працює так. При вхідних сигналах  $P_1 = P_2 = 0$  під

дією підпору, заведеного в камеру  $B$ , реле мембранного блоку завдяки різним величинам ефективних площ середньої та нижньої мембран переїщується вверх, закриваючи верхнє та відкриваючи нижнє сопло. При цьому вихідна лінія реле через нижнє сопло та камеру  $\Gamma$  з'єднується з атмосферою і на виході реле формується сигнал  $P = 0$ .

Якщо сигнал  $P_1 = 1$ , а сигнал  $P_2 = 0$ , то стан виходу  $P$  не змінюється, бо мембранний блок залишається у верхньому положенні, а вихідна лінія реле з'єднана з атмосферою і сигнал  $P_1 = 1$  не може поступити на вихід, тому що верхнє сопло залишається закритим. При вхідних сигналах  $P_1 = 0$  та  $P_2 = 1$  під дією тиску  $P_2$ , заведеного в камеру  $B$ , мембранний блок переміщається вниз, закриваючи нижнє та відкриваючи верхнє сопло. При цьому вихідна лінія реле роз'єднується з атмосферою і через камеру  $A$  та верхнє сопло з'єднується з лінією вхідного сигналу  $P_1$ . Але оскільки сигнал  $P_1 = 0$ , то і на виході реле вихідний сигнал буде  $P = 0$ .

Якщо значення вхідних сигналів  $P_1 = P_2 = 1$ , то мембранний блок під дією тиску  $P_2$  утримується у нижньому положенні, а сигнал  $P_1 = 1$  через відкрите сопло та камеру  $A$  проходить на вихід, формуючи вихідний сигнал  $P = 1$ . Значення вихідного сигналу  $P$  при різних комбінаціях вхідних сигналів  $P_1$  та  $P_2$  відображено таблицею станів на малюнку 8.23, *a*.

Розглянута схема операції «кон'юнкція» є пасивною, бо вихідний сигнал формується за рахунок вхідних сигналів, а не за рахунок тиску повітря, що надходить з лінії живлення.

Логічна операція АБО — диз'юнкція — являє собою таку логічну функцію двох незалежних дискретних вхідних сигналів  $P_1$  та  $P_2$ , яка дає вихідний сигнал  $P = 1$ , коли хоча б один із сигналів  $P_1$  чи  $P_2$  (чи обидва вхідні сигнали) дорівнює одиниці. У випадку, коли обидва вхідні сигнали дорівнюють 0, вихідний сигнал  $P$  також дорівнює нулю.

Схема реалізації цієї операції на пневмореле з підпором (рис. 8.23, *б*) діє так. При значеннях вхідних сигналів  $P_1 = P_2 = 0$  мембранний блок реле під дією підпору, заведеного в камеру  $B$ , знаходиться у верхньому положенні. При цьому верхнє сопло закрите, нижнє — відкрите.

Вихідна лінія реле через нижнє сопло та камеру  $\Gamma$  з'єднана з лінією вхідного сигналу  $P_2$ , а оскільки  $P_2 = 0$ , то і на виході реле формується вихідний сигнал  $P = 0$ .

При вхідних сигналах  $P_1 = 1$  і  $P_2 = 0$  мембранний блок під дією тиску сигналу  $P_1$ , заведеного в камеру  $B$ , переміщається вниз, переміщуючи зусилля підпору. При цьому відкривається верхнє і закривається нижнє сопло.

Вихідна лінія реле з'єднується через камеру  $A$  та верхнє сопло з лінією живлення і на виході формується сигнал  $P = 1$ .

При вхідних сигналах  $P_1 = 0$  та  $P_2 = 1$  мембранний блок під дією тиску підпору переміщується вгору, закриваючи верхнє та відкриваючи нижнє сопло. Вихідна лінія через нижнє сопло та камеру  $\Gamma$  з'єднується з лінією вхідного сигналу  $P_2$ , а оскільки сигнал  $P_2 = 1$ , то і на виході формується сигнал  $P = 1$ .

Якщо обидва вхідні сигнали  $P_1 = P_2 = 1$ , мембранний блок знаходиться у нижньому положенні, верхнє сопло відкрите, а вихідна лінія реле з'єднується з лінією живлення. На виході за рахунок тиску живлення формується сигнал  $P = 1$ . Значення вихідного сигналу  $P$  при різних комбінаціях вхідних сигналів  $P_1$  та  $P_2$  відображено таблицею станів на рис. 8.23, б.

Диз'юнкцію двох незалежних змінних величин можливо виконати повністю і пасивним способом, при якому рівень вихідних сигналів (0 та 1) формується за рахунок комутації лінії виходу з однією з ліній входу. З цією метою застосовуються здвоєні зворотні клапани — елементи АБО (рис. 8.16).

Операцію диз'юнкції називають операцією логічного додавання і записують у такому вигляді:  $P = P_1 + P_2$  чи  $P = P_1 \vee P_2$ .

При створенні релейних схем часто виникає необхідність в операторах, які б виконували операції заперечення кон'юнкції НЕ І (штрих Шефера) та заперечення диз'юнкції НЕ АБО (стрілка Пірса). Ці операції також реалізуються на трьохмембранному реле з підпором.

Із схем логічних операцій НЕ І (заперечення кон'юнкції) та НЕ АБО (заперечення диз'юнкції) та таблиць станів (рис. 8.24, а та

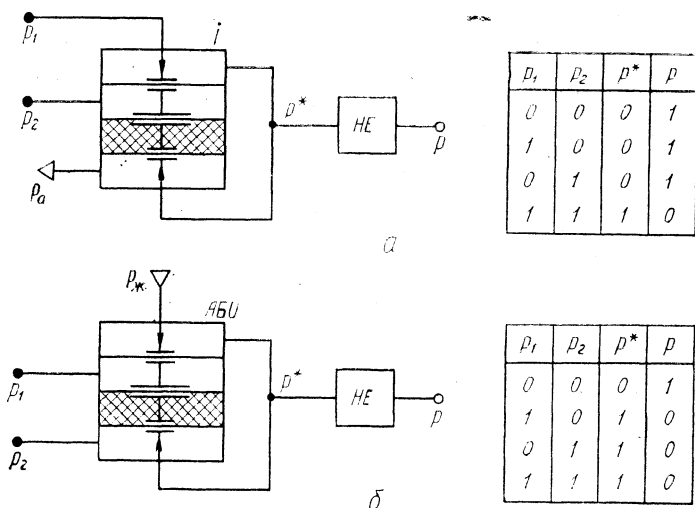


Рис. 8.24. Схеми виконання логічних операцій:

а — НЕ І (заперечення кон'юнкції); б — НЕ АБО (заперечення диз'юнкції)

8.24, б) видно, що якщо вихід елементів, які виконують операції І та АБО, завести як вхід до інвертора (елемента НЕ), то на виході схеми отримаємо вихідний сигнал  $P$ , протилежний (інверсний) сигналу  $P^*$ , що був на виході елементів І і АБО. Отже, ці схеми виконують логічні операції НЕ І ( $P = \overline{P_1 P_2}$ ) та НЕ АБО ( $P = \overline{P_1 + P_2}$ ), тобто заперечення кон'юнкції та заперечення диз'юнкції.

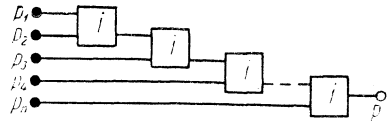


Рис. 8.25. Схема виконання багатовхідної логічної операції І

Схеми використання логічних функцій двох незалежних змінних «заборонення», «імплікація», «рівнозначність», «нерівнозначність» та інші описано в літературі [30].

Крім двовходових схем логічних функцій двох незалежних змінних величин, на пневмореле із підпором можна побудувати багатовходові схеми. Збільшуючи кількість реле та поєднуючи їх відповідно, одержимо схеми логічних операцій для  $n$  змінних.

Як приклад, на рис. 8.25 зображена схема багатовходової операції І (кон'юнкції). Аналогічно можуть бути збудовані схеми для багатовходових логічних операцій АБО, НЕ І, НЕ АБО та ін.

Розглянуті релейні схеми є однотактними. Вони широко розповсюджені в машинобудуванні та приладобудуванні. На базі їх будуються різні комбінаційні релейні схеми, шифратори, розряди двоїчного суматора тощо, а також релейні схеми циклових систем керування робочими органами металорізальних верстатів, пресів, промислових роботів-маніпуляторів та інших технологічних машин.

**Багатотактові релейні схеми.** Ці схеми складаються із логічних операторів та часових пристроїв і будуються з використанням природних чи примусових затримок сигналів у часі. Природна затримка сигналу здійснюється за допомогою інерційної ланки (пневмоопору та ємкості), яка встановлюється на вході у логічний елемент. Параметри інерційної ланки визначають власний час затримки  $\tau$ . Основними часовими пристроями, що застосовуються у багатотактових релейних схемах, є імпульсатори, генератори пневматичних імпульсів, тригери з роздільними та лічильними входами та інші.

Імпульсатори використовують для деформування (зміщення) пневматичних дискретних сигналів. Вони будуються з використанням природних затримок у часі. Найпростіші імпульсатори виконуються на пневмореле з вмиканням інерційної ланки на вході в яку-небудь одну з його глухих камер. Величина зміщення дискретного сигналу залежить як від часу затримки  $\tau$ , так і від величини підпору. Пневмореле може бути ввімкнене як за одновходовою схемою повторення або заперечення вхідного сигналу, так і за двовходовою схемою.

Схема імпульсатора, побудованого за одновходовою схемою повторення вхідного сигналу, приведена на рис. 8.26, а, за двовходо-

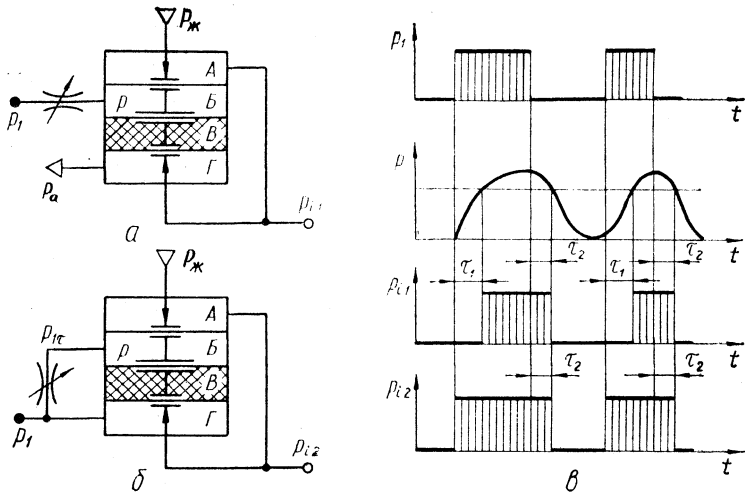


Рис. 8.26. Принципові схеми імпульсаторів:  
 а — одновходова; б — двовходова; в — графік роботи

вою схемою диз'юнкції — на рис. 8.26, б. За другою схемою одним вхідним сигналом є сигнал  $P_1$ , а другим — той самий сигнал, але затриманий на час  $\tau$ .

Вхідний дискретний сигнал  $P_1$  через регульований дросель заведено в камеру  $B$  трьохмембранного реле. У камеру  $B$  заведено підпір стиснутого повітря. Камери  $A$  та  $G$  з'єднані з вихідною лінією імпульсатора і через верхнє та нижнє сопла з'єднуються відповідно з лінією живлення та атмосферою. Регульований дросель і глуха камера  $B$  реле утворюють пневматичну інерційну ланку, яка здійснює природну затримку пневматичного сигналу на час  $\tau$ .

При подачі дискретного сигналу  $P_1$  тиск  $p$  у камері  $B$  завдяки дроселю, що має значний опір, зростає не раптово, а поступово (рис. 8.26, в). Коли рівень цього тиску досягає величини, достатньої для переборення тиску підпору, що діє ввєрх, мембранний блок переміщується вниз, закриває нижнє сопло, роз'єднує лінію виходу і атмосферу та відкриває верхнє сопло. При цьому вихід імпульсатора через камеру  $A$  та верхнє сопло сполучається з лінією живлення і на виході імпульсатора з'являється дискретний сигнал  $P_{i1} = 1$ , зміщений по передньому фронту на величину  $\tau_1$  відносно дискретного сигналу  $P_1$  (рис. 8.26, в).

При наступній подачі вхідного сигналу  $P_1 = 0$  опорожнювання камери  $B$  та зміна тиску  $p$  у камері завдяки дроселю відбувається з деякою затримкою. Внаслідок цього зміна положення мембранного блоку під дією тиску підпору також відбувається із затримкою у часі

$\tau_2$ . Коли тиск  $p$  у камері  $B$  стає меншим, ніж тиск підпору у камері  $B$ , мембранний блок переміщається вгору, закриває верхнє сопло, роз'єднуючи вихідну лінію імпульсатора з лінією живлення, і сполучає її з атмосферою. На виході імпульсатора з'являється дискретний сигнал  $P_{i1} = 0$ , зміщений на час  $\tau_2$  по задньому фронту відносно сигналу  $P_1$ . Імпульсатор (рис. 8.26, б) працює аналогічно розглянутому та відрізняється від нього тим, що забезпечує зміщення вихідного дискретного сигналу  $P_{i2}$  порівняно з сигналом  $P_1$  на час  $\tau_2$  тільки по задньому фронту. Регулювання часу затримки  $\tau$  здійснюється регулюванням пневмоопору.

При необхідності збільшення часу затримки у схему може бути введена додаткова пневмоємкість.

Генератори імпульсних сигналів також будуються з використанням природної затримки. Найпростіший генератор будується на пневморелє, що ввімкнуте за схемою заперечення та введене у режим автоколивання за допомогою зворотного зв'язку, у ланцюгу якого є інерційна ланка.

Генератори пневматичних імпульсів, як і імпульсатори, належать до пневматичних часових пристроїв, що призначені для формування дискретних пневматичних сигналів потрібної тривалості. У основу дії цих пристроїв покладено залежність між тривалістю (часом) та діапазоном зміни тиску від одного  $p_a$  до другого  $p_b$  фіксованого значення.

Головними вузлами генератора імпульсних сигналів є пневматична аперіодична ланка, яка встановлює однозначний функціональний зв'язок між часом і діапазоном зміни тиску, та релє з дискретним виходом, яке змінює свій вихід на протилежний при досягненні заданих меж зміни тиску.

Тривалість виходу релє (1 та 0) дорівнює часу відповідно збільшення тиску в ємкості від  $p_a$  до  $p_b$  і зменшення тиску від  $p_b$  до  $p_a$  (рис. 8.27). Час, на протязі якого тиск у ємкості аперіодичної ланки зростає від  $p_a$  до  $p_b$  при вхідному тиску  $p$ ,

$$T_1 = \tau \ln \frac{p - p_a}{p - p_b}. \quad (8.20)$$

Час, на протязі якого тиск у ємкості падає від  $p_b$  до  $p_a$  при сполученні ємкості з атмосферою ( $p = 0$ ),

$$T_2 = \tau \ln \frac{p_b}{p_a}, \quad (8.21)$$

де  $\tau$  — постійна часу аперіодичної ланки, що залежить від об'єму ємкості та провідності пневмоопору.

Звідси витікає, що тривалість  $T$  тактів генератора імпульсних сигналів визначається величиною інерційності, що керується при

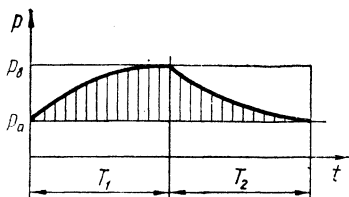


Рис. 8.27. Зміна тиску в ємкості аперіодичної ланки

живлення через камеру  $A$ , відкрите. При подачі стиснутого повітря у момент часу  $t_1$  на виході генератора з'являється дискретний сигнал  $P_t = 1$ . Лінія виходу генератора з'єднана лінією зворотного зв'язку через нижнє сопло з камерою  $\Gamma$  і через регульований дросель — з камерою  $B$  та додатковою ємкістю  $V$ , які і становлять пневматичну аперіодичну ланку.

В той же час з надходженням сигналу  $P_t = 1$  на вихід генератора стиснуте повітря по лінії зворотного зв'язку через регульований дросель наповнює ємкість  $V$  і камеру  $B$ . Тиск повітря  $p_i^*$  в них починає збільшуватись (рис. 8.28, б) доти, доки зусилля від тиску в камері  $B$ , спрямоване ввєрх, не перевищить зусилля на мембранному блоці від тиску підпору, яке спрямоване вниз. При цьому мембранний блок переключється у верхнє положення, перекриває верхнє і відкриває нижнє сопло. Вихід генератора відокремлюється від лінії живлення і через нижнє сопло і камеру  $\Gamma$  сполучається з атмосферою. На виході з'являється сигнал  $P_t = 0$  (момент часу  $t_2$ ). Одночасно через сопло і камеру  $\Gamma$  починається процес спорожнення ємкості  $V$  і камери  $B$ , який буде тривати до тих пір, поки зусилля від тиску підпору в камері  $B$  не перевищить зусилля тиску  $p_i^*$  в камері  $B$  настільки, що стане достатнім для переключення мембранного блоку в нижнє крайнє положення (момент часу  $t_3$ ). При цьому знову закриється нижнє

постійному об'ємі ємкості аперіодичної ланки зміною провідності пневмоопору.

Генератор імпульсних сигналів (рис. 8.28) працює так. Під дією підпору, заведеного у камеру  $B$ , мембранний блок переміщається у крайнє нижнє положення. При цьому нижнє сопло, яке сполучає вихід генератора через камеру  $\Gamma$  з атмосферою, закрите, а верхнє сопло, яке з'єднує вихід генератора з лінією

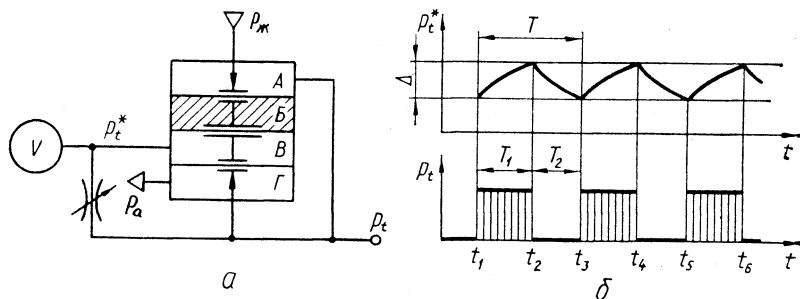


Рис. 8.28. Генератори імпульсних сигналів:  
а — схема; б — графік роботи

і відкриється верхнє сопло, на виході генератора знову з'явиться сигнал  $P_t = 1$  і знову почнеться процес наповнення ємкості  $V$  і камери  $B$  (рис. 8.28, б).

Таким чином, за наявності живлення генератор постійно працює в режимі автоколивань. Слід відзначити, що на тривалість такту  $T$  і на співвідношення часу полутактів  $T_1$  і  $T_2$  впливає величина підпору, що видно із розглянутого принципу роботи генератора. Звичайно такі генератори використовуються як відмітки часу, в яких півтакти не використовуються. Якщо необхідне регулювання часу півтактів і їхнє співвідношення, застосовуються складніші схеми [30].

У системах керування як вихідні пристрої знайшли широке застосування тригери з розділними входами, виконані на елементах УСЕППА (рис. 8.29). Вони будуються на двох операціях стрілки Пірса, які працюють із зміщенням на час  $\tau$ .

Переключення тригера відбувається тільки при появі по черзі один за другим одиничних сигналів  $P_{t1}$  і  $P_{t2}$  на його незалежних входах. Повторна поява одиничного сигналу на тому ж вході не змінює стан тригера. Природна затримка  $\tau$  забезпечує нормальну роботу тригера, усуваючи загрозу змагання в роботі обох половин тригера.

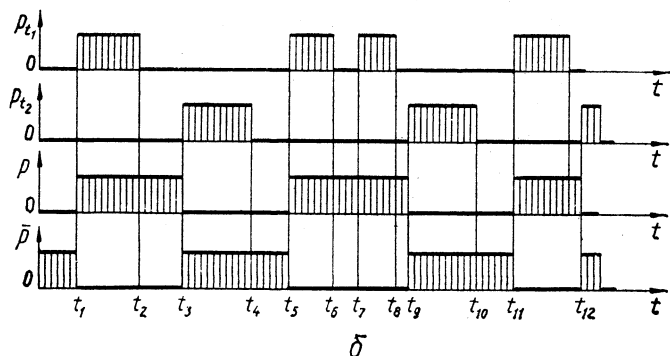
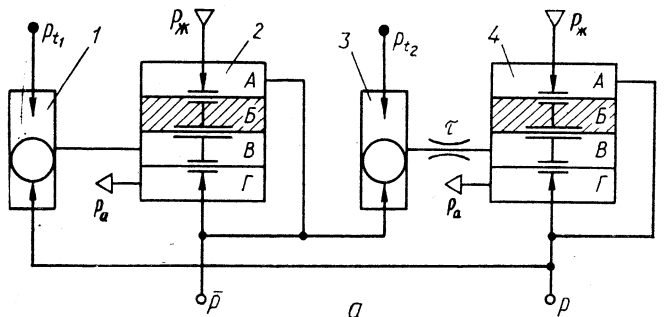


Рис. 8.29. Тригер із розділними входами:

а — схема; б — графік роботи

Як зазначалось, тригер з роздільними входами будується на двох операторах НЕ АБО (стрілка Пірса), кожний із яких складається з оператора АБО і елемента НЕ, який виконує логічну операцію заперечення. При цьому оператори АБО (1 і 3) можуть бути побудовані або на трьохмембранних реле, або на здвоєних зворотних клапанах, як показано на схемі. Оператори НЕ будуються на трьохмембранному реле 2 і 4. Тригер має прямий вихід  $P$  і інверсний  $\bar{P}$ , причому обидва виходи активні. Розглянемо роботу тригера. Нехай початкове положення тригера таке, що на інверсному виході  $\bar{P}$  має місце одиничний сигнал, на прямому виході  $P$  — нульовий (рис. 8.29, б). Це значить, що дією підпору в камері  $B$  реле 2 мембранний блок знаходиться внизу, лінія виходу реле 2 через камеру  $A$  сполучена з лінією живлення і на інверсному виході сформувався сигнал  $\bar{P} = 1$ . Цей же одиничний сигнал по лінії зв'язку заведений на один із входів елемента 3 АБО і через постійний дросель поступає у камеру  $B$  реле 4. Внаслідок цього мембранний блок реле 4 перемістився у верхнє положення, перекривши верхнє сопло, яке зв'язує прямий вихід  $P$  з лінією живлення, і відкривши нижнє сопло реле 4, яке сполучає вихід  $P$  через камеру  $\Gamma$  з атмосферою. На виході  $P$  сформовано сигнал  $P = 0$ . Цей стан тригера буде в тому випадку, якщо на вхід  $P_{t_2}$  подати одиничний сигнал.

Якщо тепер в момент часу  $t_1$  подати на вхід тригера  $P_{t_1}$  сигнал  $P_{t_1} = 1$  (рис. 8.29, б), який через елемент АБО поступить у камеру  $B$  реле 2, мембранний блок реле переміститься в крайнє верхнє положення, закриває верхнє і відкриває нижнє сопло реле 2. Вихід  $\bar{P}$  реле 2 роз'єднається з лінією живлення і через камеру  $\Gamma$  сполучиться з атмосферою. На інверсному виході тригера з'явиться сигнал  $P = 0$ . Одночасно камера  $B$  реле 4 через дросель, елемент 3 АБО, лінію зв'язку і камеру  $\Gamma$  реле 2 сполучається з атмосферою і під дією підпору в камері  $B$  реле 4 мембранний блок переміститься вниз, закриває нижнє сопло реле 4 і відкриває верхнє сопло. На прямому виході  $P$  тригера формується сигнал  $P = 1$ . Якщо тепер в момент часу  $t_2$  зняти сигнал  $P_{t_1} = 1$ , стан тригера не зміниться, оскільки одиничний сигнал з виходу  $P$  реле 4, що заведений по лінії зв'язку через елемент 1 АБО в камеру  $B$  реле 2, буде утримувати мембранний блок реле 2 у верхньому положенні. Тригер «запам'ятав» попереднє значення вхідного сигналу  $P_{t_1}$  і буде зберігати стан виходу незмінним до появи сигналу, який знімає перший вхідний сигнал. Таким сигналом є сигнал  $P_{t_2}$ , який подається на другий вхід тригера в момент часу  $t_3$ .

Сигнал  $P_{t_2} = 1$  через постійний дросель надходить у камеру  $B$  реле 4, переключає мембранний блок реле в верх і сполучає прямий вихід  $P$  тригера через нижнє сопло реле 4 і камеру  $\Gamma$  з атмосферою. На прямому виході тригера з'являється сигнал  $P = 0$ . В той же час камера  $B$  реле 2 через елемент 1 АБО, лінію зв'язку і камеру  $\Gamma$

реле 4 також сполучається з атмосферою, тиск повітря в камері  $B$  реле 2 зменшується, що призводить до перемикання мембранного блоку реле 2 під дією підпору вниз і до з'єднання інверсного виходу тригера  $\bar{P}$  з лінією живлення. На інверсному виході з'являється сигнал  $\bar{P} = 1$ .

Одночасно цей сигнал через елемент 3 АБО і дросель заводиться у камеру  $B$  реле 4, створюючи умови, які підтримують мембранний блок цього реле у верхньому положенні, тобто забезпечуючи «запам'ятовування» попереднього вхідного сигналу  $P_{t2} = 1$ . Якщо тепер в момент часу  $t_4$  зняти сигнал  $P_{t2} = 1$ , стан виходів тригера не зміниться. Для його зміни необхідно знову в момент часу  $t_5$  подати сигнал  $P_{t1} = 1$  на перший вхід тригера. При цьому знову сформулюються сигнали на прямому виході тригера  $P = 1$ , а на інверсному  $\bar{P} = 0$ , які будуть зберігатися до подачі нового одиничного сигналу на вхід  $P_{t2}$ . Якщо на один і той же вхід подавати повторні одиничні сигнали, наприклад знову подати сигнал  $P_{t1} = 1$ , в момент часу  $t_7$  це не призведе до зміни стану тригера.

У машинобудівних схемах, як правило, вхід  $P_{t1}$  використовується для повернення тригера в початкове положення, а вхід  $P_{t2}$  — для його переключення. Для установки тригера в початковий стан часто буває необхідним додатковий вхід  $P_{вз}$ , який через елемент АБО комутують з одним із входів, наприклад з входом  $P_{t2}$ .

Всі схеми тригерів з роздільними входами, які побудовані на пневмореле з підпором, мають спільну властивість — не зберігати свій стан з втратою тиску і встановлюватися у невизначене положення, оскільки при цьому знімається не тільки тиск живлення, а і тиск підпору. Тому перед включенням в роботу схеми, яка містить такі тригери, необхідна виставка тригерів у початковий стан. В цьому плані кращі якості має тригер з роздільними входами, побудований на пневмореле з пружиною. При втраті тиску він завжди встановлюється пружиною в одне й те саме положення, яке приймається за початкове.

На базі елементів УСЕППА будується ще один важливий пристрій і багатотактових релейних схем — дискретна ланка пам'яті. Вона складається з пневмоклапана 1 і пневмореле 2, яке включається за схемою повторення (рис. 8.30). До пневмоклапана 1 підведено два пневматичних сигнали: тактовий сигнал  $P_t$ , що являє собою послідовність сигналів 0 і 1, від яких залежить розбивка фізичного часу на такти, і дискретний сигнал  $P_1$ , заведений у камери  $\Gamma$  і  $A$ . При тактовому сигналі  $P_t = 0$  вихід  $P$  повторює значення дискретного сигналу  $P_1$ , при подачі тактового сигналу  $P_t = 1$  ланка «запам'ятовує» те значення сигналу  $P_1$ , яке було в момент подачі тактового сигналу  $P_{t1} = 1$ , і утримує на виході  $P$  це значення до закінчення такту  $P_t = 1$ , не дивлячись на те що за цей час значення сигналу  $P_1$  може змінитись на протилежне (рис. 8.30, б).

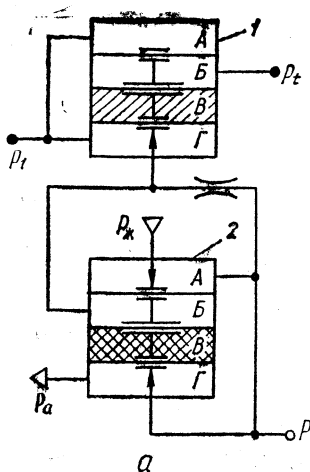
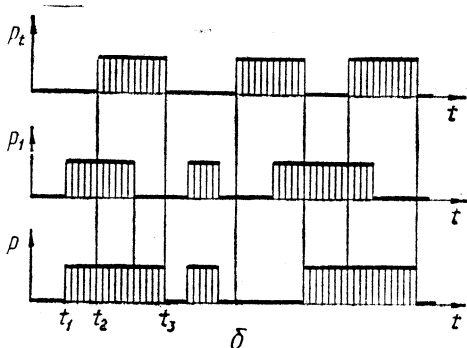


Рис. 8.30. Дискретна ланка пам'яті:  
а — схема; б — графік роботи



Здійснюється це таким чином. При подачі тактового сигналу  $P_t = 0$  у камеру  $B$  клапана 1 мембранний блок клапана під дією підпору, заведеного в камеру  $B$ , переміщується вгору, відкриваючи сопло клапана в камері  $G$ . При цьому дискретний сигнал  $P_1$  через камеру  $G$  клапана 1 поступає в камеру  $B$  реле 2 і через дросель і лінію зв'язку на вихід дискретної ланки пам'яті. Якщо в цьому випадку  $P_1 = 0$ , мембранний блок реле 2 під дією підпору, заведеного в його камеру  $B$ , займає крайнє верхнє положення і вихід ланки пам'яті через камеру  $G$  реле 2 і його нижнє сопло сполучений з атмосферою. На виході формується сигнал  $P = P_1 = 0$ . Якщо в час такту  $P_t = 0$  дискретний сигнал  $P_1$  змінює своє значення на протилежне (момент часу  $t_1$ ), тобто стає рівним 1, мембранний блок реле 2 під дією тиску сигналу  $P_1 = 1$ , заведеного в камеру  $B$  реле, переміститься у крайнє нижнє положення, закриє нижнє і відкриє верхнє сопло реле 2, з'єднуючи вихід ланки пам'яті через камеру  $A$  і верхнє сопло реле з лінією живлення. На виході формується сигнал  $P = P_1 = 1$ . Таким чином, при тактовому сигналі  $P_t = 0$  вихід ланки пам'яті повторює значення вхідного дискретного сигналу  $P_1$ .

При подачі тактового сигналу  $P_t = 1$  (момент часу  $t_2$ ) мембранний блок клапана 1 переміщується вниз і закриває сопло клапана. Камера  $G$  клапана 1 і камера  $B$  реле 2 в цьому випадку являють собою замкнуті пневматичні камери, де зберігається той тиск  $P_1$  (0 або 1), який був у цих камерах в момент подачі сигналу  $P_t = 1$  (відбулось «запам'ятовування» сигналу в глухій камері).

Оскільки камера  $G$  клапана 1 в цьому випадку закрита для проходження незалежного дискретного сигналу  $P_1$ , то його зміна з 0 на 1 або з 1 на 0 не може викликати переключення мембранного блоку реле 2 і зміни значення вихідного сигналу  $P$  ланки пам'яті. На ви-

ході ланки буде зберігатися той сигнал  $P$ , який був на ньому в час подачі імпульсу  $P_t = 1$ . Інакше кажучи, ланка «запам'ятала» значення дискретного сигналу, а значить і значення виходу  $P$ , яке було в момент подачі імпульсу  $P_t = 1$ . Вона буде утримувати це значення до закінчення цього імпульсу (момент часу  $t_3$ ), незалежно від зміни за цей час сигналу  $P_t$  (рис. 8.30, б).

Дискретна ланка пам'яті може бути побудована і так, що «запам'ятовування» сигналу буде відбуватись при подачі імпульсу  $P_t = 0$ , повторення — при подачі імпульсу  $P_t = 1$ . З цією метою камери підпору і камери сигналу  $P_t$  в клапані 1 слід поміняти місцями.

Схеми запам'ятовування дискретного сигналу (дискретна пам'ять) знайшли широке застосування в системах автоматичного керування. На базі двох дискретних ланок пам'яті будуються такі важливі пристрої багатотактних релейних схем, як двійкова затримка дискретного сигналу на такт із запам'ятовуванням у глухій камері, а також тригери з лічильним входом (рис. 8.31). Тригер виконує операцію ділення пополам частоти імпульсу командного сигналу  $P_t$ . Він має два виходи  $P^*$  і  $P$ , на яких сигнали зміщені на половину такту. Виходи відрізняються тим, що при використанні виходу  $P^*$  переключення тригера відбувається по задньому фронту (з 1 на 0) сигналу  $P_t$ , а при використанні виходу  $P$  — по передньому (з 0 на 1). Використовуючи цю властивість тригера, легко скласти ланцюжки з будь-якої кількості тригерів (так звані лічильні схеми), причому вони можуть бути побудовані як в нормальному, так і в прогресивному двійковому коді. Багаторозрядна лічильна схема в сполученні з дешифратором, який являє собою однотактну розгалужену схему, виконану на пневмореле, дозволяє створювати велику кількість принципово нових пристроїв керування, таких, наприклад, як різні обігуючі пристрої,

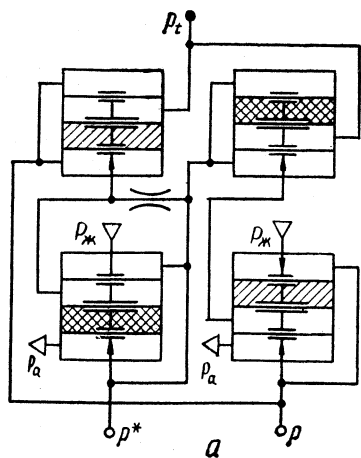
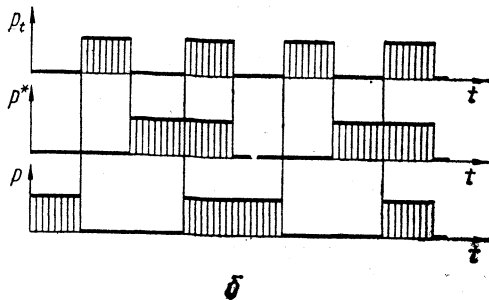


Рис. 8.31. Тригер з лічильним входом:  
а — схема; б — графік роботи



командні апарати тощо [30]. Сам тригер може використовуватися як лічильник вхідних і вихідних імпульсів. Тригери з лічильним входом, побудовані на примусовій затримці, є найпростішими вузлами з пам'яттю.

Крім вузлів безперервної і дискретної дії, на елементах УСЕППА можуть бути побудовані вузли безперервно-дискретної дії, особливістю яких є те, що вхідний та вихідний сигнали можуть приймати будь-яке значення із робочого діапазону тисків, але зміна сигналу на виході відбувається по тактовому вхідному сигналу тільки в дискретні моменти часу. Математичні дії цих вузлів описуються диференціальними і скінченнорізницевиими рівняннями. Вузли безперервно-дискретної дії здійснюють безперервно-дискретні перетворення, алгебричні і часові операції з використанням вузлів пам'яті. На їхній базі будуються безперервно-дискретні перетворювачі, безперервно-дискретні затримки і вузли безперервно-дискретного множення на постійний коефіцієнт, виконуються операції безперервно-дискретного інтегрування і диференціювання, ділення частоти і генерування зростаючого і спадаючого дискретних сигналів, генерування симетричних і несиметричних пилкоподібних сигналів, будуються відмітки часу і широтно-імпульсні модулятори, вузли запам'ятовування максимального і мінімального значення сигналів, дросельні суматори і лінійні інерційні і інтегруючі ланки, інтегратори-осередники тощо [30].

## 8.5. Струминна пневмоавтоматика

Принципи побудови струминних логічних елементів дискретної дії. Для вирішення завдань автоматизації виробничих процесів у промисловості, зокрема в машинобудуванні, останнім часом широко застосовується струминна пневмоавтоматика. Дослідження, що були проведені в Інституті проблем керування, привели до створення нового напрямку в техніці побудови приладів пневмоавтоматики. Було показано, що можна, використовуючи принцип взаємодії струменів та властивості пристіночних течій (без використання будь-яких механічних рухомих частин), одержувати однозначні та петльові релейні характеристики, виконувати не тільки найпростіші, а й складні логічні операції, виконувати операції запам'ятовування пневматичних сигналів та генерування сигналів наперед заданої частоти та амплітуди, які необхідні для побудови сучасних приладів та засобів контролю і керування.

Дослідження також показали, що при використанні гідроаеродинамічного принципу побудови елементів як самі елементи, так і побудовані на них прилади можна виготовляти методом друкованих схем, що аналогічно методу друкованих схем, який прийнято в електроніці.

Ці особливості пневмоавтоматики, а також те, що струминна пневмоавтоматика має широкі технічні можливості та може вирішувати завдання, які раніше можна було вирішити лише за допомогою електроніки, стали причиною того, що по аналогії з електронікою струминну пневмоавтоматику часто називають пневмонікою.

Елементною базою струминної пневмоавтоматики є струминні елементи безперервної та дискретної дії, які мають вихідні характеристики, аналогічні характеристикам електронних елементів.

Відомо кілька типів струминних логічних елементів дискретної дії, побудованих на різних принципах: струминні логічні елементи, робота яких базується на взаємодії турбулентних струменів, елементи дискретної дії, робота яких базується на взаємодії потоку зі стінкою, логічні елементи з турбулізацією течії (турбулентні підсилювачі), вихрові елементи, дія яких базується на створенні вихрового руху в спеціальній камері.

Найбільш розповсюджені в машинобудуванні два типи струминних елементів, які базуються на принципі взаємодії струменів.

Найпростіший струминний елемент (рис. 8.32, а) має сопло живлення 2, до якого підводиться стиснуте повітря від лінії живлення з тиском  $p_0$ , канал керування 1 та два канали 3 та 4, один з яких розташований по одній осі з каналом живлення, а інший під кутом  $\alpha$  до нього. Струмінь рідини або газу, яка подається під тиском  $p_0$  до сопла живлення 2, витікає з нього та потрапляє у розташований на одній осі з ним приймальний канал 4, формуючи на виході  $p_{B1}$  вихідний сигнал певного рівня.

Якщо тепер у канал керування 1 подавати безперервно зростаючий сигнал  $p_K$ , то під дією струменя, який витікає з цього каналу.

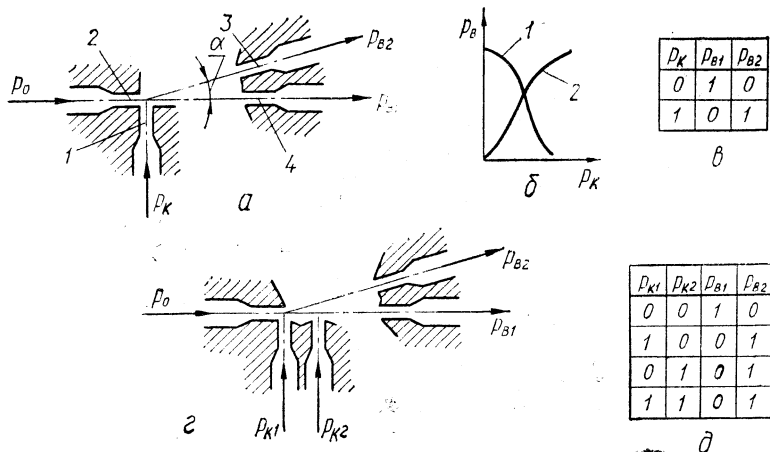


Рис. 8.32. Струминний елемент з одним входом (а—б) та логічний елемент, що реалізує операцію АБО—НЕ АБО (в—г)

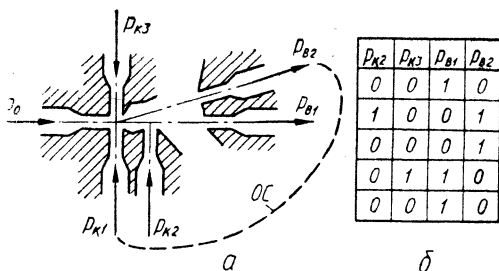


Рис. 8.33. Струминний елемент пам'яті:  
а — схема, б — таблиця станів

головний потік газу чи рідини, що витікає із сопла живлення, буде відхилятися з посиленням сигналу  $p_k$  і тиск  $p_{B1}$  на виході елемента буде зменшуватись (крива 1 рис. 8.32, б).

Водночас із зменшенням сигналу  $p_{B1}$  відповідно відхиленню головного струменя під дією сигналу керування буде зростати тиск

$p_{B2}$  на другому виході елемента, розташованого під кутом до головного потоку (крива 2). Цей елемент являє собою струминний підсилювач з одним входом. З усього сказаного витікає, що розглянутий підсилювач має пряму (крива 2) та інверсну (крива 1) характеристики відповідно двом його виходам: прямому  $P_{B2}$  та інверсному  $P_{B1}$  (рис. 8.32, б).

Можливості елемента на цьому не закінчуються. Якщо по каналу керування 1 подавати дискретний сигнал  $P_k$  (замість безперервного), то струмінь рідини чи газу, що витікає із сопла живлення, стрибком перейде з виходу  $P_{B1}$  на вихід  $P_{B2}$ . При цьому на виході  $P_{B1}$  реалізується логічна операція заперечення вихідного сигналу НЕ, а на виході  $P_{B2}$  — операція повторення ТАК, в чому легко переконатися по таблиці стану (рис. 8.32, в). Отже, такий струминний елемент може виконувати не тільки функції підсилення безперервних сигналів прямої та інверсної дії, а й функції елемента дискретної дії, що виконує логічні операції заперечення та повторення вхідного сигналу.

Якщо замість одного каналу керування струминний елемент містить два канали, по яких подаються два незалежних дискретних сигнали керування  $P_{K1}$  та  $P_{K2}$  (рис. 8.32, г), то на одному з його виходів буде реалізовуватись логічна операція АБО (диз'юнкція), а на другому — НЕ АБО (заперечення диз'юнкції, рис. 8.32, д). І дійсно, при подачі дискретних сигналів керування  $P_{K1} = P_{K2} = 0$ , струмінь рідини або газу, що витікає з каналу живлення, потрапляє на вихід  $P_{B1}$ , де формується вихідний сигнал  $P_{B1} = 1$ . На виході  $P_{B2}$  у цьому випадку вихідний сигнал  $P_{B2} = 0$ . При подачі хоча б по одному з каналів керування дискретних сигналів  $P_{K1} = 1$  або  $P_{K2} = 1$  (або обох сигналів разом  $P_{K1} = P_{K2} = 1$ ) головний струмінь переходить з виходу  $P_{B1}$  на вихід  $P_{B2}$ , де формується одиничний вихідний сигнал, що і відображено у таблиці стану (рис. 8.32, д). Відповідно на виході  $P_{B1}$  формуються нульові дискретні сигнали.

Таким чином, на виході  $P_{B2}$  виконується логічна операція АБО ( $P_{B2} = P_{K1} + P_{K2}$ ), а на виході  $P_{B1}$  — операція НЕ АБО ( $P_{B1} = \overline{P_{K1} + P_{K2}}$ ).

У цілому ж розглянутий струминний елемент виконує логічні операції АБО — НЕ АБО.

На принципі взаємодії струменів можна побудувати струминні елементи пам'яті (рис. 8.33, а). Елемент має канал живлення, у який подається стиснутий газ або рідина під тиском  $p_0$ , канали керування, в які подаються сигнали  $P_{K1}$ ,  $P_{K2}$ ,  $P_{K3}$  та два вихідні канали з виходами  $P_{B1}$  та  $P_{B2}$ . Вихід  $P_{B2}$  лінійно позитивного зворотного зв'язку з'єднаний з каналом керування  $P_{K1}$ . Працює елемент так. При подачі стиснутого повітря під тиском  $p_0$  у канал живлення та відсутності сигналів керування  $P_{K2}$  та  $P_{K3}$  ( $P_{K2} = P_{K3} = 0$ ), струмінь, що витікає з каналу живлення, потрапляє на вихід  $P_{B1}$ , де формують сигнал  $P_{B1} = 1$ .

На виході  $P_{B2}$  формується сигнал  $P_{B2} = 0$ . Елемент пам'яті знаходиться в одному стійкому стані. Якщо тепер подавати дискретний сигнал керування  $P_{K2} = 1$ , головний струмінь переходить на вихід  $P_{B2}$  і на виходах елемента формується сигнал  $P_{B2} = 1$ ,  $P_{B1} = 0$  (рис. 8.33, б). З виходу  $P_{B2}$  по лінії зворотного зв'язку одиничний сигнал заведено у канал керування  $P_{K1}$ , який утримає головний струмінь у відхиленому положенні, навіть якщо сигнал  $P_{K2} = 1$  знято. Елемент пам'яті переходить в інше положення. Для повернення елемента у початкове положення необхідно подати сигнал керування  $P_{K3} = 1$ , внаслідок чого головний струмінь переходить на вихід  $P_{B1}$ , зворотний зв'язок вимикається і на виходах елемента пам'яті формується сигнал  $P_{B1} = 1$ ,  $P_{B2} = 0$ . Це положення буде зберігатися і тоді, якщо сигнал  $P_{K3} = 1$  буде знято (рис. 8.33, б). З розгляду таблиці стану видно, що елементи пам'яті працюють як тригери з розділеними входами.

Розглянуті вище струминні елементи являють собою елементи активні, бо їхні вихідні сигнали формуються за рахунок стиснутого повітря, що поступає по каналу живлення.

Всі активні логічні елементи являють собою водночас і елементи підсилювальні. Однак на принципі взаємодії струменів можуть бути створені і пасивні елементи, вихідні сигнали яких формуються тільки за рахунок вхідних сигналів.

Схема пасивного елемента (рис. 8.34, а), побудована на принципі взаємодії струменів, який реалізує логічну операцію кон'юнкції І. Елемент має два вхідні канали, що

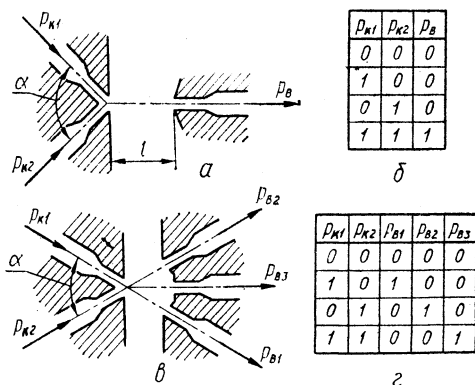


Рис. 8.34. Пасивні логічні елементи І (а, б) та комбінований (в, г)

розташовані під кутом  $\alpha$ , у які подаються дискретні сигнали керування  $P_{K1}$  і  $P_{K2}$ , та один вихідний канал, де формується вихідний сигнал  $P_B$ . Розміщення вхідних каналів та кут  $\alpha$  і відстань  $l$  між вхідними і вихідними каналами вибираються так, щоб у вихідному каналі з'являвся сигнал  $P_B = 1$  тільки при одиничних вхідних сигналах керування, тобто при  $P_{K1} = P_{K2} = 1$  (рис. 8.34, б). За цією ж пасивною схемою можна побудувати елемент АБО, якщо розміщення вхідних каналів (кут  $\alpha$ ) і вихідного (відстань  $l$ ) такі, що при подачі на будь-який вхід одиничного сигналу  $P_{K1}$  або  $P_{K2}$  на виході елемента також з'являється одиничний сигнал.

Використовуючи взаємодію струменів, можна побудувати пасивний логічний елемент, який виконує декілька логічних операцій, — комбінований логічний елемент  $K$  (рис. 8.34, в). Елемент має два вхідних канали, по яких подаються дискретні вхідні сигнали керування  $P_{K1}$  і  $P_{K2}$ , і три вихідних канали, на яких формуються вихідні сигнали  $P_{B1}$ ,  $P_{B2}$  і  $P_{B3}$ . Якщо на входи елемента подається тільки один одиничний сигнал  $P_{K1} = 1$  або  $P_{K2} = 1$ , на відповідних виходах елемента формуються також одиничні сигнали  $P_{B1} = 1$  або  $P_{B2} = 1$ . У цьому випадку елемент реалізує логічні операції  $P_{B1} = P_{K1}\bar{P}_{K2}$  і  $P_{B2} = \bar{P}_{K1}P_{K2}$ . При одночасній подачі одиничних сигналів по обох вхідних каналах на виході  $P_{B3}$  формується вихідний сигнал  $P_{B3} = 1$ , тобто елемент реалізує операцію  $P_{B3} = P_{K1}P_{K2}$  (рис. 8.34, г).

Для створення елементів дискретної дії широко використовується ефект взаємодії потоку зі стінкою, який одержав назву ефекту Коанда (за ім'ям румунського вченого Г. Коанда, який довів, що струмінь рідини або газу, що витікає із сопла, намагається відхилитись до стінки і при визначених умовах прилипає до неї). Фізика цього процесу пояснюється утворенням біля стінки зони зниженого тиску і запираючого вихору із зовнішньої сторони потоку (якщо є подільник потоку), який сприяє стійкому станові струменя, що протікає уздовж стінки. Виявилось, що, використовуючи ефект прилипання струменя до стінки з прямолінійним або криволінійним профілем, можна виконувати релейні і логічні операції, а також операції запам'ятовування і генерування сигналів.

Найпростіший струминний елемент, дія якого заснована на ефекті Коанда (рис. 8.35, а), має канал живлення 1, канал керування 2, вихідні канали 5 і 7, які утворені стінками 3, 9 і подільником потоку 6, атмосферні канали 4 і 8. Цей струминний релейний елемент являє собою моностабільний підсилювач.

Конструктивно він розрахований на малий гістерезис і таким чином, щоб струмінь повітря, поданий в канал живлення, у початковому положенні прилипає до однієї із стінок (стінка 3) — тієї стінки, з боку якої є канал керування. Це забезпечується невеликою несиметрією у розташуванні вихідних каналів подільника потоку щодо каналу живлення.

Працює елемент так. При подачі стиснутого повітря під тиском  $p_0$  у канал живлення 1 струмінь газу, що витікає із сопла каналу живлення, прилипає до стінки 3, спрямовується в канал 5 і на виході  $P_{B2}$  з'являється сигнал  $P_{B2} = 1$ . Відповідно на виході  $P_{B1}$  буде сигнал  $P_{B1} = 0$ . Якщо тепер по каналу 2 подати дискретний сигнал керування  $P_K = 1$ , то основний струмінь, що витікає із сопла живлення, відхиляється від стінки 3 і переходить із каналу 5 в канал 7. На виходах елемента формуються сигнали  $P_{B2} = 0$  і  $P_{B1} = 1$ . Коли знімається одиничний вхідний сигнал керування  $P_K = 1$  (при подачі сигналу  $P_K = 0$ ), основний струмінь знову повертається в початкове положення (прилипає до стінки 3) і на виходах знову формуються сигнали  $P_{B2} = 1$  і  $P_{B1} = 0$ .

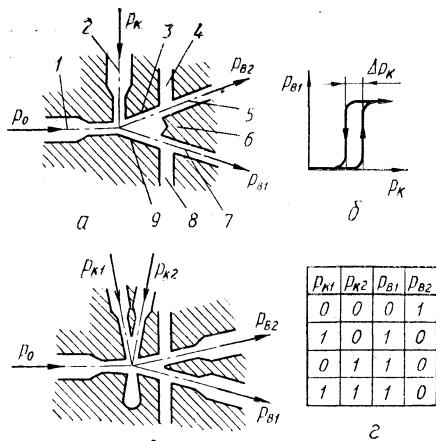


Рис. 8.35. Струмні моностабільні елементи, що реалізують операції ТАК—НІ (а, б) та АБО—НЕ—АБО (в, г)

Таким чином, на виході  $P_{B1}$  виконується логічна операція повторення вхідного сигналу  $P_{B1} = P_K$  (ТАК), а на виході  $P_{B2}$  — операція заперечення вхідного сигналу  $P_{B2} = \bar{P}_K$  (НЕ).

Статична характеристика елементів показана на рис. 8.35, б. Ширину петлі гістерезиса  $\Delta P_K$  статичної характеристики можна змінювати шляхом зміни геометрії елемента.

Якщо в такому моностабільному елементі, який має один стійкий стан, виконати не один, а два канали керування (рис. 8.35, в), по яких будуть подаватися дискретні сигнали  $P_{K1}$  і  $P_{K2}$ , на виході  $P_{B1}$  елемент буде використовувати операцію АБО, на виході  $P_{B2}$  — НЕ АБО (рис. 8.35, г). На цьому ж елементі може бути виконана операція запам'ятовування пневматичних сигналів, якщо вихід  $P_{B1}$  елемента завести по лінії зворотного зв'язку на один із його входів, наприклад вхід  $P_{K2}$ . У цьому випадку при подачі сигналу керування  $P_{K1} = 1$  на виході  $P_{B1}$  також формується одиничний сигнал. Заведений на вхід  $P_{K2}$ , цей сигнал утримує основний струмінь в нижньому (за схемою) каналі і сигнал  $P_{B1} = 1$  зберігається і в тому випадку, коли сигнал  $P_{K1} = 1$  знятий. Таким чином, на виході  $P_{B1}$  реалізується операція запам'ятовування вхідного сигналу  $P_{K1}$ , а на виході  $P_{B2}$  — його заперечення ( $P_{B2} = \bar{P}_{K1}$ ). Для повернення основного струменя в початкове положення (стирання пам'яті) необхідно подати

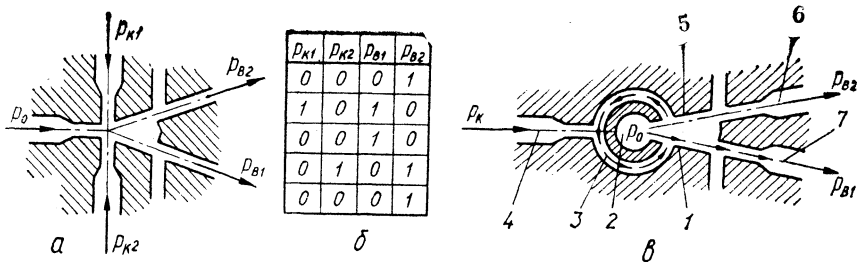


Рис. 8.36. Струминні тригери з розділеними (а, б) та з лічильними входами (в)

додатково одиничний сигнал в канал, розміщений з протилежного боку відносно до каналу керування  $P_{K1}$  (на схемі не показано).

Елемент пам'яті (тригер з розділеними входами) можна реалізувати на бістабільному елементі, який має два стійких стани, тобто виконаний так, щоб прилипання струменя мало місце не до однієї стінки, як це було в розглянутих раніше елементах, а при переключенні струменя по черзі до обох стінок. Це досягається відповідним вибором геометрії елемента. При подачі сигналу керування  $P_{K2} = 1$  на виході  $P_{B2}$  такого елемента (рис. 8.36, а) формується вихідний сигнал  $P_{B2} = 1$ . Цей вихідний сигнал зберігається і після зняття вхідного сигналу  $P_{K2} = 1$ , оскільки основний струмінь, що витікає із сопла живлення, внаслідок прилипання до верхньої (за схемою) стінки залишається направленим у верхній канал і вихід  $P_{B2}$ . Коли подається вхідний сигнал  $P_{K1} = 1$ , основний струмінь переходить з верхнього в нижній канал і на виході  $P_{B1}$  формується сигнал  $P_{B1} = 1$ . Цей стан виходу зберігається і після зняття сигналу керування  $P_{K1} = 1$ , тому що основний струмінь внаслідок прилипання до нижньої стінки залишається направленим у нижній канал і на вихід  $P_{B1}$  (рис. 8.36, б).

Використовуючи властивості пристінкових течій і ефект Коанда, можна створити струминний тригер з лічильним входом (рис. 8.36, в). Тригер має канали: живлення 2, циркуляційний 3, керування (лічильний вхід) 4, вихідні 6 і 7.

При подачі стисненого повітря або газу під тиском  $p_0$  в канал живлення 2 струмінь, що витікає із каналу живлення, може бути спрямований у вихідний канал 6 або 7 і перебувати у двох стійких станах. В одному стійкому стані струмінь приліпає до стінки 1 і прямує на вихід у канал 7, у другому — приліпає до стінки 5 і прямує на вихід у канал 6.

Нехай при подачі тиску живлення  $p_0$  початкове положення струменя таке, що потік живлення спрямовано в канал 7 і на виході тригера формується дискретний сигнал  $P_{B1} = 1$ . У цьому випадку в циркуляційному каналі 3 внаслідок підсмоктування повітря із нього (ефект ежекції) виникає циркуляційний рух повітря у напрямку,

показаному на рис. 8.36, в стрілками. Якщо тепер подати сигнал керування  $P_k = 1$  по каналу 4, струмінь, що виходить із каналу керування, відхиляється донизу дією циркуляційної течії і спрямує основний струмінь у напрямку до каналу 6. На виході тригера формується сигнал  $P_{B2} = 1$ . Якщо після цього вхідний сигнал  $P_k = 1$  в каналі 4 зняти, то струмінь залишається біля стінки 5 і стан виходів тригера не зміниться. При цьому напрямок циркуляційного потоку в каналі 3 зміниться на зворотний і буде спрямований за годинниковою стрілкою. Якщо тепер знову на вхід тригера подати сигнал керування  $P_k = 1$ , циркуляційний потік у каналі 3, що рухається за годинниковою стрілкою, відхилить вверх сигнал керування і основний струмінь перейде із каналу 6 у канал 7. На виході тригера формується сигнал  $P_{B1} = 1$ . Цей стан зберігається і після зняття сигналу керування.

Таким чином, при подачі одиничних сигналів  $P_k$  по черзі на лічильний вхід тригера стан його виходів  $P_{B1}$  і  $P_{B2}$  змінюється на зворотний, а частота імпульсів на кожному з виходів буде вдвічі менша, ніж на лічильному вході.

Струминні логічні елементи можна побудувати з використанням явища відриву приграничного шару при обтіканні струменем криволінійного профілю, подібного до профілю крила літаків (рис. 8.37).

Якщо струмінь рідини або газу, що витікає із сопла живлення 2, направити по дотичній до криволінійного профілю 3, то струмінь, обгинаючи профіль, вигинається, і на виході приймального сопла 5 з'являється вихідний сигнал  $P_{B1} = 1$ . Коли подається дискретний сигнал керування  $P_k = 1$  по каналу 1, то під дією тиску, створеного сигналом керування, основний струмінь, що обтікає криволінійний профіль, відривається і спрямовується у приймальне сопло 4. На виході приймального сопла 4 з'являється сигнал  $P_{B2} = 1$ . Якщо тепер зняти сигнал керування  $P_k = 1$ , струмінь знову повертається до криволінійного профілю, займаючи перше стає положення. Легко перекопатися, що на виході  $P_{B1}$  виконується операція заперечення вхідного сигналу НЕ ( $P_{B1} = \bar{P}_k$ ), а на виході  $P_{B2}$  — операція повторення вхідного сигналу ТАК ( $P_{B2} = P_k$ ).

Якщо у аеродинамічному профілі виконані не один, а два канали керування, по яких подаються два незалежних дискретних сигнали, то такий елемент буде виконувати на виході  $P_{B2}$  логічну операцію АБО, на виході  $P_{B1}$  — операцію НЕ АБО. Якщо один з каналів керування з'єднати лінією зворотного зв'язку з виходом  $P_{B2}$ , на цьому виході буде виконуватись операція запам'ятовування вхідного сигналу, що подається по другому каналу керування, а на виході  $P_{B1}$  — його заперечення. З'єднавши вихід  $P_{B1}$  з глухою камерою, можна побудувати струминний генератор пневматичних імпульсів.

З принципом роботи турбулентних підсилювачів і вихревих елементів можна познайомитись у літературі [15].

**Системи модулів струминної техніки.** Струминна техніка автоматичного керування знайшла найбільш повне втілення в системах модулів струминної техніки СМСТ-1 і СМСТ-2, що були розроблені Інститутом проблем керування АН СРСР. Всі модулі струминної техніки СМСТ-2 поділяються на п'ять основних груп:

1. Вхідні пристрої, куди входять переривник шляховий, зчитуючий пристрій, пневмокнопки і пневмотумблери, перемикачі, клавішні пристрої, спеціальні датчики.
2. Засоби перетворення і дистанційної передачі. До цієї групи входять електропневматичні і гідропневматичні перетворювачі, перетворювачі код — код і тиск — код, понижувач тиску тощо.
3. Модулі для обробки інформації і вироблення команд керування.
4. Засоби перетворення і дистанційної передачі команд керування. До цієї групи належать пневмоелектричні і пневмогідравлічні перетворювачі, перетворювачі код — тиск і код — переміщення.
5. Вихідні пристрої, куди входять підвищувач тиску, індикатори, підсилювачі потужності, перемикачі потоків, виконавчі механізми тощо.

Більшість струминних модулів належить до третьої групи — групи засобів обробки інформації.

Відповідно до завдань, що виникають при формуванні команд керування, третя група поділяється на чотири підгрупи:

- 1) модулі логічних операцій (НЕ АБО, НЕ І, АБО — НЕ АБО, І — НЕ І, рівнозначність);
- 2) модулі арифметичних операцій (суматор двійковий, порівняння порозрядне, вентиль, перетворювач код Грея — двійковий);
- 3) модулі запам'ятовуючих пристроїв (тригер, тригер лічильний, елемент пам'яті, регістр зміщуючий);
- 4) модулі допоміжних пристроїв (підсилювач витрати, генератори грубий і точний, реле границне, дросель регульований, ежектор тощо).

Крім того, до третьої групи входять релейні пристрої, які реалізують операції АБО, і підсилювач, який реалізує операції ТАК — НЕ.

Величини пневматичних параметрів, які прийняті для СМСТ-2, такі: тиск живлення  $p_{ж} = 200 \pm 20$  мм вод. ст. (0,002 МПа), сигнал 0 — відповідає тискам від  $-5$  до  $+4$  мм вод. ст., сигнал 1 — тискам від 40 до 80 мм вод. ст.

Модуль складається із функціональних плат і кришок, що стягнуті між собою кріпленням. В нижній кришці знаходяться штуцери або комунікаційні отвори, через які модуль з'єднується з загальною монтажною платою приладу.

Для побудови модулів використовують первинні струминні елементи, робота яких визначається двома основними принципами — вільною взаємодією струменів і взаємодією струменя зі стінкою (ефект Коанда).

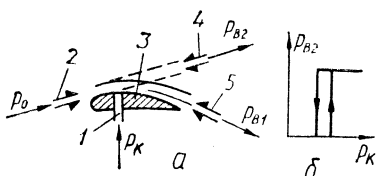


Рис. 8.37. Струминний елемент з криволінійним профілем:

а — схема; б — статична характеристика

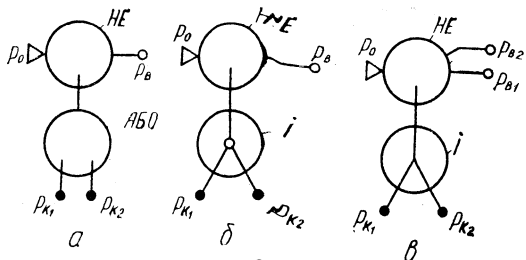


Рис. 8.38. Модулі СМСТ-2 НЕ АБО (а), НЕ І (б), І — НЕ І (в)

У системі СМСТ-2 використано 4 види пасивних елементів і 5 видів активних.

Всі модулі побудовано на комбінації первинних логічних елементів. До пасивних належать елементи АБО, які побудовано за схемами, показаними на рис. 8.34, а і 8.34, в, і елемент «Д» — пневматичний діод, який пропускає сигнал в одному напрямку і забороняє проходження сигналу в зворотному напрямку.

До активних елементів належать елементи «Р» — реле, елемент «П» — пам'ять, які працюють за принципом взаємодії струменів (рис. 8.32 і 8.33), елементи «Т<sub>1</sub>» і «Т<sub>2</sub>» — тригери з двома і чотирма входами, які побудовані на використанні ефекту Коанда (рис. 8.36, а), елемент «П<sub>р</sub>» — підсилювач з одним входом, робота якого заснована як на використанні взаємодії струменів, так і на ефекті Коанда (рис. 8.35).

До модулів СМСТ-2 відносяться модуль НЕ АБО (стрілка Пірса), який виконує логічну операцію заперечення диз'юнкції і складається з активного реле — інвертора з вільною взаємодією струменів і пасивного логічного елемента АБО, розміщених на одній платі (рис. 8.38, а), модуль НЕ І (штрих Шефера), який виконує логічну операцію заперечення кон'юнкції і складається з активного реле-інвертора з вільною взаємодією струменів і пасивного логічного елемента І, розміщених на одній платі (рис. 8.38, б), модуль І — НЕ І, що виконує по одному виходу  $P_{B2}$  логічну операцію кон'юнкції, а по другому виходу  $P_{B1}$  — заперечення кон'юнкції.

До числа модулів СМСТ-2 входить також модуль АБО — НЕ АБО на чотири входи, який виконує по одному виходу  $P_{B1}$  логічну операцію диз'юнкції, а по другому виходу  $P_{B2}$  — її заперечення. Він складається з трьох активних елементів — підвищувач тиску «П<sub>р</sub>», двох пасивних АБО і одного пасивного елемента І, розміщених на двох платах (рис. 8.39, а). Модуль призначений для побудови логічних пристроїв з багатьма входами.

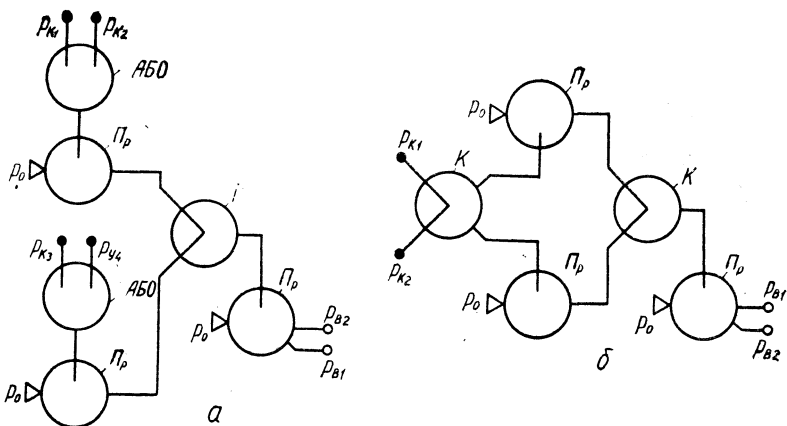


Рис. 8.39. хеми модулів АБО—НЕ АБО (а), рівнозначність — нерівнозначність (б)

Модуль «рівнозначність — нерівнозначність» (рис. 8.39, б) виконує по одному виходу  $P_{B1}$  операцію нерівнозначність (на виході одиничний сигнал з'являється тільки тоді, коли один із вхідних сигналів дорівнює 1, а другий 0), а по другому виходу  $P_{B2}$  — інверсну операцію — рівнозначність (еквівалентність). Модуль має три активних елементи « $PI_p$ » на одній платі і два пасивних комбінованих елементи « $K$ » на другій платі. Призначений для побудови блоків обігу, перетворювачів у цифрових пристроях і т. д.

Модуль «Тригер» побудовано на базі активного елемента « $T_2$ » і двох пасивних діодів (рис. 8.40, а). Він має ще два входи по одному з кожного боку, які використовуються тоді, коли необхідно побудувати генератор коливальних.

Модуль «ланка пам'яті» (рис. 8.40, б) складається з двох плат: функціональної плати «Тригер» і плати з пасивним елементом « $K$ ». Модуль «Тригер лічильний» (рис. 8.40, в) побудований із двох функціональних плат модуля «Тригер» і однієї комунікаційної плати між ними, причому вхідний тригер використовується в пасивному режимі, оскільки в його канал живлення подається сигнал керування  $P_{K1}$  (лічильний). Діодні входи  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $P_5$  служать для установки тригера в початкове (нульове) положення. При цьому незалежно від наявності або відсутності вхідного лічильного сигналу  $P_{K1}$  сигнал для установки слід подавати на два входи  $P_2$  і  $P_4$  для одержання  $P_{B2} = 1$  або на  $P_3$  і  $P_5$  для одержання  $P_{B1} = 0$ .

Модуль «Тригер з логічними входами» побудовано з двох плат: елементної плати « $T$ » — тригер і плати з двома пасивними елементами І та АБО (рис. 8.40, г). Модуль має чотири входи керування і два взаємоінверсних виходи.

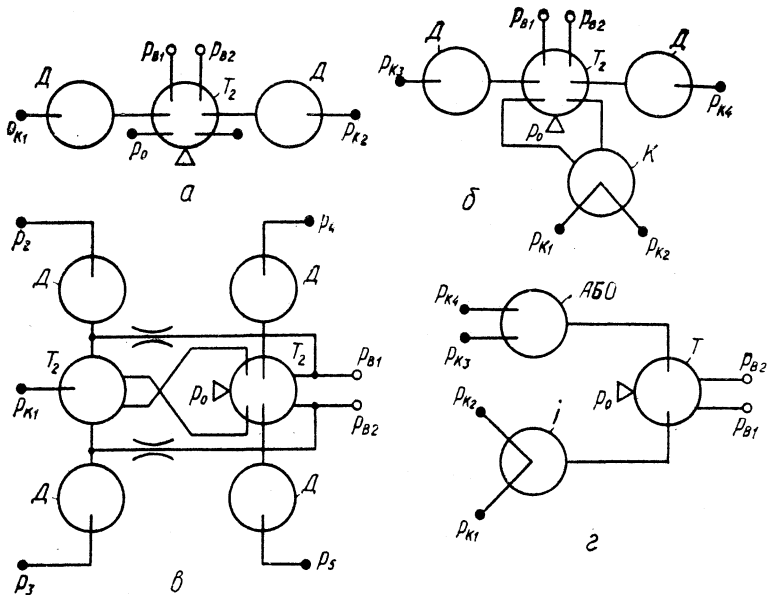


Рис. 8.40. Схеми модулів тригер (а), ланка пам'яті (б), тригер лічильний (в), тригер із логічними входами (г)

Струмів живлення переключується з одного положення на друге під дією відповідної пари сигналів керування, включених за схемою І з одного боку і за схемою АБО з другого. Використовується модуль для побудови багатотактових схем.

Крім розглянутих модулів в СМСТ-2 входять модуль «Елемент порозрядного порівняння», призначений для побудови цифрових порівнюючих пристроїв, модуль «Підвищувач», що використовується як вихідний пристрій, який передає сигнали на мембранний підсилювач потужності, тощо.

Для побудови пасивних логічних схем у системі модулів передбачені окремі плати тільки з пасивними елементами.

Прилади та пристрої систем керування, збудовані на модулях СМСТ-2, в сполученні з електричними входними та вихідними пристроями використовуються у відповідних електропневматичних, пневмоелектричних та інших видах перетворювачів.

Значне розповсюдження у системах автоматичного керування в машинобудуванні мають струмінні модулі системи ВОЛГА, розроблені Волжським філіалом Всесоюзного науково-дослідного інституту абразивів і шліфування та багаторежимні струмінні дискретні елементи (пневмістори), розроблені НДІ теплотрилад.

Струминні елементи системи ВОЛГА працюють у діапазоні робочих тисків 100—1000 мм вод. ст. (0,001—0,01 МПа).

До системи ВОЛГА належать модулі СТ-41 та СТ-44, що виконують логічні операції АБО — НЕ АБО на два та три входи, модуль СТ-43, що виконує логічні операції І — НЕ І, модуль СТ-42, тригер з роздільними входами та інші.

Принцип дії цих модулів базується на використанні ефекту Коанда у поєднанні з внутрішнім зворотним зв'язком, який виникає за рахунок замикаючого вихору, що утворюється увігнутим дефлектором, розташованим на подільнику потоку.

Модулі АБО — НЕ АБО на два та три входи являють собою моностабільні струминні підсилювачі з малою петлею гістерезису. Вони збудовані за принциповою схемою, показаною на рис. 8.35. Тригер СТ-42 з роздільними входами являє собою бістабільний підсилювач, побудований за принциповою схемою, що показана на рис. 8.36, а. Модуль СТ-43 (І — НЕ І) складається з моностабільного підсилювача та пасивного елемента І на вході, розміщених на одній платі.

Конструктивною особливістю струминних логічних елементів системи ВОЛГА є те, що всі входи та виходи елемента виведено на один його бік. Вони виконані у вигляді комутаційних ніжок, що дозволяє використати штекерний метод монтажу елементів у схемах на спеціальних платах.

Для установки та комутації логічних струминних елементів розроблено монтажні блоки на 20, 60 та 100 елементів, що мають вмонтовані індивідуальні джерела живлення ежекторного типу, фільтр, монтажну плату, колектор виставки тригерів та пневматичні штекерні з'єднання.

Монтажна плата 1 (рис. 8.41) має колектор 4, від якого живляться усі змонтовані на платі елементи 2. Елементи встановлюють у штекерні уцільнені гнізда 3 плати, що виконані з поліхлорвінілових трубок.

Входи та виходи елементів виведені на монтажний бік плати за допомогою латунних трубок 5. Поєднання елементів у схему здійснюється за допомогою поліхлорвінілових трубок.

Структурна схема струминної системи керування показана на рис. 8.42.

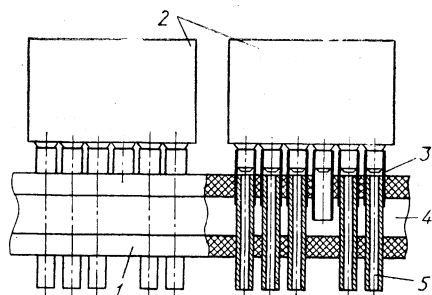


Рис. 8.41. Монтаж струминних елементів на платі

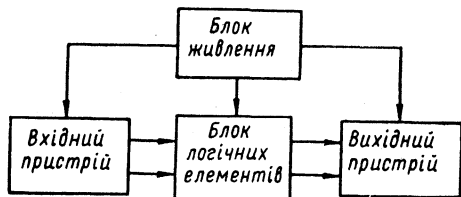


Рис. 8.42. Структурна схема струминної системи керування

## 8.6. Пневматичні програмні задаючі пристрої

**Головні типи пневматичних програмних задаючих пристроїв.** Розробка нових систем автоматичного керування у машинобудуванні, в тому числі циклових систем програмного керування для гнучких автоматизованих виробництв, зв'язана з необхідністю створення програмних задаючих пристроїв, які б мали змогу здійснювати швидко переналадку обладнання на різноманітні технологічні цикли.

До функцій програмних задаючих пристроїв (ПЗП) циклових систем входять, у першу чергу, програмування послідовності операцій циклу та забезпечення можливості її зміни при мінімальній витраті часу, а також програмування тих елементів циклу, для яких необхідні зміни за певною програмою на протязі технологічного циклу.

Застосування циклових систем з ПЗП характерне для універсальних автоматизованих машин та установок у штучному та малосерійному виробництвах, де за умовами експлуатації необхідні часті переналадки технологічного обладнання.

Крім того, більшість ПЗП являють собою багатофункціональні логічні пристрої, які дозволяють не тільки зробити простішою зміну програм, а й значно мінімізувати логічну частину системи керування, зменшити кількість ліній зв'язку, що для пневматичних та гідравлічних систем дуже важливо. Пневматичні ПЗП більш різноманітні та частіше застосовуються, ніж гідравлічні пристрої аналогічного призначення. Це пояснюється досягненнями сучасної пневмоавтоматики, створенням малогабаритних, швидкодіючих та надійних елементів, використанням у керуючих пристроях циклових систем низьких тисків. Типовими пневматичними пристроями, які використовуються як ПЗП, є командоапарати, штекерні панелі, комутатори, обвідні пристрої, програмні пристрої витримки часу.

Командоапарати являють собою один з найбільш розповсюджених типів пневматичних ПЗП у циклових системах. Існує велика кількість їхніх конструкцій, які відрізняються видом програмоносія, засобом створення керуючих сигналів, характером руху програмоносія та типом привода, що використовується, рівнем тиску живлення, конструктивним оформленням окремих елементів, вузлів тощо. Це свідчить не тільки про широке розповсюдження командоапаратів, а й про відсутність їхніх універсальних конструкцій, за допомогою яких можна було б вирішувати більшість завдань програмного керування.

Командоапарат найчастіше проектується для конкретного циклу з певною кількістю тактів та робочих органів. При цьому враховують також конкретні варіанти зміни циклу, які потрібні у процесі експлуатації, та передбачають необхідні для цього переналадки.

Використовувати такий командоапарат для іншого програмованого циклу, як правило, не можна, а якщо і можна, то лише при значних

змінах в конструкції. Таке положення характерне для пневматичних командоапаратів високого тиску, у яких подібно до гідравлічних командоапаратів роторного типу як програмоносій використовується розподільний вал, барабан з кулачками, що діють при безперервному або періодичному русі на шляхові клапани, або спеціальний обертовий розподільчач.

Указані недоліки можна усунути, якщо використати командоапарати крокового типу. Програмоносій такого командоапарату робить періодичний поворот на кут, кратний величині кроку. Кожному його фіксованому положенню відповідає визначена комбінація вихідних сигналів керування. Їхнє спрацьовування може контролюватися по шляху переміщення, за часом або за зусиллям на робочому органі. Крім того, можна ввести різні блокування сигналів, коли черговий поворот на крок відбувається тільки після виконання попередніх команд. Командоапарат має комутуючий пристрій, завдяки якому привод періодичного повороту програмоносія в різних тактах робочого циклу одержує команди на спрацювання від різних командних пристроїв, що створюють ці команди після виконання всіх операцій відповідних їм тактів.

Розробка елементів мембранної, струминної і струминно-мембранної пневмоавтоматики не тільки не обмежила застосування пневматичних командоапаратів, а і відкрила нові для них можливості підвищення універсальності, гнучкості програмування, а також дозволила створити нові структурні форми, наприклад командоапарати без традиційних валів або барабанів, що являють собою послідовне з'єднання типових секцій командних пристроїв на тригерах з роздільними входами та імпульсним керуванням. Разом з тим мініатюризація елементів, зменшення тисків, витрат, прохідних перерізів, величин відкриття каналів і зусиль при переключеннях дозволяють і командоапаратам старої структури надати вигляд, типовий для приладів, значно зменшити габарити, підвищити швидкодію. Крокові командоапарати роторного типу або з поступальним рухом програмоносія в мініатюрному виконанні дозволяють уникнути багатоелементних схем, зручні в експлуатації, відрізняються високою надійністю.

Перехід до низьких тисків дозволив застосувати нові для пневмоавтоматики типи програмоносіїв у вигляді перфокарт і перфострічок при безконтактному способі зчитування записаної на них інформації. Це різко спростило програмування і зміну програм. Крім того, стало можливим використання програмоносія в ролі комутуючого пристрою і в кожному фіксованому його положенні здійснювати живлення тільки певних датчиків, а їхні виходи зв'язувати необхідними логічними зв'язками, для реалізації яких використовуються логічні оператори або їхні з'єднання, що вже вжиті в інших тактах програмованого циклу. За рахунок перекомутації ліній зв'язку логічної частини циклової системи можна багаторазового використовувати в ме-

жах робочого циклу одні і ті ж логічні оператори у різних сполученнях, тобто побудувати схеми керування із змінною структурою при мінімумі елементів.

Застосування перфострічок як програмоносіїв зумовило розробку крокових командоапаратів з лінійним кроковим рухом. В той самий час використовуються командоапарати та інші ПЗП роторного типу. Прикладом може бути серійний командоапарат низького тиску типу Ф61-11.

Новим у розвитку пневматичних ПЗП є зчитуючі пристрої у системах з цифровим програмним керуванням. По своїй суті це також командоапарати з великим об'ємом програм, причому на перший план при програмуванні виступає інформація координатна (про величини переміщень виконавчих приводів) і технологічна (про величини швидкостей, подач тощо). Об'єм логічної інформації про послідовність і напрямки рухів виконавчих приводів тут відносно невеликий на відміну від звичайних командоапаратів, де така інформація є основою програми. У пневматичних зчитуючих пристроях використовується головним чином струминний спосіб зчитування при низьких тисках повітря. Як приклад можна назвати зчитуючі пристрої для металообробних верстатів з програмним керуванням, розроблені НІАТ (СРСР), інститутом верстатобудування (НДР), фірмами «Techne» (Англія), «Magkonі» (Італія) та ін.

Другою різновидністю пневматичних ПЗП в циклових системах є програмні панелі. Панель виконує роль комутатора і має набір пневмокнопок, тумблерів або спеціальних гнізд для установки штекерів. Вона підключається до логічної частини циклової системи. Надавленням визначених кнопок, переключенням тумблерів або установкою штекерів здійснюється з'єднання логічних елементів, вхідних і вихідних каналів системи за певною схемою, що відповідає потрібному циклу.

Можливості таких ПЗП значно розширяються, якщо програмну панель з'єднати з кроковим перемикачем, який вибірково включає в логічні ланцюги потрібні ряди панелі.

Автоматизовані технологічні процеси часто містять у собі операції, контрольовані за часом. Принцип дії пневматичних клапанів витримки часу базується на використанні процесів наповнення (опорожнення) пневмоємкості через регульований опір-дросель. Після досягнення певного рівня тиску в пневмоємкості спрацьовує розподільний елемент і на виході пневмоклапана з'являється керуючий сигнал. Оскільки процеси наповнення (опорожнення) короткочасні, то діапазон регулювання клапанів витримки часу досить вузький. Його розширення за рахунок збільшення ступеня дроселювання і об'єму пневмоємкості викликає збільшення похибок через зростаючий вплив на тривалість процесу коливань тиску, витоку і теплообміну. Крім того, пневмоклапан витримки часу можна відрегулювати тільки на одну

витримку, яку не можна змінити в процесі автоматичної роботи циклової системи. Тому в тих випадках, коли потрібно здійснювати контроль за часом кількох операцій робочого циклу в значному діапазоні і досить точно, використовуються програмні пристрої витримки часу, що працюють за принципом складання (додавання) імпульсів невеликої тривалості часу. Для цього використовуються тригерні ланцюжки (подільники частоти) або крокові двигуни. Програмні пристрої витримки часу забезпечують у процесі автоматичної роботи подачу кількох незалежних команд у функції часу по наперед заданій програмі.

Нижче розглянуто пневматичні ПЗП, у тому числі і програмні пристрої витримки часу, які використовуються у системах автоматичного керування.

**Програмні задавальні пристрої з кроковими двигунами.** Струминні програмні задавальні пристрої (ПЗП) з поступальним кроковим рухом програмоносія розроблені для циклових систем, у яких в керуючій частині використовуються струминні елементи низького тиску. Програмоносієм є стандартна перфокарта. Для її перфорування застосовуються звичайні перфоратори для верстатів з ЧПК. Періодичні переміщення перфокарти на крок здійснюються кроковим приводом.

Робота ПЗП (рис. 8.43) базується на використанні струминного способу зчитування команд, записаних на перфокарту 1, яка закріплена у рухому рамку 2, і розміщена в зазорі між двома платами 11 і 12 із вхідними, вихідними каналами та каналами живлення. Рамка жорстко зв'язана з гільзою реверсивного пневматичного циліндра 3. Шток циліндра закріплений, а гільза з'єднана з зубчатою рей-

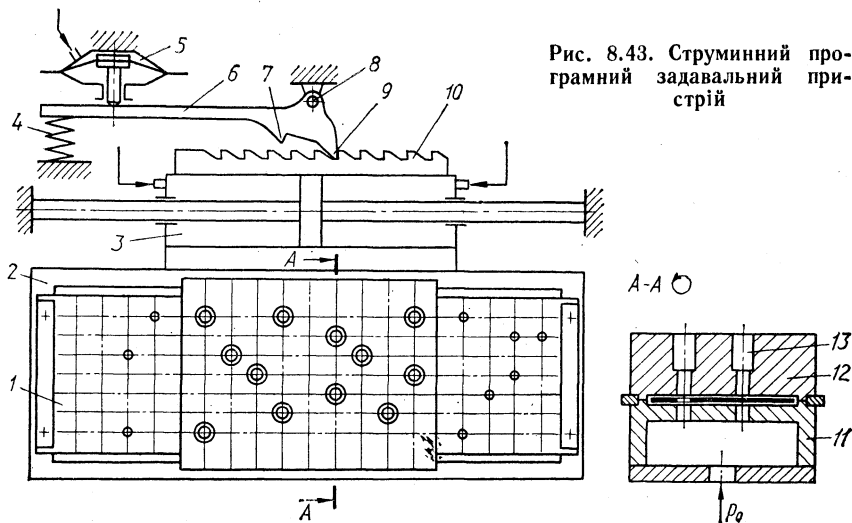


Рис. 8.43. Струминний програмний задавальний пристрій

кою 10, для фіксації якої служить важіль 6, що повертається на осі 8 і має фіксуючі виступи 7 і 9. Привод 5 і пружина 4 забезпечують коливальний рух важеля відносно осі.

При підводі стиснутого повітря в ліву порожнину циліндра його гільза разом з рамкою і рейкою намагається переміститися вліво, але цьому рухові перешкоджає фіксуючий виступ 9 поворотного важеля. Якщо в робочу порожнину привода 5 подати стиснуте повітря, то важіль повернеться на осі і виступ 9 звільнить зуб рейки від фіксації, дозволяючи приводу виконати переміщення. Одночасно з розфіксацією зуба рейки виступ 7 важеля займає положення, в якому він може зафіксувати один із зуб'їв рейки, чим обмежується величина переміщення. Фіксуючі виступи виконані так, що при зміні фіксації привод може переміститися тільки на півкроку зуба рейки. Якщо робочу порожнину камери 5 сполучити з атмосферою, то під дією пружини 4 важіль повернеться у початкове положення. При цьому виступ 7 звільнить рейку, а виступ 9 зафіксує наступний її зуб, дозволяючи рухомій частині переміститися ще на півкроку. Отже, при подачі сигналу керування на привод 5 у вигляді імпульсу довільної форми рамка з перфокартою переміщається на крок з проміжною фіксацією через півкроку.

При реверсі циліндра 3 стиснуте повітря підводиться в його праву порожнину і гільза циліндра разом з рейкою і рамкою переміщується праворуч, у початкове положення. При цьому похилі верхні зубці рейки по черзі діють на виступи важеля, приводячи його в коливальний рух, що виключає заклинювання і зупинку рейки.

Таким чином, рамка з програмоносієм може переміщатися крок за кроком вліво при зчитуванні та обробці записаної на перфокарті інформації і прискорено, без проміжних зупинок, повертатися у початкове положення. Команда на повернення в початкове положення може бути подана в будь-який момент роботи ПЗП. Це дозволяє використовувати пристрій для програмування циклів з різним числом тактів, уникаючи при експлуатації втрати часу на те, щоб прискорено пройти невикористані позиції, як це має місце в ПЗП роторного типу при установці програмоносія у початкове положення.

Зчитування програми, записаної на програмоносії по рядках, відбувається при переміщенні програмоносія на крок. Перфокарта має 10 доріжок, на кожній з яких може бути записана програма роботи одного з робочих органів машини. Як відмічалось раніше, в цьому задавальному пристрої використано струминний спосіб зчитування команд, записаних на перфокарту.

Нижня плата 11 ПЗП — це колектор, у порожнину якого підведено стиснуте повітря з тиском  $p_0$ . У верхній платі виконані вихідні канали 13, які комутуються з вихідними каналами елементів керування системи. Перфокарта являє собою заслінку, яка перекидає доступ стиснутому повітрю із колектора плати 11 у вихідні канали

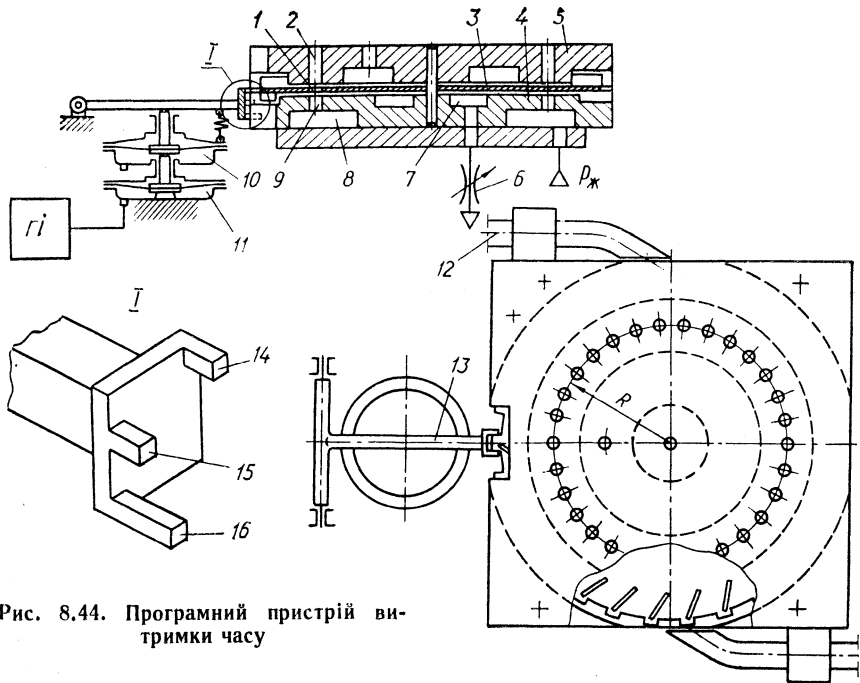


Рис. 8.44. Програмний пристрій витримки часу

13 верхньої плати 12. Пневматичний дискретний сигнал поступає на виходи 13 ПЗП тільки в тому випадку, якщо отвір у перфокарті співпадає з вихідним отвором відповідного каналу 13.

Аналогічно ПЗП може бути побудовано з використанням крокового привода «стріляючого» типу, що має високу швидкодію.

Розглянемо ще декілька типів ПЗП, які застосовуються у гнучких пневматичних системах автоматичного керування.

На базі крокового двигуна роторного типу [26, 27] розроблено пневматичний програмний пристрій витримки часу для струминних систем керування, який забезпечує одержання в процесі автоматичної роботи кількох витримок часу за наперед заданою програмою, підвищену точність відрахунку часу в порівнянні із звичайними пневматичними клапанами, легкість і точність настроювання потрібних витримок часу, широкий діапазон настроювань, мінімальний час на підготовку до наступного або повторного спрацювання, можливість контролю часу для переривчастих процесів, захист від падіння тиску, у випадку чого відрахований час запам'ятовується.

У конструкції програмного пристрою витримки часу (рис. 8.44) диск-ротор 3 вільно посажений на центральну вісь і має отвір 1, розміщений на радіусі  $R$ . У верхній 5 і нижній 4 платах рівномірно

по колу цього ж радіуса просвердлені отвори 2 і 9, осі яких співпадають. Кількість отворів дорівнює або кратна числу фіксованих положень ротора в межах повного оберту диска-ротора. Отвори в нижній платі виходять у кільцеву камеру 8, куди підведено стиснуте повітря. Отвори у верхній платі є вихідними каналами пристрою. У фіксованих положеннях диска-ротора його отвір 2 з'єднує один із вихідних каналів з лінією, до якої підведено стиснуте повітря, створюючи на ньому командний сигнал. Кільцева камера 7 у нижній платі має вихід в атмосферу через дросель 6, за допомогою якого регулюється зважений стан диска-ротора. Тиск у камері 7 створюється завдяки перетіканням повітря із каналів 9, до яких підведено стиснуте повітря. Обертаючий момент на диску-роторі 3 створюється струменем стисненого повітря, підведеного до сопел 12 та направленою на лопатки диска. Крокове переміщення диска здійснюється при подачі пневматичних імпульсів постійної частоти від генератора імпульсів Г і на вхід мембранного привода 11. При цьому важіль фіксації 13 здійснює коливальні рухи і працює як анкерний механізм, а його голівка, яка має фіксуючі виступи 14 і 15, фіксує положення зуба диска, дозволяючи йому при кожному підвійному ході важеля повертатися на один крок, величина якого визначається кількістю зубців по периферії диска. Виступ 16 голівки важеля фіксації фіксує диск у початковому положенні.

Відрахунок часу починається з моменту включення генератора. Періодичне повернення диска на крок забезпечує послідовну появу сигналів на вихідних пристроях, причому кожному з них відповідає певний час. Цей час залежить від періоду коливань генератора і кількості імпульсів, які повинні бути подані, щоб диск-ротор повернувся на кут, що відповідає даному виходу, і щоб отвір 1 співпав би з цим виходом. Програмування витримки часу зводиться до вибору відповідного виходу і з'єднання його з керуючою частиною системи. При виключенні генератора відрахунок часу припиняється. Щоб установити диск-ротор у початкове положення, необхідно подати стиснуте повітря в робочу порожнину мембранної камери 10.

Для забезпечення незалежного настроювання кожної витримки часу і використання всього діапазону при кожному відрахунку програмний пристрій витримки часу працює у комплексі з комутатором, функції якого у системі керування виконує кроковий задавальний пристрій з перфокартою (рис. 8.43). Комутатор забезпечує в будь-якому такті робочого циклу незалежний зв'язок одного із виходів пристрою з логічною частиною системи керування. Кожний відрахунок часу починається з нуля. Завдяки цьому зміни часу будь-якої з технологічних операцій не потребують перебудови всіх наступних пристроїв часу, що має місце при нагромаджувальному (послідовному) відрахунку. Можлива кількість установок часу визначається числом тактів ПЗП.

Описаний пристрій може бути використаний також як лічильник імпульсів, подільник частоти, найпростіший командоапарат. В останньому випадку для збільшення числа вихідних каналів у кожному такті можна або додати ще один ряд вихідних каналів, або зробити в диску-роторі, наприклад, ще два отвори, розмістивши їх рівномірно по колу радіуса  $R$ , і одержати у кожному такті 3 незалежних вихідних сигнали.

Розглянемо ще один варіант програмного задаючого пристрою, призначеного для використання в системах програмного керування на елементах УСЕППА (рис. 8.45). В його конструкції також використано пневматичний кроковий двигун «стріляючого» типу, який забезпечує при відрахунку часу періодичний поворот барабана 8 (у межах одного оберту) і прискорене повернення його у початкове положення в кінці кожного відрахунку. Принцип одержання крокового руху барабана такий, як і в кроковому двигуні: барабан навантажується обертаючим моментом, а його зубчастий диск 5 фіксується виступами важеля фіксації 4 (показано в аксонометрії), при коливальному русі якого відбувається зміна фіксації зубців диска, що дозволяє повернути барабан на кут, який відповідає половині кроку зубців диска. Обертаючий момент створюється пневмоциліндром 7 за допомогою зубчасто-рейкової передачі 6.

На барабані встановлені кільця 9 з заслінками 10. В одному з положень барабана заслінка перекриває сопло відповідного шляхового пневмодатчика. Датчики виконано у вигляді колодки 11 з прорізами, яка має сопла, що з'єднуються по черзі через комутатор 12 з лінією живлення. У кожному положенні золотника комутатора живлення одержує тільки один датчик (на схемі показано підключення тільки першого з них), при перекритті сопла якого утворюється командний сигнал. Число датчиків і кілець із заслінками відповідає кількості фіксованих позицій розподільвача комутатора. Кожне кільце має можливість незалежної кутової установки з наступною фіксацією.

Поворотом кільця відносно початкового положення барабана встановлюється потрібна витримка часу, кількість яких визначається числом шляхових датчиків.

Робочі коливання важеля фіксації здійснює мембранний привод 2, з'єднаний з виходом генератора пневматичних імпульсів 1. Встановлений послідовно привод 3 забезпечує розфіксацію диска 5 і поворот розподільвача комутатора на крок при допомозі храпового механізму 13. Після розфіксації диска реверсується пневмоциліндр 7 і барабан устанавлюється у вихідне положення.

Виконавчі механізми програмного задаючого пристрою мають автономну систему керування, зібрану на елементах УСЕППА. Система забезпечує автоматичний контроль за спрацьовуванням виконавчих механізмів, встановлює послідовність їхньої роботи, здійс-

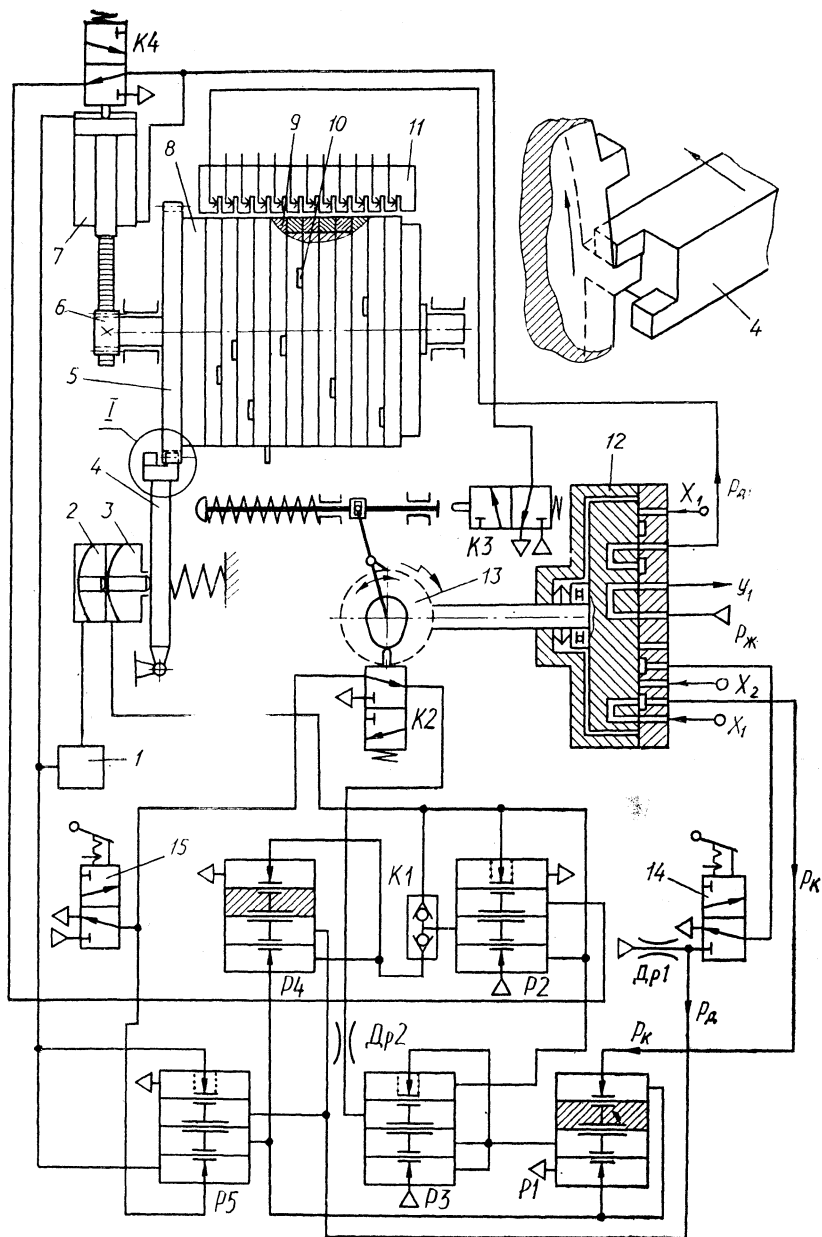


Рис. 8.45. Програмный задающий пристрой на элементах УСЕППА

нює необхідні блокування, а також забезпечує можливість ручного керування механізмами пристрою при його налазді.

При підключенні програмного пристрою підводиться стиснуте повітря до всіх показаних на схемі точок, а входи комутатора  $X_1$ ,  $X_2$ , ...,  $X_n$  з'єднуються з елементами, які подають на протязі робочого циклу команди на початок відрахунку часу.

Ввімкненням пневмоторублера 15 стиснуте повітря підводиться на вхід реле  $P5$  і через клапан  $K2$  до реле  $P3$ , блокуючи його переключення. Тумблером 14 вмикається лінія живлення датчиків. У вихідному положенні, якщо перше кільце на барабані повернуто на деякий кут і його заслінка не перекриває сопло датчика, ця лінія через датчик зв'язується з атмосферою. Дросель  $Dp1$  підбирається таким, щоб надлишковий тиск повітря в лінії живлення датчиків практично був відсутнім ( $P_{д1} = 0$ ;  $P_{д} = 0$ ). Якщо тепер подати вмикаючий сигнал  $X_1$ , на виході комутатора з'являється сигнал  $P_k$ , який через реле  $P1$  проходить у камеру керування реле  $P5$ , відкриває його і включає підвід живлення в поршневу камеру пневмоциліндра 7 і до генератора імпульсів 1. Починається періодичний поворот барабана. В кінці часу, встановленого поворотом першого кільця, заслінка перекриває сопло датчика і в лінії після дроселя  $Dp1$  зростає тиск  $P_{д}$ . Під його дією переключаються реле  $P5$  і  $P4$ . Переключення  $P5$  вмикає генератор і зв'язує поршневу камеру пневмоциліндра 7 з атмосферою. Переключенням  $P4$  сигнал  $P_k$  проходить по лінії  $P1 - P4 - K1 - P2$ , відкриваючи подачу стиснутого повітря в робочу камеру мембранного привода 3. При цьому повертається навколо осі ричаг 4 і спочатку розфіксується зубчастий диск барабана, а потім храповим механізмом 13 встановлюється в наступну позицію різподільний елемент комутатора 12 і переключається клапан  $K3$ , з виходу якого стиснуте повітря подається в штокову порожнину пневмоциліндра 7, на вхід клапана  $K4$  і на реле  $P3$ , після спрацьовування якого реле  $P1$  блокує подачу сигналу  $P_k$ . На виході комутатора з'являється черговий сигнал  $Y_2$ , який свідчить про закінчення першого відрахунку часу. Одночасно виконується перекомутація каналів: підключаються лінія живлення наступного датчика і лінія подачі сигналу  $X_2$ . Оскільки сигнал  $P_k$  переривається, реле  $P2$  включене за схемою тригера і завдяки лінії зворотного зв'язку (вихід реле — клапан  $K1$  — камера керування реле) запам'ятовує переключене положення. Тільки після повернення поршня пневмоциліндра (і барабана) у вихідну позицію і переключення клапана  $K4$  на  $P2$  подається вмикаючий його сигнал. Підвід стиснутого повітря в камеру привода 3 припиняється, важіль фіксації повертається у початкове положення, штокова порожнина пневмоциліндра з'єднується з атмосферою, а собачка храпового механізму «набирає» черговий зуб колеса. При цьому кулачок, розміщений на осі храпового колеса, повертається в положення, показане на схемі, включає клапан

$K_2$  і з деякою затримкою (завдяки дроселю  $Dp_2$ ) знімає блокування сигналу  $P_k$ , яке вводилось автоматично на час підготовки пристрою до наступного спрацьовування. В новому положенні комутатора при наявності сигналу  $X_2$  починається наступний відрахунок часу. Якщо в процесі відрахунку сигнал  $X_2$  зняти, то генератор імпульсів відключається, і періодичний рух барабана припиняється. При поновленні сигналу відрахунок починається знову. Це може бути використано у пристроях для контролю переривчастих процесів. Якщо потрібна витримка більша часу одного обертоту ротора при даній настрійці частоти імпульсів генератора, то для безперервного відрахунку можна використати декілька обертів. При цьому відповідні заслінки на барабані встановлюються на максимальну витримку, і тільки заслінка останнього з датчиків цього ланцюжка встановлюється так, щоб сумарна тривалість відрахунку відповідала потрібній, а сигнал включення  $X$  подається на всі відповідні входи комутатора. В кінці відрахунку по кожному з датчиків ротор повертається у початкове положення, а комутатор устанавлюється в наступну позицію. Вихідний сигнал пристрою витримки часу в кінці такого відрахунку береться з виходу, який спрацьовує після переключення комутатора за командою останнього датчика цього ланцюжка.

Якщо в процесі автоматичної роботи потрібно менше команд по часу, ніж дає пристрій, тобто декілька датчиків (і позицій комутатора) не використовуються, то відповідні кільця устанавлюються на нуль, а невикористані входи керування комутатора з'єднуються з джерелом живлення. Після закінчення останнього відрахунку часу розподільвач комутатора крок за кроком проходить невикористані позиції і займає початкове положення. Барабан при цьому нерухомий.

У процесі наладки або роботи програмного задаючого пристрою може бути потрібна подача вихідної команди до закінчення відрахунку встановленої витримки часу. Для цього достатньо виключити і знову включити тумблер 14. Зупиняють генератор імпульсів виключенням тумблера 15. Для устанавки барабана в початкове положення необхідно виключити обидва тумблери. При наладці комутатора можна повертати вручну.

Програмний пристрій є функціонально закінченим вузлом і може бути використаний у будь-якій пневматичній системі керування.

Розглянуті приклади далеко не вичерпують всіх можливостей пневмоавтоматики в машинобудуванні. На їхній базі можуть бути побудовані системи програмного керування металорізальними верстатами, роботами-маніпуляторами, технологічними комплексами гнучких автоматизованих виробництв, системи керування циклічними і безперервними процесами, автоматичні регулятори і оптимізатори тощо.

СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ГІДРАВЛІЧНИХ  
ТА ПНЕВМАТИЧНИХ ДИСКРЕТНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

## 9.1. Структура і класифікація дискретних систем

Технологічні процеси, що автоматизуються за допомогою гідравлічних і пневматичних приводів, являють собою певну послідовність операцій, у відповідності з якою спрацьовують робочі органи машини чи установки, що виконує ці операції. Керування приводами робочих органів здійснює сукупність керуючих елементів, зв'язаних з керованими об'єктами і між собою. Вона і утворює систему керування (СК).

При автоматичній роботі на вхідні канали СК поступають сигнали від програмуючих пристроїв, від датчиків, що контролюють стан керованих об'єктів, стан робочої зони машини та навколишнього середовища, а також сигнали, які може подати з пульта керування оператор. Всі вони називаються **вхідними**. Залежно від комбінації вхідних сигналів і свого внутрішнього стану СК формує **вихідні** сигнали, кожен з яких керує роботою відповідних виконавчих пристроїв. У гідравлічних та пневматичних системах носієм інформації є тиск робочого середовища, а вхідні та вихідні сигнали являють собою потоки рідини чи повітря під тиском. Однак часто в цих системах використовуються елементи електроавтоматики (розподіль-

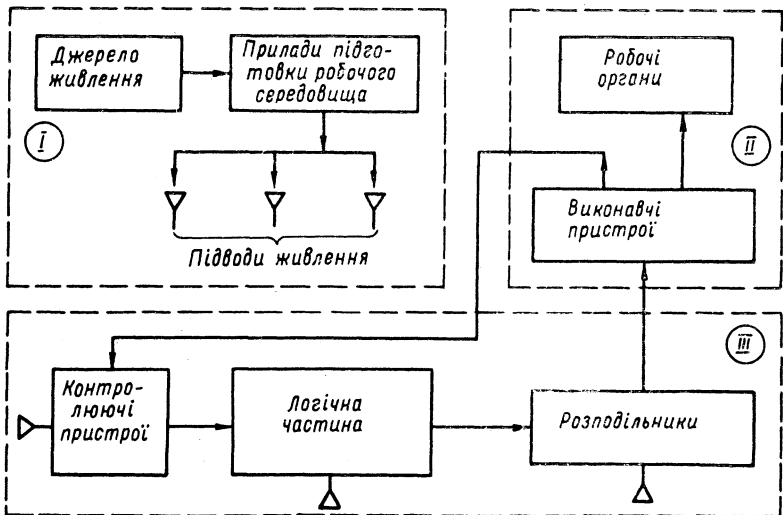


Рис. 9.1. Структурна схема дискретної системи

ники з електрокеруванням, електричні датчики і т. п.) з електричними вхідними або вихідними сигналами. У таких випадках застосовуються різні перетворювачі сигналів, наприклад, електропневматичні, пневмоелектричні, електрогідравлічні тощо.

Системи керування можуть бути аналоговими (безперервними) і дискретними. В **аналогових** СК використовуються елементи та пристрої без фіксованих робочих положень, що можуть реагувати навіть на незначну зміну рівня сигналу керування. У **дискретних** СК використовуються елементи та пристрої з фіксованими робочими положеннями і релейними характеристиками, а сигнали керування можуть приймати тільки одне з двох значень, що умовно позначаються «1» (сигнал є) і «0» (сигналу немає).

Розподіл гідравлічних та пневматичних систем на аналогові та дискретні не є абсолютним. Дискретний характер роботи більшості елементів системи не виключає можливості використання аналогових пристроїв. Так, у гідравлічних і пневматичних дискретних системах використовуються пристрої безперервної дії для регулювання та стабілізації тиску, пристрої для регулювання швидкості руху і гальмування робочих органів тощо.

У структурі гідравлічних і пневматичних систем можна виділити три складові частини (рис. 9.1): енергетичну (*I*), виконавчу (*II*) і керуючу (*III*).

**Енергетична частина** складається із джерела живлення та приладів підготовки робочого середовища. В гідросистемах джерелом живлення є насосна установка з одним чи кількома насосами, а для підготовки робочої рідини використовуються гідроклапани тиску, фільтри та теплообмінники. Джерелом живлення пневмосистем є пневмомагістраль або індивідуальний компресор. Підготовку стиснутого повітря забезпечує комплекс апаратури підготовки (див. розд. 7).

У **виконавчу частину** дискретної системи входять гідравлічні або пневматичні двигуни (циліндри, мембранні камери, мотори), які приводять в дію робочі органи машини чи установок.

**Керуючу частину** дискретної системи складають логічні, контролюючі та розподільні елементи. Набір зв'язаних між собою логічних елементів (логічна частина) забезпечує появу вихідних сигналів керування залежно від вхідних сигналів, які надходять від пристроїв, що контролюють роботу двигунів виконавчої частини. Проте однієї лише інформації про стан виконавчих пристроїв на різних етапах роботи системи не завжди достатньо для однозначної реакції логічної частини, особливо коли має місце повторення позицій робочих органів в одному циклі. Тому потрібна ще додаткова інформація про те, на якому етапі виконання робочого циклу знаходиться система. Вона надходить у вигляді додаткових вхідних сигналів від запам'ятовуваних елементів — тригерів. Кількість та вид логічних елементів,

у тому числі тригерів, і характер зв'язків між елементами логічної частини встановлюються при структурному синтезі дискретної системи керування (ДСК).

Контролюючі пристрої подають на входи логічної частини сигнали, що свідчать про виконання робочими органами тих команд, які були подані логічною частиною у вигляді вихідних сигналів. Таким чином здійснюється зворотний зв'язок між виконавчою і керуючою частинами системи. Залежно від виду контрольованих параметрів і способу контролю застосовують різноманітні типи і конструкції контролюючих пристроїв, але всі вони в своїй основі є розподільниками дискретної дії. Розподільники використовуються і для безпосереднього керування гідравлічними чи пневматичними двигунами виконавчої частини, а також виконують функції логічних елементів. Тому їх часто поділяють на головні (для безпосереднього керування приводами), командні (контролюючі виконання команд) та допоміжні (виконуючі логічні функції).

У керуючу частину дискретної системи можуть бути введені додаткові структурні елементи: програмуючий пристрій, перемикач режимів роботи, перетворювачі сигналів (у комбінованих системах), підсилювачі тощо. За допомогою програмуючого пристрою можна при невеликих затратах часу змінювати послідовність спрацьовування виконавчих механізмів, відмінити виконання частини технологічних операцій, змінювати тривалість як окремих операцій, так і всього робочого циклу в цілому. Використання програмуючих пристроїв дає також змогу значно спростити логічну частину, скоротити число логічних елементів. Тому застосування їх може бути ефективним не тільки в системах, які потребують частих переналагоджень, а й в багатоеlementних складних системах з постійним робочим циклом.

Більшість машин та установок з ДСК, крім роботи в автоматичному (напівавтоматичному) режимі, потребують ще режиму наладки, при якому оператор міг би перевірити дію окремих механізмів та виконати необхідні регулювання. У режимі наладки повинні бути перервані логічні зв'язки, які забезпечують послідовну автоматичну роботу приводів робочих органів. Натомість потрібно передбачити ручне незалежне керування кожним із приводів. З цією метою застосовуються перемикачі режимів роботи в поєднанні з пультами ручного керування.

Потреба в перетворювачах сигналів (пневмоелектричних, електропневматичних, пневмогідравлічних тощо) і підсилювачах (пневматичних, пневмогідравлічних) виникає у тих випадках, коли в дискретній системі використовуються різні види й рівні енергії.

Гідравлічні і пневматичні дискретні системи класифікуються за рядом ознак. Розглянемо найбільш суттєві з них.

**За видом енергії**, що використовується у виконавчій та керуючій частинах, дискретні системи поділяють на **гідравлічні, пневма-**

тичні, пневмогідравлічні, електрогідравлічні та електропневматичні, а за способом живлення — на системи з автономним і централізованим живленням.

За рівнем робочого тиску розрізняють системи **низького, середнього та високого тиску**. Таке ділення умовне і неоднозначне для гідравлічних і пневматичних систем. Для гідросистем низький тиск — до 5 МПа, середній — 5...20 МПа, високий — більш 20 МПа. Для пневмосистем низький надлишковий тиск — 0,001...0,01 МПа, середній — 0,1...0,25 МПа, високий — більш 0,25 МПа.

**За наявністю контролю** за виконанням команд дискретні системи поділяються на **замкнуті і розімкнуті**. У замкнутих системах виконання кожної команди контролюється датчиками, які подають сигнали на входи логічної частини. Коли яка-небудь із команд не виконана і немає сигналу від відповідного датчика, то подача наступних команд блокується. У розімкнених системах виконання команд логічної частини не контролюється. Через низьку надійність і можливість виникнення аварійних ситуацій такі системи, незважаючи на їхню простоту і дешевизну, застосовуються рідко.

**За способом контролю виконання команд** логічної частини замкнуті системи можуть бути з контролем **шляховим, часовим, по тиску або по зусиллю і змішаним**. Часто спосіб контролю називають видом керування (керування шляхове, часове, в функції тиску чи зусилля і змішане). Вибір способу контролю і відповідних йому контролюючих пристроїв залежить від умов роботи приводів і характеру виконуваних ними технологічних операцій. Контролюється у кожному випадку той параметр, який найбільш чітко свідчить про закінчення даної операції. При виборі типу контролюючого пристрою виходять із надійності його роботи, розмірів, маси, вартості, зручності розміщення, зайнятості робочої зони машини тощо.

Найчастіше використовують **шляховий контроль**, як самий надійний. Він реалізується за допомогою елементів типу кінцевих вимикачів, які переключаються кулачками чи упорами, встановленими на рухомій частині виконавчого пристрою (див. схему на рис. 7.2). Недоліками шляхового контролю є загромодження робочої зони приводів, розгалуженість трубопроводів, складність переналадки через необхідність зміни монтажу трубопроводів.

**Часовий контроль** реалізується за допомогою пристроїв витримки часу (див. рис. 7.26). Системи з часовим контролем відзначаються компактністю керуючої частини, зручним розміщенням елементів, простотою переналагодження. Але надійність їх значно нижча, ніж у системі з шляховим контролем. Хоча для спрацьовування виконавчих пристроїв при настройці часових задатчиків відводиться необхідний час з деяким запасом, сам факт спрацьовування не контролюється і система буде продовжувати роботу навіть при відмові окремих пристроїв, що може призвести до аварії. Крім того, запас часу, що

дається на спрацьовування виконавчих пристроїв, збільшує тривалість робочого циклу, тобто зменшує продуктивність машини чи установки.

**Контроль за тиском або зусиллям** застосовують в тих випадках, коли необхідно гарантувати потрібний рівень тиску або зусилля, наприклад, при кріпленні деталей у затискних пристосуваннях або коли не можна застосувати інші засоби контролю. Цей спосіб контролю досить надійний, дає можливість зручного розташування елементів системи, не ускладнює переналадку, але не може бути використаний для контролю всіх операцій робочого циклу і тому застосовується у системах із змішаним контролем.

**За типом пневматичної та гідравлічної апаратури**, що використовується у керуючій частині дискретних систем, розрізняють системи **струминні, струминно-мембранні, мембранні і клапанно-розподільні**. З елементами, що виконують логічні операції, узгоджуються датчики контролю і головні розподільники. При необхідності застосовують перетворювачі і підсилювачі.

Дискретні системи можуть бути одноктактними (вибірковими) і багатотактними (цикловими). Для **одноктактних** систем характерно, що комбінації вихідних сигналів логічної частини залежать тільки від наявних комбінацій вхідних сигналів і не залежать від попередніх комбінацій вхідних і вихідних сигналів. У **багатотактних** системах комбінації вихідних сигналів залежать не тільки від комбінацій сигналів, що поступають у даний момент на входи логічної частини, а й від попередніх комбінацій вхідних та вихідних сигналів. Інформація про попередні комбінації вводиться за допомогою тригерів. Багатотактні системи частіше називають **цикловими**. Під **циклом** розуміють визначену послідовність спрацьовування виконавчих пристроїв, по закінченню якого ці пристрої займають вихідне положення. Цикл складається із тактів. **Такт** — відрізок часу в роботі дискретної системи, протягом якого відпрацьовується стала комбінація вихідних сигналів логічної частини. Для циклових систем характерна жорстка послідовність тактів. Роботу одноктактних систем також можна розглядати як деяку послідовність тактів, але ця послідовність невизначена, такти відпрацьовуються вибірково і незалежно один від одного.

Розвиток автоматики йде по шляху ускладнення функцій та структури систем керування. При виборі структури логічної частини ДСК використовуються методи структурного синтезу, які базуються на формалізованому поданні умов роботи дискретної системи і застосуванні апарату математичної логіки.

**Задача структурного синтезу ДСК** — визначення достатнього і необхідного набору логічних елементів, який забезпечує відповідність вхідних і вихідних сигналів логічної частини даним умовам роботи. Знаходження мінімально необхідної кількості логічних елементів і їхніх взаємозв'язків носить назву **задачі мінімізації**.

При проектуванні дискретної системи враховують умови її роботи:

- 1) потрібну послідовність технологічних операцій, які виконує машина чи установка, або потрібну реакцію виконавчих пристроїв залежно від стану контрольованих об'єктів (для одноканальних систем);
- 2) необхідні режими роботи системи — автоматичний, напівавтоматичний, режим наладки;
- 3) особливості технологічних операцій і пов'язану з ними необхідність застосування певного способу контролю виконання команд, визначеного типу контролюючих і виконавчих пристроїв;
- 4) орієнтацію на певний вид апаратури керування, зв'язану з умовами експлуатації, наявності апаратури, можливостями її придбання або виготовлення, її надійністю та вартістю;
- 5) вимоги по охороні праці, техніці безпеки і попередженню браку — потребу в апаратурі контролю і захисту, в додатковому блокуванні, яке запобігало б створенню аварійних ситуацій;
- 6) вимоги по зручності обслуговування, розміщенню органів керування, конструктивному і естетичному оформленню окремих вузлів і машини чи установки в цілому.

Структурний синтез ДСК проводить в два етапи.

**Перший етап структурного синтезу** — одержання логічних рівнянь для вихідних сигналів логічної частини. При цьому орієнтуються головним чином на пункти 1 та 2 умов роботи системи. Способи контролю виконання команд і засоби реалізації логічних функцій не конкретизуються. За знайденими рівняннями будують структурну схему системи керування, на якій символічно зображують виконавчі пристрої (приводи), головні розподільники, контролюючі пристрої у вигляді кінцевих вимикачів і логічні оператори.

**Другий етап структурного синтезу** — елементарна реалізація одержаної структури і побудова принципової схеми дискретної системи. При цьому встановлюють засоби контролю виконання команд і типи контролюючих пристроїв, вибирають апаратуру для реалізації логічних функцій, при необхідності вводять у схему перемикач режимів роботи, засоби керування в режимі наладки, блокуючі і захисні пристрої, а також задатчики закону руху робочих органів — дроселі, стабілізатори швидкості руху, гальмівні пристрої тощо. Після вибору апаратури за типом залишається тільки встановити її типорозміри шляхом статичних та динамічних розрахунків приводів, які використовуються в даній дискретній системі.

## 9.2. Логічні функції і реалізація їх засобами гідропневмоавтоматики

Математичним апаратом структурного синтезу дискретних систем є двозначна алгебра логіки (алгебра Буля). Вона дає змогу звести операції з логічними умовами і висновками до формальних дій над символами, тобто оперувати логічними міркуваннями так, як математика оперує алгебраїчними символами і виразами. Двозначна алгебра логіки вивчає зв'язки між висловлюваннями, які можуть бути або **істинними** або **хибними**, що позначається одним із двох прийнятих символів — «1» (істинність) та «0» (хибність).

Логічні висловлювання можуть бути простими і складними. **Просте висловлювання** — це речення, в якому встановлюється деякий факт без будь-яких обмежуючих умов. В алгебрі логіки прості висловлювання називають **логічними змінними**. В подальшому тексті вони позначаються символами  $X_1, X_2, \dots, X_n$ . Два або більше висловлювань, які об'єднані в одному реченні зв'язками типу І, АБО, НІ...НІ, ЯКЩО...ТО тощо, створюють **складне висловлювання**. Його істинність або хибність залежить як від істинності чи хибності складових простих висловлювань, так і від характеру зв'язку між ними. Складні висловлювання називають **логічними функціями**. В тексті вони позначаються  $Y_1, Y_2, \dots, Y_m$ .

Множина логічних функцій при даній кількості логічних змінних є скінченною і може бути визначена як  $k = 2^{2^n}$ , де  $k$  — кількість можливих функцій,  $n$  — кількість змінних.

Розглянемо функції однієї змінної (табл. 9.1). Їхня кількість  $k = 2^{2^1} = 4$ . Функції  $Y_0$  та  $Y_3$  не змінюють своїх значень при зміні значення  $X$ . Вони називаються відповідно **константа нуль** і **константа одиниця**. Функція  $Y_1$

9.1. Функції однієї змінної

Y	X		Позначення	Назва функції
	0	1		
$Y_0$	0	0	$Y_0 = 0$	Константа нуль
$Y_1$	0	1	$Y_1 = X$	Повторення, ТАК
$Y_2$	1	0	$Y_2 = \bar{X}$	Інверсія, НЕ
$Y_3$	1	1	$Y_3 = 1$	Константа «1»

завжди має таке ж значення, як змінна  $X$ , тобто вона повторює значення змінної, тому  $Y_1 = X$  називають повторенням або **функцією ТАК**. Функція  $Y_2$ , навпаки, має завжди значення, протилежне (інверсне) значенню змінної  $X$ . Вона позначається  $Y_2 = \bar{X}$  (читається «не  $X$ ») і називається **інверсією, запереченням** або **функцією НЕ**.

Легко впевнитись у тому, що кожна із чотирьох функцій однієї змінної можна виразити, використовуючи символічні записи для двох функцій  $Y_0 = 0$  та  $Y_2 = \bar{X}$ . Решта функцій може

бути виражена так:  $Y_1 = \bar{Y}_2 = \bar{X} = X; Y_3 = \bar{Y}_0 = \bar{0} = 1$ . Мінімальне число функцій, за допомогою яких можна виразити решту функцій даної кількості змінних, називається **достатнім і необхідним функціональним набором**. Константа нуль (нульова функція) та інверсія являють собою такий набір для функцій однієї змінної.

У табл. 9.2 приведені логічні функції двох змінних. Для  $n = 2$  кількість функцій  $k = 2^{2^2} = 16$ . Аналізуючи дані таблиці, легко можна встановити, що функції  $Y_0, Y_3, Y_5, Y_{10}, Y_{12}$  і  $Y_{15}$  вже зустрічались серед функцій однієї змінної, тобто не є оригінальними. Крім того, функції  $Y_2$  та  $Y_{13}$  також не можуть претендувати на оригінальність, бо відрізняються від функцій  $Y_4$  та  $Y_{11}$  відповідно тільки порядком розміщення змінних. Решта функцій оригінальна, кожна з них має своє позначення і назву. Але з подальшого аналізу витікає (табл. 9.2), що  $Y_4 = \bar{Y}_{11}, Y_6 = \bar{Y}_9, Y_8 = \bar{Y}_7$  і  $Y_{14} = \bar{Y}_1$ . Це означає, що функції  $Y_4, Y_6, Y_8$  та  $Y_{14}$  можна виразити відповідно через  $Y_{11}, Y_9, Y_7, Y_1$  та інверсію. Доповнюючи чотири оригінальні функції, які залишились, функціями  $Y_0 = 0$  і  $Y_{10,12} = \bar{X}$ , знаходимо достатній функціональний набір для функцій двох логічних змінних. Проте цей набір ще може бути скороченим. Простою підстановкою значень логічних змінних можна перевірити тотожність таких виразів:  $Y_9 = X_1 \sim X_2 = \bar{X}_1 \bar{X}_2 + X_1 X_2; Y_{11} = X_1 \rightarrow X_2 = \bar{X}_1 + X_2; Y_0 = X_1 \bar{X}_1 = 0$ . Звідси висновок: для вираження будь-якої функції двох логічних змінних можна користуватись набором трьох логічних функцій — І, АБО, НЕ. Вони створюють практичний функціональний набір, який є достатнім не тільки для функцій двох змінних, а й для трьох і більше змінних, чим користується на практиці.

При структурному синтезі дискретних систем вхідні сигнали логічної частини розглядаються як логічні змінні, а вихідні сигнали — як логічні функції. Логічні залежності між вхідними та вихідними сигналами мають вигляд логічних рівнянь. Якщо для їхнього запису використовується функціональний набір І, АБО, НЕ, логічні рівняння відрізняються від звичайних алгебраїчних тільки знаками інверсії. Дії над логічними рівняннями, їхні перетворення виконуються за законами, також близькими до законів звичайної алгебри. Зручність і переваги використання набору І, АБО, НЕ полягають також у тому, що функції цього набору в дискретній техніці реалізуються досить простими і надійними пристроями та елементами, на базі яких будуються логічні схеми будь-якої складності. Важливо і те, що не виникає труднощів при переході від логічних рівнянь до їхньої елементарної реалізації.

Варто відмітити, що функціональний набір І, АБО, НЕ може бути скороченим до двох функцій АБО, НЕ чи І, НЕ. У першому

## 9.2. Функції двох змінних

Y	X <sub>1</sub>	0	1	0	1	Позначення функції	Назва функції	Вираження через І, АБО, НЕ
	X <sub>2</sub>	0	0	1	1			
Y <sub>0</sub>	0	0	0	0	0	Y <sub>0</sub> = 0	Константа нуль	Y <sub>0</sub> = X · X̄
Y <sub>1</sub>	0	0	0	1	1	Y <sub>1</sub> = X <sub>1</sub> · X <sub>2</sub>	Кон'юнкція, І	Y <sub>1</sub> = X <sub>1</sub> · X <sub>2</sub>
Y <sub>2</sub>	0	0	1	0	1	Y <sub>2</sub> = X <sub>2</sub> ⇒ X <sub>1</sub>	Заборона X <sub>2</sub> по X <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub> = X̄ <sub>1</sub> X <sub>2</sub>
Y <sub>3</sub>	0	0	1	1	1	Y <sub>3</sub> = X <sub>2</sub>	Повторення X <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub> = X <sub>2</sub>
Y <sub>4</sub>	0	1	0	0	1	Y <sub>4</sub> = X <sub>1</sub> ⇒ X <sub>2</sub>	Заборона X <sub>1</sub> по X <sub>2</sub>	Y <sub>4</sub> = X <sub>1</sub> X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>5</sub>	0	1	0	1	1	Y <sub>5</sub> = X <sub>1</sub>	Повторення X <sub>1</sub>	Y <sub>5</sub> = X <sub>1</sub>
Y <sub>6</sub>	0	1	1	0	1	Y <sub>6</sub> = X <sub>1</sub> ≈ X <sub>2</sub>	Нерівнозначність	Y <sub>6</sub> = X <sub>1</sub> X̄ <sub>2</sub> + X̄ <sub>1</sub> X <sub>2</sub>
Y <sub>7</sub>	0	1	1	1	1	Y <sub>7</sub> = X <sub>1</sub> + X <sub>2</sub>	Диз'юнкція, АБО	Y <sub>7</sub> = X <sub>1</sub> + X <sub>2</sub>
Y <sub>8</sub>	1	0	0	0	1	Y <sub>8</sub> = X <sub>1</sub> ↓ X <sub>2</sub>	Стрілка Пірса	Y <sub>8</sub> = X̄ <sub>1</sub> + X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>9</sub>	1	0	0	1	1	Y <sub>9</sub> = X <sub>1</sub> ~ X <sub>2</sub>	Рівнозначність	Y <sub>9</sub> = X <sub>1</sub> X <sub>2</sub> + X̄ <sub>1</sub> X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>10</sub>	1	0	1	0	1	Y <sub>10</sub> = X̄ <sub>1</sub>	Інверсія X <sub>1</sub> , НЕ	Y <sub>10</sub> = X̄ <sub>1</sub>
Y <sub>11</sub>	1	0	1	1	1	Y <sub>11</sub> = X <sub>1</sub> → X <sub>2</sub>	Імплікація від X <sub>1</sub> до X <sub>2</sub>	Y <sub>11</sub> = X̄ <sub>1</sub> + X <sub>2</sub>
Y <sub>12</sub>	1	1	0	0	1	Y <sub>12</sub> = X <sub>2</sub>	Інверсія X <sub>2</sub> , НЕ	Y <sub>12</sub> = X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>13</sub>	1	1	0	1	1	Y <sub>13</sub> = X <sub>1</sub> ← X <sub>2</sub>	Імплікація від X <sub>2</sub> до X <sub>1</sub>	Y <sub>13</sub> = X <sub>1</sub> + X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>14</sub>	1	1	1	0	1	Y <sub>14</sub> = X <sub>1</sub> / X <sub>2</sub>	Штрих Шеффера	Y <sub>14</sub> = X̄ <sub>1</sub> + X̄ <sub>2</sub>
Y <sub>15</sub>	1	1	1	1	1	Y <sub>15</sub> = 1	Константа одиниця	Y <sub>15</sub> = X + X̄

випадку скорочену логічну функцію І можна виразити через функції АБО, НЕ за рівнянням  $X_1 X_2 = \overline{\overline{X_1} + \overline{X_2}}$ . У другому випадку скорочену функцію АБО виражають так:  $X_1 + X_2 = \overline{\overline{X_1} \overline{X_2}}$ . Проте таке скорочення функціонального набору виявляється не вигідним, тому що призводить до ускладнення логічної частини при елементарній реалізації. Наприклад, щоб перемножити два логічних сигнали, замість одного простого елемента і в першому випадку прийдеться використати три елементи НЕ і один АБО. Тому користуються набором І, АБО, НЕ, хоч він і надлишковий.

Крім І, АБО, НЕ є й інші функціональні набори, наприклад, функції стрілка Пірса ( $Y_8 = X_1 \downarrow X_2$ ), імплікація ( $Y_{11} = X_1 \rightarrow X_2$ ), штрих Шеффера ( $Y_{14} = X_1 / X_2$ ). Кожна з них, взята окремо, є повним функціональним набором і дає можливість виразити всі інші функції однієї, двох, трьох і більшої кількості логічних змінних. Цим користуються в струминній пневмоавтоматиці [25]. Струминний елемент СТ-41 системи ВОЛГА реалізує логічні функції АБО та НЕ АБО. Але НЕ АБО — це стрілка Пірса, отже, елемент являє собою функціональний набір і дозволяє будувати різноманітні логічні схеми. Проте на практиці виявилось зручнішим доповнити елемент СТ-41 елементами СТ-43 (І — НЕ І) та СТ — 42 (тригер) і значно зменшити кількість логічних елементів у схемах при реалізації, але це доповнення означає, що використовується функціональний набір І, АБО, НЕ.

Логічні рівняння для вихідних сигналів дискретної системи, за якими будують її структурну і принципіальну схеми, повинні бути мінімальними і приведеними до найбільш зручної для елементарної реалізації форми. При мінімізації та різних перетвореннях користуються законами і співвідношеннями двозначної алгебри логіки, які базуються на такій системі аксіом: якщо логічна змінна  $X$  може приймати тільки одне з двох значень нуль чи одиниця, причому  $X = 0$ , коли  $X \neq 1$ , і  $X = 1$ , коли  $X \neq 0$ , то  $0 \cdot 0 = 0$ ;  $1 + 1 = 1$ ;  $1 \cdot 1 = 1$ ;  $0 + 0 = 0$ ;  $1 \cdot 0 = 0 \cdot 1 = 0$ ;  $0 + 1 = 1 + 0 = 1$ .

### Основні закони двозначної алгебри логіки

1. Закон комутативний (переставний):

$$X_1 X_2 = X_2 X_1; \quad X_1 + X_2 = X_2 + X_1.$$

2. Закон дистрибутивний (розподільний):

$$X_1 (X_2 + X_3) = X_1 X_2 + X_1 X_3; \quad X_1 + X_2 X_3 = (X_1 + X_2) (X_1 + X_3).$$

3. Закон асоціативний (сполучний):

$$X_1 (X_2 X_3) = (X_1 X_2) X_3 = X_1 X_2 X_3;$$

$$X_1 + (X_2 + X_3) = (X_1 + X_2) + X_3 = X_1 + X_2 + X_3.$$

4. Закон доповнення:  $X \cdot \bar{X} = 0$ ;  $X + \bar{X} = 1$ .

5. Закон подвійної інверсії:  $\bar{\bar{X}} = X$ .

6. Закон тавтології (повторення):

$$X \cdot X = X; \quad X \cdot X \cdot \dots \cdot X = X^n = X;$$

$$X + X = X; \quad X + X + \dots + X = n \cdot X = X.$$

7. Закон нульової множини:  $0 \cdot X = 0$ ;  $0 + X = X$ .

8. Закон склеювання:

$$X_1 X_2 + X_1 \bar{X}_2 = X_1; \quad X_1 X_2 + \bar{X}_1 X_3 + X_2 X_3 = X_1 X_2 + \bar{X}_1 X_3;$$

$$(X_1 + X_2)(X_1 + \bar{X}_2) = X_1; \quad (X_1 + X_2)(\bar{X}_1 + X_3) = X_1 X_3 + \bar{X}_1 X_2.$$

9. Закон поглинання:

$$X_1(X_1 + X_2) = X_1; \quad X_1 + X_1 X_2 = X_1;$$

$$X_1(\bar{X}_1 + X_2) = X_1 X_2; \quad X_1 + X_1 X_2 + X_1 X_3 = X_1;$$

$$X_1(X_1 + X_2)(X_1 + X_3) = X_1; \quad X_1 + \bar{X}_1 X_2 = X_1 + X_2.$$

10. Закон інвертування (правила де Моргана):

$$\overline{X_1 X_2} = \bar{X}_1 + \bar{X}_2; \quad \overline{\bar{X}_1 + \bar{X}_2} = X_1 X_2.$$

При побудові структурних схем ДСК користуються умовними зображеннями логічних елементів за ГОСТ 2.743—91 (рис. 9.2).

Для побудови принципальної схеми за заданою структурною перш за все необхідно вибрати тип апаратури для реалізації логічних функцій. Слід враховувати, що гідравлічні і пневматичні логічні елементи в своїй більшості універсальні і можуть виконувати кілька різних логічних операцій. Рациональне використання їхніх функціональних можливостей дозволяє зменшувати кількість елементів принципальної схеми в порівнянні із структурною. В прикладах реалізації логічних функцій основного функціонального набору І, АБО, НЕ засобами гідропнеумоавтоматики (рис. 9.3) використані трьох- і чотирьохлінійні розподільники, мембранні елементи системи УСЕППА та струминні елементи системи ВОЛГА.

При елементній реалізації структурних схем слід враховувати активність і пасивність логічних елементів. Елемент вважається

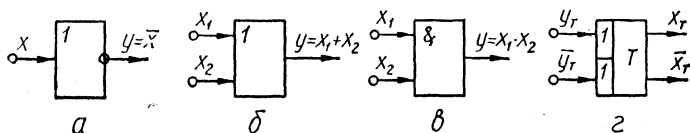


Рис. 9.2. Умовні зображення основних логічних елементів на структурних схемах:

*a* — НЕ; *б* — АБО; *в* — І; *г* — «Пам'ять»

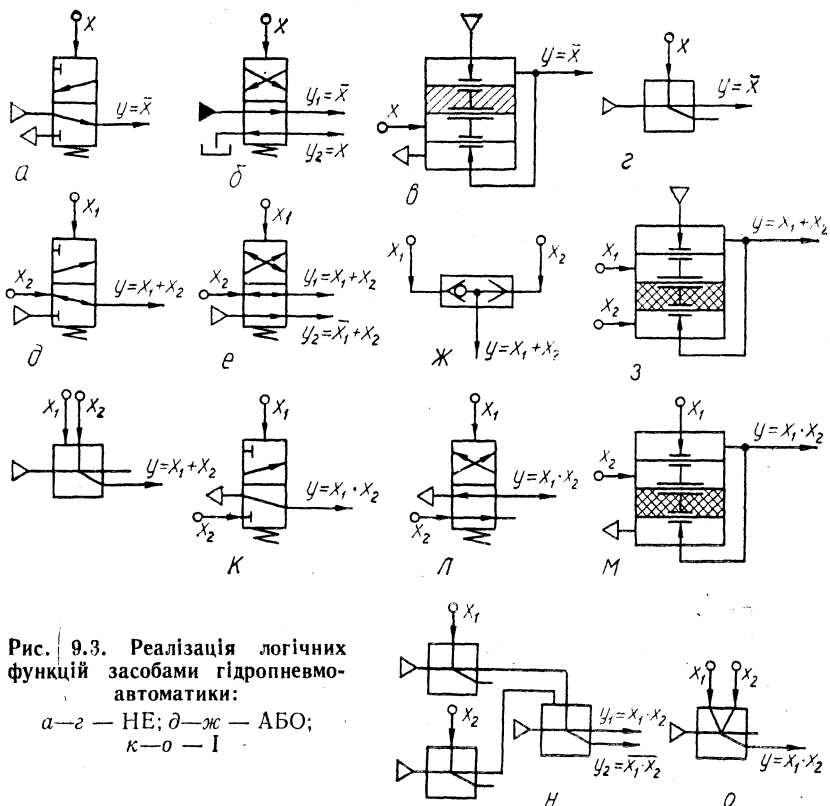


Рис. 9.3. Реалізація логічних функцій засобами гідропневмоавтоматики:

а—г — НЕ; д—ж — АБО;  
к—о — І

активним, якщо рівень сигналу на його виході не залежить від рівня сигналів на входах. Елементи, що включені за схемами на рис. 9.3, а—г, к, о є активними, бо рівень їхніх вихідних сигналів залежить тільки від джерела живлення. Логічні функції АБО, І на рис. 9.3, ж, і—л реалізуються за пасивними схемами (рівень вихідного сигнала залежить від рівнів вхідних сигналів), а на рис. 9.3, д, е, з — за напівактивними. При послідовному з'єднанні кількох пасивних елементів сигнал від елемента до елемента знижується за рівнем (наприклад, через гідравлічні втрати) і може статись, що в кінці такої лінії він уже буде недостатнім, щоб викликати потрібну реакцію. Тому в багатоелементних логічних лініях слід чергувати пасивні елементи з активними, хоч таке чергування, як правило, веде до збільшення кількості елементів і до ускладнення лінії.

Різновидністю логічних функцій, які використовуються в циклових системах, є функція «пам'ять», що реалізується за допомогою

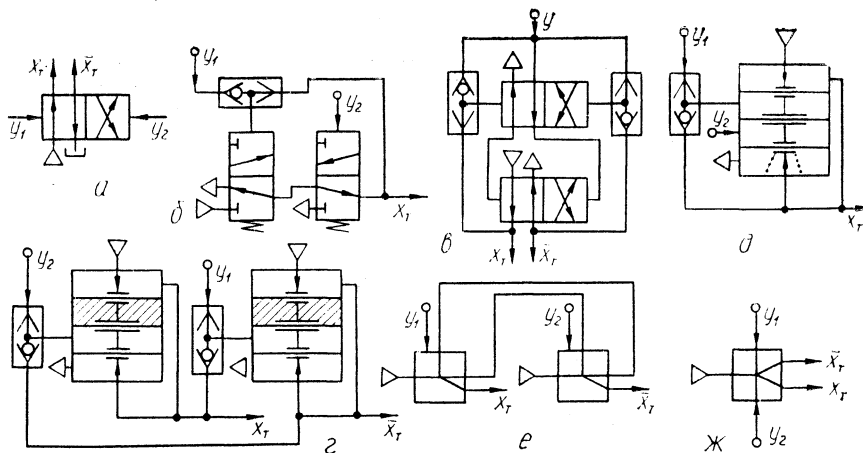


Рис. 9.4. Схеми тригерів, реалізованих засобами гідропневмоавтоматики:

а—в — на клапанах і розподільниках; г, д — на елементах УСЕППА; е, ж — і струмнинних елементах

тригерів. Тригери можуть бути з **розділеними входами** (рис. 9.4, а, б, г—ж) із **лічильним входом** (рис. 9.4, в). Найпростішим тригером розділеними входами є розподільник з двостороннім керування (рис. 9.4, а). На його входи з виходів логічної частини почергов подаються вмикаючий  $Y_1$  і вимикаючий  $Y_2$  сигнали. На виходах тригера утворюються інверсні один по відношенню до другого сигнал  $X_r$  та  $\bar{X}_r$ , які є вхідними для логічної частини системи. Запам'ятовування сигналів  $Y_1$  та  $Y_2$  — механічне, тобто розподільний елемент після зміни свого положення зберігає цей стан за рахунок сил пружності незалежно від того, підтримується сигнал, що викликав зміну положення, чи ні. Тригер з розділеними входами і одним виходом (рис. 9.4, б) побудований на трьох клапанах. На цьому прикладі легко впевнитись, що логічна функція «пам'ять» також може бути виражена через функціональний набір І, АБО, НЕ. Рівняння тригера має вигляд

$$X_r = (Y_1 + X_r) \bar{Y}_2,$$

де  $Y_1$  — сигнал, що вмикає тригер;  $Y_2$  — сигнал, що вимикає тригер. Користуючись цим рівнянням, можна одержати й інші варіанти тригерів, побудованих на різних логічних елементах (рис. 9.4, г—е).

Тригер з лічильним входом (рис. 9.4, в) має тільки один вхідний канал, почергова подача сигналів  $Y$  на який викликає переключення тригера із запам'ятовуванням кожного з двох можливих його станів.

Конструкції елементів і апаратів, що реалізують логічні функції, принцип їхньої дії і функціональні можливості розглянуті в розд. 7 та 8.

### 9.3. Структурний синтез одноктакних дискретних систем керування

В одноктакних дискретних системах вихідні сигнали логічної частини залежать тільки від комбінацій вхідних сигналів на даному відрізку часу і не залежать від попередніх чи наступних комбінацій вхідних та вихідних сигналів. Тому одноктакні системи ще називають «автоматами без пам'яті» або вибірковими системами з довільною зміною тактів. Прикладами можуть бути системи контрольно-сортувальних автоматів, розподільних конвейерів, адресних пристроїв [22].

Логічну частину одноктакної системи можна зобразити у вигляді логічного багатополосника (рис. 9.5), на входи якого подаються сигнали  $X_1, X_2, \dots, X_n$ , а на виходах утворюються сигнали  $Y_1, Y_2, \dots, Y_m$ , при цьому може бути  $n > m$ ,  $n < m$  або  $n = m$ . Задача структурного синтезу — встановлення логічних зв'язків між вхідними та вихідними сигналами і їхня реалізація наявними технічними засобами. Рішення повинно бути таким, щоб для його реалізації потрібно було використовувати мінімум апаратури (задача мінімізації).

Умови роботи одноктакної системи звичайно задаються у вигляді таблиці істинності, де приводяться значення кожного вихідного сигналу при всіх можливих комбінаціях сигналів вхідних. Значення вхідних і вихідних сигналів у таблиці позначаються одиницями і нулями залежно від їхньої істинності чи хибності.

Стан входів, при якому даний вихідний сигнал є істинним, називають **обов'язковим** для цього вихідного сигналу. Стан входів, при якому даний вихід має хибне значення (тобто вихідний сигнал відсутній, рівний нулю), називають **забороненим**. Стан входів, при якому значення даного виходу не відіграє ніякої ролі і може бути будь-яким із двох можливих, називають **умовним**. Умовні стани для виходів позначаються прочерками.

Серед умовних станів розрізняють невикористовувані, байдужі і надмірно обов'язкові. **Невикористовуваними** називають такі стани (комбінації) вхідних сигналів у таблиці істинності, які за даних умов роботи дискретної системи не можуть з'явитись. **Байдужими** станами входів є такі, при яких ті чи інші значення відповідних їм виходів не можуть порушити роботу системи. **Надмірно обов'язковими** називають такі стани, при яких дублюються явно обов'язкові комбінації виходів.

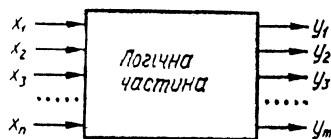


Рис. 9.5. Логічний багатополосник одноктакної системи

Умовні стани, як буде показано далі, дають можливість спростувати логічні рівняння відповідних вихідних сигналів, тобто зменшувати кількість логічних елементів у схемі. Тому виявлення їх при аналізі умов роботи системи має бути одним із важливих етапів структурного синтезу.

Логічні рівняння для кожного вихідного сигналу можна записати, використовуючи таблицю істинності і одну із **досконалих нормальних форм** — **диз'юнктивну (ДДНФ)** чи **кон'юнктивну (ДКНФ)**.

**ДДНФ** — логічна сума конститuent одиниці для даного виходу. **Конститuenta одиниці** — логічний добуток всіх вхідних змінних, який має єдине дійсне значення на наборі змінних, що відповідає даному обов'язковому станові виходу. Наприклад, вихідний сигнал  $Y$  залежить від вхідних змінних  $X_1, X_2, X_3$  і приймає дійсні значення ( $Y = 1$ ) при двох наборах значень змінних —  $X_1 = 1, X_2 = 0, X_3 = 1$  та  $X_1 = 0, X_2 = 1, X_3 = 0$ . Конститuentи одиниці для цього виходу мають вид відповідно  $X_1\bar{X}_2X_3$  та  $\bar{X}_1X_2\bar{X}_3$ . Логічне рівняння виходу в **ДДНФ**:  $Y = X_1\bar{X}_2X_3 + \bar{X}_1X_2\bar{X}_3$ .

**ДКНФ** — логічний добуток конститuent нуля для даного вихідного сигналу. **Конститuenta нуля** — логічна сума всіх вхідних змінних, яка дає єдине значення нуля на наборі змінних, при якому цей вихід має дане хибне значення. Наприклад, вихід  $Y$ , що залежить від вхідних сигналів  $X_1, X_2, X_3$ , приймає хибне значення ( $Y = 0$ ) при  $X_1 = 0, X_2 = 1, X_3 = 1$  та при  $X_1 = 1, X_2 = 1, X_3 = 0$ . Конститuentи нуля для цих двох наборів змінних мають вид  $X_1 + \bar{X}_2 + \bar{X}_3$  та  $\bar{X}_1 + \bar{X}_2 + X_3$ . Логічне рівняння виходу в **ДКНФ**

$$Y = (X_1 + \bar{X}_2 + \bar{X}_3)(\bar{X}_1 + \bar{X}_2 + X_3).$$

Рівняння вихідних сигналів в одній із досконалих нормальних форм (**ДДНФ** або **ДКНФ**) найчастіше є надлишковими і потребують мінімізації. У простих випадках рівняння вдається мінімізувати шляхом перетворень з використанням законів та співвідношень алгебри логіки. В цьому плані більш зручною для перетворень є **ДДНФ**. Проте, якщо для даного вихідного сигналу кількість заборонених станів значно менша від кількості обов'язкових, то вигідніше скористатися **ДКНФ**. Застосування **ДДНФ** і **ДКНФ** для одержання логічних рівнянь, їх наступні перетворення з метою мінімізації розглянемо на прикладах.

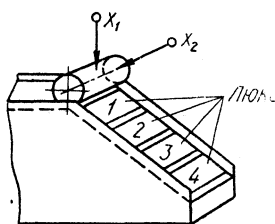
Потрібно записати в мінімальній формі рівняння логічної функції  $Y_2 = X_2 \Rightarrow X_1$  (табл. 9.2) через функції І, АБО, НЕ практичного функціонального набору. Через те що  $Y_2$  має в таблиці тільки одне дійсне значення при  $X_1 = 0$  і  $X_2 = 1$ , відповідне рівняння в **ДДНФ** має тільки одну складову конститuentу одиниці:  $Y_2 = \bar{X}_1X_2$ . Одержане рівняння має мінімальну форму. Такий же результат можна

одержати й іншим шляхом — через ДКНФ з наступними перетвореннями:  $Y_2 = (X_1 + X_2)(\bar{X}_1 + X_2) = (\bar{X}_1 + X_2)(X_1\bar{X}_1 + X_1X_2 + X_2\bar{X}_1 + X_2X_2) = [0 + X_2(X_1 + \bar{X}_1) + X_2] (\bar{X}_1 + X_2) = X_2(\bar{X}_1 + X_2) = X_2\bar{X}_1 + X_2X_2 = \bar{X}_1X_2$ .

Для логічної функції  $Y_{14} = X_1/X_2$  (табл. 9.2) зручніше скористатися ДКНФ і одержати логічне рівняння зразу в мінімальній формі:  $Y_{14} = \bar{X}_1 + \bar{X}_2$  (у рівнянні тільки одна конституента нуля). Аналогічний результат можна одержати більш складним у даному випадку шляхом — через ДДНФ:  $Y_{14} = \bar{X}_1\bar{X}_2 + X_1\bar{X}_2 + \bar{X}_1X_2 = (\bar{X}_1\bar{X}_2 + X_1\bar{X}_2) + (\bar{X}_1X_2 + \bar{X}_1X_2) = \bar{X}_2(\bar{X}_1 + X_1) + \bar{X}_1(\bar{X}_2 + X_2) = \bar{X}_2 + \bar{X}_1 = \bar{X}_1 + \bar{X}_2$ .

У більш складних випадках мінімізація рівнянь шляхом перетворень практично неможлива, тому потрібно застосовувати інші методи мінімізації, два з яких розглянемо.

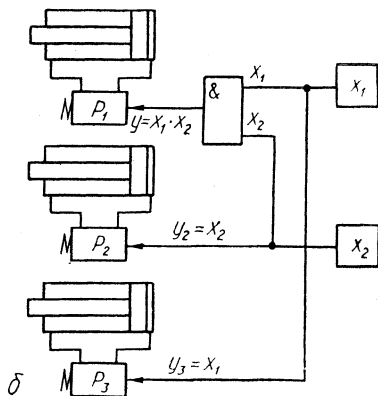
**Табличний метод мінімізації.** Суть методу зводиться до того, що шляхом аналізу таблиці істинності для даного виходу виявляють умовні стани, які є сусідніми для обов'язкових, і використовують їх для склеювання з членами ДДНФ або ДКНФ з метою мінімізації. Два стани вхідних змінних вважаються **сусідніми**, якщо вони відрізняються значеннями тільки однієї змінної. Наприклад, стани  $X_1\bar{X}_2X_3$  і  $\bar{X}_1\bar{X}_2X_3$  є сусідніми, бо вони відрізняються значеннями тільки змінної  $X_1$ , в той час як інші змінні ідентичні. Сусідні стани склеюються між собою, на основі відповідного закону бульової алгебри. Так,  $X_1\bar{X}_2X_3 + \bar{X}_1\bar{X}_2X_3 = (X_1 + \bar{X}_1)\bar{X}_2X_3 = \bar{X}_2X_3$ . Для мінімізації логічного рівняння у ДДНФ до його членів дописуються конституенти одиниці придатних для склеювання умовних станів. Члени ДДНФ перевіряються також на здатність склеюватися між собою.



а

Рис. 9.6. До задачі про сортувальний автомат:

а — схема пункту контролю;  
б — структурна схема системи керування



б

### 9.3. До задачі 1

$X_1$	0	1	0	1
$X_2$	0	0	1	1
$Y_1$	0	0	0	1
$Y_2$	0	0	1	—
$Y_3$	0	1	—	—
$Y_4$	1	—	—	—

**Задача 1.** Ролики циліндричної форми контролюються за діаметром і довжиною двома вимірювальними датчиками, що подають сигнали  $X_1$  та  $X_2$  (рис. 9.6), причому  $X_1 = 1$  і  $X_2 = 1$ , якщо відповідні розміри не виходять із поля допуску. Потрібно розсортувати ролики на годні, браковані тільки за діаметром, тільки за довжиною та за довжиною і діаметром одночасно. З пункту контролю ролики скочуються по похилій площині, в якій зроблені приймальні люки 1, 2, 3 і 4. Люки закриваються кришками, кожна з яких має свій привод, наприклад, у вигляді пневмоциліндра з розподільником із одностороннім керуванням. У перший люк повинні попадати тільки годні ролики ( $X_1 = 1, X_2 = 1$ ), у другий — браковані тільки за діаметром ( $X_1 = 0, X_2 = 1$ ), у третій — браковані за довжиною ( $X_1 = 1, X_2 = 0$ ) і в останній люк — браковані і за діаметром, і за довжиною ( $X_1 = 0, X_2 =$

$= 0$ ). Якщо при контролі деталі відкривається один із люків, то всі інші, розташовані до нього, повинні бути обов'язково закритими, а всі наступні можуть бути або закритими, або відкритими. Необхідно визначити структуру логічної частини системи керування приводами люків залежно від результатів контролю.

Поставлені умови роботи системи відображені в таблиці істинності (табл. 9.3), де  $Y_1, Y_2, Y_3$  і  $Y_4$  — вихідні сигнали керування приводами люків. Нулі у відповідному рядку означають зоборонені стани даного виходу, тобто вихідний сигнал не повинен подаватись і відповідний люк повинен бути закритим. Одиницями позначені обов'язкові стани для вихідних сигналів, коли вони повинні подаватись, щоб відкрити той чи інший люки. Прочерками позначені умовні стани. Наприклад, при  $X_1 = 1, X_2 = 1$  (контроль годної деталі) вихідний сигнал  $Y_1$  повинен обов'язково подаватись ( $Y_1 = 1$ ), щоб відкрити перший люк для прийому годної деталі. Значення виходів  $Y_2, Y_3$  та  $Y_4$  при цьому позначені прочерками і є байдужими. Вони можуть бути дійсними або хибними, а відповідні люки відкритими чи закритими, не викликаючи яких-небудь порушень, бо контрольована годна деталь попаде тільки в перший відкритий люк.

Запишемо логічні рівняння вихідних сигналів, користуючись ДДНФ:  $Y_1 = X_1X_2; Y_2 = \bar{X}_1X_2; Y_3 = X_1\bar{X}_2; Y_4 = \bar{X}_1\bar{X}_2$ . За рівняннями можна побудувати структурну схему, в якій буде шість логічних елементів — два НЕ і чотири І. Але перед цим слід спробувати мінімізувати одержані рівняння. Рівняння для  $Y_1$  спростити не можна, бо для цього виходу немає умовних станів і обов'язковий тільки один стан, який нема з чим склеювати. Для виходу  $Y_2$  у таблиці є один про-

черк при комбінації входів  $X_1 = 1, X_2 = 1$  — умовний стан, який є сусіднім по відношенню до обов'язкового стану ( $X_1 = 0, X_2 = 1$ ). Отже, цей умовний стан можна використати для склеювання з обов'язковим станом. Для цього прочерк умовно замінюють одиницею, а в рівняння дописується її конститuenta:

$$Y_2 = \bar{X}_1 X_2 = \bar{X}_1 X_2 + X_1 X_2 = (\bar{X}_1 + X_1) X_2 = X_2.$$

Для виходу  $Y_3$  є два умовних стани. Один із них (при  $X_1 = 0, X_2 = 1$ ) не є сусіднім по відношенню до обов'язкового стану ( $X_1 = 1, X_2 = 0$ ) і не може з ним склеюватись. Тому його дописування у вихідне логічне рівняння для  $Y_3$  приведе тільки до ускладнення останнього. Другий умовний стан ( $X_1 = 1, X_2 = 1$ ) можна використати для склеювання:

$$Y_3 = X_1 \bar{X}_2 + X_1 X_2 = X_1 (\bar{X}_2 + X_2) = X_1.$$

У рядку для сигналу  $Y_4$  є один обов'язковий і три умовних стани. Замінюючи прочерки одиницями, легко прийти до висновку, що  $Y_4 = 1$  незалежно від комбінацій вхідних сигналів, отже, не потрібно цей вихідний сигнал то подавати, то виключати. Він може діяти постійно. Але це означає, що для четвертого люка, який може бути постійно відкритим, не треба мати ні кришки, ні привода для її відкривання.

В результаті система логічних рівнянь приймає вид:

$$Y_1 = X_1 X_2; \quad Y_2 = X_2; \quad Y_3 = X_1.$$

Для її реалізації потрібен тільки один логічний елемент І, показаний на структурній схемі (рис. 9.6, б).

**Задача 2.** Побудувати структурну і принципову схеми системи керування вертикальним циліндром І (рис. 9.7, а) гідравлічного преса, виходячи з умови, що керування з метою виключення можливості травматизму рук повинно бути дворучним і що оператор може працювати, знаходячись в одній із двох робочих позицій 2.

Із умови задачі випливає, що прес повинен мати три рукоятки 3, натискаючи на які оператор подає вхідні сигнали  $X_1 = 1, X_2 = 1$  із однієї робочої позиції і  $X_2 = 1, X_3 = 1$  із другої. Умови роботи системи відображає таблиця істинності (табл. 9.4). Вихідний сигнал  $Y$ , що керує розподільником гідроциліндра преса, має два обов'язкових, чотири заборонених і два умовних стани при всіх можливих комбінаціях вхідних сигналів  $X_1, X_2, X_3$ . Перший умовний стан (при  $X_1 = 1, X_2 = 0, X_3 = 1$ ) відноситься до невикористовуваних, а другий (при  $X_1 = 1, X_2 = 1, X_3 = 1$ ) — до надмірно обов'язкових. Логічне рівняння вихідного сигналу в ДДНФ:

$$Y = \bar{X}_1 X_2 X_3 + X_1 X_2 \bar{X}_3.$$

Для його реалізації потрібні чотири елементи І, один АБО та два НЕ, тобто сім логічних елементів.

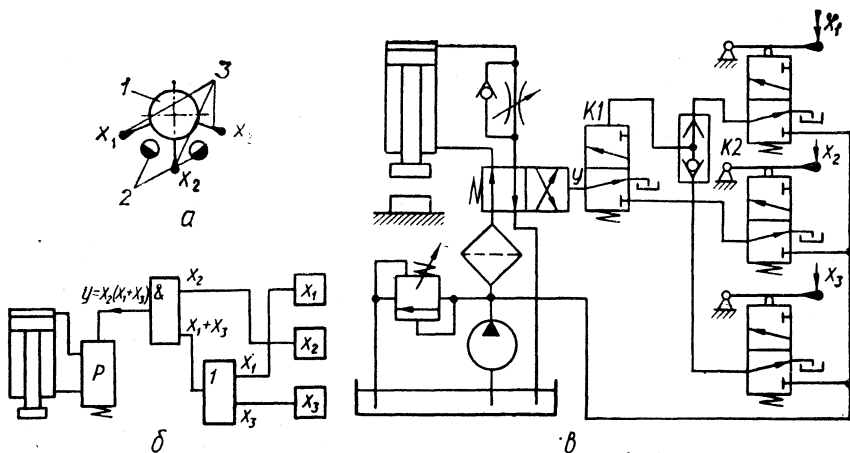


Рис. 9.7. До задачі про гідравлічний прес:

а — схема розміщення оператора і рукояток керування; б — структурна схема системи керування; в — принципова гідросхема преса

Аналіз таблиці істинності показує, що перший умовний стан не є сусіднім для обох обов'язкових станів, тому використати його для склеювання не можна. Зате другий умовний стан є сусіднім для кожного з обов'язкових і може бути двічі використаний для склеювання:

$$\begin{aligned}
 Y &= (\bar{X}_1 X_2 X_3 + X_1 X_2 X_3) + (X_1 X_2 \bar{X}_3 + X_1 X_2 X_3) = \\
 &= (\bar{X}_1 + X_1) X_2 X_3 + X_1 X_2 (\bar{X}_3 + X_3) = X_2 X_3 + X_1 X_2 = X_2 (X_3 + X_1).
 \end{aligned}$$

Отже, для реалізації логічного рівняння вихідного сигналу потрібно лише два логічних елементи — І та АБО (рис. 9.7, б), роль яких у принциповій схемі гідросистеми преса (рис. 9.7, в) виконують гідроклапани  $K1$  та  $K2$ .

#### 9.4. До задачі 2

$X_1$	0	0	0	0	1	1	1	1
$X_2$	0	0	1	1	0	0	1	1
$X_3$	0	1	0	1	0	1	0	1
$Y$	0	0	0	1	0	—	1	—

#### Мінімізація логічних функцій за допомогою матриць Карно.

Матриця (або карта) Карно являє собою таблицю, що має  $2^n$  клітин, де  $n$  — число змінних (вхідних сигналів), в яких одиницями, нулями або прочерками відмічаються значення логічної функції (вихідного сигналу) при строго визначених і певним чином розміщених комбінаціях змінних. При побудові матриці намагаються надати їй квадратну або близьку до

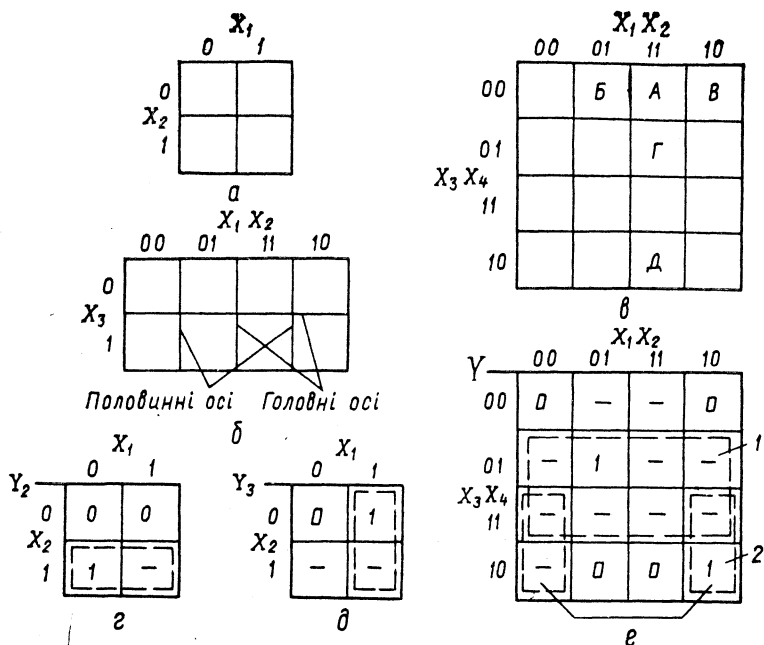


Рис. 9.8. Матриці Карно для функцій:

*a* — двох змінних; *b* — трьох змінних; *c* — чотирьох змінних; *г*, *д*, *e* — приклади об'єднань

квадратної формі, щоб полегшити наступні дії. Уздовж сторін матриці розміщують змінні і так, щоб кожна клітина відповідала повному їхньому набору. Комбінації змінних підбираються так, щоб у розміщених поряд клітинах вони відрізнялись значеннями тільки однієї змінної, тобто ці комбінації повинні бути сусідніми. Крім того, сусідніми повинні бути комбінації вхідних змінних для всіх клітин, які розміщені симетрично відносно головних, половинних, четвертинних і т. д. осей матриці (рис. 9.8, *a*—*в*).

У матриці (рис. 9.8, *в*) виділено кілька клітин, позначених буквами. Для клітини *A* комбінацією вхідних змінних є  $X_1 = 1, X_2 = 1, X_3 = 0, X_4 = 0$ . Для розташованої ліворуч клітини *B* комбінація змінних відрізняється тільки значенням  $X_1 = 0$ , тобто клітини *A* і *B* є сусідніми. По відношенню клітини *A* сусідніми є також клітини *B* (різниця тільки в значенні  $X_2 = 0$ ), *Г* (різниця у значенні  $X_4 = 1$ ) та *Д* (різниця в значенні  $X_3 = 1$ ). Слід звернути увагу на те, що сусідні по відношенню до клітини *A* клітини *B*, *B* і *Г* дійсно розміщені поруч, а сусідня клітина *Д* розташована на відстані від клітини *A*, але симетрично з нею відносно головної горизонтальної осі матриці.

Принцип сусідності забезпечується відповідним чергуванням комбінацій змінних, розміщених уздовж кожної сторони матриці. Наприклад, для змінних  $X_3, X_4$ , які розміщені уздовж вертикальної сторони матриці (рис. 9.8, в), комбінації їхніх значень змінюються в такій послідовності: 00, 01, 11, 10. Якщо уздовж сторони матриці розміщуються три змінні, то комбінації їхніх значень повинні створювати послідовність 000—001—011—010—110—111—101—100.

Матриця Карно складається для кожного вихідного сигналу окремо. В її клітини вписуються значення цього сигналу при відповідних комбінаціях вхідних сигналів аналогічно таблиці істинності. Для мінімізації рівняння вихідного сигналу об'єднують (склеюють) клітини, в яких записані одиниці і прочерки, тобто клітини з обов'язковими і умовними станами. Чим більше обов'язкових станів охоплюється одним об'єднанням, тим менше членів буде в кінцевому рівнянні. Чим більше клітин входить в об'єднання, тим більше змінних вилучається із даного члена кінцевого рівняння. Одні і ті ж клітини можуть входити в різні об'єднання. Але при об'єднанні повинні витримуватись принципи сусідності та парності: об'єднувати можна тільки сусідні клітини, сусідні пари клітин тощо. Об'єднання двох клітин дає змогу вилучити одну змінну, двох пар клітин — дві змінних, чотирьох пар — три змінних тощо. Змінні, що вилучаються із члена рівняння, визначаються за простим правилом: якщо для клітин, охоплених об'єднанням, значення даної вхідної змінної чергуються (то одиниця, то нуль), функція від цієї змінної не залежить і змінну слід вилучити із даного члена кінцевого рівняння.

Для прикладу мінімізуємо за допомогою матриць Карно рівняння для вихідних сигналів  $Y_2$  і  $Y_3$  (табл. 9.3). Як і в таблиці істинності, у матриці для вихідного сигналу  $Y_2$  (рис. 9.8, г) є один обов'язковий, один умовний і два заборонених стани. Без мінімізації рівняння для  $Y_2$  можна записати із матриці у ДДНФ:  $Y_2 = \bar{X}_1 X_2$  (одиниця обов'язкового стану розміщена в клітині, якій відповідає комбінація входів  $X_1 = 0, X_2 = 1$ , отже, її конституента має вид  $\bar{X}_1 X_2$ ). Але клітини з одиницею і з прочерком можна об'єднати (склеїти) як сусідні. Об'єднуючи їх, умовно вважають, що замість прочерка записана теж одиниця. Порівнюючи комбінації входів для об'єднаних клітин, бачимо, що функція має значення  $Y_2 = 1$  незалежно від  $X_1$ , значення якого для кожної із об'єднаних клітин різні. Отже, змінну  $X_1$  потрібно вилучити з результату об'єднання, який записується у рівняння, і замість  $\bar{X}_1 X_2$  записати тільки  $X_2$ . Таким чином, після мінімізації одержимо  $Y_2 = X_2$ .

У матриці для  $Y_3$  (рис. 9.8, д) є два умовних стани, але використати для об'єднання з обов'язковим станом можна тільки один із них, сусідній. Об'єднання клітин показане пунктиром. Його результат  $Y_3 = X_1$  замість ДДНФ  $Y_3 = X_1 \bar{X}_2$ , тобто вилучена змінна  $X_2$ .

У матриці Карно (рис. 9.8, е) для функції  $Y$ , рівняння якої у ДДНФ  $Y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 X_4 + X_1 \bar{X}_2 X_3 \bar{X}_4$ , дві обов'язкові одиниці включити в одне об'єднання не можна, отже, в кінцевому рівнянні все-таки буде два члени. Але за рахунок максимального наповнення об'єднань можна спростити кожний член і рівняння в цілому. Об'єднання 1 (показане пунктиром) охоплює 8 клітин. Функція в цьому випадку залежить тільки від змінної  $X_4$ . Об'єднання 2 охоплює тільки дві пари сусідніх клітин і дає незалежність функції від  $X_1$  та  $X_4$ , отже, результат цього об'єднання  $\bar{X}_2 X_3$ , а кінцеве рівняння приймає вид  $Y = X_4 + \bar{X}_2 X_3$ . Слід звернути увагу на те, що дві клітини з прочерками входили в кожне з об'єднань. У подальшому тексті приведено ще кілька прикладів використання матриць Карно для мінімізації логічних функцій.

#### 9.4. Структурний синтез багатотактних (циклових) систем керування

У більшості випадків практичного використання гідравлічні та пневматичні дискретні системи є багатотактними, цикловими, тобто вони забезпечують виконання певної послідовності технологічних операцій такт за тактом у замкнутому циклі. Виконання керуючих команд приводними механізмами контролюється датчиками дискретного типу, які фіксують факт закінчення кожної технологічної операції і подають на входи логічної частини відповідні сигнали. Комбінації вхідних сигналів від датчиків можуть повторюватись, але реакція на них логічної частини має бути кожен раз інша і повинна відповідати запрограмованому циклу. Для визначеності логічного рішення у таких ситуаціях у логічну частину вводить додаткову інформацію про те, на якій стадії виконання робочого циклу знаходиться система. Ця інформація має вигляд додаткових вхідних сигналів від спеціальних «запам'ятовуючих» пристроїв — тригерів. Наявність або відсутність додаткового сигналу тригера дозволяє розрізнити однакові комбінації решти вхідних сигналів. Під час роботи системи тригер включається в одному із тактів робочого циклу, а потім виключається в іншому такті. Характерною особливістю тригера є здатність «запам'ятовувати» свій включений чи виключений стан. Зміна стану досягається подачею сигналів переключення з виходів логічної частини.

Структуру логічної частини багатотактної системи можна зобразити у вигляді логічного багатополосника, для якого тригери створюють контури зворотного зв'язку (рис. 9.9, а). Тому багатотактні системи називають системами із зворотними зв'язками або автоматами «з пам'яттю».

Більшість методів структурного синтезу багатотактних систем базується на приведенні логічного багатополосника із зворотними

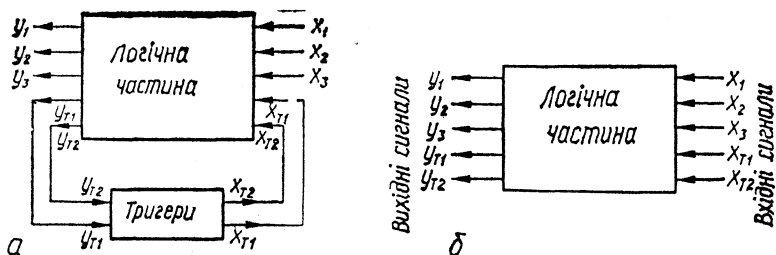


Рис. 9.9. Логічний багатополіусник (а) і його однокітковий еквівалент (б)

зв'язками до його однокіткового еквівалента. Для цього спочатку тим чи іншим способом визначається необхідна кількість тригерів у системі, а потім умовно розривають зворотні зв'язки та одержують багатополіусник, подібний до багатополіусника однокіткової системи (рис. 9.9, б). Залишається тільки встановити логічні зв'язки між його вхідними і вихідними сигналами. Як вхідні розглядаються не тільки сигнали від датчиків контролю, але й вихідні сигнали тригерів. Вихідні сигнали логічної частини також доповнюються сигналами переключення тригерів.

Необхідну кількість тригерів знаходять двома шляхами: послідовним вводом тригерів до забезпечення однозначності реакції системи для кожної комбінації входів або вводом явно завищеної кількості тригерів з наступним її скороченням до необхідного мінімуму за спеціальною методикою.

Послідовність дій при структурному синтезі багатокіткової дискретної системи:

- 1) задаються умови роботи системи і її робочий цикл;
- 2) проводиться аналіз робочого циклу на можливість реалізації і, якщо її немає, то визначається та кількість тригерів, яка необхідна для приведення циклу до придатного для реалізації виду;
- 3) встановлюється послідовність переключення тригерів на протязі робочого циклу;
- 4) складаються логічні рівняння вихідних сигналів і проводиться їхня мінімізація;
- 5) будується структурна схема;
- 6) вибирається апаратура для реалізації логічних функцій і контролю виконання команд та будується принципова схема системи.

Умови роботи багатокіткової системи можуть бути задані різними способами:

1) у словесній формі з відображенням потрібної послідовності технологічних операцій, їх особливостей, режимів роботи, потреб блокування тощо;

2) таблицею істинності або діаграмою роботи виконавчих пристроїв;

- 3) у вигляді графа;
- 4) за допомогою системи рівнянь;
- 5) умовним записом.

У подальшому потрібний робочий цикл дискретної системи будемо задавати умовним записом. При цьому виконавчим пристроям, які виконують технологічні операції робочого циклу, присвоюються порядкові номери і послідовність їхнього спрацьовування зображається чергуванням номерів. В одержаному таким чином числовому ряду такти робочого циклу виділяються за допомогою тире, а порядкові номери пристроїв, що спрацьовують в одному такті паралельно, розділяються комами. Прямому ходу чи включенню даного пристрою відповідає його порядковий номер, а зворотному ходові або виключенню — той же номер, але зі знаком інверсії. Наприклад, запис  $1-2-1, \bar{2}$  означає, що в трьохтактному циклі два виконавчі пристрої спрацьовують в такому порядку: 1-й такт — прямий хід першого пристрою; 2-й такт — прямий хід другого пристрою; 3-й такт — зворотний хід обох пристроїв.

Умовимось зображати дискретні виконавчі пристрої у вигляді циліндрів з втягнутими у вихідному положенні штоками (рис. 9.10). Крайні положення рухомих елементів пристроїв контролюються датчиками, які подають вхідні сигнали  $X_1, X_2, \dots, X_{2n-1}, X_{2n}$ , де  $n$  — порядковий номер виконавчого пристрою. Вихідним положенням рухомих елементів відповідають сигнали з непарними індексами, положенням з висунутим штоком — сигнали з парними індексами. Спосіб контролю виконання команд і тип контролюючих пристроїв на перших етапах структурного синтезу значення не мають, і для простоти та наглядності контролюючі пристрої зображаються як кінцеві вимикачі. Вхідні сигнали логічної частини, які керують розподільниками  $P_1, P_2, \dots, P_n$ , позначимо  $Y_1, \bar{Y}_1, \dots, Y_n, \bar{Y}_n$  для розподільників з двостороннім керуванням, причому прямі сигнали  $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$  викликають переключення розподільників, яке відповідає прямим ходам виконавчих пристроїв, а інверсні  $\bar{Y}_1, \bar{Y}_2, \dots, \bar{Y}_n$  — зворотним ходам. Індекс при  $Y$  відповідає номеру виконавчого пристрою.

Розподільник  $P_2$  на рис. 9.10 має одностороннє керування. При подачі вихідного сигналу  $Y_2$  він переключається так, що поршень циліндра виконує прямий хід. Якщо вихідний сигнал  $Y_2$  знімається, поршень буде виконувати зворотний хід.

Для гідравлічних та пневматичних багатотактних дискретних систем використовуються методи структурного синтезу, що базуються на загальній теорії релейних пристроїв. Методи відрізняються один від одного способами задавання умов роботи, аналізу на можливість реалізації, визначення необхідної кількості тригерів, одержування і мінімізації логічних рівнянь. Прикладами можуть служити синтез за таблицями істинності [22], за методом Хафмена [20] і графоана-

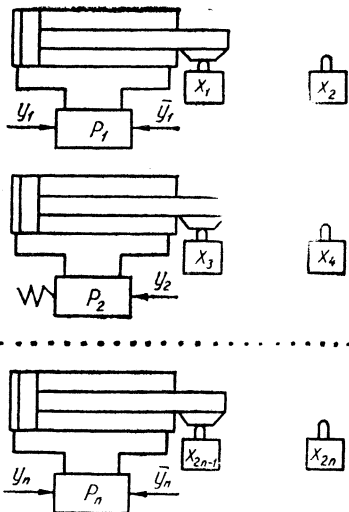


Рис. 9.10. Умовні зображення дискретних виконавчих пристроїв на структурних схемах

літичним методом [7], синтез із застосуванням логічних схем алгоритмів (ЛСА) і мови режимів, умов і ситуацій (ЯРУС) [14] тощо.

**Синтез багатотактних систем за таблицями істинності.** Потрібно побудувати схему системи автоматичного керування двома пневмоциліндрами, що працюють за циклом 1—2—2—1; у схемі використати пневморозподільники з двостороннім керуванням; передбачити можливість автоматичної зупинки пневмоциліндрів по закінченню робочого циклу; для контролю виконання команд застосувати пневмоклапани.

При структурному синтезі гідравлічних та пневматичних систем важливе значення має тип розподільників, бо від його вибору залежить не тільки кількість потрібних вихідних сигналів, а й сам характер цих сигналів. Розподільвачі з двостороннім пневмокеруванням меха-

нічно «запам'ятовують» переключене положення і для керування ними можна використовувати як потенційні (тривалі), так і імпульсні (короточасні) сигнали, що сприяє спрощенню структури логічної частини системи.

За заданим циклом, враховуючи прийняту індексацію датчиків (рис. 9.10), складемо таблицю істинності (табл. 9.5), в якій відмітимо обов'язкові, заборонені і умовні стани для кожного з вихідних сигналів, розглядаючи комбінації вхідних сигналів  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  та  $X_4$  в порядку їхньої появи на протязі циклу. В таблиці враховуються не тільки стійкі стани вхідних сигналів від датчиків в крайніх положеннях рухомих елементів приводів (такти 1, 2, 3 і 4), але і проміжні комбінації цих сигналів під час спрацьовування приводів (такти 1a, 2a, 3a, 4a). Прочерками відмічаємо умовні стани. Наприклад, якщо в першому такті подано сигнал  $Y_1 = 1$  і розподільник першого пневмоциліндра переключився, то, завдяки «запам'ятовуванню» переключеного положення, сигнал  $Y_1$  підтримувати в наступних тактах не обов'язково за умови, що сигнал  $\bar{Y}_1$  зворотного переключення заборонений. Заміна деяких обов'язкових станів умовними значно спрощує логічні рівняння відповідних виходів. Слід враховувати, що в табл. 9.5 розглядаються не всі можливі комбінації вхідних сигналів, а тільки ті, які зустрічаються в даному циклі. Для всіх не введених у таблицю комбінацій входів значення кожного із виходів будуть умовними.

Складену таблицю істинності аналізують на можливість реалізації. Ознакою такої можливості є відсутність співпадаючих тактів. **Співпадаючими** називаються такі такти, в яких при однакових комбінаціях вхідних сигналів повинні утворитись різні вихідні сигнали. В нашому прикладі співпадаючими є 2-й та 4-й такти, а також такти 1а і 4а, 2а і 3а. Отже, в такому вигляді реалізувати цикл неможливо. Щоб забезпечити можливість реалізації, необхідно «розв'язати» співпадаючі такти, що досягається вводом тригерів. Суть розв'язування полягає в тому, що, включаючи тригер перед одним із співпадаючих тактів і виключаючи перед другим, доповнюють однакові комбінації вхідних сигналів від датчиків додатковими і різними за значенням сигналами від тригера, що дає можливість розрізняти ці комбінації. При наявності кількох пар співпадаючих тактів треба намагатись вводом кожного тригера розв'язати якомога більшу їхню кіль-

### 9.5. Вихідна таблиця істинності для циклу 1—2— $\bar{2}$ —1

Так-ти	1	1а	2	2а	3	3а	4	4а
$X_1$	1	0	0	0	0	0	0	0
$X_2$	0	0	1	1	1	1	1	0
$X_3$	1	1	1	0	0	0	1	1
$X_4$	0	0	0	0	1	0	0	0
$Y_1$	1	—	—	—	—	—	0	0
$\bar{Y}_1$	0	0	0	0	0	0	1	—
$Y_2$	0	0	1	—	0	0	0	0
$\bar{Y}_2$	—	—	0	0	1	—	—	—

кість. Якщо добавка одного тригера недостатня, добавляють ще один і т. д. доти, доки не залишиться жодної пари співпадаючих тактів.

Сигнали переключення тригерів можна подавати тільки в тих тактах робочого циклу, які не є співпадаючими. В нашому прикладі розв'язання співпадаючих тактів досягається вводом тільки одного тригера. Включити його слід в 1-му такті, а виключити — в 3-му.

За результатами аналізу складається нова таблиця істинності, яка може бути реалізована. На відміну від вихідної таблиці, до неї вводяться вхідні сигнали від тригерів, вихідні сигнали переключення тригерів і додаткові такти, в яких тригери переключаються. У нашому прикладі нова таблиця істинності доповнена одним вхідним сигналом  $X_T$  (від тригера), двома вихідними сигналами  $Y_T$  і  $\bar{Y}_T$  керування тригером і двома додатковими тактами, в яких тригер переключається (табл. 9.6). Додаткові такти утворюються діленням основних тактів, вибраних для переключення тригера.

За таблицею істинності, що приведена до придатного для реалізації стану, можна записати логічні рівняння вихідних сигналів в одній із досконалих форм. Наприклад, у ДДНФ:

$$Y_1 = X_1 \bar{X}_2 X_3 \bar{X}_4 X_T; \quad \bar{Y}_1 = \bar{X}_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \bar{X}_T \text{ і т. д.}$$

9.6. Приведена таблиця істинності для циклу 1—2— $\bar{2}$ — $\bar{1}$

$X_1$	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$X_2$	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0
$X_3$	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1
$X_4$	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
$X_T$	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0
$Y_1$	0	1	—	—	—	—	—	—	0	0
$\bar{Y}_1$	—	0	0	0	0	0	0	0	1	—
$Y_2$	0	0	0	1	—	—	0	0	0	0
$\bar{Y}_2$	—	—	—	0	0	0	1	—	—	—
$Y_T$	1	—	—	—	—	0	0	0	0	0
$\bar{Y}_T$	0	0	0	0	0	1	—	—	—	—

Для мінімізації цих рівнянь скористуємось матрицями Карно (рис. 9.11). Матриці побудовані для кожного вихідного сигналу. Вони мають  $2^5 = 32$  клітини (п'ять вхідних змінних). Клітини заповнюються одиницями та нулями в строгій відповідності з таблицею істинності, в решту клітин записують прочерки. В результаті об'єднань (показані пунктиром) дістаємо систему логічних рівнянь:

$$Y_1 = X_T; \quad Y_2 = X_2 X_T; \quad Y_T = X_1;$$

$$\bar{Y}_1 = X_3 \bar{X}_T; \quad \bar{Y}_2 = \bar{X}_T; \quad \bar{Y}_T = X_4.$$

За рівняннями будуємо структурну (рис. 9.11, ж) та принципову (рис. 9.11, з) схеми. В останній для забезпечення автоматичної зупинки в кінці робочого циклу на лінії подачі першої в циклі команди встановлено пусковий клапан ПК. Логічні функції І реалізовані за раху-

9.7. Вихідна таблиця (розподільники без пам'яті)

$X_1$	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$X_2$	0	0	1	1	1	1	1	1	0
$X_3$	1	1	1	0	0	0	1	1	1
$X_4$	0	0	0	0	1	0	0	0	0
$Y_1$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
$Y_2$	0	0	1	1	0	0	0	0	0

9.8. Приведена таблиця (розподільники без пам'яті)

$X_1$	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$X_2$	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0
$X_3$	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1
$X_4$	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0
$X_r$	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0
$Y_1$	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$Y_2$	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
$Y_r$	1	—	—	—	—	0	0	0	0	0
$\bar{Y}_r$	0	0	0	0	0	1	—	—	—	—

$x_1, x_2, x_3$

$y_1$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	0	0	-	-	-	0	-
01	-	-	-	-	-	-	1	-
11	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	-

$x_1, x_2, x_3$

$y_1$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	1	0	-	-	-	-	-
01	-	0	0	0	-	-	0	-
11	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	0	-	-	-	-	-

$x_1, x_2, x_3$

$y_2$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	0	0	0	-	-	0	-
01	-	0	1	-	-	-	0	-
11	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	0	-	-	-	-	-

$x_1, x_2, x_3$

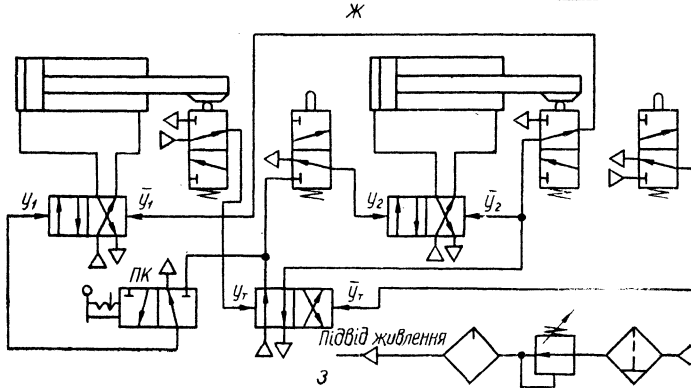
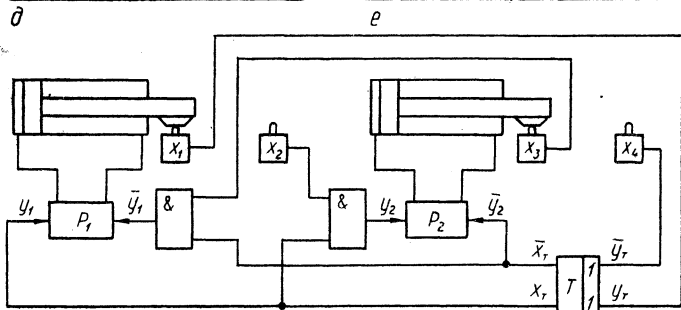
$y_2$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	-	-	-	-	-	-	-
01	-	+	0	0	-	-	+	-
11	-	+	-	0	-	-	+	-
10	-	-	-	1	-	-	-	-

$x_1, x_2, x_3$

$y_2$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	0	0	0	-	-	1	-
01	-	-	-	-	-	-	-	-
11	-	-	-	0	-	-	-	-
10	-	-	0	-	-	-	-	-

$x_1, x_2, x_3$

$y_1$	000	001	011	010	110	111	101	100
00	-	-	-	-	-	-	0	-
01	-	0	0	0	-	-	0	-
11	-	-	-	1	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	-



нок послідовного підключення тригера і пневмоклапанів, що подають сигнали  $X_2$  та  $X_3$ . Роль тригера виконує розподільник з двостороннім пневмокеруванням.

Розглянемо рішення цієї ж задачі для умов, коли головні розподільники мають не двостороннє, а одностороннє керування. Цикл залишається той же: 1—2—2—1. У зв'язку зі зміною умов інший вид буде мати вихідна таблиця істинності (табл. 9.7): у ній вдвоє менше вихідних сигналів у порівнянні з попереднім прикладом, але значно більше обов'язкових станів для кожного з вихідних сигналів. Аналіз таблиці на придатність для реалізації дозволяє виявити все ті ж три пари співпадаючих тактів ( $1a$  і  $4a$ ,  $2$  і  $4$ ,  $2a$  і  $3a$ ), для розв'язання яких достатньо одного тригера, що повинен бути включеним у першому такті і виключеним у третьому. В таблиці істинності, приведеній до придатного для реалізації стану (табл. 9.8), добавляються один вхідний ( $X_T$ ) і два вихідних ( $Y_T$ ,  $\bar{Y}_T$ ) сигнали та два додаткові такти, в яких переключається тригер. Слід звернути увагу на те, що добавлені рядки в табл. 9.8 ідентичні рядкам табл. 9.6. Відрізняються тільки рядки для вихідних сигналів  $Y_1$  та  $Y_2$ , що викликано відсутністю «пам'яті» у розподільників з одностороннім керуванням і необхідністю використовувати при переключенні тільки потенційні сигнали, які повинні підтримуватись на протязі всього часу переключення. За табл. 9.8 заповнені матриці Карно (рис. 9.12). Рівняння вихідних сигналів після мінімізації мають вигляд:

$$Y_1 = \bar{X}_3 + X_T \text{ (результат двох об'єднань в матриці на рис. 9.12, а);}$$

$$Y_2 = X_2 X_T; Y_T = X_1; \bar{Y}_T = X_4.$$

У розглянутих прикладах структурного синтезу багатотактних систем керування був використаний перший спосіб визначення необхідної кількості тригерів, при якому тригери послідовно вводяться до розв'язання всіх співпадаючих тактів.

**Метод Хафмена.** Другий спосіб визначення кількості тригерів для забезпечення можливості реалізації багатотактної системи використовується при структурному синтезі за методом Хафмена [20]. За вихідною таблицею істинності складається **первинна таблиця переходів**, в якій кожній стійкій комбінації вхідних сигналів у робочому циклі відводиться окремий рядок, а за кількістю рядків вибирають потрібну кількість тригерів. Вибір повинен бути таким, щоб кожному рядкові відповідала своя комбінація сигналів із виходів тригерів. Оскільки вихідний сигнал тригера може мати тільки два значення, то для двох рядків первинної таблиці переходів досить одного тригера, для трьох-чотирьох рядків — двох тригерів, для п'яти — восьми

Рис. 9.11. До задачі структурного синтезу багатотактної системи з робочим циклом 1—2—2—1:

$a$  —  $e$  — матриці Карно для мінімізації логічних рівнянь виходів;  $ж$ ,  $з$  — структурна та принципова схеми

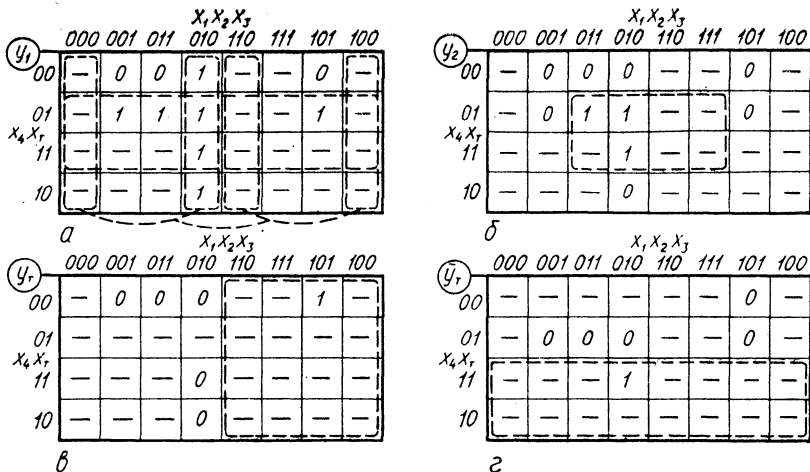


Рис. 9.12. Матриці Карно до табл. 9.8

рядків — трьох тригерів ( $2^3 = 8$  можливих комбінацій вихідних сигналів трьох тригерів) і т. д. При такому підході забезпечується надлишковість тригерів при безумовній можливості реалізації робочого циклу.

Наступний етап структурного синтезу — стискання первинної таблиці переходів шляхом об'єднання її рядків. Об'єднання проводять за певними правилами і їхнім результатом є значне зменшення кількості рядків таблиці, а отже, і кількості потрібних тригерів. Стиснута таблиця переходів називається **матрицею переходів** і використовується для одержання логічних рівнянь вихідних сигналів за аналогією з таблицею істинності після приведення її до придатного для реалізації вигляду.

Розглянемо метод Хафмена на прикладі структурного синтезу дискретної системи з робочим циклом  $1-2-\bar{2}-1$  при використанні розподільників з одностороннім керуванням. Вихідна таблиця істинності для цього прикладу була вже складена (табл. 9.7). Використаємо її для побудови первинної таблиці переходів (табл. 9.9). Таблиця переходів має 16 колонок, кожна з яких відведена під одну з шістнадцяти можливих комбінацій чотирьох вхідних сигналів  $X_1, X_2, X_3$  та  $X_4$ , і ще дві колонки, в яких відмічаються значення вихідних сигналів  $Y_1$  та  $Y_2$ . Крім заголовка, таблиця має вісім рядків, що відповідає числу комбінацій вхідних сигналів при роботі системи по заданому циклу. В рядках таблиці відмічаються **стійкі** і **нестійкі стани** вхідних сигналів, яким присвоюються номери, що відповідають послідовності їхньої появи в робочому циклі. Кожному стійкому стану вхідів (позначаються  $\langle 1 \rangle, \langle 2 \rangle$  і т. д.) відводиться окремий рядок.

При цьому під **стійким** розуміють стан вхідних сигналів, якому відповідає стабільний внутрішній стан логічної частини системи, тобто стан, при якому вихідні сигнали приведені у відповідність із вхідними.

Стойким станам входів передують їхній **нестійкий** стан (позначається 1, 2, 3 і т. д.), що має місце через інерційність при передачі сигналів і спрацьовуванні елементів логічної частини. Після появи нової комбінації вхідних сигналів деякий час має місце невідповідність вихідних сигналів цій комбінації. Наприклад, при переході від стійкого стану  $\langle 8 \rangle$  у кінці циклу до стійкого стану  $\langle 1 \rangle$  повторного циклу спочатку з'являється комбінація входів 1010 при комбінації виходів  $Y_1 = 0$ ,  $Y_2 = 0$  (останній рядок у таблиці) — нестійкий стан 1, а через деякий час комбінація виходів приводиться у відповідність ( $Y_1 = 1$ ;  $Y_2 = 0$ ) з комбінацією входів, що відповідає стійкому стану  $\langle 1 \rangle$  (перший рядок таблиці). Потім знову змінюються входи (комбінація 0010) при  $Y_1 = 1$ ,  $Y_2 = 0$ , що дає нестійкий стан 2 (перший рядок) з наступним приведенням у відповідність виходів  $Y_1 = 1$ ,  $Y_2 = 0$ , хоч вони і не змінюють цього разу своїх значень, стійкий стан  $\langle 2 \rangle$  і т. д.

Після заповнення первинної таблиці переходів у клітини, що залишилися не заповненими, записуються прочерки. В колонках для вихідних сигналів відмічаються їхні значення при стійких станах вхід-

9.9. Первинна таблиця переходів

$X_1X_2/X_3X_4$																$Y_1$	$Y_2$		
00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10				
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\langle 1 \rangle$	—	—	2	1	0	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	$\langle 2 \rangle$	1	0	
—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\langle 3 \rangle$	—	1	1
—	$\langle 4 \rangle$	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	1
—	6	—	—	—	—	—	$\langle 5 \rangle$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	0
—	$\langle 6 \rangle$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\langle 7 \rangle$	—	—	1	0
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\langle 7 \rangle$	8	0	0	0
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	$\langle 8 \rangle$	0	0

9.10. Матриця переходів

$X_1X_2/X_3X_4$																
00 00	01 00	11 00	10 00	10 01	11 01	01 01	00 01	00 11	01 11	11 11	10 11	10 10	11 10	01 10	00 10	
—	$\langle 4 \rangle^{11}$	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—	—	$\langle 1 \rangle^{10}$	—	$\langle 3 \rangle^{11}$	$\langle 2 \rangle^{10}$
—	$\langle 6 \rangle^{10}$	—	—	—	—	$\langle 5 \rangle^{19}$	—	—	—	—	—	—	1	—	$\langle 7 \rangle^{00}$	$\langle 8 \rangle^{00}$

$^1 X_T$

них сигналів. Вісім стійких станів вхідних сигналів і відповідно вісім рядків у таблиці означають, що для безумовної реалізації циклу потрібно мати три тригери, які і дадуть необхідні вісім комбінацій їхніх вихідних сигналів.

Щоб збільшитись від надлишку тригерів, проводиться стискання (скорочення) первинної таблиці шляхом об'єднання її рядків. При цьому потрібно додержуватись таких правил:

1) два рядки можна об'єднати в один, якщо при суміщенні їх накладаються клітини з нестійкими і стійкими станами з однаковими номерами, або клітини з стійкими чи нестійкими станами накладаються на клітини з прочерками;

2) суміщення нестійкого і стійкого станів з однаковими номерами дає в результаті стійкий стан з тим же номером;

3) суміщення стійкого чи нестійкого стану з умовним станом (клітина з прочерком) залишає в силі стійкий чи нестійкий стан;

4) для всіх стійких станів у скороченій таблиці переходів (матриці переходів) відмічаються відповідні їм значення вихідних сигналів (табл. 9.10);

5) між рядками матриці переходів розподіляються комбінації вихідних сигналів тригерів таким чином, щоб витримувався принцип сусідства, тобто щоб перехід від одного стійкого стану до іншого, розміщеного в іншому рядку, проходив при зміні тільки одного із сигналів тригерів.

У нашому прикладі об'єднати можна чотири верхні і чотири нижні рядки первинної таблиці переходів. Одержана після об'єднання матриця переходів має всього два рядки, отже, для реалізації заданого циклу достатньо одного тригера. Одному рядку відповідає дійсне значення вихідного сигналу тригера ( $X_T = 1$ ), другому — його хибне значення ( $X_T = 0$ ).

За матрицею переходів складають матриці Карно для мінімізації логічних рівнянь вихідних сигналів, включаючи сигнали переключення тригера. Для вихідного сигналу керування розподільником матриця Карно за формою повторяє матрицю переходів, тільки в її клітини записуються відповідні значення цього вихідного сигналу. У клітини з стійкими станами входів заносяться обов'язкові чи заборонені стани виходу. У клітини з нестійкими станами входів записуються прочерки, якщо при переході від даного нестійкого стану до стійкого вихід змінює своє значення. У протилежному разі записується значення вихідного сигналу для стійкого стану з тим же порядковим номером. Матриці Карно для виходів  $Y_1$  та  $Y_2$  приведені у вигляді таблиць 9.11 і 9.12. В першій з них показано два об'єднання, кожне по 16 клітин. Результат — рівняння  $Y_1 = X_T + \bar{X}_3$ . У другій матриці об'єднуються 8 клітин:  $Y_2 = X_2 X_T$ .

Матриця Карно для вихідного сигналу  $X_T$  тригера має аналогічну форму (табл. 9.13), але при її заповненні замість кожного стій-

9.11. Матриця Карно для  $Y_1$   
 $X_1X_2/X_3X_4$

00	01	11	10	10	11	01	00	00	01	11	10	10	11	01	00
00	00	00	00	00	01	01	01	11	11	11	11	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

9.12. Матриця Карно для  $Y_2$   
 $X_1X_2/X_3X_4$

00	01	11	10	10	11	01	00	00	01	11	10	10	11	01	00
00	00	00	00	01	01	01	01	11	11	11	11	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

9.13. Матриця Карно для тригера  
 $X_1X_2/X_3X_4$

00	01	11	10	10	11	01	00	00	01	11	10	10	11	01	00
00	00	00	00	01	01	01	01	11	11	11	11	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

кого стану записується значення  $X_T$  для того рядка, в якому цей стан знаходиться. Замість кожного нестійкого стану в матрицю заноситься значення  $X_T$  для стійкого стану з тим же порядковим номером. Результатом двох показаних в матриці об'єднань є рівняння тригера:  $X_T = \bar{X}_4X_T + X_1$ . Тут  $X_1$  — сигнал, який включає тригер, а  $X_4$  — сигнал, що його виключає. При необхідності одержане рівняння тригера можна замінити двома рівняннями:  $Y_T = X_1$  (сигнал, що включає тригер) і  $\bar{Y}_T = X_4$  (сигнал, що виключає тригер). Одержані за методом Хафмена рівняння ідентичні знайденим з використанням табличного методу.

**Графоаналітичний метод.** Недоліком більшості методів структурного синтезу є те, що навіть при порівняно незначному ускладненні задач (більше тактів, більше виконавчих пристроїв, більше вхідних і вихідних сигналів) зникає простота рішення, з'являються обширні таблиці, матриці, втрачається наглядність, різко збільшуються затрати часу, зростає імовірність чисто механічних помилок при виконан-

ні простих, але численних формальних дій. Від цих недоліків в основному звільнений графоаналітичний метод структурного синтезу багатотактних систем, розроблений у Київському політехнічному інституті [7]. Він базується на графічному зображенні робочого циклу багатотактної системи і використанні циклічності для спрощення процедури мінімізації логічних рівнянь.

Синтез за графоаналітичним методом проводиться у кілька етапів: 1) побудова первинного графа і його аналіз на можливість реалізації; 2) приведення (при необхідності) первинного графа до виду, придатного для реалізації; 3) побудова вторинного графа; 4) складання логічних рівнянь вихідних сигналів; 5) побудова структурної та принципової схем дискретної системи.

Первинний граф використовується для перевірки можливості реалізації заданого робочого циклу та встановлення потрібної кількості тригерів і порядку їхніх переключень на протязі робочого циклу для забезпечення його реалізації. При побудові первинного графа проводиться коло — символ замкнутого циклу, яке ділиться на рівні дуги за кількістю тактів у робочому циклі. Точки поділу утворюють вершини первинного графа. Одну з них, наприклад верхню, приймають за вихідну і, починаючи від неї, при послідовному обході вершин графа за годинниковою стрілкою присвоюють їм порядкові номери виконавчих пристроїв у порядку їхнього спрацьовування на протязі робочого циклу. Порядковий номер без знака інверсії відповідає прямому ходу виконавчого пристрою, а із знаком інверсії — зворотному ходу. Якщо в одному такті циклу спрацьовують кілька пристроїв, то відповідна вершина графа має кілька порядкових номерів. У середині кола проводяться лінії зв'язку, які з'єднують **спряжені вершини**. Дві вершини вважаються спряженими, якщо в їхньому позначенні є однакові, але інверсні порядкові номери, наприклад,  $1$  і  $\bar{1}$ ,  $2$  і  $\bar{2}$  і т. д.

За характером ліній зв'язку в первинному графі можна зробити висновок про можливість реалізації заданого робочого циклу. Цикл і його первинний граф придатні для реалізації, якщо задана послідовність спрацьовування виконавчих пристроїв забезпечується без введення тригерів. Ознакою придатності для реалізації є неможливість проведення в графі ліній невизначеності. **Лінія невизначеності** — це така лінія, що з'єднує будь-які дві вершини первинного графа, не перетинаючись усередині його ні з однією з ліній зв'язку, і ділить граф на дві зони, в кожній з яких є хоча б одна лінія зв'язку. Якщо в графі можна провести такі лінії, то це свідчить, що в робочому циклі мають місце співпадаючі такти або є можливість змагання вихідних сигналів чи появи хибних вихідних сигналів при несинхронному спрацьовуванні виконавчих пристроїв у тактах з паралельним виконанням двох і більше операцій.

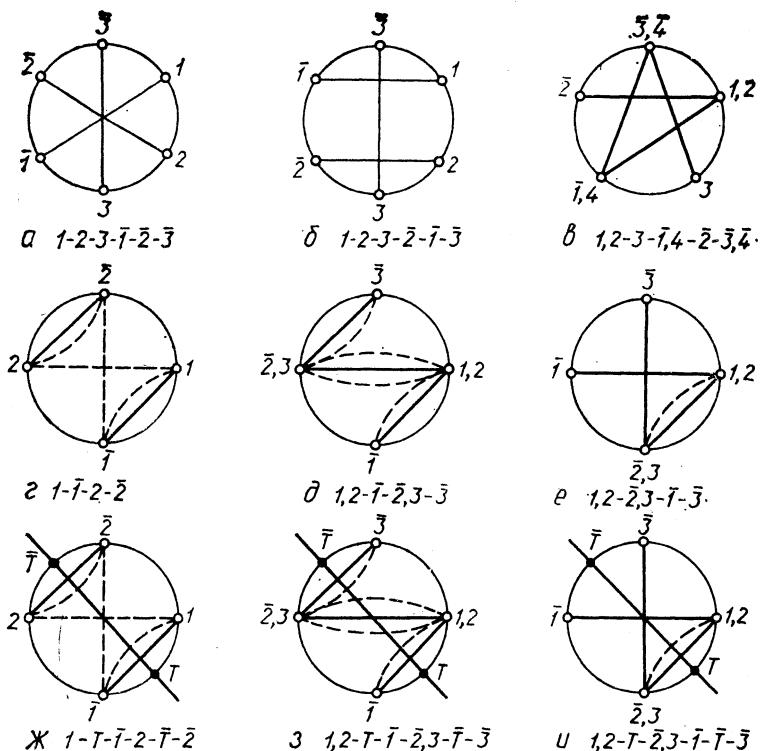


Рис. 9.13. Первинні графи: а-в — придатні для реалізації; г-е — з типовими невизначеностями; ж-и — приведені до придатного для реалізації виду

Серед первинних графів (рис. 9.13) перші три (рис. 9.13, а-в) служать прикладами графів, придатних для реалізації, тому що в них не можна провести жодної лінії невизначеності. У графах з типовими невизначеностями (рис. 9.13, г-е) лінії невизначеності проведені пунктиром. Граф на рис. 9.13, г є типовим для циклів із співпадаючими тактами. У ньому можливе «зациклювання» по лінії 1— $\bar{1}$  або по лінії 2— $\bar{2}$ . Наприклад, з вершини  $\bar{2}$  можливий перехід до вершини 1 у відповідності з циклом, але можливий і перехід до вершини 2 з порушенням циклу. Ці дві можливості викликані тим, що стан виконавчих пристроїв (і комбінації вхідних сигналів від датчиків їхнього контролю) перед вершинами 1 і 2 ідентичний — пристрої знаходяться у вихідному положенні. Тому система неспроможна чітко визначити потрібну реакцію у цій ситуації. У графі на рис. 9.13, д неможливість реалізації дещо завуальована, але вона є і виражається у змаганні протилежних за змістом вихідних сигналів у вершинах 1, 2 та  $\bar{2}$ , 3.

Ще один варіант невизначеності в первинних графах показано на рис. 9.13, *e*, де у вершині 1, 2 також має місце змагання вихідних сигналів.

Графи, в яких можна провести лінії невизначеності, необхідно приводити до виду, придатного для реалізації. Це досягається за рахунок введення тригерів. Кожний тригер дає додаткову лінію зв'язку в первинному графі. Проводячи її так, щоб перетнути лінії невизначеності, можна виключити можливість їхнього проведення. Якщо однієї додаткової лінії зв'язку недостатньо, проводять ще одну і т. д. Точки перетину додаткових ліній з колом графа створюють нові вершини, тобто викликають появу нових тактів, в яких тригери включаються (позначаються  $T$  або  $T_1, T_2, \dots, T_n$ ) і виключаються (позначаються  $\bar{T}$  або  $\bar{T}_1, \bar{T}_2, \dots, \bar{T}_n$ ). Розміщення нових вершин визначає послідовність переключень тригерів у робочому циклі. Щоб кількість тригерів була мінімальною, намагаються кожною додатковою лінією перетнути якомога більше ліній невизначеності. Бажано також, щоб додаткові лінії більше перетинались із наявними лініями зв'язку, а якщо в графі проводиться кілька додаткових ліній, то щоб вони пересікались і між собою. Це збільшує число комбінацій вхідних сигналів і сприяє мінімізації логічних рівнянь виходів. Приклади приведення графів з типовими лініями невизначеності до придатного для реалізації виду показані на рис. 9.13, *e*—*з*. У кожному з них невизначеності усуваються вводом тільки одного тригера з вершинами  $T$  і  $\bar{T}$ .

Вторинний граф будується за первинним, приведеним до придатного для реалізації виду. Проводиться коло — символ замкнутого циклу. Коло ділиться на рівні дуги вершинами, кількість яких і послідовність розміщення відповідають приведеному первинному графу. Вершини вторинного графа символізують стійкі стани вхідних сигналів на початку кожного такту робочого циклу, включаючи сигнали від тригерів. Одну з вершин (наприклад, верхню) приймають за вихідну. Починаючи від неї, при обході графа за годинниковою стрілкою дугам між вершинами присвоюють позначення вихідних сигналів у заданій циклом послідовності. У цю послідовність включаються також вихідні сигнали переключення тригерів, якщо вони були введені. Якщо в окремих тактах циклу повинні спрацьовувати кілька виконавчих пристроїв, то на відповідних дугах відмічаються всі паралельні вихідні сигнали.

Для кожної вершини вторинного графа визначається опорний сигнал — вхідний сигнал датчика, що контролює виконання вихідної команди в такті, який передує цій вершині. Якщо в такті виконується одночасно кілька команд, тобто спрацьовують одночасно кілька виконавчих пристроїв, опорний сигнал для наступної вершини графа буде мати форму кон'юнкції вхідних сигналів від датчиків, які контролюють виконання команд цього такту.

Усередині вторинного графа проводяться сигнальні лінії, які визначають зони дії відповідних вхідних сигналів. Для цього кожна вершина графа, в яку входить даний вихідний сигнал, зв'язується направленою лінією з найближчою за ходом годинникової стрілки вершиною, з якої виходить інверсний вихідний сигнал. Напрямок від першої вершини до другої відмічається стрілкою на проведеній лінії. Ця лінія і є сигнальною для вхідного сигналу, що є опорним для вершини, з якої сигнальна лінія виходить. Вона ділить граф на дві зони. На сигнальній лінії і в зоні ліворуч від неї, коли дивитись у напрямку стрілки, вхідний сигнал має дійсні значення. У зоні праворуч від сигнальної лінії вхідний сигнал має хибні (нульові) значення. Якщо опорний сигнал для даної вершини являє собою кон'юнкцію двох чи трьох вхідних сигналів, то з цієї вершини виходять дві чи три сигнальні лінії, на яких відмічаються відповідні вхідні сигнали. Побудову вторинного графа на цьому закінчено і він підготовлений до наступного етапу — складання логічних рівнянь для вихідних сигналів.

Для циклу  $1, 2-3-\bar{1}, 4-\bar{2}-\bar{3}, \bar{4}$ , в первинному графі якого (рис. 9.13, в) відсутні невизначеності і його реалізація можлива без додаткових тригерів, вторинний граф (рис. 9.14) має п'ять вершин, що відповідає п'яти тактам робочого циклу. Послідовність вихідних сигналів має вид:  $Y_1, Y_2-Y_3-\bar{Y}_1, Y_4-\bar{Y}_2-\bar{Y}_3, \bar{Y}_4$ . Цієї послідовності додержуються при позначенні дуг графа при його обході за годинниковою стрілкою, починаючи від вихідної (верхньої) вершини. Опорні сигнали для вершин графа вказано в кружках. Для вихідної вершини опорний сигнал  $X_5X_7$  — кон'юнкція вхідних сигналів  $X_5$  та  $X_7$  від датчиків, що контролюють виконання команд  $\bar{Y}_3$  та  $\bar{Y}_4$  передуючого цій вершині такту. Тут, як і раніше, будемо додержуватись індексації вхідних сигналів від контролюючих пристроїв у відповідності з рис. 9.10. Аналогічно знаходиться і решта опорних сигналів. У першому такті відпрацьовуються вихідні сигнали  $Y_1$  і  $Y_2$ , а їхнє виконання контролюють датчики  $X_2$  та  $X_4$ . Опорний сигнал  $X_2X_4$  у дійсному виді може з'явитись тільки після безумовного виконання обох команд першого такту. Виконання команди  $Y_3$  у другому такті контролюється датчиком  $X_5$ , сигнал якого є опорним для наступної вершини, і т. д.

Із вихідної вершини графа проведені дві сигнальні лінії для сигналів  $X_5$  та  $X_7$ , які створюють опорний сигнал  $X_5X_7$ . Перша з них (для сигналу  $X_5$ ) з'єднує вихідну вершину, в яку входить сигнал  $\bar{Y}_3$ , з вершиною, з якої виходить інверсний щодо  $\bar{Y}_3$  сигнал  $Y_3$ . Сигнальна лінія  $X_7$  з'єднує вихідну вершину, в яку входить сигнал  $\bar{Y}_4$ , з вершиною, із якої виходить інверсний щодо  $\bar{Y}_4$  сигнал  $Y_4$ . Аналогічно проводяться і інші сигнальні лінії. Для прикладу в графі виділені зони дії вхідних сигналів  $X_5$  та  $X_7$ . Штриховкою відмічена зона, в межах якої  $X_7 = 1$ . Вона розташована ліворуч сигнальної лінії  $X_7$ , якщо

дивитись у напрямку стрілки, і включає також обидві вершини, які зв'язує лінія  $X_7$ . У тій частині графа, що розміщена праворуч від сигнальної лінії  $X_7$ , значення цього сигналу хибне, тобто  $X_7 = 0$ . Зона дійсних значень вхідного сигналу  $X_5$  показана подвійною штриховкою. Одночасно вона є зоною дійсних значень опорного сигналу  $X_5X_7$ , оскільки являє собою перетин зон дійсних значень співмножників. Таким чином, вторинний граф дозволяє легко визначити зони дійсних та хибних значень кожного з вхідних сигналів, логічних добутоків вхідних сигналів, а також логічних сум вхідних сигналів. В останньому випадку зони дійсних значень складових доповнюють одна одну. Оскільки вторинний граф у той же час визначає зони дійсних і хибних значень вихідних сигналів, то без особливих труднощів можна поставити у взаємну відповідність вхідні сигнали вихідним і одержати логічні рівняння виходів у мінімальній формі.

Правила складання рівнянь виходів залежать від типу головних розподільників. Якщо розподільники мають двостороннє керування з механічним «запам'ятовуванням» переключених положень, рівняння складаються для прямих та інверсних вихідних сигналів. Зважаючи на механічну «пам'ять», зовсім не обов'язково підтримувати вихідний сигнал після того, як він переключив розподільник. Він може бути короткочасним, імпульсним, але за умови, що інверсний до нього вихідний сигнал заборонено для всієї зони дії прямого сигналу. Потрібно також виключити можливість змагання протилежних за дією вихідних сигналів. Для розподільників з одностороннім керуванням, які не мають «пам'яті», за вторинним графом складаються логічні рівняння тільки для прямих (без знака інверсії) вихідних сигналів. Кожен з них повинен бути неперервним і дійсним у межах всієї зони своєї дії в графові і забороненим в інших зонах.

## Правила складання рівнянь

### А. Для розподільників з двостороннім керуванням

1. Рівняння складаються для прямих та інверсних вихідних сигналів керування розподільниками.

2. Рівняння даного виходу завжди містить у собі опорний сигнал для вершини, з якої він виходить.

3. Якщо зона дійсних значень опорного сигналу для даного виходу вужча за зону дії самого виходу, то в рівняння цього виходу входять тільки опорний сигнал.

4. Якщо зона дійсних значень опорного сигналу для даного виходу ширша за зону дії самого виходу, то у рівнянні виходу опорний сигнал доповнюється співмножником із числа вхідних сигналів і таким, щоб зона їхнього перетину була вужчою від зони дії виходу.

5. Якщо в графі є повторення опорних сигналів, то у рівняння відповідних їм виходів додатково вводяться такі співмножники з числа

вхідних сигналів, які б створювали перетини, що однозначно визначають зону дії кожного з цих опорних сигналів.

6. Якщо даний вихід повторюється в графі, то його рівняння має вид суми рівнянь складових.

**Б. Для розподільників з одностороннім керуванням**

1. Рівняння складаються тільки для прямих (без знаків інверсії) виходів і так, щоб забезпечувалось дійсне значення кожного виходу в межах усєї зони його існування.

2. Рівняння даного виходу завжди містить у собі опорний сигнал для вершини, з якої він виходить, і інверсію від опорного сигналу для вершини, з якої виходить інверсний щодо нього вихід.

3. Названі в п. 2 складові логічного рівняння даного виходу можуть створювати в рівнянні суму або добуток, поєднуватись з іншими вхідними сигналами, але так, щоб створювані в графі перетини і доповнення забезпечували неперервність існування виходу в усій зоні його дії і тільки в цій зоні.

4. Якщо в графі є повторення опорних сигналів, то у рівняння відповідних їм виходів додатково вводяться такі співмножники з числа вхідних сигналів, які б створювали перетини, що однозначно визначають зону дії кожного з цих опорних сигналів.

5. Якщо прямиий вихід повторюється у графі, то його рівняння має вигляд суми рівнянь складових.

6. Одержані рівняння виходів при можливості слід спрощувати, використовуючи закони алгебри логіки.

Застосування приведених правил розглянемо на прикладах.

*Приклад 1.* Потрібно скласти рівняння виходів за вторинним графом (рис. 9.14) для випадку, коли головні розподільники мають двостороннє керування з механічним «запам'ятовуванням» переключеного положення.

Застосовуючи пп. 1, 2 і 3 правил

**А**, запишемо:

$$Y_1 = X_5 X_7; \quad Y_2 = Y_1 = X_5 X_7;$$

$$Y_3 = X_2 X_4; \quad \bar{Y}_2 = X_1 X_8;$$

$$\bar{Y}_3 = X_3; \quad \bar{Y}_4 = X_3.$$

Ці рівняння для прямих та інверсних виходів містять тільки відповідні опорні сигнали, зона дії яких не виходить за межі зони можливого існування дійсних значень виходів.

У рівняння для виходу  $Y_4$  опорний сигнал  $X_6$  треба доповнити співмножником  $X_4$  (п. 4 правил **А**), тому що сигнал  $X_6$  має дійсне значення

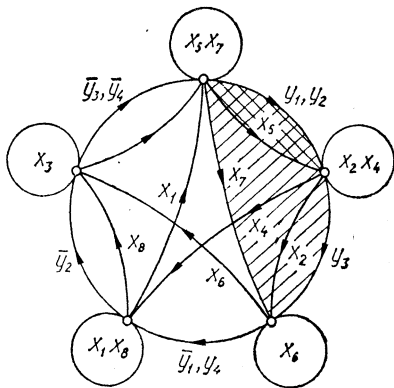


Рис. 9.14. Вторинний граф для циклу 1, 2—3—1, 4—2—3, 4



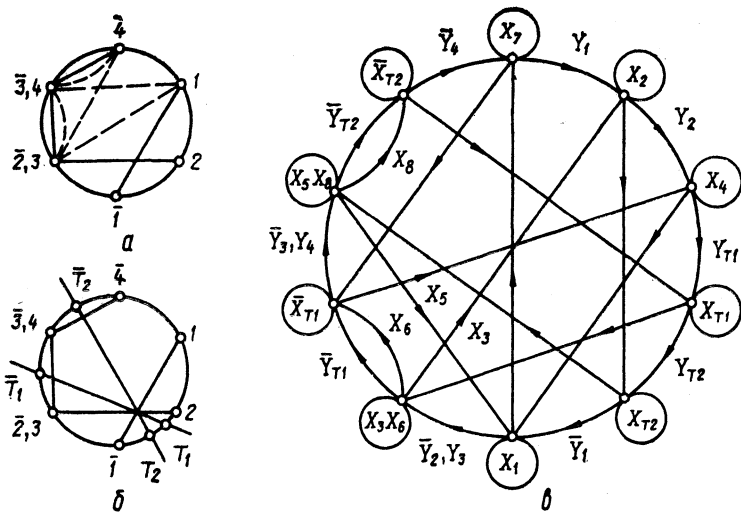


Рис. 9.16. Первинні (а, б) і вторинний (в) графи для циклу  $1-2-\bar{1}-\bar{2}, 3-\bar{3}, 4-\bar{4}$

не у вершині  $\bar{X}_T$ , а раніше — зразу після вершини  $X_4$ , тобто дещо достроково. Але слід враховувати, що вихідні сигнали тригера  $X_T$  і  $\bar{X}_T$  інверсні і змінюють свої значення практично одночасно. Такти, в яких переключається тригер, чисто формальні, а їхня тривалість незначна, тобто вершини  $X_4$  і  $\bar{X}_T$  майже збігаються і рівняння  $Y_2 = X_2 \bar{X}_T = X_2 X_T$  є коректним.

Рівняння виходів  $Y_T$  та  $\bar{Y}_T$  складаються за правилами А і мають вигляд:  $Y_T = X_1$ ;  $\bar{Y}_T = X_4$ .

*Приклад 3.* Провести структурний синтез багатотактної системи, яка працювала б за таким циклом:  $1-2-\bar{1}-\bar{2}, 3-\bar{3}, 4-\bar{4}$ . Головні розподільники — з двостороннім керуванням.

У первинному графі заданого циклу (рис. 9.16, а) лінії невизначеності проведено пунктиром (всього п'ять ліній). Для розв'язання графа одного тригера недостатньо, потрібно два. Відповідні їм додаткові лінії зв'язку  $T_1-\bar{T}_1$  та  $T_2-\bar{T}_2$  (рис. 9.16, б) проведені так, щоб вони перетнули всі лінії невизначеності і перетнулись між собою. Слід звернути увагу на те, що після побудови вторинного графа (рис. 9.16, в) можна зробити перевірку його коректності. Граф правильний і по ньому можна скласти логічні рівняння для виходів, якщо: 1) серед опорних сигналів прямо або в комбінаціях зустрічаються всі без винятку вхідні сигнали і сигнали від тригерів; 2) рухаючись уздовж сигнальних ліній в напрямках стрілок, можна обійти послідовно всі вершини графа, не пропускаючи жодної з них і не порушуючи

послідовності, в якій вони розміщені у графі. Легко впевнитись, що обидві умови коректності графа в нашому прикладі виконуються. Залишається тільки скласти логічні рівняння виходів, які мають вид:

$$\begin{aligned} Y_1 &= X_7 \bar{X}_{T2}; & Y_2 &= X_2; & Y_3 &= X_1 X_{T1}; \\ \bar{Y}_1 &= X_{T2}; & \bar{Y}_2 &= X_1 X_{T1}; & \bar{Y}_3 &= \bar{X}_{T1} X_{T2}; \\ Y_4 &= \bar{X}_{T1} X_{T2}; & Y_{T1} &= X_4; & Y_{T2} &= X_{T1}; \\ \bar{Y}_4 &= \bar{X}_{T2}; & \bar{Y}_{T1} &= X_3 X_6; & \bar{Y}_{T2} &= X_5 X_8. \end{aligned}$$

Рівняння складені відповідно до правил А. Винятками є рівняння для  $\bar{Y}_2$  і  $\bar{Y}_3$ , які за правилами мали б форму  $\bar{Y}_2 = X_1$ ;  $\bar{Y}_3 = \bar{X}_{T1}$ , але для забезпечення одночасної появи паралельних вихідних сигналів  $\bar{Y}_2$  і  $Y_3$  та  $\bar{Y}_3$  і  $Y_4$  прийнято  $\bar{Y}_2 = Y_3 = X_1 X_{T1}$ ;  $\bar{Y}_3 = Y_4 = \bar{X}_{T1} X_{T2}$ .

*Приклад 4.* Провести структурний синтез багатотактної системи з робочим циклом  $1-2-3-\bar{2}-\bar{1}-2-\bar{3}-\bar{2}$ . Головні розподільники можуть мати одно- або двостороннє керування. Мінімізувати структуру логічної частини за рахунок раціонального вибору розподільників.

Первинний граф циклу (рис. 9.17, а) не потребує розв'язки і придатний для реалізації. Особливістю робочого циклу є двократне спрацьовування виконавчого пристрою з порядковим номером 2. Тому у вторинному графі (рис. 9.17, б) по два рази повторюються вихідні сигнали  $Y_2$  та  $\bar{Y}_2$  і по дві вершини мають однакові опорні сигнали  $X_3$  та  $X_4$ .

Якщо вибрати головні розподільники з двостороннім керуванням, то система логічних рівнянь вихідних сигналів матиме вигляд:

$$\begin{aligned} Y_1 &= X_3 X_5; & Y_2 &= X_2 X_5 + X_1 X_6; & Y_3 &= X_4 X_2; \\ \bar{Y}_1 &= X_3 X_6; & \bar{Y}_2 &= X_6 X_2 + X_5 X_1; & \bar{Y}_3 &= X_4 X_1. \end{aligned}$$

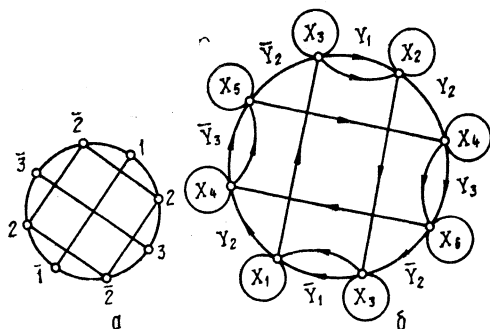


Рис. 9.17. Графи циклу  
1-2-3-2-1-2-3-2

Варто звернути увагу на те, що у рівняннях відповідних виходів опорні сигнали, що повторюються, мають співмножники, які чітко розділяють зони дії кожного з них (п. 5 правил А). Для виходів  $Y_2$  та  $\bar{Y}_2$ , які повторюються в графі, кінцеві рівняння одержані як логічна сума рівнянь складових (п. 6 правил А).

Для розподільників з од-

ностороннім керуванням система логічних рівнянь складається за правилами Б:

1)  $Y_1 = X_3X_5 + \bar{X}_3X_2$  — опорний сигнал  $X_3$  має співмножник  $X_5$ , який обмежує зону появи виходу  $Y_1$  верхньою частиною графа (п. 4 правил); у рівняння входить сигнал  $\bar{X}_3$  — інверсія від опорного сигналу для вершини, з якої виходить інверсний вихід  $\bar{Y}_1$ , із співмножником  $X_2$  (п. 3 правил);

2)  $Y_2 = X_2\bar{X}_6 + X_1\bar{X}_5$  (пп. 2, 3 і 5);

3)  $Y_3 = X_4X_2 + \bar{X}_4X_6$  — складається аналогічно рівнянню для  $Y_1$ .

Аналіз одержаних систем логічних рівнянь показує, що мінімальна структура логічної частини досягається в тому випадку, коли розподільники першого і третього виконавчих пристроїв будуть мати двостороннє керування, а розподільник другого — одностороннє. Таким чином, єдина форма вторинного графа, що не залежить від вибору типу розподільників, не тільки робить граф універсальним, а й відкриває додаткові можливості оптимізації структури дискретної багатотактної системи за рахунок раціонального вибору розподільників, при якому можливе суттєве зменшення кількості логічних елементів і ліній передачі вихідних сигналів.

Основні параметри аксіально-поршневих гідромоторів типу Г15—2

Параметр	Г15—21Н	Г15—22Н	Г15—22М	Г15—23Н	Г15—23М	Г15—24Н	Г15—24М	Г15—25Н
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	11,2	20	40	80	160			
Номінальна витрата рідини, л/хв	10,8	19,2	38,4	76,8	154			
Тиск на вході, МПа: номінальний максимальний мінімальний	0,5	1	0,5	1	0,5	1	0,5	1
Тиск на виході, МПа: максимальний мінімальний	0,08	0	0,08	0	0,1	0	0,15	0,15
Частота обертання, об/хв: номінальна максимальна мінімальна при номінальному моменті	2400 40	2100 30	2100 40	1800 20	1800 30	1500 20	1500 20	1300 20
Крутний момент, Н·м, не більше	9,4	16,7	14,7	33,3	29,4	66,7	58,8	133
Ефективна потужність номінальна, кВт, не менше	0,96	1,7	1,5	3,4	3,0	6,8	6,0	13,6
ККД загальний, не менше	0,87	0,8	0,87	0,87	0,8	0,87	0,8	0,87
Момент інерції обертових мас, кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	0,39	1,08	3,43	7,35	24,5			
Маса, кг	4,5	7	10,5	12	17	20	28,5	40

## Технічні характеристики регуляторів витрат та дроселів

Параметр	10				16				20				32						
	ПТ77-12	МПГ5-12	2МПГ5-12	МПГ5-22	МПГ5-32	ПГ5-62	ПГ5-72	Г5-13А	Г5-23А	ПТ77-14	МПГ5-14	2МПГ5-14	МПГ5-24	МПГ5-34	Г5-14А	Г5-24А	МПГ5-15	МПГ5-25	МПГ5-35
Витрати рідини, л/хв максимальна (Qmax)	20	20	25	20	20	(60) *	40	40	80	80	100	80	100	160	200				
мінімальна (Qmin)	0,06	0,1	0,07	0,04	0,25	0,15	0,12	0,25	0,2	0,09	0,25	0,15	0,4	0,15					
Робочий тиск, МПа номінальний **	20	6, 3; 10; 20	20	20	10	10	20	6, 3; 10; 20	20	20	6, 3; 10; 20	10	10	6, 3; 10; 20	20	20	6, 3; 10; 20	20	20
мінімальний при Q < 0,5 Qmax Q < (0,5...1) Qmax **	—	—	0,5	0,8	—	0,3	—	—	—	0,5	—	—	0,5	—	—	0,3	—	0,5	0,8
	0,5	1; 2; 3	—	—	2	0,6	0,5	1; 2; 3	2	0,6	1; 2; 3	2	0,6	1; 2; 3	2	0,6	1; 2; 3	2	0,8
Перепад тисків на дроселі, МПа не менше	0,25	—	—	—	—	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Зміни встановленої витрати рідини у діапазонах робочого тиску від мінімального до номінального при температурі рідини від +10 до +70 °С, см <sup>3</sup> /хв, не більше	—	±10%	10 % при витраті до 0,1 л/хв; +5 % — при більший	10 % при витраті до 0,1 л/хв; +5 % — при більший	±10 %	±10 %	—	±10%	20 % при витраті до 0,2 л/хв; +5 % — при більший	±10 %	±10 %	±10 %	±10 %	±10 %	±10 %	±10 %	±10 %	30 % при витраті до 0,5 л/хв; +5 % при більший	30 % при витраті до 0,5 л/хв; +5 % при більший

Продовження додатку 2

Витрати рідини через повністю закритий дренаж, см <sup>3</sup> /хв, не більше	50	60	50	30	80	120	80	100	100	120	100	70	120	80	200	120
Маса, кг	3,9	4,5	3,7	4,6	6,75	11	10,8	6	7,5	6,7	8,5	8,6	11,2	10,6	15,5	16

\* В дужках указані витрати масла при прискореному рухові робочого органа.

\*\* Для апаратів типу МПГ55—1 в залежності від виконання по тиску.

Примітки: 1. Для апаратів типу МПГ55—1 та Г55—1 різниця між робочим тиском та тиском настроювання запобіжного клапана мусить бути не менше 0,5 МПа для витрат до 0,5 Qmax і 0,8 МПа для більших витрат. 2. Для апаратів типу МПГ55—1 та Г55—1 тиск розвантаження 0,3 МПа; час підвищення тиску не більше 1 с (для Г55—14А і МПГ55—15—1,5 с). 3. Витрати тиску при витраті Qmax через зворотний клапан для апаратів МПГ55—32, МПГ55—34 і МПГ55—35 становлять 0,2; 0,3 і 0,4 МПа. 4. Для апаратів типу ПП77—1 зміна витрати при збільшенні температури рідини (від 20 до 60 °С) не більше 10 %. 5. Для апаратів типу Г55—1 і Г55—2 витрати рідини через дренажні отвори не перевищують 40 см<sup>3</sup>/хв.

Основні параметри пластинчастих насосів дворазової дії

Параметр	T12-31AM	T12-31M	T12-32AM	T12-32M	T12-33AM	T12-33M	T12-24AM	T12-24M	T12-25AM	T12-25M	T12-26AM
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	8	12,5	16	25	32	40	63	80	125	160	224
Подача номінальна, л/хв	5,8	9,7	12,7	21,1	27,9	35,7	53,8	70	110,4	142,8	204
Частота обертання, об/хв: номінальна максимальна мінімальна	960 1500 600										
Номінальна потужність, кВт	1,04	1,6	1,9	2,8	3,6	4,3	7,0	8,8	13,4	17,3	24,2
ККД при номінальному режимі роботи, не менше: об'ємний загальний	0,76 0,58	0,81 0,65	0,83 0,7	0,88 0,78	0,91 0,81	0,93 0,85	0,89 0,8	0,91 0,82	0,92 0,85	0,93 0,85	0,95 0,87
Маса, кг, не більше	8,2										
	20										
	36										

Примітки: 1. Абсолютний тиск на вході (МПа): мінімальний 0,08; максимальний 0,12. 2. Тиск на виході насоса (МПа): номінальний 6,3; граничний 7,0

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ТА ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т.* Элементы гидропривода: Справ.— К. : Техніка, 1977.— 320 с.
2. *Аксиально-поршневой* регулируемый гидропривод / Под ред. В. Н. Прокофьева.— М. : Машиностроение, 1969.— 496 с.
3. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика: Справ. пособие.— М. : Машиностроение, 1971.— 672 с.
4. *Башта Т. М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем.— М. : Машиностроение, 1974.— 607 с.
5. *Богданович Л. Б.* Гидравлические приводы.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1980.— 232 с.
6. *Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э.* Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий.— М. : Машиностроение, 1974.— 328 с.
7. *Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков* / В. А. Федорев, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко и др.; Под ред. В. А. Федорца.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1987.— 375 с.
8. *Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы* / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.— М. : Машиностроение, 1982.— 423 с.
9. *Герц Е. В., Крейкин Г. В.* Расчет пневмоприводов: Справ. пособие.— М. : Машиностроение, 1975.— 272 с.
10. *Докукин А. В., Рогов А. Я., Фейфец Л. С.* Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия.— М. : Машиностроение, 1980.— 288 с.
11. *Дмитриев В. Н., Градский В. Г.* Основы пневмоавтоматики.— М. : Машиностроение, 1973.— 360 с.
12. *Дьячков Б. И.* Высокомоментные моторы однократного действия.— М. : Машиностроение, 1980.— 119 с.
13. *Ибрагимов И. А., Фарзана Н. Г., Илясов Л. В.* Элементы и системы пневмоавтоматики.— М. : Высш. шк., 1975.— 360 с.
14. *Келлерман Ю. И.* О синтезе пневматических систем управления, заданных на языке ЯРУС // Пневматика и гидравлика.— М., 1977.— Вып. 4.— С. 108—112.
15. *Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковенко В. С.* Элементы струйной автоматики.— М. : Машиностроение, 1973.— 360 с.
16. *Лещенко В. А.* Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением.— М. : Машиностроение, 1975.— 288 с.
17. *Машиностроительный гидропривод* / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.; Под ред. В. Н. Прокофьева.— М. : Машиностроение, 1980.— 495 с.
18. *Попов Д. Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем.— М. : Машиностроение, 1976.— 424 с.
19. *Погорелов В. И.* Элементы и системы пневмоавтоматики.— Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1979.— 184 с.
20. *Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справ./* Под ред. Е. В. Герца.— М. : Машиностроение, 1981.— 408 с.

21. *Повх И. Л.* Техническая гидродинамика.— М. : Машиностроение, 1969.— 524 с.
22. *Рабинович А. Н.* Система управления автоматических машин.— К. : Техніка, 1979.— 440 с.
23. *Свешников В. К., Усов А. А.* Станочные гидроприводы. Справ.— 2-е изд., перераб. и доп.— М. : Машиностроение, 1988.— 512 с.
24. *Справочник по гидравлике* / Под ред. В. А. Большакова.— 2-е изд., перераб. и доп.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1984.— 343 с.
25. *Струйные логические элементы и устройства программного управления станками и промышленными роботами: Каталог* / НИИМаш.— М., 1979.— 72 с.
26. *Федорец В. А.* Расчет гидравлических и пневматических приводов гибких производственных систем.— К. : Вища шк. Головное изд-во, 1988.— 179 с.
27. *Федорец В. А., Педченко М. Н., Кухарец А. В.* Расчет пневматических и пневмогидравлических цикловых систем.— К. : Техніка, 1981.— 184 с.
28. *Чупраков Ю. И.* Гидропривод и средства гидроавтоматики.— М. : Машиностроение, 1979.— 232 с.
29. *Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления: Каталог* / НИИМаш.— М., 1978.— 155 с.
30. *Элементы и схемы пневмоавтоматики* / Т. К. Берендс, Т. К. Ефремова, А. А. Тагаевская, С. А. Юдицкий.— М. : Машиностроения, 1976.— 246 с.

<b>Вступ</b> . . . . .	<b>3</b>
<b>Розділ 1. Загальні відомості про гідравлічний об'ємний привод, робочі рідини і гідравліку трубопроводів</b> . . . . .	<b>5</b>
1.1. Принцип дії та основні параметри гідравлічного об'ємного привода	5
1.2. Робочі рідини, які використовуються в об'ємному гідроприводі, та їхні властивості . . . . .	8
1.3. Гідравліка трубопроводів . . . . .	18
1.4. Тепловий баланс гідросистем . . . . .	35
1.5. Принципова схема гідравлічного привода . . . . .	40
<b>Розділ 2. Гідравлічна апаратура</b> . . . . .	<b>42</b>
2.1. Регулюючі гідроапарати . . . . .	42
2.2. Направляючі гідроапарати . . . . .	71
2.3. Кондиціонери робочої рідини . . . . .	79
2.4. Гідроаккумулятори . . . . .	80
2.5. Приклади використання елементів гідроапаратури в гідросистемах	88
<b>Розділ 3. Об'ємні насоси і гідродвигуни</b> . . . . .	<b>97</b>
3.1. Класифікація та принцип дії об'ємних гідромашин . . . . .	97
3.2. Енергетичні характеристики гідромашин . . . . .	102
3.3. Статичні характеристики об'ємних гідропередач . . . . .	107
3.4. Радіально-поршневі насоси . . . . .	109
3.5. Високомоментні гідромотори . . . . .	117
3.6. Аксиально-поршневі насоси і гідромотори . . . . .	121
3.7. Пластинчасті насоси і гідромотори . . . . .	128
3.8. Шестеренні насоси і гідромотори . . . . .	134
3.9. Гідродвигуни для поступального та поворотного руху . . . . .	139
<b>Розділ 4. Динаміка гідравлічного привода і регулювання швидкості робочого органа</b> . . . . .	<b>149</b>
4.1. Особливості динаміки гідравлічного привода . . . . .	149
4.2. Рівняння витрати рідини. Гідравлічна провідність трубопроводів	151
4.3. Рівняння руху поршня гідродвигуна (гідроциліндра) . . . . .	156
4.4. Розв'язок рівняння динаміки гідравлічного привода . . . . .	158
4.5. Визначення швидкості гідравлічних систем автоматичного керування . . . . .	161
4.6. Регулювання швидкості руху робочого органа . . . . .	168

4.7. Принципові гідросистеми для здійснення різних технологічних циклів . . . . .	176
4.8. Гідравлічні приводи для синхронних переміщень . . . . .	181
<b>Розділ 5. Гідравлічні підсилювачі . . . . .</b>	<b>193</b>
5.1. Загальні відомості . . . . .	193
5.2. Золотникові гідропідсилювачі . . . . .	195
5.3. Гідропідсилювачі типу сопло-заслінка . . . . .	203
5.4. Гідропідсилювачі з голчастим дроселем . . . . .	210
5.5. Гідропідсилювачі із струминною трубкою . . . . .	213
<b>Розділ 6. Гідравлічні слідкуючі приводи . . . . .</b>	<b>216</b>
6.1. Загальні відомості . . . . .	216
6.2. Однокоординатні гідравлічні слідкуючі приводи дросельного керування . . . . .	219
6.3. Двокаскадні гідравлічні слідкуючі приводи . . . . .	228
6.4. Електрогідравлічні слідкуючі приводи . . . . .	231
6.5. Компонування гідравлічних слідкуючих приводів на металорізальних верстатах . . . . .	235
6.6. Статичні розрахунки гідравлічних слідкуючих приводів . . . . .	238
6.7. Динамічний розрахунок гідравлічних слідкуючих приводів . . . . .	245
6.8. Коректуючі пристрої гідравлічних слідкуючих приводів . . . . .	255
6.9. Дво- та багаткоординатні гідравлічні слідкуючі приводи . . . . .	263
<b>Розділ 7. Пневматичні приводи . . . . .</b>	<b>267</b>
7.1. Загальна характеристика пневматичних приводів . . . . .	267
7.2. Стиснуте повітря — робоче середовище пневмоприводів . . . . .	273
7.3. Повітропроводи і пневмокамери . . . . .	278
7.4. Елементи пневмоапаратури . . . . .	295
7.5. Типові пневмодвигуни дискретної дії і їхні розрахунки . . . . .	312
7.6. Спеціальні пневмодвигуни для металорізальних верстатів та промислових роботів . . . . .	335
<b>Розділ 8. Пневмоавтоматика . . . . .</b>	<b>344</b>
8.1. Застосування засобів пневмоавтоматики для автоматизації виробничих процесів . . . . .	344
8.2. Елементи пневмоавтоматики . . . . .	346
8.3. Пневматичні підсилювачі та перетворювачі . . . . .	356
8.4. Універсальна система елементів промислової пневмоавтоматики (УСЕППА) . . . . .	364
8.5. Струминна пневмоавтоматика . . . . .	388
8.6. Пневматичні програмні задаючі пристрої . . . . .	401
<b>Розділ 9. Структурний синтез гідравлічних та пневматичних дискретних систем керування . . . . .</b>	<b>412</b>
9.1. Структура і класифікація дискретних систем . . . . .	412
9.2. Логічні функції і реалізація їх засобами гідропневмоавтоматики . . . . .	418
9.3. Структурний синтез одноктактних дискретних систем керування . . . . .	425
9.4. Структурний синтез багатотактних (циклових) систем керування . . . . .	433
<b>Додатки . . . . .</b>	<b>456</b>
<b>Список рекомендованої та використаної літератури . . . . .</b>	<b>459</b>

Навчальне видання

*Федорець Володимир Олександрович*  
*Педченко Михайло Никифорович*  
*Струтинський Василь Борисович*  
*Новік Микола Андрійович*  
*Єлісєєв Юрій Васильович*

**ГІДРОПРИВОДИ  
ТА ГІДРОПНЕВМО-  
АВТОМАТИКА**

Оправа художника *В. С. Жиборовського*  
Художній редактор *І. Г. Хороший*  
Технічний редактор *О. В. Козлітіна*  
Коректор *Н. І. Хоменко*

Здано до набору 28.09.93. Підписано до друку 22.06.94. Формат. 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Папір друк. № 2. Гарнітура літературна. Високий друк. Умовн.-друк. арк. 26,97. Умовн. фарбовідб. 27,23. Обл.-вид. арк. 30,87. Вид. № 9726. Замовлення № 3—2560.

Видавництво «Вища школа». 252054, Київ-54, вул. Гоголівська, 7.

Надруковано з матриць Головного підприємства республіканського виробничого об'єднання «Поліграфкнига». 252057 Київ-57, вул. Довженка, 3 в Київській книжковій друкарні наукової книги, 252004, Київ-4, вул. Терещенківська, 4. Зам. 5-803.