

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО  
УСТАТКУВАННЯ

Ч. IV

**Міністерство освіти і науки України**  
Вінницький державний технічний університет

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

**Приводи автоматизованого устаткування**

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**  
Ч. IV

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку 6.0902 – “Інженерна механіка” та спеціальностей інженерії: 7.090202 – “Технологія машинобудування”, 7.090203 – “Металорізальні верстати та системи”. Протокол №5 від 27 грудня 2001 р.

Вінниця ВДТУ 2002

УДК 62 - 85  
І 86

Рецензенти:

*В.Ф. Анісімов*, доктор технічних наук, професор

*А.Ф. Пономарчук*, доктор технічних наук, професор

*І.О. Сивак*, доктор технічних наук, професор

Рекомендовано до видання Ученою радою Вінницького державного технічного університету Міністерства освіти і науки України

**Іскович-Лотоцький Р.Д., Севостьянов І.В.**

І 86 **Приводи автоматизованого устаткування.** Навчальний посібник. Ч. IV. – Вінниця: ВДТУ, 2002. – 106 с.

У посібнику наводяться основні відомості щодо характеристик робочого тіла пневмосистем – повітря, термодинамічних процесів пов'язаних із повітрям, розглядаються ідеальні та реальні пневмомашини, пневмоапаратура, елементи пневмоавтоматики, теорія та методи розрахунків газових потоків та динамічних характеристик пневмопривода. Посібник відповідає робочим планам та програмам дисциплін “Гідравліка та гідропневмопривод”, “Приводи автоматизованого устаткування” та “Приводи верстатів та роботів”.

УДК 62 - 85

© Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов, 2002

## ЗМІСТ

Вступ . . . . .	5
1. Загальні положення. . . . .	7
1.1. Пневматичні приводи і їх основні елементи . . . . .	7
1.2. Фізико-механічні характеристики повітря . . . . .	12
1.3. Термодинамічні процеси при постійній кількості повітря . . . . .	15
2. Ідеальні пневмомашини . . . . .	17
2.1. Ідеальний компресор . . . . .	17
2.2. Ідеальний вакуумнасос . . . . .	18
2.3. Ідеальний пневмодвигун . . . . .	18
2.4. Ідеальний вакуумдвигун . . . . .	19
2.5. Вид кривих стискання і розширення . . . . .	19
2.6. Кількість роботи ідеальних пневмомашин . . . . .	20
3. Реальні пневмомашини. . . . .	21
3.1. Генераторні пневмомашини. . . . .	21
3.1.1. Класифікації і схеми генераторних пневмомашин . . . . .	21
3.1.2. Теорія генераторних пневмомашин. . . . .	23
3.2. Пневмодвигуни. . . . .	26
3.2.1. Теорія і розрахунок пневмоциліндрів. . . . .	26
3.2.2. Теорія об'ємних пневмомоторів. . . . .	34
3.2.3. Спеціальні пневмодвигуни металорізальних верстатів, промислових роботів і маніпуляторів. . . . .	37
4. Пневмоапаратура . . . . .	45
4.1. Апаратура підготовки повітря. . . . .	45
4.2. Напрямна апаратура. . . . .	48
4.3. Апаратура регулювання. . . . .	52
4.4. Апаратура контролю і керування. . . . .	55
5. Розрахунок газових потоків. . . . .	60
5.1. Постановка задачі. . . . .	60
5.2. Система рівнянь, що описують рух газу. . . . .	61
5.3. Повні параметри газового потоку. . . . .	68
5.4. Розрахунок адіабатного потоку. . . . .	69
5.5. Розрахунок ізотермічного потоку. . . . .	73
5.6. Розрахунок витікання газу. . . . .	73
5.7. Розрахунок пневмоліній за формулами витікання . . . . .	75
5.8. Області застосування різноманітних моделей розрахунку . . . . .	76
5.9. Розрахунок складеної пневмолінії. . . . .	78
6. Динамічний розрахунок пневмопривода. . . . .	79
6.1. Рівняння енергії для пневмомеханізму. . . . .	79
6.2. Наповнення і спорожнювання пневмоємності. . . . .	80
6.2.1. Розрахунок наповнення. . . . .	80
6.2.2. Розрахунок спорожнювання. . . . .	81
6.3. Принципи нелінійного динамічного розрахунку пневмопривода . . . . .	82
6.3.1. Фази роботи пневмопривода. . . . .	82

6.3.2. Способи розрахунку окремих фаз роботи пневмопривода . . .	83
7. Пневмоавтоматика. . . . .	87
7.1. Застосування засобів пневмоавтоматики для автоматизації виробничих процесів. . . . .	87
7.2. Елементи пневмоавтоматики. . . . .	89
7.3. Пневматичні підсилювачі і перетворювачі. . . . .	98
Література . . . . .	106

## Вступ

Коло питань, що розглядаються в даному навчальному посібнику, обмежується рамками навчальних програм дисциплін: “Гідравліка та гідропневмопривод”, “Приводи автоматизованого устаткування”, “Приводи верстатів та роботів”, “Приводи технологічного устаткування”, що вивчаються в університеті при підготовці фахівців за спеціальністю бакалаврата: 6.0902 – «Інженерна механіка» і спеціальностями інженерії: 7.090202 – «Технологія машинобудування»; 7.090203 «Металорізальні верстати та системи». Матеріал, що пропонується, зв'язаний, в основному, з об'ємним пневмоприводом.

Теорія пневмопристроїв ґрунтується на ряді фундаментальних дисциплін: фізиці, теоретичній механіці, теорії механізмів і машин, гідравліці, термодинаміці, теплотехніці. Крім того, вона безпосередньо зв'язана з деякими науками, які не включені до навчальних планів, наприклад, аеро- і газовою динамікою, теорією теплових двигунів.

Основними властивостями пневматичних приводів машин-автоматів, дякуючи яким вони отримали широке розповсюдження при автоматизації виробничих процесів, є надійність їх роботи і простота керування. Успішному впровадженню пневматичних приводів в різноманітні галузі машинобудування допомагає створення методів їх теоретичного і експериментального дослідження.

Теорія пневматичних приводів машин почала розвиватись порівняно недавно, що пояснюється складністю процесів, які протікають в даних приводах. Динамічний аналіз, а тим більше синтез, типового пневматичного пристрою – основного елемента пневматичного привода – є важкою задачею, оскільки рух твердого тіла (поршня, мембрани, сільфона) повинен розглядатись як наслідок газо- і термодинамічних процесів, які характеризують переміщення потоків повітря. Вказані процеси, в свою чергу, обумовлюються досить різноманітними, складними і не досить вивченими явищами. Досліджуючи вказані явища, необхідно враховувати стисненість повітря, а також нерівномірність переміщення механічних частин пристрою під дією сил, які змінюються в процесі руху робочого органу: сил тертя, навантаження, ваги і т.д.

Динаміка типового виконавчого пневматичного пристрою описується системою з декількох нелінійних диференціальних рівнянь, розв'язку яких в остаточному вигляді не існує. З метою спрощення задачі раніше задавались рядом припущень (тиск в одній або в обох порожнинах робочого циліндра є постійним, рух поршня рівномірний або рівноприскорений, температурні процеси протікають при незмінній температурі). Внаслідок цього, результати розрахунків суттєво відрізнялись від експериментальних даних і могли бути розповсюдженими на обмежене коло аналогічних пристроїв. Тільки використання ЕОМ дозволило розв'язати цю задачу з меншою кількістю припущень і більшою точністю.

Розрахункові рівняння були подані в безрозмірній формі, що дало можливість охопити практично весь діапазон пристроїв з різноманітними конструктивними параметрами, що застосовуються в промисловості. Застосування ЕОМ дозволило також виявити вплив пневматичних і конструктивних параметрів на динаміку пневматичних пристроїв, розробити розрахункові графіки, номограми і створити спрощені методи, які полегшують розрахунок і проектування пневматичних приводів.

В розрахункові рівняння входять коефіцієнти, які визначаються дослідним шляхом, наприклад: коефіцієнти опору, витрат, тертя, теплопередачі і т.д. Тому поряд з теоретичними дослідженнями велику увагу слід приділяти методам експериментального дослідження пневматичних приводів з метою визначення вказаних коефіцієнтів, а також для перевірки прийнятих припущень.

Останній розділ посібника присвячений пневмоавтоматиці - ще одній групі пневматичних пристроїв, які останнім часом все більше впроваджуються на виробництві для розв'язання практичних задач керування різноманітними процесами.

## 1. Загальні положення

### 1.1. Пневматичні приводи і їх основні елементи

Пневматичні приводи отримали широке розповсюдження в різноманітних галузях промисловості і сільського господарства: у верстатному будівництві, транспортному машинобудуванні, ливарному і ковальському виробництві, поліграфічному машинобудуванні, будівництві і автомобілебудуванні, літакобудуванні, в ракетобудуванні, в шкіряній і харчовій промисловості. Що стосується машинобудування: вони використовуються в якості приводів затискувальних і транспортних механізмів з метою дистанційного керування і регулювання, в системах гальмування і автоматизації, в якості контрольно-вимірювальних приладів.

Широке застосування пневматичних приводів пояснюється їх надійністю, а також пожежо- і вибухобезпечністю. Хоча пневматичні приводи поступаються електричним за швидкістю, однак для більшості систем автоматизації виробничих процесів швидкість їх спрацьовування виявляється цілком достатньою. Великі перспективи у відношенні підвищення швидкодії має струминна техніка - «пневмоніка». У порівнянні з гідравлічними пневматичні приводи мають більші швидкості спрацьовування і більш прості конструкції. У пневматичних приводів значно коротші лінії повернення; до них пред'являють менші вимоги у відношенні герметичності. Внаслідок особливостей фізичних властивостей повітря робота пневматичної системи меншою мірою залежить від коливань температури, ніж у гідравлічних систем

До недоліків пневматичних приводів відносяться більші їх габарити у порівнянні із гідравлічними, а при рівних габаритах – менші зусилля, що розвиваються. Це пояснюється високим тиском масла у порівнянні із тиском стисненого повітря. Внаслідок стисненості повітря пневматичні силові системи не завжди забезпечують необхідну плавність ходу і не можуть бути використаними в тих випадках, коли вимагається точно здійснити заданий закон руху. Неминучі витоки повітря із системи значно знижують її ККД. Не дивлячись на названі недоліки пневматичні приводи можуть з успіхом застосовуватись в тих випадках, коли недоліки не мають істотного значення або коли можуть бути частково або повністю усунені.

В більшості пристроїв тиск стисненого повітря коливається від 3 до 6 МПа і вище.

Основним елементом пневматичного привода є *пневматичний пристрій* - пристрій, в якому використовуються фізичні властивості стисненого повітря як енергоносія. Вказані властивості повітря можуть проявлятися у вигляді тиску на поверхню механічного елемента (поршень, мембрану) або у вигляді аеродинамічного ефекту в струминних елементах.

Звичайно в пневматичних пристроях є механічні частини, які переміщуються в процесі роботи: поршні, клапани, мембрани, сильфони. В деяких пристроях механічні рухомі частини відсутні, наприклад, в струминних елементах різноманітних типів. Є також пневматичні пристрої, які міс-



тять рухомі механічні частини, що настроюються до початку робочого циклу і залишаються нерухомими під час роботи. До них можна віднести, наприклад, регульовані дроселі різноманітних типів.

*Пневматичний привод* являє собою сукупність взаємозв'язаних пневматичних пристроїв, що забезпечують заданий рух робочих органів машини-автомата. Дані пневматичні пристрої за своїм функціональним призначенням діляться на виконавчі, розподільні і керуючі. *Виконавчі пристрої* (пневмодвигуни) призначені для перетворення енергії стисненого повітря в механічну енергію руху робочих органів машини, що виконують задану технологічну операцію. *Розподільні пристрої* (пневморозподільники) призначені для направлення потоків стисненого повітря з магістралі в робочі циліндри виконавчих пристроїв і з робочих циліндрів в атмосферу. *Керуючі пристрої* (апаратура контролю, регулювання і керування) призначені для забезпечення заданої послідовності переміщення робочих органів машини у відповідності із законом їх руху, що вимагається. Таке ділення пристроїв має умовний характер, оскільки в деяких випадках розподільні або виконавчі пристрої можуть виконувати і функції керування. Приводи включають також апаратуру системи підготовки повітря, систему трубопроводів (пневмолінії), різноманітні допоміжні пристрої: індикатори, глушники шумів, захисні і запобіжні клапани і інші.

В залежності від виду енергії повітря, що використовується розрізняють пневматичні пристрої динамічного і об'ємного типу: *динамічні* перетворюють кінетичну енергію потоку, *об'ємні* – потенційну енергію тиску повітря.

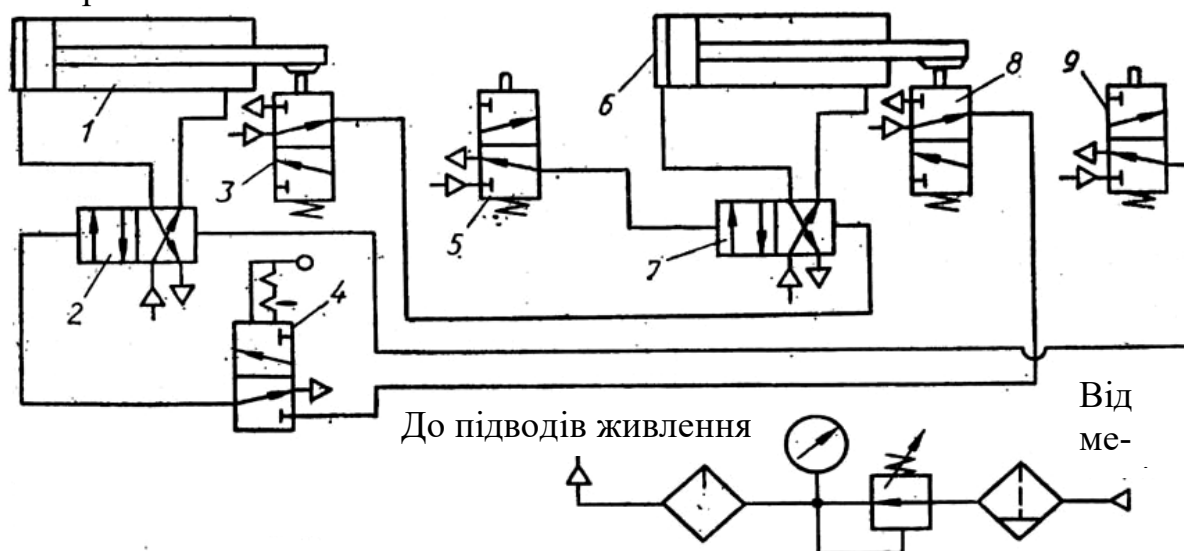


Рис. 1.1. Схема пневмосистеми з автоматичним керуванням

В пневматичній системі з автоматичним керуванням двома пневмоциліндрами (рис. 1.1) пневмоциліндри 1 і 6 виконують такий замкнений цикл рухів: хід вперед поршня пневмоциліндра 1 – хід вперед поршня пневмоциліндра 6 – хід назад поршня пневмоциліндра 1 – хід назад поршня

пневмоциліндра 6. В схемі використані двопозиційні розподільники 2 і 7 з двостороннім пневмокеруванням. Контроль виконання рухів, що вимагаються за циклом і керування розподільниками здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів 3, 5, 8 і 9. Стиснене повітря від джерела живлення 10 через фільтр – вологовідокремлювач 11, редукційний клапан 12 і маслорозпилювач 13 надходить на входи пневморозподільників і вимикачів. Тиск повітря контролюється манометром 14.

На схемі поршні пневмоциліндрів показані у вихідному положенні. Кулачки, установлені на їх штоках, впливають на вимикачі 3 і 8, на виходах яких утворюються командні сигнали. Вимикач 3 подає сигнал в праву порожнину керування розподільника 7, утримуючи його в переключеному ліворуч положенні. Сигнал від кінцевого вимикача 8 перерваний пневмотумблером 4. При короткочасному вмиканні пневмотумблера даний сигнал перемикає розподільник 2 праворуч. Перемикання можливе, оскільки інша (права) порожнина керування розподільника зв'язана при цьому з атмосферою через вимикач 9. Наступне вмикання пневмотумблера знову перериває подачу командного сигналу, але розподільник залишається в переключеному положенні, механічно його “запам'ятовуючи”, і поршень пневмоциліндра 1 починає рух праворуч. На початку цього руху права порожнина керування розподільника 7 сполучається через вимикач 3 з атмосферою. Вимикач 5, що контролює спрацьовування пневмоциліндра 1, подає сигнал на перемикання розподільника 7 праворуч тільки наприкінці ходу поршня пневмоциліндра 1. Цим блокується подача наступної за циклом команди до виконання попередньої команди. В кінці ходу праворуч поршня пневмоциліндра 6 кінцевий вимикач 9 перемикає розподільник 2 ліворуч, що викликає зворотний хід пневмоциліндра 1. Після цього вимикач 3 вмикає останній рух циклу – зворотний хід пневмоциліндра 6. Після його виконання кінцевий вимикач 8 подає команду на перемикання розподільника 2 і початок нового циклу, але при вимкненому пневмотумблері 4 команда переривається і система зупиняється у вихідному положенні.

Якщо під час пуску пневмотумблер залишити включеним, пневмосистема буде відпрацьовувати цикл за циклом, зберігаючи задану послідовність роботи пневмоциліндрів. Виключити пневмотумблер можна в будь-який момент роботи системи, що призведе до її автоматичної зупинки у вихідному положенні після виконання всіх операцій поточного циклу.

Виконавчий пристрій є основним елементом в структурі пневматичних приводів. Від його типу, конструктивних розмірів і потрібних динамічних характеристик залежать вибір схеми керування, типаж апаратури контролю, регулювання і керування, розміри прохідних перерізів пневмоліній і пневмоапаратів. Виконавчі пристрої можна розділити на: *поршневі і плунжерні* (пневмоциліндри); *з пружними елементами*: мембраною, шлангом, сільфоном; *поворотні пневмодвигуни* з обмеженим кутом повороту; *роторні пристрої* (пневмомотори). Пристрої перших двох типів здійсню-

ють зворотно-поступальний рух, третього і четвертого – обертальний. Найбільше розповсюдження отримали поршневі пристрої.

Пневматичні пристрої бувають *двосторонніми*, в яких стиснене повітря подається в обидві порожнини і *односторонніми*, в яких робочою є тільки одна порожнина. Останні застосовують звичайно для переміщення робочих органів машин на невеликі відстані. Повернення у вихідне положення може здійснюватись також за рахунок зовнішніх по відношенню до пристрою сил (пружності, тяжіння). Останні пристрої використовують і при великій довжині ходу (підйомники). Крім цього, пристрої зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки класифікуються на двопозиційні і багатопозиційні, одноступінчасті і телескопічні. Поворотні пневмодвигуни можуть бути шибєрними, поршневими або мембранними. Найбільш розповсюдженими пневмомоторами є шестеренні, поршневі і шибєрні.

Розподільні пристрої пневмосистем можуть мати ручне, механічне, електричне, гідравлічне або пневматичне керування. В системах з силовими пневматичними виконавчими пристроями доцільно застосовувати пневматичне керування.

Крім функції розподілення повітря в пневматичних приводах, розподільники виконують також функції керування виконавчими пристроями. Розподільним органом може бути циліндричний або плоский золотник, клапан, кран і т.д. Відміна між окремими видами розподільників полягає в кількості зовнішніх сполучних каналів, в числі позицій розподільного органу, а також в способі перемикавання. В деяких випадках розподільник об'єднується в однієї конструкції з виконавчим пристроєм.

Керуючі пристрої повинні забезпечити перемикавання розподільників у відповідності із заданими умовами роботи. Методи задання умов роботи привода можуть бути досить різноманітними. Найчастіше вони записуються у вигляді діаграми, яка представляє собою визначену послідовність переміщень робочих органів виконавчих пристроїв або, точніше, послідовність зміни станів виконавчих пристроїв.

Керування робочими органами може здійснюватись електричними, гідравлічними і пневматичними пристроями. Найбільш розповсюдженими для машинобудівних дискретних процесів в теперішній час є розподільники і пристрої керування, побудовані на базі універсальної системи елементів промислової пневмоавтоматики УСЕППА (мембранні реле, клапани з літаючою мембраною). Останнім часом в машинобудуванні широко використовуються струминні елементи.

В подальшому ми будемо називати *системою керування* сукупність керуючих пристроїв, що виконують логічні функції для здійснення заданої послідовності рухів виконавчих пристроїв. Таким чином, структурний синтез пневмоприводів машин-автоматів зводиться до структурного синтезу системи керування виконавчими і розподільними пристроями.

До керуючих пристроїв відносяться також *датчики стану*, за допомогою яких в систему керування вводиться інформація про стан виконавчих

пристроїв і зовнішнього середовища (наявність або відсутність оброблюваних деталей, справність інструмента, перехід на автоматичний або налагоджувальний режим і т.д.). Датчиками стану можуть бути кінцеві перемикачі (наприклад, триходові розподільники, пневматичні кнопки). Сигнали, що надходять на вхід датчика: механічні (від кулачка на штоці - на важіль кінцевого перемикача в кінці робочого ходу), електричні (від реле часу), - повинні перетворюватись в пневматичні сигнали на виході

До керуючих пристроїв відносяться і *задатчики закону руху* робочих органів виконавчого пристрою. В якості прикладу задатчика можна навести дросель, що установлюється в лінії підведення або вихлопу, за допомогою якого регулюється час переміщення поршня з одного крайнього положення в інше. Звичайно задатчик закону руху розташовується в одному корпусі зі зворотним клапаном, який вільно перепускає повітря лише в одному напрямку. В залежності від установки зворотного клапана розрізняють два способи керування швидкістю поршня виконавчого пристрою – дроселюванням на вході і дроселюванням на виході.

До пристроїв керування відносяться також пристрої для витримки часу (пневматичні реле), що застосовуються в тих випадках, коли сигнал на вхід певного пристрою необхідно подати через деякий проміжок часу.

За характером автоматичного керування пневмоприводи машин-автоматів розділяються на групи: приводи, керування якими здійснюється в функції часу (приводи з *часовим керуванням*); приводи, керування якими здійснюється в функції переміщення робочого органу (з *шляховим керуванням*); приводи з *керуванням в функції тиску* стисненого повітря.

В приводах з часовим керуванням керуючий пристрій являє собою командоапарат, що посиляє сигнали на вхід розподільника через визначені проміжки часу. Даний пристрій звичайно містить вал із закріпленими на ньому регульованими кулачками. При обертанні вала з постійною швидкістю кулачки натискають на відповідні перемикачі, які подають сигнали розподільникам, що керують роботою виконавчих пристроїв у відповідності із заданою діаграмою послідовної дії. Інтервали часу між сигналами визначаються профілем кулачків. Перевагою подібних пристроїв керування є простота, недоліком – відсутність контролю виконання попередніх операцій, що викликає збільшення часу циклу і створює небезпеку порушення роботи автомата або навіть його аварії.

При шляховому керуванні перехід системи до кожного такту здійснюється після подачі сигналу про виконання операції попереднього такту. В цьому випадку можливі два види керування: *централізоване* – за допомогою крокового командоапарата з електричним або пневматичним приводом і *децентралізоване* – за допомогою певним чином спроектованої системи взаємозв'язаних пневматичних пристроїв (системи керування). Як і при часовому керуванні, основною перевагою командоапаратів даних видів є простота застосування їх в готовому вигляді для потрібного циклу (без попереднього проектування). Недоліком їх є структурна складність,

яка обумовлює порівняно високу вартість. Найбільш розповсюдженим в промисловості в наш час є децентралізоване шляхове керування пневмоприводами машин - автоматів.

При керуванні по тиску використовуються клапани послідовної дії, які спрацьовують після того, як тиск повітря в порожнині виконавчого пристрою досягає певного значення. Даний вид керування застосовується в тих випадках, коли неможливі два попередні види. Наприклад, в затискувальних пристроях, у яких величина робочого ходу значно змінюється внаслідок великого діапазону видхилень в розмірах деталей, що затискаються.

Аналізуючи пневматичні приводи (див. рис. 1.1), бачимо, що вони складаються з окремих пневматичних пристроїв, з'єднаних між собою трубопроводами, причому всі вони працюють у визначеній послідовності. Для визначення часу робочого циклу усього привода, необхідно визначити час спрацьовування кожного пристрою окремо, а також час передачі сигналів у вигляді тиску стисненого повітря в процесі плин у його по трубопроводах. Крім цього, час спрацьовування виконавчих і розподільних пристроїв включає тривалість передачі сигнала на їх входи від пристрою керування. Аналогічно можна розрахувати і час спрацьовування керуючих пристроїв. Таким чином, визначення часу робочого циклу пневмопривода зводиться до динамічного аналізу пристроїв, що входять до його складу.

## 1.2. Фізико-механічні характеристики повітря

Повітря, що застосовується в якості робочого середовища в пневматичних системах, має практично однаковий хімічний склад (78,02% азота; 20,9% кисню; 0,9% благородних газів; 0,03% вуглекислого газу; 0,05% водяної пари і випадкових домішків), і його фізичні властивості підпорядковуються завжди одним і тим самим законам.

Гази і крапельні рідини, такі, як вода або масло, мають багато загальних властивостей, наприклад, плинність, безперервність, інерційність. Рух їх підпорядковується аналогічним закономірностям. В той же час газам властиві деякі істотні відмінності у порівнянні із крапельними рідинами. З точки зору теорії і розрахунку пневмопристроїв найважливішими з них є більша стисненість і перемінна густина, яка залежить від тиску і температури.

Основна вимога до повітря, що використовується в пневмосистемах, полягає в тому, щоб воно було очищеним від механічних домішків, що насичують його у вигляді пилу. Крім того, бажано, щоб повітря містило як можна менше вологи, яка при значному розрідженні конденсується і осідає на деталях пневматичних пристроїв у вигляді роси і навіть льоду. Якщо повітря застосовується в пристроях, що контактують воно повинно бути очищеним і від домішків масла.

Основні параметри, що характеризують стан повітря, - це тиск, температура та густина або питомий об'єм.

В теоретичних розрахунках завжди враховують *абсолютний тиск повітря*, що дорівнює сумі *надлишкового* (манометричного) і *атмосферного* (барометричного) тисків

$$p = p_n + p_a. \quad (1.1)$$

У вакуумних пристроях абсолютний тиск визначає розрідження, яке дорівнює різниці атмосферного  $p_a$  і абсолютного тиску у вакуумній порожнині – вакууметричного  $p_v$  тиску:

$$p = p_a - p_v. \quad (1.2)$$

Для вимірювання *температури* звичайно використовують Міжнародну практичну температурну шкалу з температурою  $t$  в градусах Цельсія ( $^{\circ}\text{C}$ ). В теорії пневматичних пристроїв застосовують рівняння термодинаміки і враховують термодинамічну температуру  $T$  в кельвінах (К). Зв'язок між температурами має вигляд  $T = t^{\circ} + 273^{\circ}$ .

*Питомий об'єм*  $v = V / m$ , де  $V$  - об'єм, займаний повітрям,  $\text{м}^3$ ;  $m$  – маса повітря, кг.

Відношення маси повітря до об'єму називається *густиною*:  $\rho = m / V$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ . Густина повітря являє собою величину, обернену питомому об'єму:  $\rho = 1 / v$ . Внаслідок стисненості повітря величини  $v$  і  $\rho$  змінюються в широких межах, тому прийнято визначати їх для фіксованих умов. Для повітря при тиску  $p = 0,1013$  МПа (760 мм. рт. ст.) і температурі  $T = 273$  К ( $t = 20^{\circ}\text{C}$ ) питомий об'єм  $v = 0,83$   $\text{м}^3 / \text{кг}$ ; густина  $\rho = 1,207$   $\text{кг} / \text{м}^3$ .

Параметри стану повітря зв'язані між собою рівнянням стану. При робочих тисках до 1 МПа і діапазоні температур від  $-40$   $^{\circ}\text{C}$  до  $+70$   $^{\circ}\text{C}$  для стисненого повітря з достатньою для практики точністю можна користуватись рівнянням Клапейрона – Менделєєва для ідеального газу

$$pV = RT, \text{ або } pV = mRT, \quad (1.3)$$

де  $R$  – питома газова постійна, яка являє собою роботу, що виконується одним кілограмом газу при зміні його температури на один градус при постійному тиску. Для сухого повітря  $R = 287$  Дж/ (кг · К). Для вологого повітря значення  $R$  дещо зростає, чим звичайно нехтують.

З інших величин, які характеризують фізичні властивості повітря, відмітимо ще його в'язкість, вологість і теплоємність.

*В'язкість* повітря характеризує сили внутрішнього тертя при руху повітряного потоку і оцінюється коефіцієнтом динамічної  $\mu_d$  або кінематичної  $\nu$  в'язкості. Зв'язок між коефіцієнтами в'язкості виражається формулою  $\mu_d = \nu \rho$ . В'язкість повітря істотно залежить від температури

$$\mu_d = \mu_{d0} (T / 273)^{0,75}, \quad (1.4)$$

де  $\mu_d$  - коефіцієнт динамічної в'язкості при абсолютній температурі  $T$ ;  $\mu_{d0}$  - теж саме, при температурі 273 К:  $\mu_{d0} = 17,2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ .

Повітря може бути сухим і вологим. *Вологе повітря* містить у собі водяну пару. Кількість пари у повітрі обмежена і залежить від температури. Наприклад, при температурі 0°C і атмосферному тиску 1 м<sup>3</sup> повітря може містити до 4,8 г водяної пари; при 30°C – до 30,4 г; при 100°C – до 597,7 г. Відношення кількості водяної пари, що міститься в 1 м<sup>3</sup> повітря при цій же температурі, до максимально можливої його кількості при цієї ж самій температурі називають *відносною вологістю*. При пониженні температури суміш повітря з водяною парою стає перенасиченою і надлишок пари конденсується у вигляді роси. Цим користуються, осушуючи повітря.

*Питомою теплоємністю* є кількість тепла, необхідна для нагрівання одиниці маси повітря на один градус. Розрізняють питомі теплоємності при постійному тиску  $c_p$  і при постійному об'ємі  $c_v$ . В діапазоні температур – 40 °С ... +100 °С питомі теплоємності для повітря практично постійні і мають значення:  $c_p = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $c_v = 0,72 \cdot 10^3 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ . Питомі теплоємності зв'язані між собою залежністю  $c_p = c_v + R$ , а їх відношення являє собою показник степеня адиабатичного процесу:  $k = c_p / c_v = 1,4$ .

**Характеристики потоку.** Спосіб обчислення *числа Рейнольдса* для потоку повітря дещо відрізняється від способу, що звичайно застосовується для потоків крапельних рідин. Так, для розрахунку величини **Re** у випадку плин у повітря по трубі круглого перерізу можна застосовувати формулу

$$Re = dw/v = dwp/\mu_d, \quad (1.5)$$

де **d** – діаметр труби; **w** – середня швидкість потоку.

Розглянуті вище величини – густина і в'язкість є параметрами, що характеризують плинність повітря, оскільки визначають сили опору. Причому вплив густини позначається в основному на турбулентному потоці, а вплив в'язкості – на ламінарному.

Потік повітря в пневмосистемах звичайно є турбулентним. Оскільки у повітря густина нижче ніж у робочих рідин, в пневмоприводах допускаються більш високі швидкості потоку ніж в гідроприводах. Звичайно розрахункові швидкості потоку в пневмолініях приймають рівними **w = 15 ... 20 м/с**. Розрахункова швидкість визначається з умови, що густина повітря не змінюється. Однак дійсні швидкості повітря в пневмосистемах можуть бути значно вищими, оскільки при пониженні тиску повітря розширюється і швидкість повинна відповідно збільшуватись. Найбільша швидкість плин у повітря в лініях машинобудівних пневмопристроїв може

дорівнювати так званій місцевій швидкості звуку, яка є функцією температури

$$c = (kRT)^{1/2}, \quad (1.6)$$

де  $k = 1,4$  – показник ізентропи.

Нерідко більш зручно замість дійсної швидкості потоку застосовувати безрозмірний критерій, який називається числом Маха і дорівнює відношенню дійсної швидкості потоку  $w$  до місцевої швидкості звуку  $c$

$$Ma = w / c = w / (kRT)^{1/2}. \quad (1.7)$$

$Ma$  може використовуватись для визначення загальної характеристики потоку повітря.

Корисно знати, що потоки, у яких  $Ma = 0,15 \dots 0,2$ , можуть розраховуватись без врахування зміни густини. Це в значній мірі спрощує розрахунки при невеликих перепадах тиску, оскільки вони можуть бути виконані за допомогою відносно простих формул гідравліки. Навіть у випадку  $Ma = 0,3$  похибка подібного спрощеного розрахунку не перевищує 3%.

### 1.3. 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, який має місце при роботі більшості пневматичних пристроїв, користуючись рівнянням стану для ідеального газу, можна установити зв'язок між параметрами для двох різних станів 1 кг повітря:

$$p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2. \quad (1.8)$$

Енергетичний бік переходу від стану до стану описується рівнянням першого закону термодинаміки:  $dq = du + dl$  – прирощення тепла  $dq$ , що підводиться ззовні витрачається на зміну внутрішньої енергії  $du$  і виконання зовнішньої роботи  $dl$ .

Як окремі випадки можливі такі найпростіші термодинамічні процеси при постійній кількості повітря: 1) *ізохорний* ( $V = \text{const}$ ) – процес при постійному об'ємі; 2) *ізобарний* ( $p = \text{const}$ ) – процес при постійному тиску; 3) *ізотермічний* ( $T = \text{const}$ ) – процес при постійній температурі; 4) *адиабатичний* ( $dq = 0$ ) – процес без зовнішнього теплообміну. Основні параметри цих процесів наведені в табл. 1.1 [1].

Найбільш загальним є процес при постійній теплоємності  $c$ , який називається *політропним*. Його рівняння  $pV^n = \text{const}$ ,  $n = (c_p - c)/(c_v - c)$  – показник політропи, який може приймати різні постійні чисельні значення.



Таблиця 1.1

Параметри найпростіших термодинамічних процесів  
при постійній кількості повітря

Процес	Зв'язок між параметрами	Рівняння першого закону термодинаміки	Теплота	Зовнішня робота	Показник політропи
Ізохорний	$p_1 / p_2 = T_1 / T_2$	$dq = du$	$q = c_v (T_2 - T_1)$	$l = 0$	$n = \pm\infty$
Ізобарний	$v_1 / v_2 = T_1 / T_2$	$dq = du + dl$	$q = c_p (T_2 - T_1)$	$l = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$n = 0$
Ізотермічний	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$dq = dl$	$q = l$	$l = RT \ln (p_1 / p_2)$	$n = 1$
Адiabатичний	$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$	$du = - dl$	$q = 0$	$l = (p_1 v_1 - p_2 v_2) / (k - 1)$	$n = k$

## 2. Ідеальні пневмомашини

Пневмомашини служать для перетворення механічної енергії в пневматичну і навпаки. Для наочності і кращого розуміння доцільно спочатку розглянути роботу *ідеальних пневмомашин*, якими називають пристрої, що працюють без втрат.

Пневматична енергія може бути вироблена у вигляді енергії надлишкового тиску повітря або розрідження. У відповідності з цим розповсюджені двоякі генераторні пневмомашини – *компресори* і *вакуумнасоси*. В свою чергу для перетворення пневматичної енергії в механічну можуть використовуватись два види пневмодвигунів (виконавчих пристроїв) – це *пневмодвигуни*, що працюють на надлишковому тиску і *вакуумдвигуни*.

Тиск повітря і сили, що діють в пневмомашині, є змінними величинами. В цьому зв'язку при аналізі робочих процесів пневмомашин доцільно застосовувати *графічний метод*, при якому процеси розглядаються в координатах тиск - об'єм ( $p - V$ ).

### 2.1. Ідеальний компресор

Для наочності подамо ідеальний компресор як поршневий компресор (рис. 2.1). Компресор засмоктує повітря з атмосфери через забірник і впускний клапан. Стиснене повітря виводиться через випускний клапан у повітрязбірник або ресивер, де тиск складає  $p_p$ . В якості впускних і випускних клапанів звичайно застосовуються самодійні зворотні клапани.

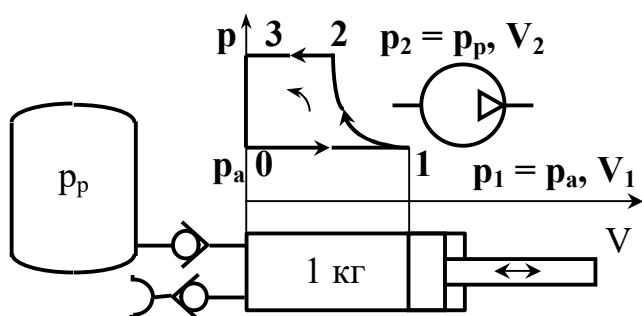


Рис. 2.1. Робота ідеального компресора

Над циліндром компресора побудуємо діаграму  $p - V$  так, щоб положення поршня відповідало поточному значенню об'єму циліндра. Прийmemo, що повний заряд циліндра дорівнює 1 кг повітря.

Цикл роботи компресора починається зі всмоктування. При цьому поршень рухається зліва направо, збільшуючи об'єм циліндра. Через відкритий впускний клапан циліндр наповнюється повітрям при атмосферному тиску  $p_a$ , оскільки в ідеальному компресорі втрати тиску відсутні. *Процес всмоктування* на діаграмі зображується горизонтальною прямою 0 – 1. Після закінчення всмоктування починається зворотний рух поршня. Впускний клапан закривається. Оскільки об'єм циліндра зменшується, повітря стискається і тиск його зростає. *Процес стиснення* на діаграмі зображується кривою 1 – 2. Тиск в циліндрі збільшується до величини, що дорівнює тиску  $p_p$  в ресивері. При цьому відкривається випускний клапан, і поршень при подальшому русі виштовхує стиснене повітря в ресивер. Під час виштовхування тиск в

циліндрі дорівнює  $p_p$ , оскільки передбачається, що об'єм ресивера у порівнянні із об'ємом циліндра достатньо великий і помітного підвищення тиску в ньому не спостерігається. Процес виштовхування на діаграмі зображується горизонтальною ділянкою 2 – 3. Після цього починається новий цикл роботи компресора.

Зображення циклу роботи компресора в координатах  $p - V$  називається *індикаторною діаграмою ідеального компресора*.

## 2.2. Ідеальний вакуумнасос

Цикл роботи ідеального вакуумнасоса може бути побудований аналогічно циклу ідеального компресора. Вакуумнасос засмоктує повітря з вакуумної ємкості, де тиск дорівнює  $p_v$ , і виштовхує повітря в атмосферу. В принципі, в якості вакуумнасоса може бути використаний компресор при відповідному підключенні його уводу і виводу.

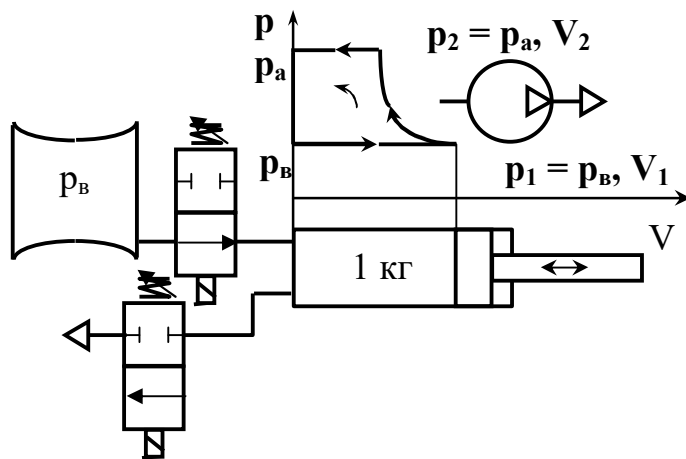


Рис. 2.2. Робота ідеального вакуумнасоса

Ідеальний вакуумнасос як і компресор подамо у вигляді поршневої машини. Слід відмітити, що в поршневому вакуумнасосі самодійні зворотні клапани внаслідок невеликої різниці тисків працюють ненадійно. Внаслідок цього, для направлення повітряних потоків застосовують золотниковий пристрій або клапани з примусовим керуванням.

Вакуумнасос засмоктує повітря під тиском  $p_v$ , стискає його до атмосферного тиску  $p_a$  і далі виштовхує його в атмосферу. Робочий процес ідеального вакуумнасоса зображений на рис. 2.2. Індикаторна діаграма ідеального вакуумнасоса відрізняється від діаграми ідеального компресора значеннями початкового і кінцевого тисків циклу.

## 2.3. Ідеальний пневмодвигун

В якості пневмомоторів можуть безпосередньо використовуватись деякі типи компресорів. Однак, наприклад, поршневий компресор для подібної мети не підходить, оскільки в режимі двигуна зворотні клапани спрацьовували б неправильно. Замість зворотних клапанів в поршневій пневмодвигуни для розподілення повітряних потоків вбудовують золотникові пристрої або клапани з примусовим керуванням.

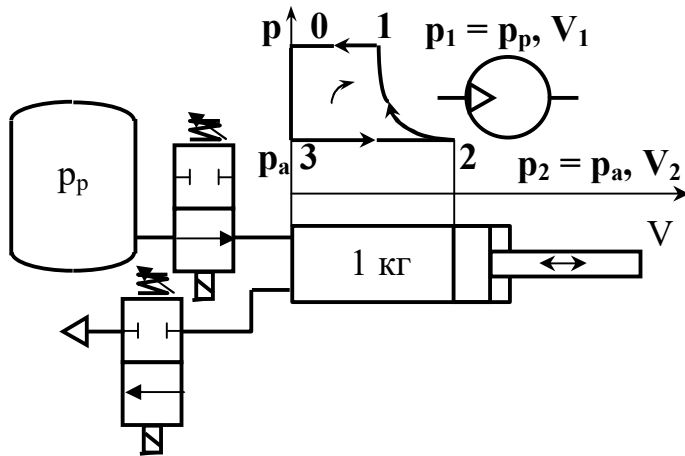


Рис. 2.3. Робота ідеального пневмодвигуна

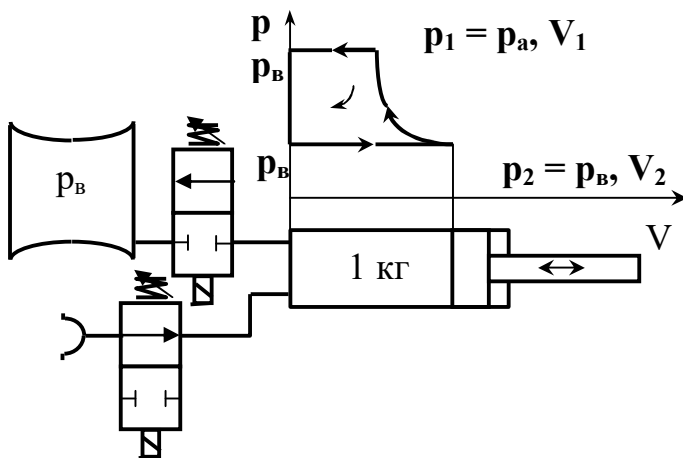


Рис. 2.4. Робота ідеального вакуумдвигуна

з циліндра при атмосферному тиску  $p_a$ . Таким чином, індикаторна діаграма ідеального пневмодвигуна утворюється горизонтальною прямою 0 – 1 наповнення, кривою 1 – 2 розширення і горизонтальною прямою 2 – 3 виштовхування (див. рис. 2.3).

За формою індикаторна діаграма ідеального пневмодвигуна нагадує діаграму ідеального компресора, але відрізняється зворотним напрямком циклу, оскільки механічна енергія не витрачається, а виробляється.

#### 2.4. Ідеальний вакуумдвигун

Побудуємо діаграму ідеального вакуумдвигуна (рис. 2.4). Відмінність полягає в тому, що його циліндр заповнюється повітрям під тиском  $p_a$ , а відпрацьоване повітря надходить у вакуумну порожнину під тиском  $p_v$ .

#### 2.5. Вид кривих стискання і розширення

Точний аналітичний опис кривих процесів стискання і розширення є важкою задачею. В зв'язку з цим на практиці дійсні процеси стискання і розширення апроксимують *політропами*, аналітичний вираз яких

Ідеальний пневмодвигун, так само як і попередні пристрої подамо у вигляді поршневої машини. Припустимо, що повний заряд повітря в циліндрі пневмодвигуна дорівнює 1 кг. Цикл починається із заповнення циліндра стисненим повітрям з ресивера під тиском  $p_p$ . Для кращого використання енергії стисненого повітря уведеному в циліндр заряду необхідно дати можливість розширюватись. В цьому зв'язку впуск повітря слід припинити заздалегідь з таким розрахунком, щоб при досягненні поршнем крайнього положення тиск в циліндрі дорівнював би атмосферному. Цикл закінчується виштовхуванням відпрацьованого повітря

$$pV^n = \text{const},$$

де показник політропи  $n$  для реальних пневмомашин можна прийняти:  $n = 1,2 \dots 1,25$  – для охолоджуваних компресорів;  $n > k$  – для неохолоджуваних компресорів;  $n \approx 1,3$  – для пневмомоторів.

При визначенні виду кривих стискання і розширення в якості ідеальних найчастіше примаються ізотермічний або ізентропний (оборотний адіабатний) процеси. При комплексному аналізі системи пневмопривода доцільно прийняти, що ідеальні процеси стискання і розширення є політропними і мають рівні показники політропи.

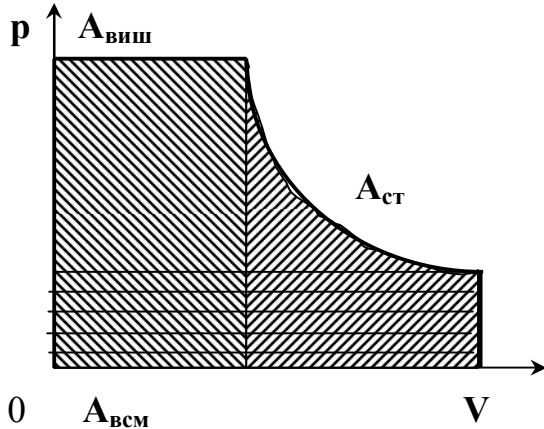


Рис. 2.5. До визначення роботи, що витрачається ідеальним компресором

дві вертикальні прямі (рис. 2.5). При цьому утворюються три різні площі, що описують окремі компоненти роботи:  $A_{всм} = p_1 V_1$  – робота всмоктування, що виконується за рахунок сил атмосферного тиску;  $A_{ст} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV$  – робота стискання;  $A_{виш} = p_2 V_2$  – робота виштовхування.

Сума всіх названих компонентів роботи складає загальну роботу

$$A_3 = A_{всм} + A_{ст} + A_{виш}. \quad (2.1)$$

Вираз (2.1) може бути проінтегрованим при визначенні виду кривої стискання. Припустимо, що процес стискання політропний. Після інтегрування, підсумовування і деяких перетворень при врахуванні рівняння стану отримуємо формулу для визначення роботи, яка витрачається ідеальним компресором на політропне стискання повітря

$$A_3 = \frac{n}{n-1} RT \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]. \quad (2.2)$$

## 2.6. Кількість роботи ідеальних пневмомашин

Як відомо з термодинаміки, кількість механічної роботи визначається площею індикаторної діаграми. Індикаторні діаграми всіх розглянутих вище ідеальних пневмомашин є аналогічними за формою. Тому їх площа визначається одним і тим самим способом.

В якості прикладу розглянемо визначення механічної роботи, що витрачається для стискання повітря ідеальним компресором. Для визначення площі індикаторної діаграми проводимо

дві вертикальні прямі (рис. 2.5). При цьому утворюються три різні площі, що описують окремі компоненти роботи:  $A_{всм} = p_1 V_1$  – робота всмоктування, що виконується за рахунок сил атмосферного тиску;  $A_{ст} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV$  – робота стискання;  $A_{виш} = p_2 V_2$  – робота виштовхування.

Сума всіх названих компонентів роботи складає загальну роботу

$$A_3 = A_{всм} + A_{ст} + A_{виш}. \quad (2.1)$$

Вираз (2.1) може бути проінтегрованим при визначенні виду кривої стискання. Припустимо, що процес стискання політропний. Після інтегрування, підсумовування і деяких перетворень при врахуванні рівняння стану отримуємо формулу для визначення роботи, яка витрачається ідеальним компресором на політропне стискання повітря

$$A_3 = \frac{n}{n-1} RT \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]. \quad (2.2)$$

### 3. Реальні пневмомашини

На відміну від ідеальних пневмомашин при роботі реальних машин виникають неминучі втрати. Внаслідок цього цикли їх роботи і відповідні індикаторні діаграми відрізняються від розглянутих вище ідеальних циклів. Крім того, відмінності можуть бути обумовленими конструктивними особливостями деяких реальних пневмомашин або іншими умовами.

#### 3.1. Генераторні пневмомашини

##### 3.1.1. Класифікації і схеми генераторних пневмомашин

До генераторних пневмомашин відносяться компресори і вакуумнасоси. Призначення їх полягає в стисканні газів і переміщенні їх до споживачів по трубопроводних системах.

Компресори, що застосовуються для відсмоктування газу з ємностей із вакуумом, які стискають газ до атмосферного або надлишкового тиску називають вакуумнасосами.

Основними параметрами, що характеризують роботу компресора, є об'ємна подача  $Q$  (звичайно обчислюється в умовах всмоктування), початковий  $p_1$  і кінцевий  $p_2$  тиски або ступінь підвищення тиску  $\varepsilon = p_2 / p_1$ , частота обертання  $n$  і потужність  $N$  на валу компресора.

Компресори відповідно способу дії можна розділити на три основні групи: об'ємні, лопатеві і струминні.

В *об'ємних* машинах енергія передається стисненому повітрю в робочих камерах, які періодично змінюють свій об'єм і по чергово сполучаються зі входом і виходом компресора.

В *лопатевих* компресорах повітря переміщується лопатями, що рухаються.

Принцип дії *струминних* машин оснований на законі збереження енергії, згідно з яким при продуванні повітря через сопло, що звужується, збільшується його швидкість і одночасно зменшується тиск. За рахунок перепаду атмосферного тиску і тиску на виході сопла забезпечується подача стисненого повітря.

При класифікації за конструктивною ознакою об'ємні компресори підрозділяються на поршневі і роторні, а лопатеві – на відцентрові і осьові. Можливо розділення компресорів на групи в залежності від виду газу, що переміщується, виду привода, призначення компресора.

*Поршковий компресор* (однопоршковий, з одним ступенем стискання) наведений на рис. 3.1. При зворотно-поступальному русі поршня здійснюються фази процесу: розширення, всмоктування, стискання і виштовхування. Спосіб дії поршневого компресора, оснований на витисненні повітря поршнем, дозволяє створювати конструкції з малим діаметром і ходом поршня, які розвивають високий тиск при відносно малій подачі.

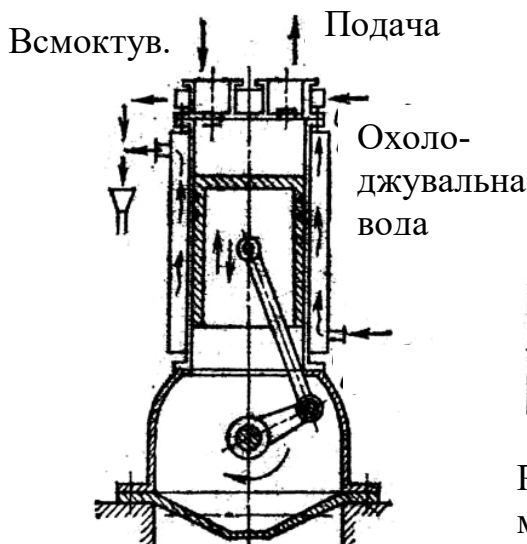


Рис. 3.1. Конструктивна схема поршневого компресора

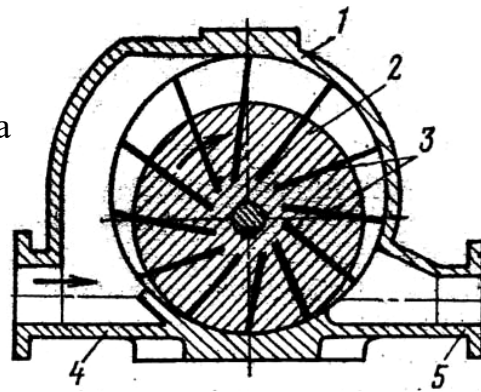


Рис. 3.2. Конструктивна схема роторного компресора

*Роторний компресор* пластинчастого типу поданий на рис. 3.2. При обертанні масивного ротора 2, в повздожніх пазах якого можуть вільно переміщуватись сталі пластини 3, повітря захоплюється в міжлопатеві порожнини, переноситься від всмоктувального патрубка 4 до напірного 5 і витісняється в трубопровід. Вал роторного компресора може з'єднуватись з валом приводного двигуна безпосередньо, без редуктора, що обумовлює

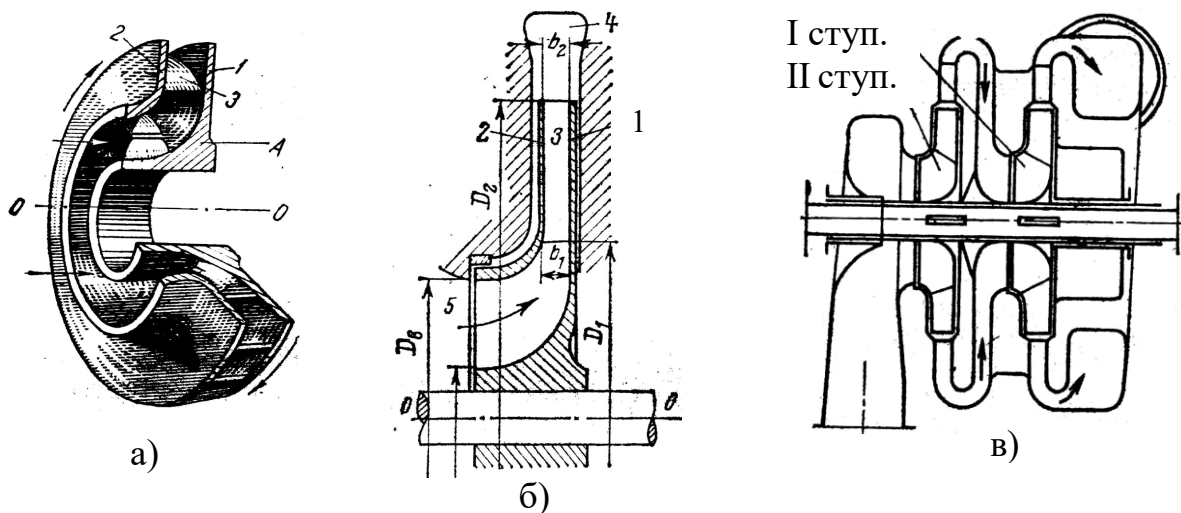


Рис. 3.3. Схеми відцентрового компресора: а – робоче колесо машини; б – переріз колеса; в – двоступінчастий відцентровий компресор

компактність і малу масу машини в цілому.

Передача енергії потоку повітря з вала *відцентрової машини* (рис. 3.3) здійснюється робочим колесом з кривими (інколи профільованими) лопатями. Внутрішня порожнина колеса утворюються двома фасонними дисками 1 і 2 (див. рис. 3.3, а і б) і декількома лопатями 3. Основний або ведучий диск 1 складає єдине ціле з маточиною, яка служить для жорст-

кої посадки на вал насоса. Диск 2 називається переднім; він складає єдине ціле з лопатями. Повітря, що надходить в міжлопатеві канали, обертається навколо осі 0 – 0 робочого колеса, під впливом відцентрової сили переміщується до периферії колеса і викидається в канал, що оточує колесо. Робота відцентрових сил на шляху від входу в міжлопатеві канали до виходу з них призводить до збільшення енергії потоку. Вал відцентрового компресора з'єднується з валом приводного електродвигуна безпосередньо або через механічну передачу, яка підвищує частоту вала компресора, чим досягається зменшення його розмірів, маси і вартості.

Осьовий компресор схематично зображений на рис. 3.4. Конструкція складається з масивного ротора 2 з декількома вінцями робочих лопатей 1 і корпуса, що несе вінці нерухомих напрямних лопатей 3. Повітря всмоктується в приймальний патрубок і, рухаючись в осьовому напрямку, стискається послідовно в лопатевих ступенях компресора. Через напірний патрубок повітря витискається в трубопровід, що веде до споживачів.

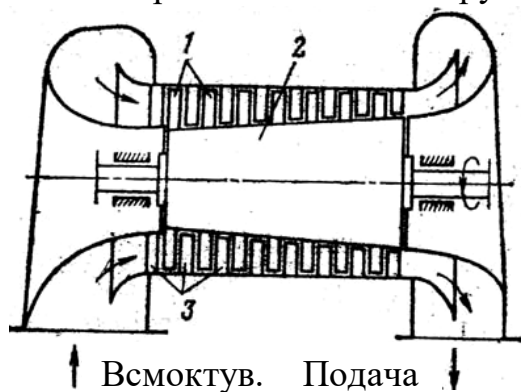


Рис. 3.4. Схема осьового семи-ступінчастого компресора

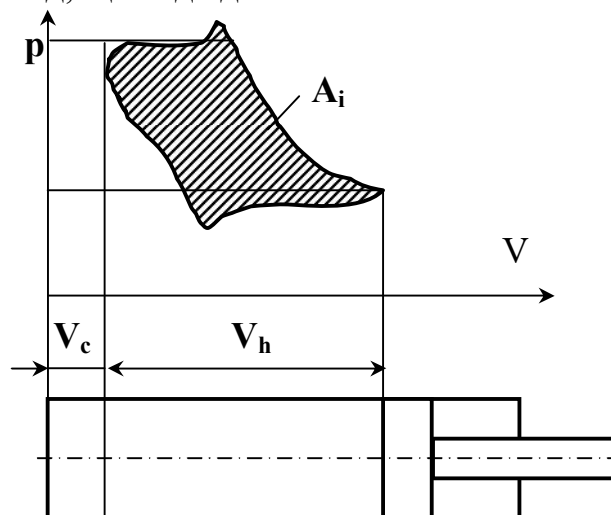


Рис. 3.5. Індикаторна діаграма реального поршневого компресора

### 3.1.2. Теорія генераторних пневмомашин

**Робота реальних об'ємних компресорів і вакуумнасосів. Індикаторні діаграми.** Розглянемо вплив реальних умов на роботу поршневого компресора і вид його індикаторної діаграми (рис. 3.5).

Дійсний тиск в циліндрі під час всмоктування виявляється нижче атмосферного тиску внаслідок пневматичних втрат тиску в лінії всмоктування. Реальна крива стиску наближено являє собою політропу, але кути діаграми закруглюються, оскільки, наприклад, клапани не можуть миттєво закриватись і відкриватись. Під час виштовхування тиск в циліндрі буде вище, ніж тиск в повітрязбірнику внаслідок втрат тиску у випускній лінії. Додаткові втрати тиску виникають при відкритті самодійних зворотних клапанів внаслідок їх інерції. Реальна машина ніколи не може виштовхнути весь заряд повітря у циліндрі. Частина повітря залишається у так звано-



му шкідливому просторі об'ємом  $V_c$ . При зворотному ході поршня залишок повітря розширюється. Даному етапу відповідає крива розширення індикаторної діаграми, яка наближено аналогічна політропі. Подібні явища спостерігаються також при роботі реального поршневого вакуум-насоса. Індикаторні діаграми об'ємних компресорів і вакуумнасосів інших типів мають деякі відмінності, пов'язані з їх конструктивними особливостями.

Площа реальної індикаторної діаграми компресора визначає *індикаторну або внутрішню роботу*  $A_i$ .

Для правильного порівняння дійсної індикаторної роботи з ідеальною необхідно враховувати об'ємні втрати повітря при роботі компресора. Для цього попередньо слід розглянути питання визначення продуктивності об'ємного компресора.

**Продуктивність об'ємного компресора.** Продуктивність компресора однозначно може бути виражена в *одинацях масових витрат* [кг/с]. Якщо ж продуктивність виражена в *одинацях об'ємних витрат* [м<sup>3</sup>/с], дійсна продуктивність може розрізнитись в залежності від густини  $\rho$  повітря згідно із залежністю

$$m' = \rho V', \quad (3.1)$$

де  $m'$  - масові витрати;  $V'$  - об'ємні витрати.

Однак на практиці більш часто користуються *об'ємними одинацями*, при умові, що вони визначені при густині  $\rho_a$  *атмосферного повітря* у вільному стані.

З врахуванням вищевикладеного визначимо продуктивність компресора. Продуктивність ідеального об'ємного компресора дорівнює

$$V_{id}' = V_h z n, \quad (3.2)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм одної камери компресора;  $z$  – кількість камер, які працюють паралельно;  $n$  – частота обертання компресора [об/с].

У реального компресора продуктивність буде меншою внаслідок різних втрат

$$V' = \lambda V_{id}', \quad (3.3)$$

де  $\lambda$  - *коефіцієнт подачі* або коефіцієнт наповнення, що враховує об'ємні втрати.

Коефіцієнт  $\lambda$  виражає вплив різних факторів, які зменшують продуктивність компресора і дорівнює добутку п'яти відповідних коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_h \lambda_w. \quad (3.4)$$

$\lambda_v$  називається *об'ємним коефіцієнтом*. Він характеризує вплив шкідливого простору. Залишок повітря, що є у шкідливому просторі, при ході всмоктування розширюється і займає частину об'єму циліндра. Об'ємний коефіцієнт може бути визначений теоретичним шляхом за індикаторною діаграмою. Згідно з діаграмою на величину даного коефіцієнта впливає об'єм шкідливого простору  $V_c$ , об'єм, що обмежується поршнем циліндра  $V_h$ , тиск початку  $p_1$  і закінчення  $p_2$  стиску, а також показник політропи розширення  $n$ . При врахуванні вказаних умов можна отримати такий вираз для визначення об'ємного коефіцієнта

$$\lambda_v = 1 - \frac{V_c}{V_h} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right]. \quad (3.5)$$

$\lambda_p$  називається *коефіцієнтом тиску*. За допомогою даного коефіцієнта враховують вплив гідравлічного опору всмоктувальної лінії, що зменшує тиск всмоктування. Коефіцієнт тиску дорівнює відношенню тиску всмоктування  $p_b$  до атмосферного тиску  $p_a$

$$\lambda_p = p_b / p_a. \quad (3.6)$$

$\lambda_t$  – *коефіцієнт температури*, який враховує вплив розширення повітря внаслідок нагріву при всмоктуванні. Дорівнює відношенню атмосферної температури  $T_a$  до температури повітря в циліндрі при всмоктуванні  $T_b$

$$\lambda_t = T_a / T_b. \quad (3.7)$$

$\lambda_h$  є *коефіцієнтом нещільності*, який враховує витоки. Коефіцієнт визначається дослідним шляхом. Величина його в залежності від технічного стану компресора може бути  $\lambda_h = 0,7 \dots 0,99$ .

$\lambda_w$  є *коефіцієнтом вологості*. Даним коефіцієнтом враховується зменшення об'єму повітря, пов'язане з конденсацією вологи після стиску. Значення коефіцієнта обирається в межах  $\lambda_w = 0,98 \dots 0,99$ .

**Коефіцієнти корисної дії компресора.** При відомому коефіцієнті подачі можна визначити індикаторну роботу в розрахунку на 1 кг отриманого стисненого повітря

$$A_{i,п} = A_i / m = A_i / \lambda \rho_a V_h. \quad (3.8)$$

У компресора і вакуумнасоса індикаторна робота більше ідеальної, тобто

$$A_{i.n} > A_3.$$

Відношення ідеальної роботи до індикаторної називається *індикаторним* або *політропним ККД* компресора

$$\eta_i = \eta_n = A_3 / A_{i.n}. \quad (3.9)$$

Індикаторним ККД враховуються гідравлічні втрати або втрати тиску та об'ємні втрати. Однак робота компресора пов'язана також з механічними втратами на тертя. Механічні втрати характеризують за допомогою *механічного ККД*, що дорівнює відношенню індикаторної роботи до приводної (ефективної) роботи

$$\eta_n = A_{i.n} / A_e. \quad (3.10)$$

Відношення ідеальної роботи  $A_3$  до приводної (ефективної) роботи  $A_e$  називається *ефективним ККД* компресора

$$\eta_e = A_3 / A_e. \quad (3.11)$$

Крім названих, відомий ще ряд ККД, що використовуються для характеристики роботи компресорів.

**Приводна потужність компресора.** Якщо продуктивність компресора дорівнює  $m'$  [кг/с] потрібна приводна потужність дорівнює

$$P = A_e m' = A_e \rho_a V'. \quad (3.12)$$

## 3.2. Пневмодвигуни

### 3.2.1. Теорія і розрахунок пневмоциліндрів

**Пневматичні циліндри**, найбільш розповсюджені у верстатобудівництві і роботобудівництві, - є пневматичними виконавчими механізмами. За конструкцією і робочими параметрами пневмоциліндри досить різноманітні. В пневмоциліндрах першого типу рухомий елемент – поршень зі штоком – переміщується під дією зусилля, що створюється тиском стисненого повітря, тільки в одному напрямку, а повернення його у вихідне положення здійснюється механічно або під дією власної ваги. В пневмоциліндрах другого типу прямий і зворотний хід поршня забезпечується подачею стисненого повітря.

В механізмах верстатів, роботів і маніпуляторів звичайно застосовують пневмоциліндри односторонньої дії з одностороннім штоком і пружиною повернення (механізми затискання, фіксації, орієнтації, періодичної подачі) і пневмоциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком (механізми транспортування, подачі, завантаження, перемикання). Пневмоциліндри з пружиною повернення мають обмеження по ходу  $(1 \dots 1,5)D$ , де  $D$  – діаметр поршня. Максимальний хід пневмоциліндрів двосторонньої дії не перевищує  $(8 \dots 10)D$ . Діаметри поршня за ГОСТ

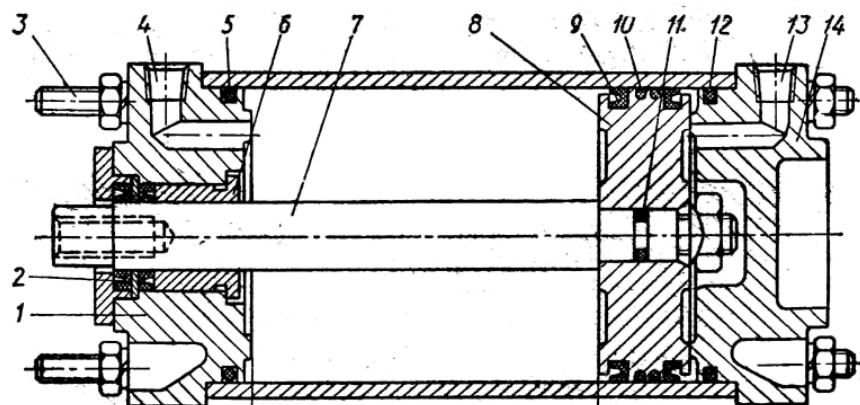


Рис. 3.6. Поршневий пневмоциліндр двосторонньої дії

15608 – 81Е, складають 25 ... 400 мм.

Типова конструкція пневмоциліндра двосторонньої дії показана на рис. 3.6. В гільзі, закритій з обох сторін кришками 1 і 14, розташований поршень 8, закріплений на штоці 7. Кришки стягаються шпильками 3.

Подовжені шпильки використовуються для кріплення пневмоциліндра при його установці. Стандарт передбачає і інші види кріплення: на лапах, на передньому і задньому фланці, на вушку, на цапфах. Згідно з видом кріплення змінюється і конфігурація кришок. В кришках виконані різьбові отвори 4 і 13 для приєднання повітряпроводів. Отвори мають виходи в порожнини пневмоциліндра. В передній кришці запресована напрямна втулка 6 для штока і установлені манжетні ущільнення 2, які герметизують порожнину циліндра і захищають її від потрапляння забруднень із зовнішнього середовища. Нерухомі з'єднання кришка-гільза і поршень-шток ущільнені гумовими кільцями 5, 11, 12 круглого перерізу. З'єднання поршень-гільза ущільнені манжетами 9 U-подібного перерізу із зустрічним розташуванням. Центрувальний поясok поршня має капронове наплавлення 10. Виключення металевго контакту між поршнем і дзеркалом гільзи підвищує механічний ККД і збільшує термін служби пневмоциліндра. Неметалевоє наплавлення сприяє також швидкій приборці центрувального пояска при можливих похибках виготовлення гільзи.

В конструкціях пневмоциліндрів зі значними довжинами ходів і високими швидкостями руху поршня передбачають вбудовані гальмівні пристрої, які зупинять рухомі маси наприкінці ходу. Це особливо важливо, коли в робочій зоні привода неможливо установити гальмівні дроселі. На основній ділянці ходу поршня повітря з порожнини протитиску вільно надходить у вихідний отвір через розточку 1 в кришці (рис. 3.7). В кінці ходу розточка перекивається гальмівною втулкою 3 з ущільнювальною

манжетою 2 і в порожнині з переміщенням поршня і скорочення її об'єму зростає тиск. Стиснене повітря відводиться в лінію вихлопу через вбудований в кришку голчастий дросель з малою пропускною спроможністю (на схемі не показаний). При реверсі, поки гальмівна втулка не вийде з

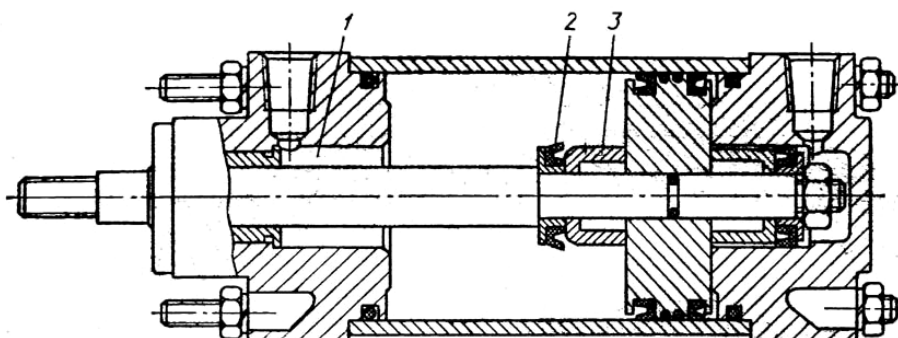


Рис. 3.7. Пневмоциліндр з гальмуванням наприкінці ходу

розточки кришки, повітря, що підводиться проходить в порожнину циліндра, відгинаючи пелюстки манжети, яка виконує, таким чином, роль зворотного клапана. В кінці зворотного ходу гальмування поршня відбувається аналогічно. Довжина гальмівного шляху складає 30 ... 50 мм.

Основними задачами розрахунку пневмоциліндрів є: 1) визначення закону зміни сили, що розвивається вихідним елементом (технологічного навантаження)  $P_2 = P_2(t)$  і 2) визначення законів руху  $x = x(t)$  і швидкості  $x' = x'(t)$  вихідного елемента.

В залежності від режиму роботи пневмоциліндра розрізняють три таких випадків розрахунку:

- 1) статичний розрахунок при нерухомому вихідному елементі

$$x' = x'' = 0;$$

- 2) стаціонарний розрахунок при рівномірному русі вихідного елемента

$$x' = \text{const}, x'' = 0;$$

- 3) динамічний розрахунок при нерівномірному русі

$$x' = \text{var}, x'' \neq 0.$$

В *статичному режимі* розраховують, наприклад, пневматичні затискні пристосування. Основою розрахунку є рівняння рівноваги вихідного елемента. При нерухомому елементі потоків повітря у підвідній і вихлопній магістралях немає, тому відсутнє також падіння тиску. Це дозволяє досить просто визначити тиск повітря в порожнинах пневмоциліндра.

*Стаціонарний режим* є характерним для роботи об'ємного гідропривода. В протилежність цьому в пневмоциліндрах внаслідок більшої стисненості повітря швидкість руху вихідного елемента, як правило, є змінною. Однак стаціонарний розрахунок інколи застосовують для пневмоприводів при непостійній швидкості, оскільки точний динамічний розрахунок є досить трудомістким. Відносно простий стаціонарний розрахунок може бути застосований, наприклад, для орієнтованого вибору розмірів пневмоциліндра.

*Динамічний режим* є характерним для роботи пневмоциліндра при рухомому вихідному елементі. Для виконання динамічного розрахунку необхідно скласти систему диференціальних рівнянь. Дана система розв'язується чисельним способом.

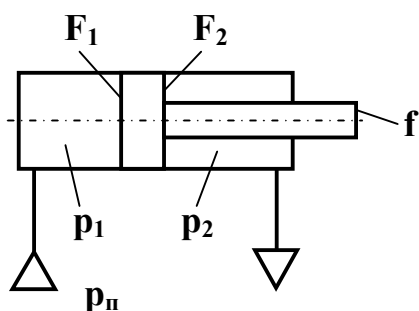


Рис. 3.8. Розрахункова схема поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії

Зусилля поршня пневмоциліндра, що дорівнює корисному навантаженню, може бути визначено з рівняння рівноваги. Для поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії зусилля поршня виражається залежністю (рис. 3.8)

$$P_2 = F_1 p_1 - F_2 p_2 - f p_a \pm P_T \pm m x'', \quad (3.13)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  – робочі площі поршня в безштоковій і штоковій порожнинах циліндра;  $p_1$  і  $p_2$  – абсолютний тиск повітря в безштоковій і штоковій порожнинах;  $f = F_1 - F_2$  – площа штока;  $p_a$  – атмосферний тиск;  $P_T$  – сума сил тертя;  $m$  – маса поршня і штока з врахуванням зведеної маси зв'язаних з ними рухомих елементів;  $x$  – переміщення поршня.

Тиски  $p_1$ ,  $p_2$  визначаються відповідним розрахунком в залежності від режиму роботи. Окреме врахування сили атмосферного тиску обумовлене тим, що під час розрахунку тисків, що діють в порожнинах пневмоциліндра, як правило, отримують їх абсолютні значення.

Точне визначення сили тертя  $P_T$  є досить трудомістким. Дана сила є змінною величиною і залежить від багатьох факторів. Тертя виникає в основному в місцях контакту поршня і стінок циліндра, штока і його напрямної. Сила тертя залежить від виду ущільнень, їх стану, наявності мастила, шорсткості поверхонь, тиску повітря в циліндрі і т.п. Найбільш часто силу тертя враховують за допомогою механічного ККД пневмоциліндра. Можна прийняти, що  $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ , тобто, сила тертя складає 10... 30% від зусилля, що створюється тиском повітря.

Далі при проектуванні пневмоциліндрів проводять статичний розрахунок силових виконавчих пристроїв, при якому визначають їх конструктивні розміри. Для пневмоциліндрів розраховують і обирають діаметр циліндра  $D$ , діаметр штока  $d$  і діаметр  $d_y$  умовного проходу приєднувальних

отворів і повітряпроводів. Вихідними даними для розрахунку служать: абсолютний тиск стисненого повітря, що підводиться  $p_m$ , технологічне (корисне) навантаження  $P_2$ , довжина ходу  $s$ , маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих частин  $m_1$ , прострове розташування пневмоциліндра при роботі, потрібний або допустимий час спрацьовування або середня швидкість руху. Вони можуть доповнюватись даними про габаритні обмеження, температурні умови роботи, які враховують, обираючи тип ущільнення і конструкційних матеріалів і т.п.

Для пневмоциліндрів затискних пристроїв, що розвивають технологічне зусилля наприкінці робочого ходу,

$$D = 1,13 \sqrt{(P_2 \pm mg) / (0,9p_m - p_a)}. \quad (3.14)$$

В даній формулі  $m$  – маса всіх рухомих елементів, зв'язаних з поршнем. На стадії проектного розрахунку масу поршня зі штоком визначають наближено. Вагу рухомих частин  $\pm mg$  враховують при вертикальному або нахиленому розташуванні пневмоциліндра. В останньому випадку в розрахунок приймають тільки її вертикальну складову. Знак “+” ставлять тоді, коли вага зменшує затискне зусилля. В розрахунковій формулі прийнято, що потрібне зусилля затиску створюється при тиску  $0,9 p_m$ , чим забезпечується деякий його запас.

Для затискних пневмоциліндрів односторонньої дії з пружиною повернення

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0,9p_m - p_a}}, \quad (3.15)$$

де  $P_0$  і  $c$  – зусилля попереднього натягу і жорсткість пружини.

Для пневмоциліндрів транспортувальних, перемикальних і інших пристроїв, у яких технологічне навантаження прикладене по всій довжині ходу або на значній його частині, діаметр циліндра визначають за розрахунковим значенням безрозмірного параметра навантаження  $\chi_p$  при посередньому врахуванні сили тертя за допомогою коефіцієнта  $k_T$ :

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg}{p_m \chi_p (1 \pm k_T)}}, \quad (3.16)$$

Значення  $\chi_p$  обирають в залежності від рівня тиску стисненого повітря, що підводиться (табл. 3.1). Менші величини  $\chi_p$  діапазону, що рекомендується, відповідають більшим діаметрам циліндра і більш високій швидкодії привода внаслідок недовантаження.

Таблиця 3.1

$p_m$ , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7 і більше
$\chi_p$	0,25 ... 0,6	0,3 ... 0,65	0,35 ... 0,7	0,4 ... 0,75	0,45 ... 0,8

Коефіцієнт  $k_T$  для пневмоциліндрів з манжетними ущільненнями поршня обирають в залежності від технологічного зусилля  $P_2$  (табл. 3.2). Наведені значення  $k_T$  справедливі для діапазону тисків  $p_m = 0,5 \dots 0,6$  МПа. Для інших тисків необхідно корегувати коефіцієнти, обрані за таблицею. При цьому передбачається, що  $k_T$  змінюється пропорційно тиску. Знак «+» перед  $k_T$  в розрахунковій формулі приймають, коли сила тертя доповнює зусилля, яке створюється тиском повітря, наприклад, у випадку опускання вантажу з пневматичним гальмуванням.

Таблиця 3.2

$P_2$ , кН	до 0,6	0,6 ... 6	6 ... 25	25 ... 60
$k_T$	0,5 ... 0,2	0,2 ... 0,12	0,12 ... 0,08	0,08 ... 0,05

Знайдене значення  $D$  округляють до найближчого з нормального ряду діаметрів циліндрів за ГОСТ 6540 – 68: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 360, 400 мм.

Діаметр штока визначають зі співвідношення

$$d = (0,25 \dots 0,32)D$$

і округляють до найближчого значення, взятого з ряду: 10, 12, 16, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 90 мм.

При значній довжині ходу поршня шток перевіряють на стійкість з врахуванням способу його з'єднання із зовнішніми рухомими елементами, до яких прикладене навантаження.

Умовний прохід приєднувальних отворів пневмоциліндра рекомендується приймати зі співвідношення  $d_y = 0,1D$ . Звичайно такий самий умовний прохід мають повітряпроводи, що приєднуються і встановлені на них елементи пневмоапаратури. Однак, обираючи величину  $d_y$ , необхідно також враховувати довжину ходу поршня і потрібну швидкодію привода. При малих довжинах ходів умовний прохід зменшують. Якщо при проектуванні заданий очікуваний час спрацьовування пневмоциліндра  $t_{оч}$ , то

$$d_y \approx D \sqrt{s / w_{cp} t_{оч}},$$

де  $w_{cp} = 17$  м/с – середня швидкість потоку стисненого повітря у підвідній лінії при наповненні робочого об'єму пневмоциліндра. Дійсний час спрацьовування визначається при динамічному розрахунку.

**Мембранні пневмоциліндри** відносяться до пневмодвигунів дискретної дії зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У порівнянні із поршневыми пневмоциліндрами вони менш трудомісткі у виготовленні, мають високу герметичність робочої камери, не вимагають змащення і



якісного очищення стисненого повітря, але мають обмежену величину ходу, непостійність зусилля, що розвивається по ходу і меншу довговічність.

В основному розповсюджені мембранні пневмоциліндри односторонньої дії з пружиною повернення. Їх застосовують як приводи пристроїв, що виконують технологічні операції, пов'язані зі значними зусиллями при малих переміщеннях (затискання, фіксації, перемикання, гальмування і т.п.).

Мембрани виготовляють з гумотканинних або синтетичних матеріалів, еластичних і достатньо міцних. Вони можуть бути плоскими або фігурними. Плоскими вважають мембрани, які в процесі роботи не мають вигинів перерізів, до  $180^\circ$ .

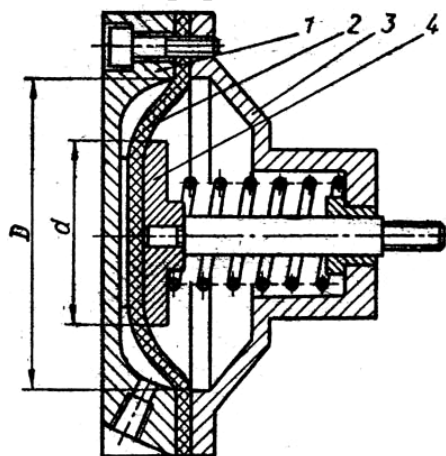


Рис. 3.9. Мембранний пневмоциліндр

В пневмоциліндрі односторонньої дії з плоскою мембраною (рис. 3.9) мембрана 2 затиснена по контуру між корпусом 3 і кришкою 1. Внутрішній діаметр защемлення  $D$  називають діаметром заробки мембрани. При підведенні стисненого повітря у робочу порожнину його тиск, що діє на поверхню мембрани, утворює зусилля, частина якого передається через опорний диск 4 вихідному штоку, а друга частина сприймається заробкою, викликаючи в ній відповідну реакцію. Таким чином, вихідне зусилля на штоці мембранного пневмоциліндра з діаметром заробки мембрани  $D$  менше зусилля, що розвивається по-

ршневим пневмоциліндром з поршнем такого ж самого діаметра при рівних тисках повітря. Крім того, воно залежить від діаметра  $d$  опорного диска, а при значній довжині ходу є функцією прогину мембрани. Тому вихідне зусилля розраховують не за фактичною величиною площі мембрани, а за її ефективною площею  $F_e$ . Дана площа умовного поршня діаметром  $D_e$ , на якому створюється таке ж саме зусилля при даному тиску стисненого повітря, як і на реальній мембрані. При малих прогинах мембрани

$$F_e = (\pi/12) (D^2 + Dd + d^2) = (\pi D^2 / 12) (1 + \beta + \beta^2), \quad (3.17)$$

де  $\beta = d/D$ . Аналіз виразу (3.16) показує, що зі зростом  $d$  збільшується і  $F_e$ . На границі, коли  $d = D$ ,  $F_e = \pi D^2 / 4$ , мембрана замінена поршнем, який затиснений і не може переміщуватись. Якщо  $d \rightarrow 0$ , то  $F_e \rightarrow \pi D^2 / 12$ , але мембрана може давати значний прогин. При проектуванні рекомендується приймати  $\beta = 0,6 \dots 0,8$ .

При великих прогинах мембрани її ефективну площу визначають за формулою Ліктана [2]

$$F_e = \frac{\pi D^2}{12} \left[ 1 + \beta + \beta^2 - \frac{x(1-\beta)\sqrt{4+7\beta+4\beta^2}}{\sqrt{5x_{\max}^2 - 5x^2}} \right], \quad (3.18)$$

де  $x$  – прогин (хід) мембрани;  $x_{\max}$  – фіктивний прогин мембрани, при якому її твірна стає прямолінійною, а сама мембрана приймає форму усіченого конуса. Величина  $x_{\max}$  залежить від конструктивних розмірів і механічних властивостей матеріалу мембрани, що посередньо враховуються статичною характеристикою  $x_{ст}$

$$x_{\max} = x_{ст} \frac{\sqrt{5(1+\beta+\beta^2)+(1-\beta)(4+7\beta+4\beta^2)}}{(1+\beta+\beta^2)\sqrt{5}}.$$

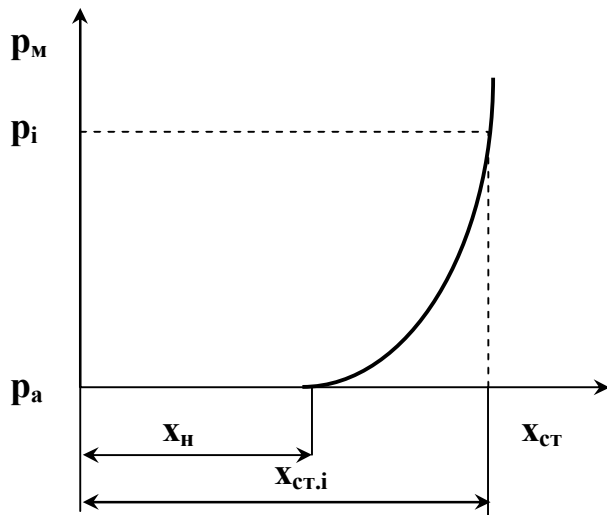


Рис. 3.10. Статична характеристика мембрани

Статична характеристика мембрани являє собою її вільний прогин під дією даного тиску (рис. 3.10). Визначається  $x_{ст}$  звичайно експериментально. Попередньо мембрана повинна бути декілька разів навантажена, щоб стабілізувалась неминуча її витяжка  $x_H$ .

Вираз (3.17) – окремий випадок формули Ліктана, відповідний нульовому прогину мембрани  $x = 0$ . Застосування (3.17) для розрахунку ефективної площі мембрани допускається, якщо робочий хід  $s$  штока мембранної камери не перевищує  $(1/2) x_{ст}$  (з врахуванням витяжки

мембрани).

В статичному розрахунку мембранного привода визначають діаметр  $D_e$  умовного поршня за тими самими формулами, що і для поршневих пневмоциліндрів. Наприклад, для мембранного пневмоциліндра односторонньої дії з пружиною повернення

$$D_e = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0,9p_m - p_a}}.$$

Якщо навантаження прикладене на всій довжині ходу,

$$D_e = 1,13 \sqrt{(P_2 \pm mg) / p_m \chi_p}.$$

Останній вираз, на відміну від формули (3.16) для поршневих пневмоциліндрів, не враховує сил тертя, відсутність яких – одна з переваг мембранних виконавчих пристроїв.

Відшукавши значення  $D_e$ , визначають ефективну площу мембрани  $F_e = \pi D_e^2 / 4$ , по якій, задаючись величиною  $\beta$  отримують діаметр заробки  $D$  і діаметр опорного диска  $d$ , використовуючи вираз (3.17) або (3.18).

Хід  $s$  штока мембранного привода рекомендується обирати [1] для діапазону тисків  $p_m = 0,4 \dots 0,8$  МПа зі співвідношення  $s = (0,08 \dots 0,15)D$ . Більші значення числового коефіцієнта відповідають більш високим тискам. Для плоских мембран з гофром довжина ходу збільшується:  $s = (0,2 \dots 0,25)D$ .

**Сильфонні пневмоциліндри.** Ефективна площа, необхідна для визначення зусилля, що розвивається сильфонним пневмоциліндром, визначається за емпіричною залежністю

$$F_e = \pi(r + R)^2 / 4, \quad (3.19)$$

де  $r$  і  $R$  – внутрішній і зовнішній радіуси сильфона.

Сильфон має деяку жорсткість у повздовжньому напрямку. Залежність між переміщенням і силою пружності в досить широкому діапазоні є лінійною

$$\Delta F_n = c \Delta x, \quad (3.20)$$

де  $c$  – жорсткість сильфона;  $\Delta x$  – переміщення.

Для збільшення жорсткості в сильфони інколи вбудовують пружини.

### 3.2.2. Теорія об'ємних пневмомоторів

**Індикаторні діаграми об'ємних пневмомоторів.** При проектуванні, розрахунках і дослідженнях пневмомоторів широко застосовують індикаторні діаграми. Користуючись діаграмою можна зробити висновок, наскільки корисно пневмомотор витрачає пневматичну енергію, яка величина втрат, можна виявити недоліки в роботі мотора.

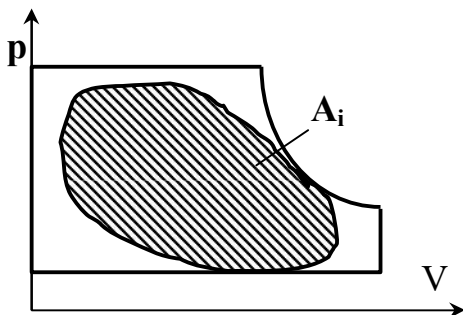


Рис. 3.11. Теоретична і реальна індикаторні діаграми пневмомотора

Індикаторні діаграми реальних пневмомоторів відрізняються від розглянутої вище діаграми ідеального пневмомотора. Перш за все, в реальних умовах не передбачається використання повного розширення повітря. Це видно на рис. 3.11, де подана так звана *теоретична індикаторна діаграма* пневмомотора, у

якій усічена ділянка, що відповідає закінченню процесу розширення. При цьому зменшується робочий об'єм пневмомотора, його розміри, а отже і втрати. Повному розширенню повітря в реальному моторі перешкоджає протитиск, обумовлений опором вихлопної лінії. Таким чином, правильно розраховане часткове розширення в дійсності не обумовлює втрат енергії. Зменшити розширення доцільно з метою запобігання надмірному охолодженню пневмомотора.

При створенні реверсованих пневмомоторів слід повністю відмовитись від використання енергії розширення повітря. Якщо у реверсованого пневмомотора передбачити розширення повітря при одному напрямку обертання, то при протилежному напрямку обертання матиме місце зворотний стиск.

Площа реальної індикаторної діаграми через ряд причин зменшується у порівнянні із площею ідеальної діаграми. Внаслідок гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії знижується тиск в робочій камері пневмомотора під час наповнення. В свою чергу, гідравлічні втрати у вихлопній лінії підвищують тиск під час виштовхування. Кути діаграми скруглюються, оскільки розподільник потоків повітря не може спрацьовувати миттєво. При роботі пневмомотора на високій частоті обертання на вид індикаторної діаграми може впливати інерція повітря. Різноманітні відхилення реальної діаграми від ідеальної виникають також якщо мотор неправильно відрегульований або режим його роботи не відповідає розрахунковому.

Таким чином, площа індикаторної діаграми реального пневмомотора і отримана індикаторна робота, яку позначимо через  $A_i$ , виявляються менші ніж аналогічні показники ідеальної машини.

**Індикаторна потужність і момент пневмомотора.** Якщо відома індикаторна робота  $A_i$ , що отримується за один оберт в одній робочій камері пневмомотора, то за її допомогою можна визначити індикаторну потужність і момент.

Індикаторна потужність

$$P_i = A_i z n, \quad (3.21)$$

де  $z$  – кількість робочих камер, що працюють паралельно;  $n$  – частота обертання мотора.

Середній індикаторний момент

$$M_i = A_i z / 2\pi, \quad (3.22)$$

оскільки робота дорівнює добутку моменту на кут повороту  $A = M \phi$ , при цьому  $\phi = 2\pi$ .

Більш зручно використовувати поняття *середнього індикаторного тиску*. Площа реальної індикаторної діаграми може бути замінена рівновеликою площею прямокутника (рис. 3.12). Отже

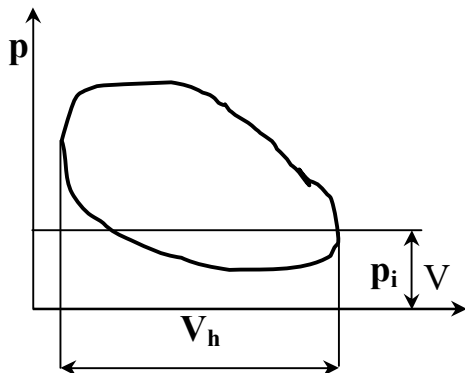


Рис. 3.12. До визначення середнього індикаторного тиску

$$A_i = V_h p_i, \quad (3.23)$$

де  $V_h$  - об'єм робочої камери;  $p_i$  - середній індикаторний тиск.

При підстановці виразу (3.23) в попередні формули отримуємо

$$P_i = V_h z p_i n; \quad (3.24)$$

$$M_i = V_h z p_i / 2\pi. \quad (3.25)$$

Якщо використовувати позначення

$$q = V_h z / 2\pi, \quad (3.26)$$

що виражає робочий об'єм пневмомотора в розрахунку на один радіан, отримуємо формулу

$$M_i = q p_i. \quad (3.27)$$

Отриманий вираз (3.27) аналогічний формулі, що застосовується для обчислення крутного моменту гідродвигуна.

Ефективна потужність і ефективний момент на валу пневмомотора будуть відповідно меншими внаслідок втрат на механічне тертя. Дані втрати враховуються за допомогою *механічного ККД*  $\eta_m$ . Отже, ефективна потужність пневмомотора дорівнює

$$P_e = \eta_m A_i z n = \eta_m q p_i \omega \quad (3.28)$$

і середній ефективний момент

$$M_e = \eta_m q p_i, \quad (3.29)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість.

**Зовнішні механічні характеристика пневмомотора.** Зовнішньою механічною характеристикою пневмомотора називається залежність між ефективним моментом і частотою обертання мотора, подана, звичайно, у графічному вигляді.

Загальне уявлення про вид зовнішніх характеристик мотора можна отримати шляхом аналізу вищенаведених виразів для крутного моменту. У ідеального пневмомотора крутний момент не залежить від частоти обертання, тому його зовнішня характеристика є горизонтальною прямою, положення по висоті якої визначається тиском живлення  $p_{ж}$  (рис. 3.13). У реального пневмомотора середній індикаторний тиск зменшується зі збільшенням частоти обертання, оскільки при цьому зростають гідравлічні втрати тиску і відповідно зменшується площа індикаторної діаграми.

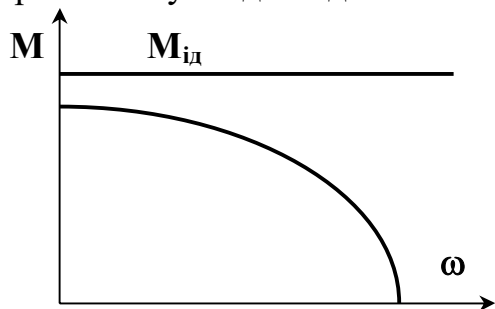


Рис. 3.13. Зовнішні характеристики об'ємного пневмомотора

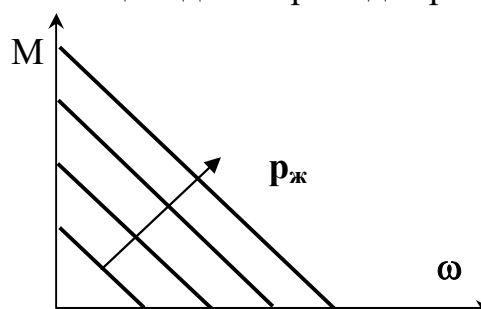


Рис. 3.14. Залежність зовнішньої характеристики пневмомотора від тиску живлення

Таким чином, зовнішня характеристика пневмомотора є падаючою. При зміні тиску живлення  $p_{ж}$  отримуємо ряд характеристик з параметром  $p_{ж}$  (рис. 3.14).

Однак падіння характеристик не є крутим. Внаслідок цього зовнішня характеристика мотора є м'якою. В цьому зв'язку частота його обертання істотно залежить від навантаження і є змінною. Тому пневмомотор на холостому ході схильний до розносу, тобто при відсутності навантаження розвиває дуже високі оберти. Максимальна частота обертання обмежується критичною швидкістю потоку повітря, яка дорівнює місцевій швидкості звуку.

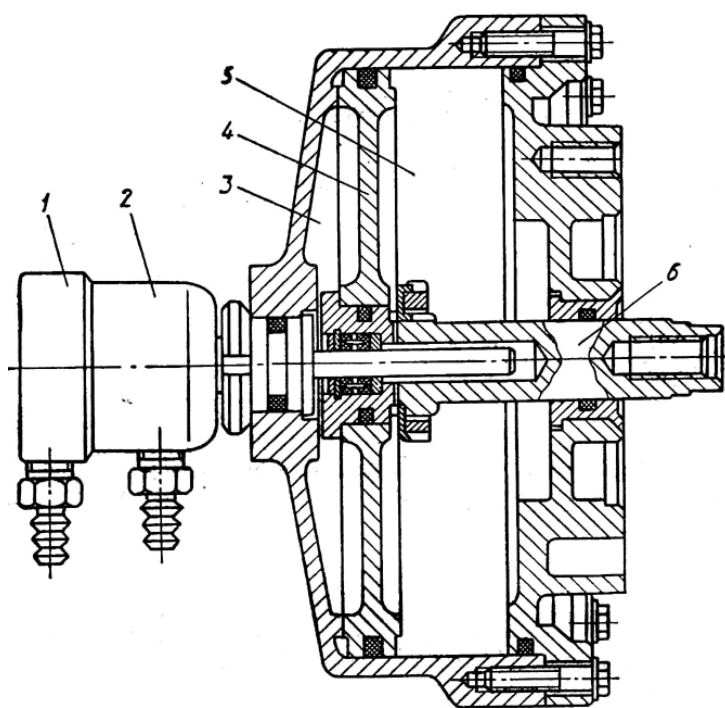


Рис. 3.15. Обертовий пневмоциліндр П-ЦВ

до розносу, тобто при відсутності навантаження розвиває дуже високі оберти. Максимальна частота обертання обмежується критичною швидкістю потоку повітря, яка дорівнює місцевій швидкості звуку.

3.2.3. Спеціальні пневмодвигуни металорізальних верстатів, промислових роботів і маніпуляторів  
**Обертові пневмоциліндри** застосовують в

якості привода кулачкових і цангових патронів, що затискають штучні заготовки або прутки при обробці на токарних, токарно-револьверних і інших верстатах. Вони можуть бути з суцільними і пустотілими штоками, одно- і двосторонньої дії.

Варіант конструкції обертового пневмоциліндра П-ЦВ показаний на рис. 3.15. Пневмоциліндр установлюється на задньому кінці шпинделя верстата і обертається разом зі шпинделем. Стиснене повітря підводиться через спеціальну муфту. Корпус 2 муфти і кришка 1, в яких виконані приєднувальні отвори для повітряпроводів, нерухомі при обертанні циліндра. Зусилля, що створюється на поршні 4 тиском повітря, підведеним в одну з порожнин 3 або 5, передається затискному патрону через шток 6 і з'єднану з ним за допомогою різьби штангу. В залежності від конструкції патрона зусилля під час затиску може бути тяговим або штовхальним. Розтискання відбувається на зворотному ходу поршня пневмоциліндра.

**Багатопозиційні пневмодвигуни** дискретної дії можна використовувати в якості позиціонерів, якщо число фіксованих позицій робочого органа є невеликим. Для отримання трьох-чотирьох фіксованих положень

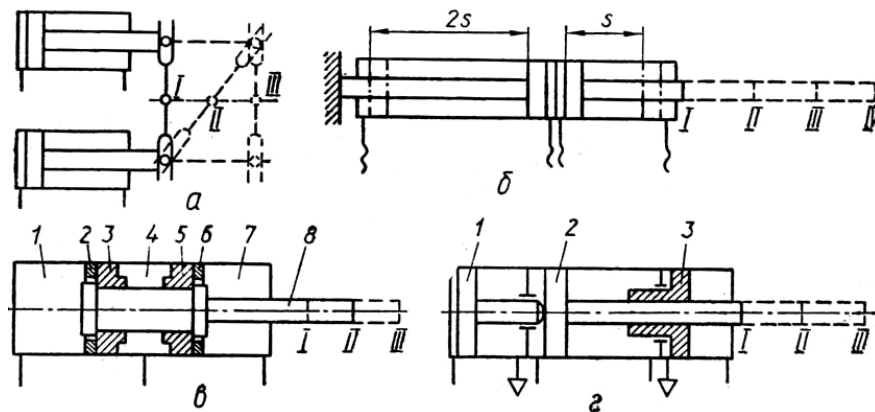


Рис. 3.16. Схеми пневматичних позиціонерів: а, в, г – трипозиційного; б – телескопічного

використовують схеми зі звичайними двопозиційними пневмоциліндрами або циліндрами спеціальних конструкцій. Схема трипозиційного привода, скомпанованого на базі звичайних пневмоциліндрів, штоки яких зв'язані за допомогою куліси, показана на рис. 3.16, а. Середня точка куліси шарнірно з'єднана з ланкою, що переміщується. При послідовному спрацьовуванні пневмоциліндрів вона займає положення I, II, III. Схема телескопічного позиціонера (рис. 3.16, б), який складається з двох співвісних пневмоциліндрів з різними довжинами ходів, забезпечує чотири фіксованих положення вихідної ланки. Спеціальний трипозиційний пневмоциліндр (рис. 3.16, в) має три порожнини 1, 4, 7, розділені двома поршнями 3 і 5. Поршні рухомі не тільки відносно циліндра, але і відносно штока 8. Їх переміщення в циліндрі обмежене упорами 2 і 6. Місце посадки поршнів на штоці має збільшений діаметр і утворює додатковий поршень, хід якого відносно поршнів 3 і 5 обмежений буртиками. При підведенні стисненого повітря в порожнину 7 шток займає положення I. Якщо під тиском знаходиться порожнина 4, шток установлюється в середній позиції II. Крайнє висунуте його положення III відповідає подачі повітря в порожнину 1. Ще один

варіант трипозиційного пневмоциліндра показаний на рис. 3.16, г. Основний поршень 2 має два крайніх фіксованих положення I і III. Його установка та фіксація в середній позиції II забезпечується поршнями 1 і 3.

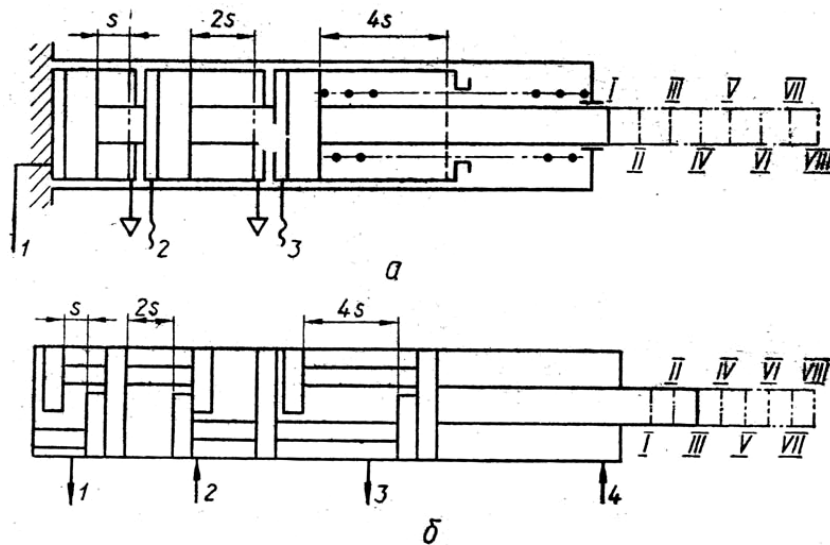


Рис. 3.17. Схеми цапфових приводів: а - двоїчного трирозрядного; б - одноциліндрового з поршнями, що плавають

міщує корпус наступного. Корпус першого в цьому ряду пневмоциліндрів закріплений. Хід поршня кожного наступного пневмоциліндра вдвічі більше ходу попереднього. Кількість пневмоциліндрів визначає розрядність цифрового приводу. Число фіксованих позицій  $k = 2^n$ , де  $n$  – число розрядів. Для схеми, що розглядається  $n = 3$  і  $k = 2^3 = 8$ . Таким чином, привод забезпечує вісім фіксованих положень вихідної ланки в межах повного ходу  $7s$ . Ходом  $s$  молодшого розряду визначається дискретність цифрового приводу. Для керування ним достатньо подавати стиснене повітря на входи 1, 2 і 3 в різноманітних комбінаціях. Наприклад, подача повітря на вхід 1 приведе до переміщення штока на виході на величину  $s$ . Якщо ж одночасно подати стиснене повітря і на вхід 3, переміщення буде  $s + 4s = 5s$ . При відсутності живлення привод займає вихідне положення під дією пружини повернення. Недолік приводу – утруднене підведення повітря до порожнин рухомих пневмоциліндрів, які вимагають застосування гнучких повітряпроводів.

Вказаний недолік усунений в одноциліндровому цифровому приводі з набором поршнів, що вільно плавають, зв'язаних обмежувачами ходу (рис. 3.17, б). В прикладі набір складається з трьох поршнів. Крайній праворуч поршень з'єднаний з вихідним штоком. В штокову порожнину через канал 4 постійно підводиться стиснене повітря, тиск якого створює на поршні силу, що намагається перемістити його в крайнє ліве положення і стиснути весь пакет поршнів. Поршні, що плавають, утворюють три замкнені порожнини з виходами 1, 2 і 3, які можуть бути з'єднаними з лінією підведення стисненого повітря або з атмосферою. На схемі поршні пока-

Різновид позиціонерів – пневматичні цифрові приводи, які дозволяють отримувати велике число фіксованих позицій вихідної ланки. Так, на базі двопозиційних пневмоциліндрів побудована схема двоїчного трирозрядного цифрового приводу (рис. 3.17, а). В ньому пневмоциліндри установлені послідовно і так, що шток кожного попереднього пере-



зані в положенні, коли входи 1 і 3 зв'язані з атмосферою, а вхід 2 – з підведенням повітря. При цьому поршні, що обмежують порожнину підведення, розсунуті до упорів, що відповідає зміщенню вихідного штока на величину  $2s$  від вихідного положення. Хід кожного з поршнів обирається кратним  $s$  і відрізняється від ходу сусіднього поршня вдвічі. Комбінуючи подачу повітря на входи 1, 2 і 3, можна отримати вісім фіксованих положень вихідного штока з дискретністю  $s$ .

**Поворотні пневмодвигуни.** Поворотний рух вихідної ланки з обмеженим кутом повороту можна отримати за допомогою спеціальних шибєрних (пластинчастих) пневмодвигунів або пневмодвигунів з лінійним переміщенням вихідної ланки у з'єднанні з передаточними механізмами рейкового, підйомного або гвинтового типу.

Шибєрний поворотний пневмодвигун (рис. 3.18, а) складається з короткого циліндра, закритого кришками, які утворюють опори для вала із закріпленою на ньому пластиною. Між кришками розташована нерухома перегородка, яка обмежує поворот вала з пластиною і розділює внутрішній об'єм циліндра на дві порожнини. Розділення порожнин забезпечується ущільненнями перегородки і ущільненням по контуру пластини. Якщо в одну з порожнин підводиться стиснене повітря на пластину діє зусилля

$$P = (p_m - p_a) [(D - d)/2] b \eta_m,$$

яке створює на вихідному валу крутний момент

$$M_k = Pa = [(p_m - p_a)] b/8] (D^2 - d^2) \eta_m.$$

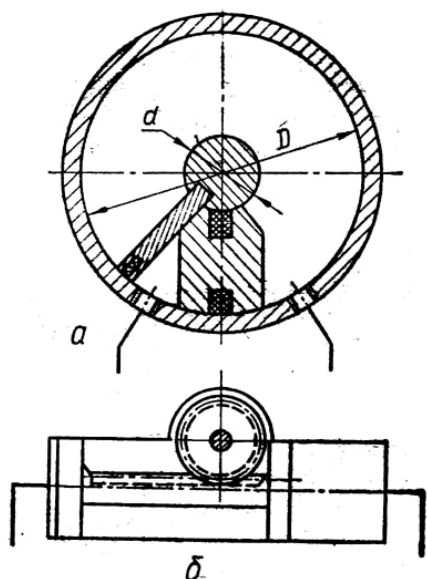


Рис. 3.18. Поворотні пневмодвигуни: а – шибєрний; б – із зубчасто-рейковою передачею

Тут  $b$  – ширина пластини;  $\eta_m$  – механічний ККД пневмодвигуна;  $a = (D - d)/4 + d/2 = (D + d)/4$  – плече сили  $P$ . Для збільшення крутного моменту застосовують пневмодвигун з двома діаметрально розташованими пластинами, при цьому кут повороту вала зменшується вдвічі.

В пневмодвигуні із зубчасто-рейковою передачею (див. рис. 3.18, б) поворотний рух вала-шестерні здійснюється по черговою подачею стисненого повітря в поршневі порожнини пневмоциліндра зі здвоєним поршнем. Вибором параметрів зачеплення і довжини ходу поршня можна отримати потрібний кут повороту. Звичайно він не перевищує  $360^\circ$ , але в деяких випадках може відповідати декільком обертам вала. Заміна двопозиційного

пневмоциліндра багатопозиційним дозволяє отримати в межах кута повороту декілька фіксованих положень вихідного вала.

**Крокові пневмодвигуни** використовуються як приводи крокових командоапаратів, комутаторів, пристроїв читання, а також в ролі позиціонерів. Періодичне лінійне або кругове переміщення на величину, кратну кроку, досягається комбінуванням звичайних поршневих або мембранних пневмодвигунів з механічними пристроями типу храпових, мальтійських або клинових механізмів, а також за допомогою спеціальних конструкцій і схем.

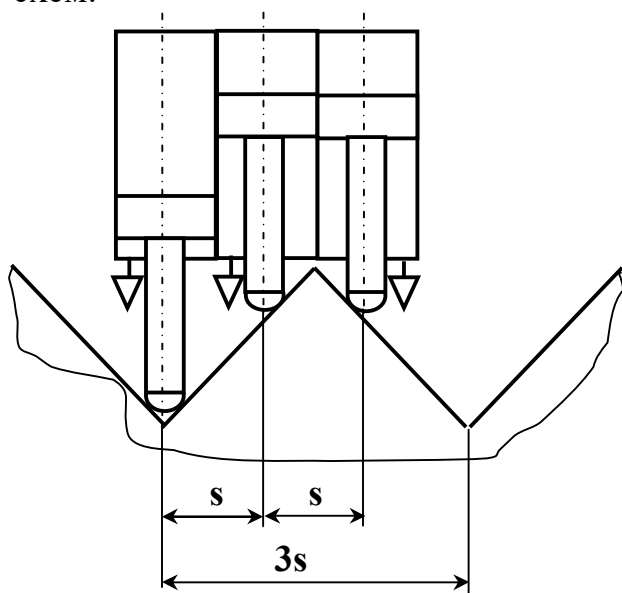


Рис. 3.19. Схема отримання крокового руху ротора пневмодвигуна клинового типу

радіально або аксіально-поршневих три- або багатofазних двигунів поворотної дії. Прикладом може служити трифазний кроковий двигун, статор якого утворює три циліндри зі штовхачами (рис. 3.19), що взаємодіють з клиновими робочими поверхнями ротора, які являють собою у розгортці зубчасту гребінку. Штовхачі зміщені по фазі відносно один одного на одну третину кроку гребінки, яка дорівнює кроку двигуна. При послідовному підведенні стисненого повітря у робочі порожнини пневмоциліндрів ротор повертається відносно статора крок за кроком. Змінюючи послідовність спрацьовування пневмоциліндрів, забезпечують реверс крокового двигуна.

Кроковий пневмодвигун “стріляючого” типу з лінійним переміщенням вихідної ланки (рис. 3.20) [3] складається з пневмоциліндра 1, зубчастої рейки 2, зв’язаної зі штоком циліндра, фіксатора 3, рухомого у перпендикулярному до осі циліндра напрямку, трипозиційного привода фіксатора з порожнинами 4, 5, 6 і трьох пневморозподільників. Рейка має зубці прямокутного профілю, що по чергово фіксуються виступами 7 і 8 фіксатора. Виступи зміщені один відносно одного: в осьовому напрямку

Найбільш розповсюджені крокові пристрої *храпового типу*. Конструктивно їх оформлюють у вигляді храпового колеса або рейки з фіксуючою заціпкою і заціпкою, що подає. Остання приводиться в дію поршневим або мембранним пневмодвигуном, при робочому ході якого здійснюється переміщення на крок, а при зворотному заціпка “набирає” черговий зуб. Під час “набору” колесо і рейка утримуються від переміщення фіксуючою заціпкою.

Крокові пневмодвигуни *клинового типу* конструктивно більш складні. За аналогією з гідравлічними їх оформлюють у вигляді

рейки - на крок  $s$ , що дорівнює половині кроку зубців рейки; в перпендикулярному до осі напрямку - на товщину рейки.

В положенні, показаному на схемі, в поршневій порожнині пневмоциліндра 1 установлюється тиск  $p_m$  стисненого повітря, а в штоковій порожнині – атмосферний тиск, тобто на поршні створюється максимальний перепад тисків. При подачі сигналу  $y_1$  стиснене повітря надходить в порожнину 6 циліндра фіксатора, викликаючи його переміщення. При цьому фіксує зуб 8 ковзує по зубу рейки, утримуючи її від руху, а виступ 7 входить в зону руху зубців рейки. В момент розфіксації рейки виступом 8, виступ 7 займає положення фіксації, але оскільки він зміщений уздовж осі рейки на крок  $s$ , остання отримує можливість рухатись. Рух починається при максимальному прискоренні із різким наростанням швидкості (“стріляючий” ефект). В момент фіксації відбувається удар, який, однак, при правильному виборі параметрів пристрою обмежений і не порушує

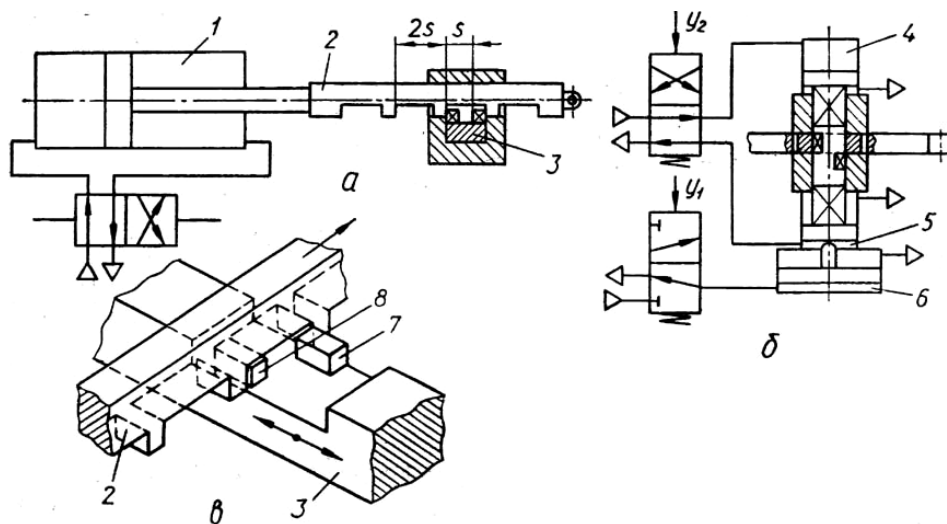


Рис. 3.20. Кроковий пневмодвигун з лінійним переміщенням вихідної ланки: а – схема; б – механізм фіксації; в – фіксатор з рейкою

роботи крокового пристрою. Якщо зняти сигнал  $y_1$ , то під дією тиску в порожнині 4 фіксатор повертається у вихідне положення, причому зміщення фіксації зубців рейки його виступами супроводжується переміщенням рейки ще на один крок. Рейка також може переміщуватись крок за кроком і в зворотному напрямку при реверсі пневмоциліндра 1.

В будь-який момент роботи крокового пневмодвигуна його вихідну ланку можна установити в одне з крайніх положень. Для цього досить подати сигнал  $y_2$ . Під дією тиску в порожнині 5 фіксатор переміщується таким чином, що обидва його виступи звільняють зону фіксації і поршень пневмоциліндра 1 разом з рейкою рухається до кінця ходу без проміжних зупинок. Розглянутий принцип отримання періодичного переміщення на крок застосовується і в крокових пневмодвигунах з круговим рухом вихідної ланки [3].

**Пневмогідрравлічні приводи** – приводи, в яких поєднуються пневматичні і гідрравлічні пристрої, причому енергоносієм є стиснене повітря, а гідрравлічна частина забезпечує стабільність швидкостей руху робочих органів. Подібні приводи застосовують в механізмах подачі агрегатних, свердильних і фрезерних верстатів. Їх переваги перед гідроприводами такі: немає громіздкої насосної установки, висока стабільність режимів руху дякуючи постійності робочих температур і в'язкості рідини, немає пульсацій подачі рідини. Серед основних недоліків пневмогідрравлічних приводів слід вказати складність їх конструкції, низький рівень робочих тисків і пов'язані з ним значні розміри виконавчих пристроїв навіть при невеликих навантаженнях, низький ККД.

Типові схеми пневмогідрравлічних приводів наведені на рис. 3.21. Схема з розділеними циліндрами (див. рис. 3.21, а) забезпечує стабільність

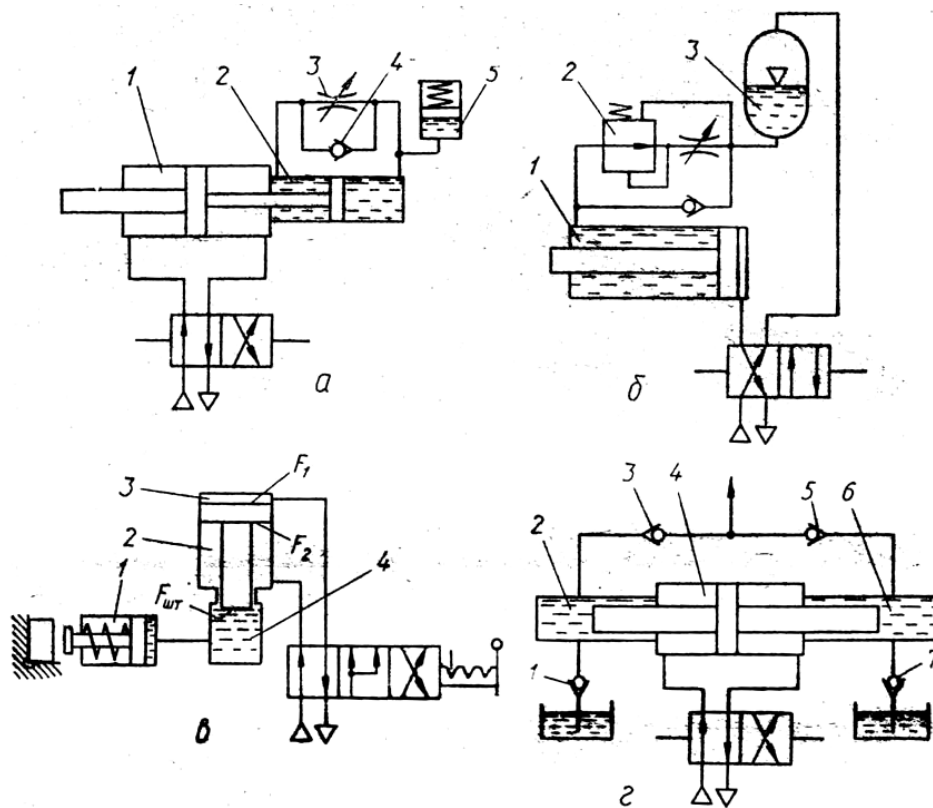


Рис. 3.21. Схеми пневмогідрравлічних приводів: а – з розділеними циліндрами; б – із суміщеним циліндром; в – з перетворювачем; г – з насосом

швидкості руху штока пневмоциліндра 1 ліворуч за рахунок веденого гідроциліндра 2, поршень якого витискує рідину зі штокової порожнини в поршневу через дросель 3. Настройкою дроселя установлюють потрібну швидкість. Оскільки об'єми порожнин гідроциліндра різні, в схемі передбачений компенсатор 5. Швидкість зворотного ходу визначається швидкістю руху поршня пневмоциліндра. Рідина при цьому вільно перетікає з поршневої порожнини в штокову через зворотний клапан 4. Її надлишок над-

ходить у компенсатор. Діаметр гідроциліндра обирають з умови задовільної роботи дроселя при мінімально допустимих для нього витратах рідини.

Схема із суміщеним циліндром і пневмогідрравлічним витискувачем показана на рис. 3.21, б. В штоковій порожнині суміщеного циліндра 1 знаходиться рідина, в поршневій – повітря. Під час руху поршня ліворуч його швидкість може змінюватись за допомогою дроселя з регулятором 2, що забезпечує стабільність швидкості в умовах дії змінної сили опору  $P$ . При зворотному ході стиснене повітря подається в пневмогідрравлічний витискувач 3, що служить для перетворення тиску повітря в рівний за величиною тиск рідини. Під його дією поршень повертається у вихідне положення.

На рис. 3.21, в показана схема з пневмогідрравлічним перетворювачем, який трансформує низький тиск повітря у високий тиск рідини. Особливість схеми полягає в тому, що перетворювач в неї може працювати і в режимі витискувача. В середній позиції пневморозподільвача повітря з надлишковим тиском  $p_n$  підводиться в порожнини 2 і 3 циліндра перетворювача, створюючи на його поршні зусилля  $p_n (F_1 - F_2) = p_n F_{шт}$ . Якщо нехтувати втратами на тертя, то рідина буде витіснятись з порожнини 4 з тиском  $p_{p,n} = p_n$ , тобто без підсилення. Затискний циліндр 1 здійснює при цьому попереднє затискання заготовки. Якщо тиск повітря підводиться тільки в порожнину 3, рідина буде витіснятись з максимальним тиском  $p_{p,n1} = p_n (F_1 / F_{шт})$ , який створює потрібне затискне зусилля.

Пневмогідрравлічний насос (див. рис. 3.21, г) складається з пневмоциліндра 4 з двостороннім штоком і двох робочих камер 2 і 6 зі всмоктувальними 1 і 7 і нагнітальними 3 і 5 клапанами. Під час руху поршня пневмоциліндра рідина витісняється у напірну лінію (з підсиленням тиску) з одної камери і одночасно всмоктується з бака в іншу. Схеми, в яких використовуються подібні насоси, власне гідрравлічні, але перед звичайними гідрросхемами мають названі вище переваги.

## 4. Пневмоапаратура

### 4.1. Апаратура підготовки повітря

Для нормальної роботи пневматичних приводів стиснене повітря повинно бути очищене від механічних включень і вологи, що потрапляють в магістраль з навколишнього середовища. Крім того, необхідно забезпечити потрібний рівень тиску живлення, а також подачу масла у розпиленому вигляді для змащення рухомих елементів пневмоприводів. Дані функції виконує група пневмоапаратів, що утворює вузол підготовки повітря. До нього входять (див. рис. 1.1) фільтр – вологовідокремлювач, редукційний клапан і маслорозпилювач. Такі пневмоапарати встановлюють у вказаній послідовності в лінії підведення живлення.

У фільтрі – вологовідокремлювачі В41-1, що випускається серійно,

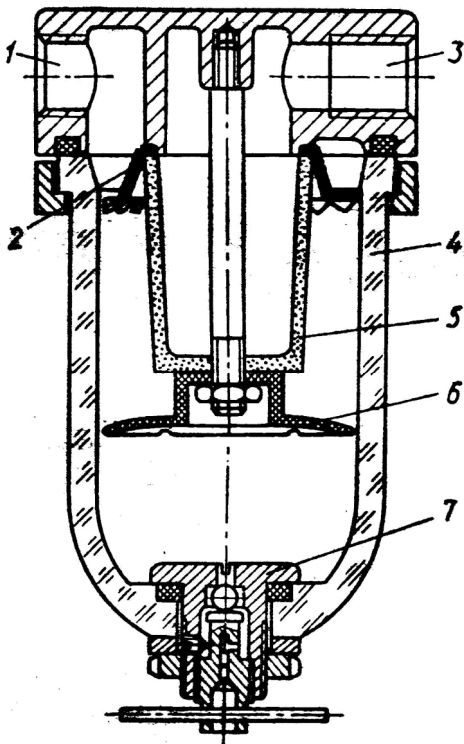


Рис. 4.1. Фільтр – вологовідокремлювач В41-1

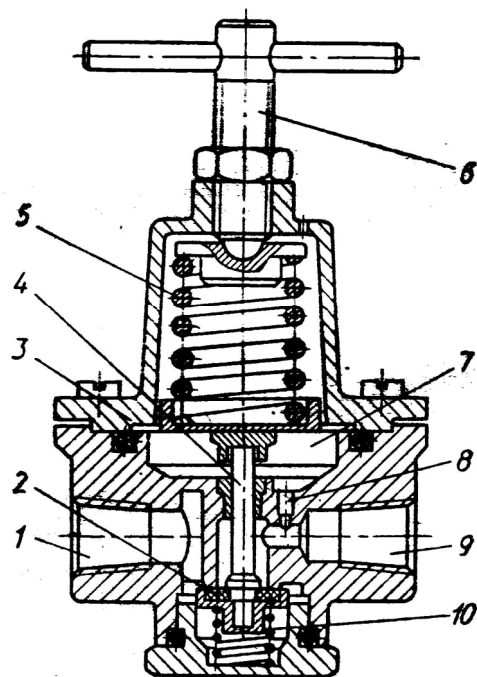


Рис. 4.2. Редукційний пневмоклапан В57-1

(рис. 4.1) [4] стиснене повітря підводиться до корпуса 1 і, обтікаючи гвинтові лопатки напрямного апарата 2, надходить у вигляді обертового потоку в середину стакана 4. Дрібні частинки води і масла, що знаходяться в потоці повітря у взваженому стані, під дією відцентрових сил відкидаються на стінки стакана, збираються в краплі і стікають донизу в зону, захищену від вихрового руху повітря відбивачем 6. Далі повітряний потік проходить через металокерамічний фільтр 5, очищується від механічних домішок і надходить на вихід 3 фільтра – вологовідокремлювача. Конденсат, що накопичується і механічні частинки, затримані фільтруючим елементом періодично видаляють з апарата через кульковий клапан 7, що відкривається вручну. Стакан 4 виконується прозорим, що дозволяє

стежити за рівнем конденсату і своєчасно його випускати. Металокерамічний фільтр затримує механічні частинки розміром більше 0,05 мм. Середній коефіцієнт вологовідокремлення складає 85%. Монтують апарат безпосередньо на повітряпроводі у вертикальному положенні.

Тиск стисненого повітря, що живить пневматичні приводи, регулюють *редукційні пневмоклапани*. Потреба в регулюванні викликана значними коливаннями тиску в пневмережах промислових підприємств з великим числом споживачів. Проектуючи пневматичні приводи, виходять з мінімального тиску стисненого повітря в пневмережі, яке приймають за розрахункове. Редукційний пневмоклапан настраюється на даний тиск і підтримує його на постійному рівні незалежно від коливань тиску в пневмережі.

Тиск стисненого повітря на виході 9 редукційного пневмоклапана В57-1 [4] (рис. 4.2) установлюють, регулюючи величину попереднього стиску пружини 5 гвинтом 6. Пружина прогинає мембрану 3 і через шток 4 відтискає від сідла клапан 2. Попередньо очищене у фільтрі - вологовідокремлювачі повітря з магістральним тиском підводиться на вхід 1 пневмоклапана. При відкритому клапані 2 повітря проходить на вихід 9 і надходить до споживача. Вихідний канал через отвір зв'язаний з камерою 7 зворотного зв'язку. При зростанні тиску на виході пневмоклапана збільшується тиск і в камері 7, який, діючи на мембрану, створює зусилля, що компенсує дію пружини 5. Прогинання мембрани догори супроводжується переміщенням клапана 2 під дією пружини 10 і зменшенням прохідного перерізу для повітря. При відсутності витрат повітря клапан 2 повністю закривається. Кожному значенню витрат відповідає певне відкриття клапана 2. Стабільність тиску на виході забезпечується зворотним зв'язком. Наприклад, при збільшенні витрат у вузькій частині вихідного каналу внаслідок підвищення швидкості потоку відбувається місцеве падіння тиску, що передається в камеру 7, і це призводить до збільшення прохідного перерізу клапана і більш інтенсивного підведення повітря.

Третій апарат вузла підготовки повітря – *маслорозпилювач* – призначений для насичення потоку повітря дрібнодисперсним маслом і подачі таким чином мастила до поверхонь тертя пневматичних пристроїв. На рис. 4.3 показана конструкція маслорозпилювача В44-2 з дворазовим розпилюванням мастила. Якщо тиск живлення підведений, а споживання немає, в порожнинах маслорозпилювача установлюються рівні тиски. Апарат при цьому не працює. С появою витрат повітря в маслорозпилювачі установлюються два повітряних потоки. Основний потік з входу 5 через вікна 12 надходить безпосередньо на вихід 9 апарата. Допоміжний повітряний потік через отвір 6, кільцеву щілину 4 і канали 3 проходить у порожнину 2 і через отвір 8 дякуючи підсмоктувальній дії основного потоку також надходить на вихід 9. Проходячи через кільцеву щілину 4, допоміжний потік обтікає сопло 13 і підсмоктує через нього повітря з порожнини 7, понижуючи в ній тиск. Під дією більш високого тиску в порожнині 2 масло зі стакана 1

піднімається по трубці 10, проходить через зворотний клапан 11 і з виходу трубки 14 краплями падає на конічну поверхню порожнини 7. Частота падіння крапель при визначених витратах повітря через маслорозпилювач регулюється дроселем 15 в лінії зв'язку між порожнинами 2 і 7. Остання являє собою проточну камеру, в яку повітря підводиться через дросель і відводиться через сопло 13. Чим вище ступінь дроселювання тим більший перепад тисків між порожнинами 2 і 7, інтенсивніше подача масла.

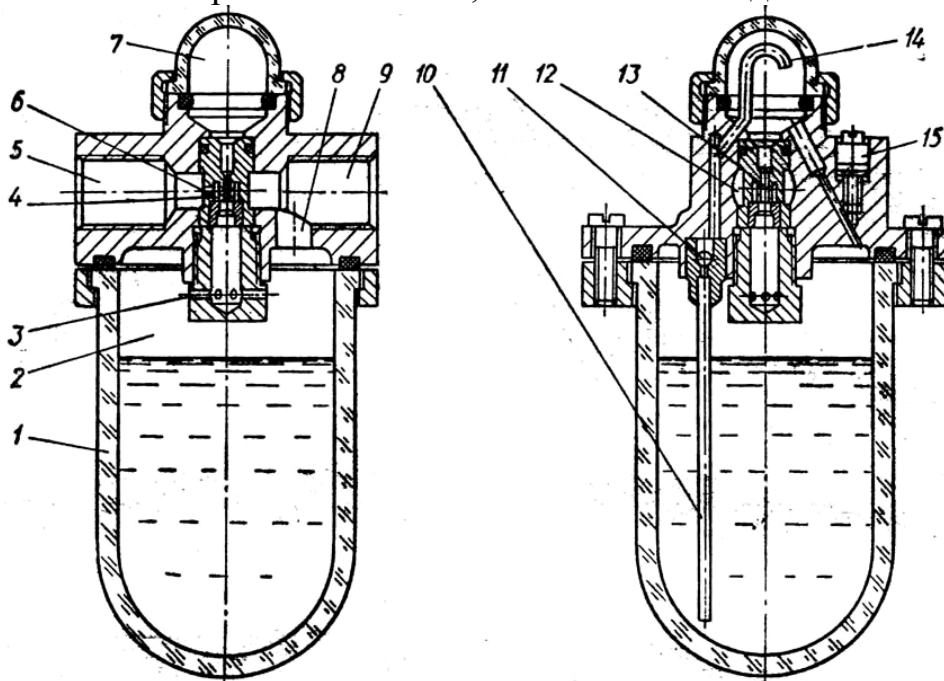


Рис. 4.3. Маслорозпилювач В44-2

При конкретному настроюванні дроселя частота падіння крапель залежить також від витрат повітря, що проходить через маслорозпилювач. Збільшення витрат викликає зріст перепаду тисків між порожнинами 2 і 7 за рахунок більш інтенсивного відведення повітря через сопло 13. Краплі масла разом з повітрям, що відводиться через сопло, вносяться у допоміжний повітряний потік, де відбувається їх первинне розпилення. В порожнині 2 більш великі фракції масла випадають в осад, а дрібні виносяться допоміжним потоком на вихід апарата, де відбувається вторинне їх розпилення основним потоком. Якщо витрат повітря через маслорозпилювач немає, кульковий зворотний клапан 11 перешкоджає пониженню рівня масла в трубках 10 і 14 внаслідок вирівнювання тисків в порожнинах 2 і 7. Тому подача масла на розпилювання починається одразу після відновлення витрат повітря. Монтують маслорозпилювач безпосередньо на трубопроводі у вертикальному положенні. Рекомендується установлювати його впритул до пристроїв, що змащуються. Наявність місцевих опорів на шляху повітряного потоку з розпиленим маслом знижує ефективність змащення внаслідок часткової конденсації масла. В якості мастила застосовують очищене мінеральне масло з в'язкістю  $0,2 \dots 0,3 \text{ см}^2/\text{с}$ .



## 4.2. Напрямна апаратура

Пневморозподільники необхідні для зміни напрямку, вмикання і вимикання подачі повітря в приєднаних до них пневмолініях. В залежності від конструкції розподільного елемента вони можуть бути золотниковими (з плоским або циліндричним золотником) і клапанні. За видом керуючого впливу на розподільний елемент розрізняють розподільники з ручним, механічним, пневматичним і електропневматичним керуванням.

Керування може бути одно- і двостороннім. В першому випадку зовнішній керуючий вплив викликає перемикання розподільного елемента тільки в одному напрямку, а після зняття впливу зворотне перемикання відбувається під дією пневматичної або механічної пружини. В другому випадку для прямого і зворотного перемикань необхідно змінювати напрямки керуючого впливу, тобто потрібні два протилежні керуючі сигнали.

В залежності від числа фіксованих положень розподільного елемента розрізняють дво-, три і багатопозиційні пневморозподільники. В більшості випадків в пневматичних приводах використовуються двопозиційні розпо-

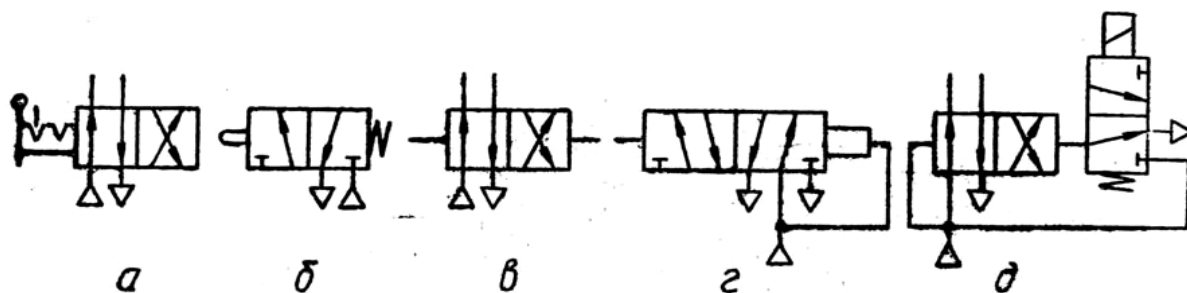


Рис. 4.4. Умовні позначення типових пневморозподільників: а – двопозиційного чотириканального з ручним керуванням і механічною фіксацією положень розподільного елемента; б – двопозиційного трилінійного з механічним керуванням і пружинним поверненням; в – двопозиційного чотирилінійного з двостороннім пневмокеруванням; г – двопозиційного чотириканального з одностороннім електрокеруванням; д – двопозиційного п'ятилінійного з одностороннім пневмокеруванням

дільники, що відповідає дискретному характеру роботи пневмодвигунів і інших пристроїв.

За числом зовнішніх ліній, зв'язаних з розподільником, визначається його лінійність. При цьому і виходи в атмосферу розглядаються як зовнішні лінії. В пневматичних приводах найчастіше застосовують три- і чотирилінійні розподільники, рідше – дво- і п'ятилінійні.

На схемах пневморозподільники показують умовними позначеннями (рис. 4.4). В позначенні відбивається число позицій, лінійність, вид зв'язків між лініями в кожній позиції і вид керування. Кількість позицій визнача-

ється числом квадратів в позначенні. Зовнішні лінії зв'язку показують в основній позиції, яку займає розподільник без керуючого впливу.

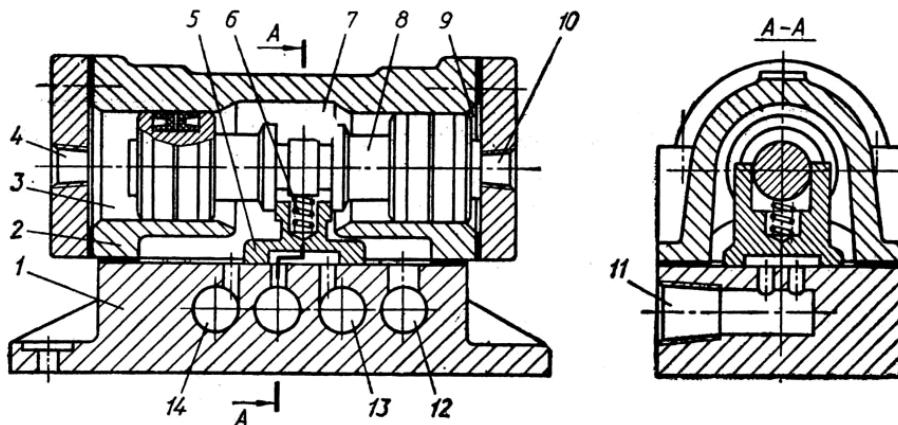


Рис. 4.5. Розподільник В63-1

В розподільнику В63-1 з двостороннім пневмокеруванням (рис. 4.5) [4] розподільним елементом є плоский золотник 5, який притиснутий до дзеркала основи 1 пружиною 6 і тиском повітря живлення, що підводиться через канал 12 основи в порожнину 7 корпусу 2. В плиті основи виконані і решта каналів розподільника: 13 і 14 – його виходи; 11 – канал зв'язку з атмосферою. Кожний з них виведений на дзеркало основи за допомогою свердлень. В положенні на схемі вихід 13 через камеру в основі плоского золотника і канал 11 зв'язаний з атмосферою, а вихід 14 через порожнину 7 – з підведенням живлення. В другій позиції плоского золотника (при переміщенні його ліворуч) вихід 14 через камеру золотника і канал 11 сполучається з атмосферою, а вихід 13 – з підведенням живлення. Золотник переміщується з одної позиції в другу поршнем 8 при почерговій подачі пневматичних керуючих сигналів в порожнини керування 3 і 9 через отвори 4 і 10 в кришках, до яких приєднуються лінії керування. Фіксація розподільника в переключеному положенні досягається або підтриманням тиску у порожнині керування, або (при імпульсному керуванні) за рахунок сил тертя. В останньому випадку розподільник необхідно монтувати у горизонтальному положенні. Однак при наявності ударів і вібрацій така фіксація ненадійна і можливе мимовільне перемикання золотника.

На рис. 4.4, в показана схема пневморозподільника В63-1, а на рис. 1.1 – приклад його застосування.

Розподільник В64-2 з одностороннім електрокеруванням (рис. 4.6) [4] в розподільній частині аналогічний описаному В63-1. Відмінність складає тільки керуюча частина. Поршень 2, який переміщує плоский золотник є диференціальним, і тиск живлення, що діє в порожнині 3, створює на ньому за рахунок різниці площ постійну діючу силу, спрямовану праворуч. Тому при відсутності тиску в порожнині керування 4 поршень займає праве положення. Порожнина 1 постійно зв'язана з атмосферою. При підведенні стисненого повітря в порожнину 4 результуюче зусилля на ди-

ференціальному поршні переміщує його ліворуч, перемикаючи розподільник. При скиданні тиску в порожнині керування відбудеться зворотне перемикання. Підведення стисненого повітря в порожнину керування і скидання тиску з неї здійснюється за допомогою вбудованого в кришку

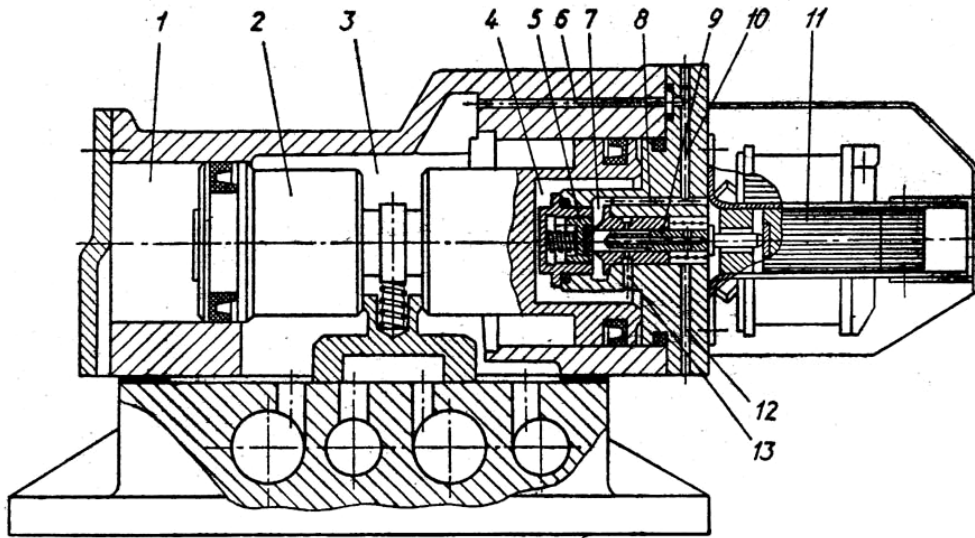


Рис. 4.6. Розподільник В64-2

пневмоклапана з керуванням від електромагніта. Якщо електромагніт 11 вимкнений, клапан 5 зусиллям пружини притиснутий до сідла.

Камера 7, в яку з порожнини 3 через систему отворів 6, 10, 8 підводиться тиск живлення, є ізолюваною. Порожнина керування 4 через отвір 13, центральний канал у штовахачі 9 і отвір 12 зв'язана з атмосферою. При вмиканні електромагніта його якір переміщує штовахач 9 ліворуч і той відтискає клапан 5. При цьому гумовий вкладиш клапана перекриває центральний канал штовахача, відсікаючи порожнину керування від виходу в атмосферу, а через відкритий клапан стиснене повітря з камери 7, обминаючи штовахач, через отвір 13 надходить в порожнину керування. На схемах розподільники В64-2 позначають так, як на рис. 4.4, г. Пневморозподільники з плоскими золотниками застосовують для керування потужними потоками повітря, що живлять пневматичні двигуни. Їх розподільні елементи не мають пружних ущільнень. Герметичність досягається за рахунок точної обробки плоских поверхонь, які контактують і забезпечення відповідних зусиль притискання. На відміну від гідравлічних об'ємних приводів, де використовуються, головним чином, розподільники з циліндричними золотниками, в пневмоприводах подібні конструкції до нещодавнього часу використовувались рідко. Рухомий циліндричний золотник повинен бути установленим у втулці, що його охоплює або в корпусі розподільника з гарантованим зазором, тому витіки або перетікання робочого середовища тут неминучі. Але при незначній в'язкості рідини вони незначні і цілком допустимі. Для повітря, внаслідок малої його в'язкості, втрати обумовлені витіками, різко зростають, тоді як герметизація циліндричного золотника пружними ущільненнями значно утруднена. Однак за

останні роки була розроблена і випускається нова гама пневморозподільників з циліндричними золотниками, в яких для герметизації розподільних елементів застосовують спеціальні Т-подібні ущільнення. Нові розподільники відрізняються високими технологічністю, надійністю і довговічністю.

Конструкція одного з таких розподільників (типу 4152501100) пока-

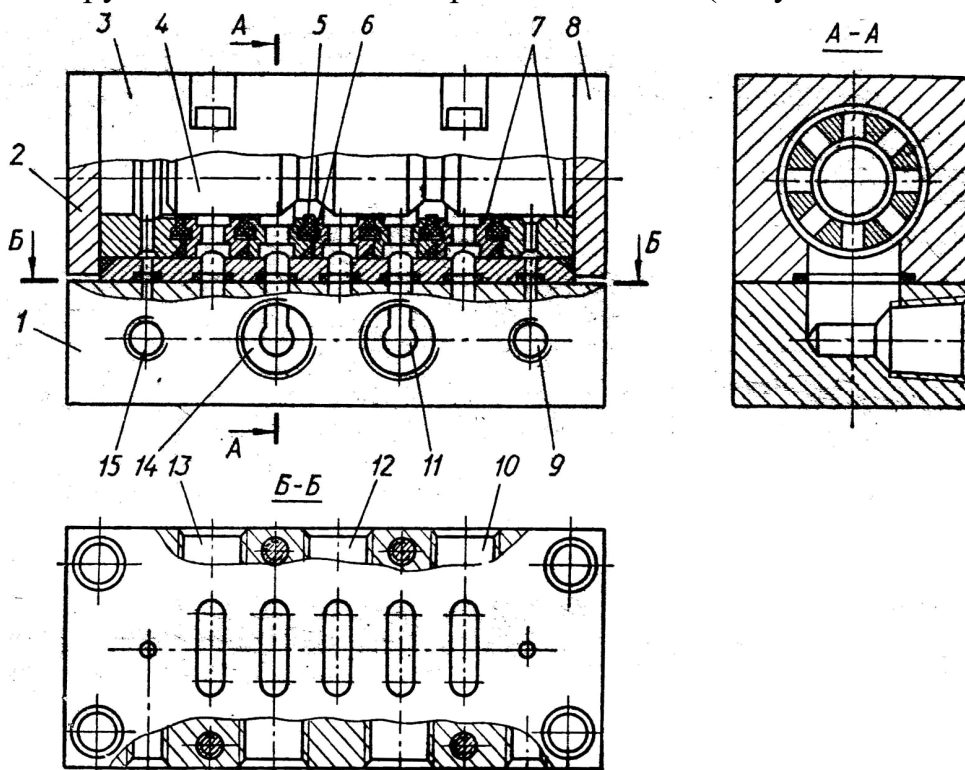


Рис. 4.7. Розподільник 4152501100

зана на рис. 4.7 [1]. В розточці корпуса 3, закритій з обох сторін кришками 2 і 8, установлений рухомий циліндричний золотник 4. Направлення для золотника утворюється набором втулок 7, які одночасно служать для установки еластичних Т-подібних ущільнень 5 золотника і ущільнень 6 стиків втулок. Порожнини розподільника мають виходи на притичну площину корпуса, якою він установлюється на монтажну плиту 1. В плиті є відповідні прийомні канали, зв'язані з різьбовими отворами для приєднання зовнішніх ліній. Отвір 12 служить для підведення стисненого повітря, отвори 11 і 14 з'єднуються з порожнинами виконавчих пристроїв, а отвори 10 і 13 є виходами до атмосфери. Канали в площині контакту корпуса і плити ущільнюються пружними ущільненнями. Розподільник має дві порожнини керування по торцях золотника. Сигнали керування підводяться до отворів 9 і 15 плити, зв'язаних з відповідними порожнинами керування.

Один з варіантів пневморозподільників клапанного типу В76-21 з механічним керуванням, показаний на рис. 4.8. Дана модель досить широко застосовується у верстатах. Розподільник має три зовнішні лінії: отвір 5 – підведення стисненого повітря, отвір 4 – вихід до споживача і отвір 9 – вихід в атмосферу. Якщо механічний вплив на ролик 1 відсутній, клапан 7

притиснутий до сідла пружиною 6 і тиском стисненого повітря. Вихід 4 при цьому сполучається з атмосферою через канал 3 штовхача 2 і отвір 9. При натисканні на ролик 1 штовхач, стискаючи пружини 8 і 6, відкриває клапан 7. Контакт штовхача з гумовим вкладишем відсікає вихід в атмосферу і після відкриття клапана на вихід 4 надходить стиснене повітря. Такі розподільники розраховані на невеликі витрати і звичайно використовуються для подачі керуючих сигналів. Умовне позначення на схемах розподільника типу В76-21 відповідає рис. 4.4, б; приклад його застосування - на рис. 1.1

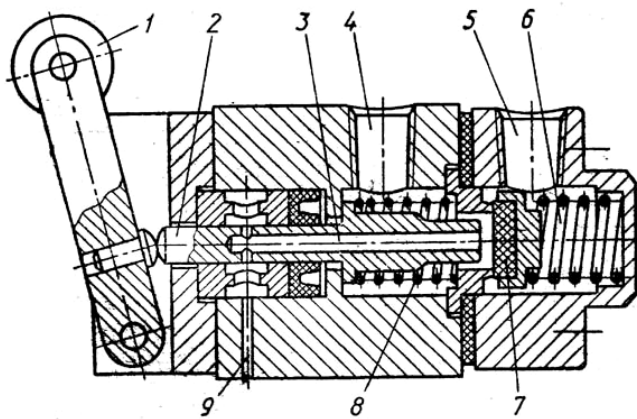


Рис. 4.8. Розподільник В76-21

строїв шляхом зміни витрат стисненого повітря, що підводиться в робочі порожнини або відводиться з порожнин вихлопу в атмосферу. Дроселюванням забезпечується також більша стабільність швидкості руху рухомих елементів і їх гальмування для безударної зупинки наприкінці руху.

#### 4.3. Апаратура регулювання

До даної групи апаратів відносяться редуційні пневмоклапани і пневмодроселі. Конструкція і принцип дії редуційного клапана розглянуті вище (див. рис. 4.2).

Дроселі застосовують в пневматичних приводах для регулювання швидкості руху рухомих елементів виконавчих при-

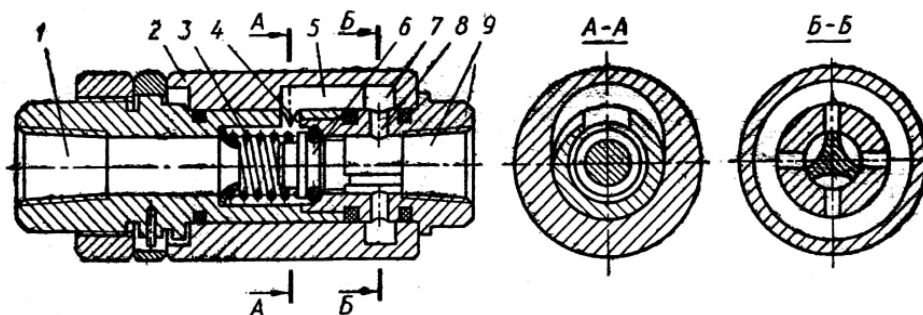


Рис. 4.9. Дросель зі зворотним клапаном В77-1

Пневматичні дроселі типу В77-1 зі зворотним клапаном (рис. 4.9) встановлюються безпосередньо на пневмолінії і забезпечують вільний прохід потоку повітря в одному напрямку і дроселювання його під час руху у зворотному напрямку, причому ступінь дроселювання можна регулювати. При підведенні стисненого повітря до отвору 9 клапан 6, підтиснутий слабкою пружиною 3 до конічного сідла, відкривається і практично вільно перепускає повітряний потік до вихідного отвору 1. При зворотному напрямку потоку клапан зачинений і від вхідного отвору 1 до виходу 9 повітря може пройти тільки через щілину 4, ексцентричну розточку 5, кільцеву ка-

меру 7 і радіальні отвори 8. Площу прохідного перерізу для повітря можна регулювати поворотом муфти 2, змінюючи положення розточки 5 відносно щілини 4. З її зменшенням обмежуються витрати повітря.

На відміну від гідроприводів, де застосовуються декілька методів регулювання швидкості поршня і існує значне різноманіття схем регулювання і апаратури, що використовується для цього, для пневматичних приводів дросельне регулювання – практично єдиний метод, який застосовують в двох варіантах – з установкою дроселя на вході і на виході.

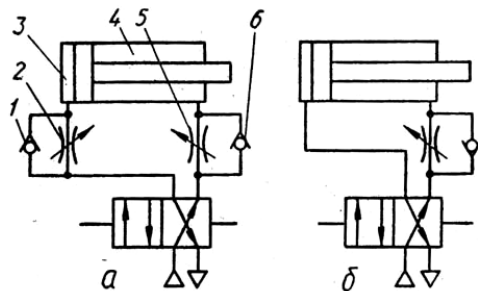


Рис. 4.10. Схеми дросельного регулювання швидкості поршня з дроселем: а – на вході; б – на виході

В схемі з дроселем на вході (рис. 4.10, а) швидкість руху поршня регулюється зміною витрат повітря, що підводиться в робочу порожнину пневмоциліндра. При подачі стисненого повітря в порожнину 3 швидкість руху поршня праворуч залежить від настроювання дроселя 2. Зворотний клапан 1 при цьому зачинений. Повітря з порожнини 4 надходить на вихід до атмосфери через зворотний клапан 6. Швидкість руху поршня на зворотному ході регулюється дроселем 5, установленим на вході в порожнину 4, яка стає робочою. Дякуючи клапану 1 виключається вплив настроювання дроселя 2 на швидкість зворотного ходу, тобто в схемі забезпечується незалежне регулювання швидкості в кожному напрямку.

В схемі на рис. 4.10, б дросель установлений на виході з порожнини вихлопу. Під час руху поршня праворуч в штоковій порожнині пневмоциліндра створюється підпір тиску, рівень якого залежить від ступеня дроселювання. Чим вище ступінь дроселювання, тим вище підпір і нижче швидкість руху поршня.

Схеми регулювання швидкості з дроселем на вході і на виході застосовують і в гідравлічних приводах, причому там вони практично еквівалентні. В пневматичних приводах такої еквівалентності немає. Вибір місця установки дроселя впливає на процес регулювання швидкості як в кількісному, так і в якісному відношенні. Так, дроселювання на вході забезпечує значний діапазон регулювання середньої швидкості і часу руху, але не стабілізує швидкість. Дроселювання на виході, навпаки, стабілізує

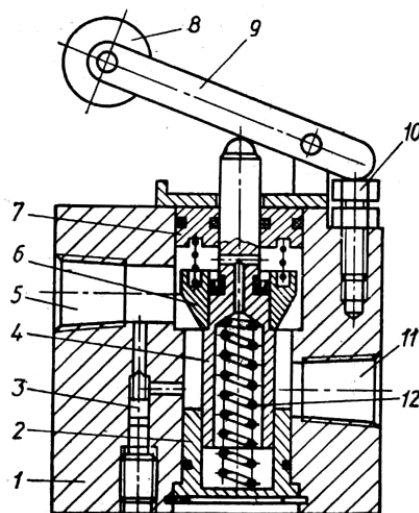


Рис. 4.11. Гальмівний дросель П-ДТ

рух за рахунок підсилення демпфуючого впливу підпору тиску в порожнині вихлопу, але є менш діючим по відношенню до швидкості і часу руху. Це необхідно враховувати, обираючи схему регулювання.

Високі швидкості спрацьовування пневмодвигунів дискретної дії створюють небезпеку удару під час зупинки їх рухомих елементів наприкінці ходу. Безударність зупинки забезпечується гальмуванням. Один з методів гальмування – різке дроселювання на виході наприкінці ходу пневмодвигуна. При цьому в порожнині протитиску ізолюється деякий об'єм повітря. На його стиснення і витискання через малий прохідний переріз дроселя витрачається кінетична енергія рухомих мас, чим і забезпечується плавне зниження швидкості.

Конструкція гальмівного дроселя П-ДТ [4] показана на рис. 4.11. В напрямних втулках 2 і 7, розташованих в розточці корпуса 1, установлений плунжер 4. Якщо впливу на ролик 8 немає, плунжер під дією пружини 12 висунутий до упору у важіль 9, поворот якого обмежений регульованим упором 10. На плунжері установлена підпружинена втулка 6 з конічною поверхнею. Втулка виконує функцію запірного елемента зворотного клапана. Крім того, при ненаτισнутому плунжері між конічною поверхнею втулки і кромкою отвору корпуса утворюється кільцевий зазор, переріз якого регулюється упором 10. Стиснене повітря, що підводиться до вхідного отвору 5, надходить на вихід 11 апарата через кільцевий зазор, дроселюючий минаючий потік. При впливі на ролик 8 плунжер зі втулкою 6 переміщуються донизу, перекриваючи основний прохід для повітря. Повітря

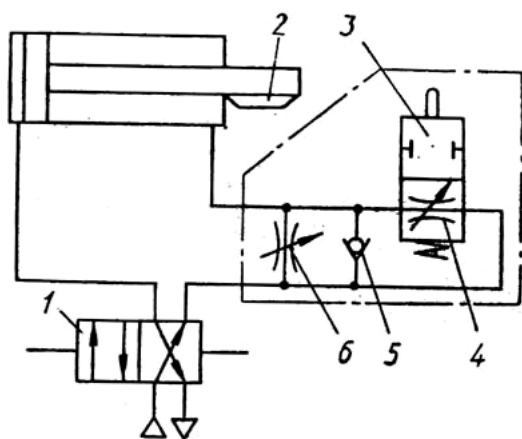


Рис. 4.12. Схема підключення гальмівного дроселя

може проходити на вихід 11 тільки через голчастий дросель 3 із сильно обмеженою перепускною спроможністю. При реверсі потоку повітря і натиснутому ролику втулка 6 зворотного клапана відтискається від сідла і потік повітря проходить з отвору 11 до отвору 5. Після звільнення ролика втулка 6 утримується у відведеному від сідла положенні плунжером.

Умовне позначення на схемах гальмівного дроселя і спосіб підключення показані на рис. 4.12. Під час руху поршня пневмоциліндра праворуч (розподільник 1 повинен бути переключеним) повітря зі штокової порожнини надходить на вихід в атмосферу через дросель 4 і канал розподільника. Настроюванням дроселя 4 установлюють швидкість руху поршня на основній ділянці його ходу. Незадовго до кінця ходу кулачок 2 переключаче розподільник 3, перекриваючи основний прохід для повітря. Вихід повітря з порожнини пневмоциліндра в атмосферу тепер можливий тільки через дросель 6 з малим прохідним пе-

перізом, дякуючи чому тиск в порожнині з переміщенням поршня зростає, створюючи гальмівний ефект. Тривалість і плавність гальмування залежать від довжини і профілю кулачка 2, місця установки гальмівного дроселя на шляху руху кулачка і від регулювання дроселя 6. При зворотному перемиканні розподільника 1 повітря в штокову порожнину пневмоциліндра підводиться через зворотний клапан 5, оскільки розподільник 3 залишається перекритим до тих пір, поки не буде звільненим від впливу кулачка 2.

#### 4.4. Апаратура контролю і керування

Автоматичне керування дискретними пневматичними приводами здійснюється апаратами, які контролюють роботу виконавчих пристроїв і виробляють командні сигнали, що керують розподільниками пневмоприводів.

В залежності від умов роботи виконавчих пристроїв і особливостей виконуваних за їх участю технологічних операцій в автоматизованих системах використовують різноманітні методи контролю виконання команд. Факт виконання даної команди або технологічної операції може бути установлений в одних випадках за положенням робочого органа, досягнутого під час його руху, в інших – по зусиллю, створюваному приводом, в третіх – після закінчення часу, відведеного на виконання операції. В залежності від цього розрізняють такі види автоматичного керування: з шляховим контролем, з контролем по тиску (зусиллю), з часовим контролем.

Якщо в пневмосистемі використовують розподільники з електрокеруванням, то контроль виконання команд і подача керуючих сигналів здійснюється засобами електроавтоматики. В системах з пневмокеруванням аналогічні функції виконують відповідні пневмоапарати. В таких системах не потрібні спеціальні перетворювальні пристрої – електропневматичні і пневмоелектричні перетворювачі. Дані системи відрізняються більш високою надійністю, простотою і безпекою експлуатації і обслуговування.

В пневматичних системах високого тиску *шляховий контроль* виконання команд реалізується за допомогою розподільників з механічним керуванням (наприклад, див. рис. 1.1). Конструкція розподільника типу В76-21, що застосовується для шляхового керування (див. рис. 4.8) і принцип його дії розглянуті вище.

Керування з *контролем по тиску (зусиллю)* реалізується за допомогою клапана послідовності типу В62-21 (рис. 4.13). Клапан забезпечує подачу пневматичного сигналу керування при досягненні заданого контрольованого тиску або контрольованої різниці тисків в порожнинах пневматичних пристроїв. В розточці корпусу установлений диференціальний поршень 5, підтиснутий до упору зусиллям пружини 6, яке передається через штовхач 7. Розточка закрита з обох сторін кришками, які утворюють по торцях поршня порожнини керування 4 і 9. Порожнини мають виходи 2 і 8, до яких підключаються лінії керування. У верхній кришці розташований



валик 10 з торцевим виступом, що входить в паз на торці поршня. Поворот валика через поршень і ковзну шпонку 3 передається гайці 11, викликаючи її осьове переміщення по різьбі, чим регулюється зусилля підтискання пружини 6. В нижній кришці змонтований трилінійний пневмоклапан, на вхід 1 якого підводиться тиск живлення, а на виході 13 утворюється сигнал керування. Пневмоклапан нормально закритий, тобто якщо немає вхідного впливу (штовхач 7 піднятий), живлення перекрито і вихід 13 зв'язаний з атмосферним каналом 12.

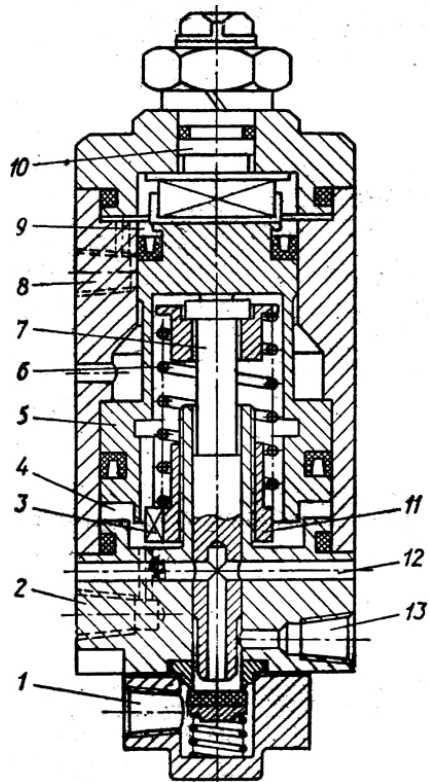


Рис. 4.13. Пневмоклапан послідовності В62-21

Якщо клапан послідовності використовується для подачі керуючого сигналу по тиску, контрольований тиск підводиться в порожнину 9, а пружина 6 регулюється на потрібний його рівень. Коли заданий рівень досягнутий, поршень 5 переміщується донизу і штовхач 7 відкриває подачу стисненого повітря на вихід 13, попередньо відсікаючи зв'язок виходу з атмосферою. Якщо контролюється різниця двох тисків (перепад), то менший з них підводиться в порожнину 4, більший – в порожнину 9. Коли різниця тисків досягне рівня, при якому результуюче зусилля на диференціальному поршні перевищить силу пружини, клапан спрацює і подає керуючий сигнал.

Схема підключення клапана послідовності показана на рис. 4.14. Сигнал керування у повинен з'явитись тільки тоді, коли пневмоциліндр затисне деталь і зусилля затиску досягне потрібного рівня. Контролюється зусилля затиску по перепаду тисків в порожнинах пневмоциліндра. Якщо ж контролювати тільки тиск в робочій порожнині, то може вироблятися помилковий сигнал при незатиснутій деталі. При значній довжині ходу затискного пневмоциліндра у вихідному положенні поршня об'єми порожнини циліндра різко розрізняються. Після перемикавання розподільника невеликий об'єм робочої порожнини швидко наповнюється, однак початок руху поршня затримується внаслідок повільного спорожнювання великої за об'ємом порожнини вихлопу. Отже, тиск в робочій порожнині може досягти свого максимального значення до початку руху поршня, що і обумовить появу помилкового сигналу.

Керування за функцією часу реалізують за допомогою пристроїв витримки часу (рис. 4.15, а), принцип дії яких оснований на вимірюванні часу наповнення стисненим повітрям пневмоємності. При підведенні тиску живлення на вхід пристрою вихідний сигнал у з'являється не одразу, а з деякою затримкою, яка визначається часом наповнення порожнини керу-

вання пневмоклапана до тиску, достатнього для його перемикавання. Цей час можна регулювати, настроюючи дросель і підключаючи до порожнини пневмоклапана додаткову ємність. Однак пряме спрацьовування згідно із наведеною схемою не забезпечує релейного характеру перемикавання пневмоклапана і чіткого утворення вихідного сигналу. Релейні пристрої для витримки часу більш складні. В якості прикладу на рис. 4.15, б подана принципова схема пневмоклапана витримки часу типу В61-21, в якій чіткість утворення вихідного сигналу досягається за рахунок застосування у керуючій частині спеціального пневмоциліндра “стріляючого” типу (див.

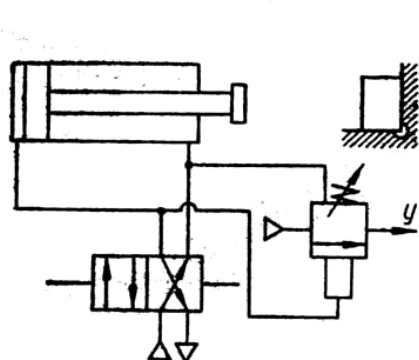


Рис. 4.14. Схема підключення клапана послідовності

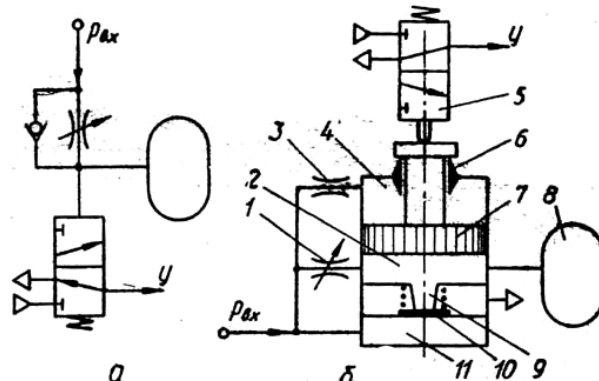


Рис. 4.15. Пневмоклапан витримки часу: а – позначення на схемах; б – принципова схема пневмоклапана типу В61-21

рис. 3.20).

Пневмоклапан витримки часу вмикається в роботу подачею вхідного сигналу  $p_{вх}$ . Під дією тиску в камері 11 мембрана 10 перекриває сопло 9, відсікаючи робочу порожнину 2 пневмоциліндра від виходу до атмосфери. Починається наповнення робочої порожнини і приєднаної до неї пневмоємності 8 через регульований дросель 1. Одночасно стиснене повітря через постійний дросель 3 надходить в порожнину протитиску 4, створюючи додатковий опір руху поршня. Після закінчення часу, що визначається настроюванням дроселя 1 і розмірами об'єму, що наповнюється, тиск в робочій порожнині створює на поршні 7 зусилля, достатнє для подолання сил опору. В момент початку руху поршня заслінка на його штоці відкриває сопло 6, через яке відбувається швидке спорожнення порожнини 4. При цьому сила опору руху поршня швидко падає і поршень “вистрілює”, виконуючи переміщення з високою швидкістю. Клапан 5 чітко переключається і на його виході утворюється командний сигнал  $y$ . В кінці ходу поршень перемикає здвоєне сопло 6, ізолюючи порожнину 4 від виходу в атмосферу. Для підготовки пневмоклапана до повторного спрацьовування достатньо зняти тиск на його вході. При падінні тиску в порожнині 11 відкривається сопло 9 і порожнина 2 швидко спорожнюється. Зусиллям пружини клапана 5 і тис-ком в порожнині 4 поршень повертається у вихідне положення.

Сигнали від розподільників, які здійснюють шляховий контроль, від пневмоклапанів послідовності і витримки часу надходять безпосередньо в

порожнини керування головних розподільників, що керують роботою пневмодвигунів, тільки в найпростіших схемах. В більшості випадків вони є тільки вхідними сигналами для логічної частини системи керування. В логічній частині, яка складається з набору логічних операторів, в залежності від комбінації вхідних сигналів, що надходять, а також попередніх їм комбінацій утворюються сигнали керування для головних розподільників (вихідні сигнали). В якості логічних операторів (логічних елементів) в пневмосистемах високого тиску застосовують спеціальні і звичайні пневмоклапани з пневмокеруванням, що відрізняються невеликими розмірами і малою перепускною спроможністю. Прикладами може бути пневмоклапан МВ76-21, пневморозподільник В63-11, пневмоклапани В67-21, В67-11, П-КІ-4/10 і інші. Пневмоклапан МВ76-21 є модифікацією клапана В76-21 (див. рис. 4.8). Перемикається клапан не при механічному впливі на штовхач, а за рахунок подачі пневматичного сигналу в порожнину вбудованого пневмоциліндра, поршень якого і переміщує штовхач. Розподільник В63-11 з плоским золотником має невеликі розміри і малий умовний прохід ( $d_y = 4\text{мм}$ ). В логічній частині використовується як елемент пам'яті тригер.

Конструкція пневмоклапана В67-21 з пневмокеруванням показана на рис. 4.16, а, позначення на схемах і варіанти підключення – на рис. 4.16, б, в. Особливістю пневмоклапана є можливість підводити живлення на один з двох входів 2 або 3. Якщо живлення підведене на вхід 3, вихід 1 пневмоклапана у випадку відсутності сигналу керування на керуючому вході 4 зв'язаний з атмосферою через отвір 2, тобто клапан є нормально закритим (див. рис. 4.16, б). При подачі керуючого сигналу зв'язок з атмосферою переривається, а вихід 1 сполучається з підводом живлення. Якщо живлення

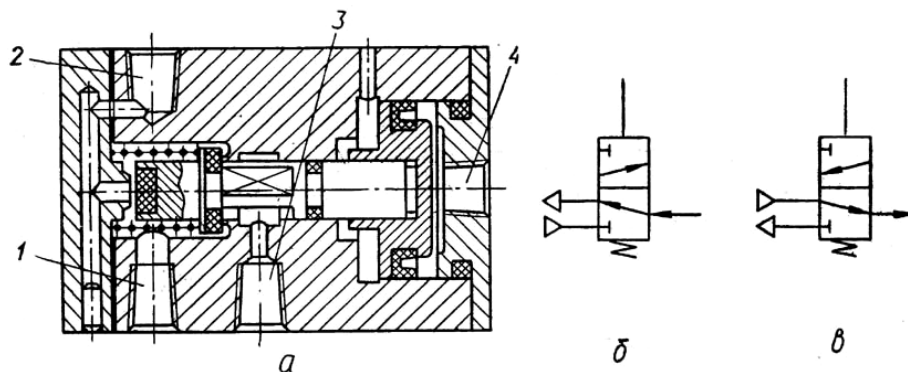


Рис. 4.16. Пневмоклапан В67-21: а – конструкція; б, в – схеми підключення

підводиться до отвору 2, а отвір 3 зв'язаний з атмосферою, клапан є нормально відкритим (рис. 4.16, в).

Пневмоклапан В67-11 (рис. 4.17) виконує операцію логічного додавання двох сигналів (операцію АБО) [4]. Сигнал на виході 2 пневмоклапана з'являється при наявності хоча б одного з двох вхідних сигналів, що підводяться на входи 1 і 3. Якщо немає вхідних сигналів, вихід зв'язаний з

ат-мосферою через один з входів. Розділяються входи плаваючим поршнем.

Пневмоклапан П-КИ-4/10 (рис. 4.18) виконує логічну операцію І множення двох вхідних сигналів. Сигнал на виході 2 з'являється тільки при наявності обох вхідних сигналів, що підводяться на входи 1 і 3. Здвоєний клапанний вузол виконаний таким чином, що обидва клапани одночасно закритись не можуть.

Останнім часом для побудови пневматичних систем керування розроблений комплекс пристроїв мініапаратури високого класу [1]. Базу комплексу утворюють розподільники типів П-РОЗ і П-Р515 з умовними проходдами  $d_y = 2,5$  мм.

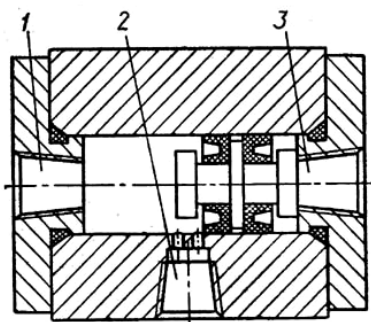


Рис. 4.17. Пневмоклапан “АБО” типу В67-11

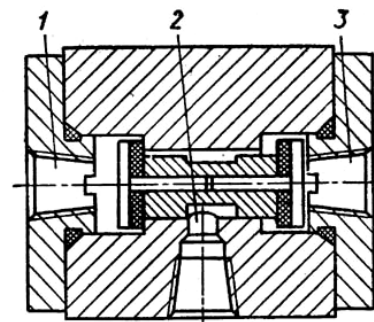


Рис. 4.18. Пневмоклапан “І” типу П-КИ-4/10

## 5. Розрахунок газових потоків

### 5.1. Постановка задачі

Розрахунок потоків газів, в тому числі і повітря, має багато спільного з розрахунками потоків крапельних рідин. Однак практичне виконання розрунку газового потоку виявляється складнішим, оскільки густина газу є перемінною величиною, крім цього на його стан істотний вплив оказує температура.

Рух газу описується системою диференціальних рівнянь в часткових похідних. В загальному вигляді дана система не має аналітичних розв'язків і розв'язується лише за допомогою чисельних способів на ЕОМ. Вказаними способами розв'язується в двовимірній і тривимірній постановці більшість найскладніших задач газової динаміки. Однак потреби практики розрахунку пневмосистем, як правило, задовольняють розв'язки більш простих задач, які отримують аналітичним наближенням шляхом.

З врахуванням вищевикладеного у подальшому прийняті такі спрощення задачі.

1. Розглядаються лише *одновимірні потоки*, в яких всі частинки або елементи газового середовища рухаються тільки в одному напрямку, паралельно. Такий потік утворюється на прямолінійних ділянках трубопроводів. Досить часто останні мають вигини, розширення або звуження прохідного перерізу (рис. 5.1), однак при розрахунках з деякими припущеннями і такі потоки можуть бути зведеними до одновимірного.

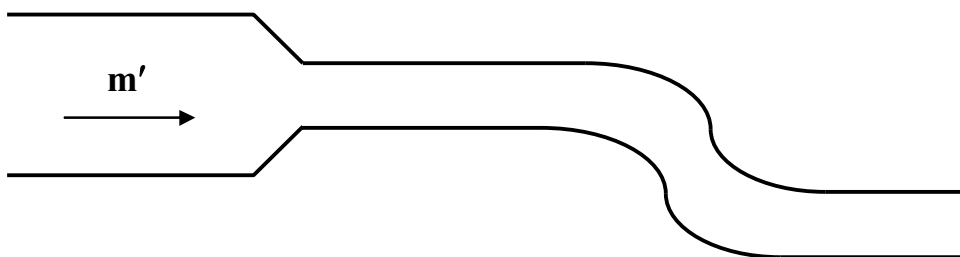


Рис. 5.1. Канал з умовно одновимірним потоком

2. Розглядаються тільки *стаціонарні потоки*, тобто ті, що не змінюються в часі. Це означає, що в будь-якій точці  $\mathbf{M}$  простору швидкість потоку  $\mathbf{w}$  постійна, площа поперечного перерізу газу не змінюється, а масові витрати  $\mathbf{m}'$  в будь-якому перерізі газу залишаються постійними. Тому можемо записати

$$\mathbf{w}(\mathbf{M}) = \text{const.} \quad (5.1)$$

$$\mathbf{m}' = \text{const.} \quad (5.2)$$

Крім цього рух повітря може бути сталим і несталим. *Сталим* називають такий рух, при якому швидкість повітря і тиск в кожній точці є

функціями координат обраної точки і не залежать від часу. Сталий рух повітря характерний для магістральних трубопроводів, а також для пневмоліній пневматичних приводів і систем з безперервними і стабільними витратами повітря. В пневмолінях пневмоприводів дискретної дії рух повітря *несталий*.

Основні закони і рівняння, що характеризують рух повітря, установлені для випадку рівномірного сталого плину.

3. На рух повітря в пневмосистемах практично не впливають гравітаційні сили, тому ними можна знехтувати.

4. На практиці часто користуються ще рядом припущень.

Так, якщо сили тертя істотно не впливають на потік газу, то розглядається рух *ідеального газу*. Це рівносильно припущенню, що в'язкість газу дорівнює нулю.

$$\mu_d = 0. \quad (5.3)$$

Якщо температура повітря змінюється незначно, передбачається, що процес є ізотермічним.

$$T = \text{const}. \quad (5.4)$$

Якщо теплообмін газового потоку із зовнішнім середовищем незначний, можна припустити, що потік є адіабатним.

$$q = \text{const}. \quad (5.5)$$

Якщо тиск повітря змінюється мало, можна припустити, що густина його є постійною.

$$\rho = \text{const}. \quad (5.6)$$

## 5.2. Система рівнянь, що описують рух газу

В залежності від характеру задач, що розв'язуються і потрібної точності рух газу може бути описаний більш або менш складною системою рівнянь. При розрахунку пневмосистем технологічного обладнання механооброблюваних цехів достатньо точні результати дають системи, що складаються з чотирьох рівнянь: 1) рівняння стану; 2) рівняння нерозривності; 3) рівняння імпульсу; 4) рівняння енергії.

При складанні диференціальних рівнянь передбачається, що газ є суцільним середовищем, яке може бути розділене на безмежно малі елементи. Фактично ж газ утворюється сукупністю частинок кінцевих розмірів – молекул, що знаходяться в хаотичному русі. Однак молекулярні властивості газу практично проявляються лише при умові, коли довжина вільного

польоту молекул між двома зіткненнями стає порівняною з характерними розмірами системи. Це буває в системах середнього і високого вакууму, а також в космічному просторі. При таких умовах залежності наведені нижче, виявляються недійсними і непридатними для розрахунку руху повітря. В подальшому послідовно розглядаються окремі рівняння і формули, що виводяться з них.

**Рівняння стану** являє собою залежність, що зв'язує між собою параметри стану повітря – тиск  $p$ , густину  $\rho$  і температуру  $T$ . В якості рівняння стану в теорії пневмосистем, як правило використовується рівняння Клапейрона [див. формулу (1.3)].

**Рівняння нерозривності** або рівняння безперервності виражає кінематичні залежності між елементами газу (або рідини) при умові відсутності між ними порожнеч, тобто відсутності кавітації, а також врахування зміни об'єму елементів. Рівняння нерозривності оснований на законі збереження маси. В найпростішому вигляді його можна подати виразом, що зв'язує масові витрати  $m'$  зі швидкістю  $w$ , густиною  $\rho$  і площею перерізу потоку  $f$

$$m' = f w \rho. \quad (5.7)$$

Іншим видом рівняння нерозривності, що застосовується під час розрахунку пневмосистем, є рівняння балансу витрат, яке складається для точок розгалужень пневмоліній

$$\Sigma m'_i = 0. \quad (5.8)$$

Це означає, що алгебраїчна сума масових витрат, що надходять і що спадають в точці розгалуження дорівнює нулю.

**Рівняння імпульсу** виражає динамічне співвідношення, тобто залежність між рухом елемента газу (або рідини) і прикладеними до нього силами. Для отримання рівняння імпульсу можна виділити малий елемент газу і скласти рівняння на основі другого закону Ньютона з врахуванням сил, прикладених до елемента. Отримане таким чином диференціальне рівняння імпульсу може бути також проінтегроване. Якщо скласти рівняння без врахування сил тертя, отримуємо рівняння імпульсу для ідеального газу. Якщо ж сили тертя враховувати, отримують рівняння імпульсу для реального в'язкого газу. Дані рівняння називають також рівняннями руху.

Хоча сили тертя виникають під час руху будь-якого реального газу, однак рівняння імпульсу для ідеального газу має велике практичне значення, оскільки в деяких випадках сили тертя є відносно невеликими у порівнянні з іншими силами, а врахування їх істотно ускладнює інтегрування рівняння.

Диференціальне рівняння імпульсу для ідеального газу має такий самий вигляд, як і для ідеальної крапельної рідини і називається *рівнянням Ейлера*. Для одновимірного потоку рівняння Ейлера має вигляд

$$\frac{dw}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}, \quad (5.9)$$

де  $w$  – швидкість елемента;  $t$  - час;  $X$  – результуюча масових сил;  $p$  – статичний тиск;  $x$  – координата Ейлера;  $\rho$  - густина.

Масовими силами називають сили, пропорційні масі елемента. Це можуть бути гравітаційні, електродинамічні і магнітні сили. З них в пневмосистемах діє відносно слаба гравітаційна сила, якою нехтують. Внаслідок цього, як і під час розрахунку гідропривода вважають  $X = 0$ .

Похідна швидкості за часом, яка являє собою прискорення елемента, може бути розкладена на дві складові – *місцеве і переносне прискорення*

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (5.10)$$

Для стаціонарного потоку місцеве прискорення дорівнює нулю

$$\frac{\partial w}{\partial t} = 0. \quad (5.11)$$

Тому в рівнянні залишається лише переносне прискорення. З врахуванням викладеного рівняння Ейлера може бути приведеним до спрощеної форми

$$w dw + \frac{dp}{\rho} = 0. \quad (5.12)$$

Найпростіше усього рівняння (5.12) інтегрується для нестисливої крапельної рідини, яка має постійну густину. В результаті отримують відоме в гідравліці рівняння Бернуллі. Для інтегрування рівняння Ейлера у випадку газового потоку потрібне додаткове співвідношення, що пов'язує зміну густини зі зміною тиску. Достатньо просто рівняння інтегрується для політропного процесу. Однак практичне застосування знаходить інтеграл для ізентропного процесу, при якому має місце співвідношення

$$p / \rho^k = \text{const}. \quad (5.13)$$

При інтегруванні рівняння (5.12) сумісно зі співвідношенням (5.13) отримують важливий інтеграл, так зване *рівняння Бернуллі – Сен-Венана*



$$\frac{w^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (5.14)$$

Від рівняння Бернуллі, що застосовується в гідравліці воно відрізняється додатковим множником  $k/(k-1)$ .

Можна показати, що рівняння Бернуллі – Сен-Венана дійсно не тільки для ізентропного потоку ідеального газу, для якого воно виведено, але і для потоку реального в'язкого газу при умові відсутності теплообміну. Таким чином, рівняння Бернуллі – Сен-Венана дійсне для будь-якого адіабатного потоку, як оборотного так і необоротного.

Під час плину реального газу, крім сил, діючих в ідеальному газі, виникають сили тертя, обумовлені в'язкістю. Сили тертя можна виразити через коефіцієнт динамічної в'язкості. Відповідні рівняння розглядаються в курсі гідравліки. Це так звані *рівняння Нав'є – Стокса*, які в загальному вигляді проінтегрувати не вдається. Відомі інтеграли для окремих випадків ламінарного потоку. З них при розрахунку пневмосистем певне застосування знаходить формула Пуазейля.

Під час розрахунків пневмоприводів переважно застосовують спрощене рівняння імпульсу для одновимірного потоку реального газу, яке розглядається нижче.

Для виведення рівняння в потоці газу виділяють елемент у вигляді нескінченно тонкого диска товщиною  $dx$ . На елемент крім сил статичного тиску діють ще дотичні сили тертя уздовж стінок каналу. Експериментальне визначення дотичних сил утруднене. Значно простіше виміряти відповідне падіння тиску. В цьому зв'язку при записі диференціального рівняння сили тертя виражають через падіння тиску  $dp_n$ , яке являє собою так звані гідравлічні втрати тиску.

З врахуванням вищевикладеного можна скласти диференціальне рівняння на основі другого закону Ньютона. При цьому після перетворень отримуємо

$$w dw + \frac{dp}{\rho} + \frac{dp_n}{\rho} = 0. \quad (5.15)$$

Воно є *спрощеним рівнянням імпульсу* для стаціонарного одновимірного потоку в загальному вигляді. Рівняння (5.15) дійсне як для потоку газу, так і для потоку нестисливої рідини. З рівняння можна зробити висновок, що енергія статичного тиску  $dp$  витрачається на надання елементу кінетичної енергії  $w dw$  і на подолання гідравлічного опору  $dp_n$ .

Досліди, проведені в 30-х роках минулого сторіччя Фресселем, показали, що гідравлічні втрати для газового потоку визначаються за допомогою тих самих залежностей, що і для потоку нестисливої рідини. Тому може бути застосована відома в гідравліці *формула Дарсі-Вейсбаха*

$$\Delta p_n = \Delta p_l + \Delta p_h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho + \frac{w^2}{2} \rho \sum_{i=1}^n \zeta_{mi}, \quad (5.16)$$

де  $\Delta p_n$ ,  $\Delta p_l$ ,  $\Delta p_h$  – втрати тиску, обумовлені гідравлічним опором каналу відповідно сумарні, по довжині трубопроводу, в місцевих опорах (поворотах каналу, в місцях зміни перерізу потоку і т.п.);  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного опору;  $l$  – довжина ділянки каналу;  $d$  – діаметр каналу;  $w$  – швидкість потоку;  $\rho$  – густина рідини;  $\zeta_m$  – коефіцієнт втрат в місцевих опорах пневмолінії.

В розрахунках пневмоліній втрати тиску найчастіше враховують коефіцієнтом сумарних втрат  $\zeta$ , який є функцією показника політропи  $n$  при політропному плинні повітря [2]:

$$\zeta = \frac{k-n}{n-1} \frac{1}{k}.$$

Звичайно коефіцієнт  $\zeta$  визначається за формулою [2]

$$\zeta = (1/2)\lambda (l_e / d), \quad (5.17)$$

де  $l_e = l + \sum_{i=1}^n l_{ei}$  – еквівалентна довжина пневмолінії, яка визначається як сума реальної довжини трубопроводу  $l$  і еквівалентних довжин трубопроводу того ж самого діаметра  $d$ , якими замінюються місцеві опори. В цьому випадку втрати тиску

$$\Delta p = \zeta \rho (w^2 / 2).$$

Формула (5.16) у записаному вигляді не може бути безпосередньо застосована до розрахунку пневмосистем, оскільки при падінні тиску газу зменшується швидкість потоку. Таким чином, густина і швидкість потоку в пневмолінії виявляються змінними величинами. Внаслідок цього формула Дарсі-Вейсбаха під час розрахунку пневмосистем повинна використовуватись у диференціальній формі. Останню отримують для нескінченно короткої ділянки каналу довжиною  $dx$ , в якому густина і швидкість можуть вважатись постійними величинами

$$dp_n = \lambda \frac{dx}{d} \frac{w^2}{2} \rho. \quad (5.18)$$

Вид термодинамічного процесу при сталому русі повітря в трубопроводі залежить від швидкості потоку, довжини трубопроводу, його гідравлічного опору і т.п. Прийнято вважати, що при повільному плинні повітря

по довгому трубопроводу з великим опором процес близький до ізотермічного, при швидкому плинні через короткий трубопровід – до адіабатичного.

При несталому русі всі процеси в пневмолініях ускладнюються внаслідок впливу пружних сил і сил інерції. Для спрощення розрахунків в цьому випадку також застосовують закономірності сталого руху, зокрема рівняння Бернуллі – Сен-Венана. В той же час беруть до уваги вплив пружних сил, який особливо сильно проявляється в початковій фазі витікання повітря: при відкритті розподільника підведене до нього стиснене повітря надходить у вихідну пневмолінію тільки після проходження хвилі тиску, яка утворює перепади тиску між вхідним і всіма такими перерізами. Швидкість хвилі тиску є функцією пружного середовища. Для повітря вона визначається за формулою  $a \approx 20 \sqrt{T}$ , де  $T$  – абсолютна температура повітря.

При підстановці диференціального виразу (5.18) формули Дарсі – Весбаха в загальне рівняння (5.15) диференціальне рівняння імпульсу для стаціонарного одновимірного потоку реального газу приймає такий вигляд

$$w dw + \frac{dp}{\rho} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{w^2}{2} = 0. \quad (5.19)$$

Слід відмітити, що наведене диференціальне рівняння імпульсу може бути застосованим для чисельного розрахунку або для інтегрування. В аналітичній формі інтеграли диференціального рівняння імпульсу для потоку реального газу відомі у зв'язку із двома випадками, а саме: для ізотермічного і адіабатичного потоків газу.

Для того, щоб проінтегрувати рівняння імпульсу, необхідно знати, як змінюється коефіцієнт гідравлічного опору  $\lambda$ . Досліди показують, що для потоку газу величина його обчислюється так само як і для потоку нестисливої рідини. З гідравліки відомо, що коефіцієнт  $\lambda$  є функцією числа Рейнольдса  $Re$

$$\lambda = \lambda(Re). \quad (5.20)$$

Залежність для визначення  $Re$  наведена в розділі 1.2. Значення швидкості  $w$  і густини газу  $\rho$ , що входять в дану залежність безперервно змінюються. Але можна показати, що в каналі постійного перерізу число Рейнольдса для стаціонарного газового потоку залишається постійним. Отже, можна припустити, що при таких умовах коефіцієнт гідравлічного опору є також незмінною величиною

$$\lambda = \text{const}. \quad (5.21)$$

Звичайно в розрахунках приймається  $\lambda = 0,02 \dots 0,03$ .

**Рівняння енергії для потоку газу** являє собою залежність між величинами енергії різних видів, що характерні для газового потоку. Під час плинну крапельної рідини слід враховувати лише механічні види енергії – кінетичну і потенційну. При цьому рівняння енергії є по суті рівнянням Бернуллі. На плин газу істотно впливає температура, яка є одним з параметрів стану. Зміна температури пов'язана зі зміною теплової енергії. В

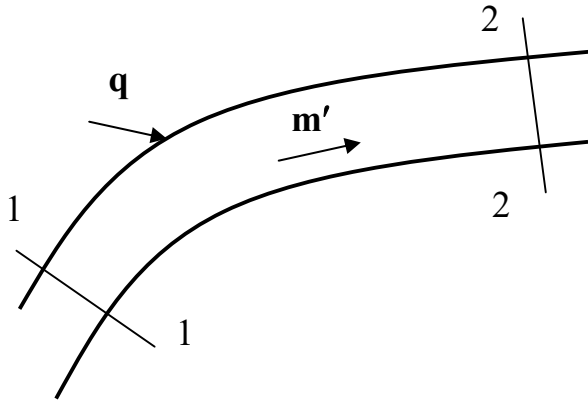


Рис. 5.2. Схема до складання рівняння енергії для потоку газу

зв'язку з цим необхідно врахувати останню в рівнянні енергії.

Рівняння енергії для газового потоку може бути записаним в різних формах. В найпростішому вигляді воно складається виходячи з таких міркувань. В каналі з газовим потоком розглядаються два перерізи і установлюється величина різних видів енергії в кожному перерізі при розрахунку на 1 кг газу. В I-му за ходом плинну перерізі внутрішня енергія  $U_1$ , потенційна енергія тиску  $p_1/\rho_1$  і кінетична

енергія  $w_1^2/2$  (рис. 5.2). В другому перерізі присутні такі ж самі види енергії, які позначаються відповідно  $U_2$ ,  $p_2/\rho_2$  і  $w_2^2/2$ . Інші види енергії, як, наприклад гравітаційна або електрична, в пневмосистемах суттєвого впливу не мають, тому ними нехтують. На шляху від перерізу до перерізу сумарна кількість енергії може змінюватись. В пневмолініях можливе підведення і відведення теплової енергії, обумовленої теплообміном із зовнішнім середовищем. Якщо кількість теплоти, що підводиться при розрахунку на 1 кг газу дорівнює  $q$ , то на основі закону збереження енергії можна записати

$$U_1 + p_1 / \rho_1 + w_1^2 / 2 + q = U_2 + p_2 / \rho_2 + w_2^2 / 2. \quad (5.22)$$

Таким в найпростішому вигляді є *рівняння енергії для газового потоку*.

При відсутності теплообміну  $q = 0$  сумарна кількість енергій всіх видів залишається постійною в будь-якому перерізі. При цьому рівняння енергії можна подати як

$$U + p / \rho + w^2 / 2 = \text{const}. \quad (5.23)$$

Такий потік, при якому відсутній теплообмін, називається *адіабатним потоком*.

Внутрішня енергія і потенційна енергія тиску в сумі дають ентальпію газу

$$U + p / \rho = i = c_p T. \quad (5.24)$$

Отже, рівняння енергії для адіабатного потоку можна записати як

$$c_p T + w^2 / 2 = c_p T_0, \quad (5.25)$$

тут  $i$  - ентальпія;  $c_p$  – ізобарна теплоємність газу;  $T_0$  – *повна температура газу*, яка при адіабатному процесі залишається постійною.

Рівняння енергії дійсне як для потоку ідеального газу, так і для реального. Робота тертя, що виникає під час плину реального газу, переходить в теплову енергію, зміна якої в рівнянні точно врахована.

### 5.3. Повні параметри газового потоку

Як було показано при розгляді рівняння енергії, для газового потоку можна вказати дві різного роду температури. Причому обидві температури є цілком реальними.

Стан газу характеризується *термодинамічною температурою*  $T$  (статична температура). Нерухомий термометр, поставлений в потоці газу, наближено вказує повну температуру  $T_0$ , яка, як правило, вища термодинамічної. Тому стінки пневмоліній сприймають наближено повну температуру потоку. Пояснюється таке явище тим, що потік газу на нерухомій поверхні загальмовується і кінетична енергія при цьому перетворюється в теплову (рис. 5.3). Повна температура потоку називається також температурою ізентропного гальмування. Для вимірювання термодинамічної температури термометр повинен переміщуватись разом з потоком газу.

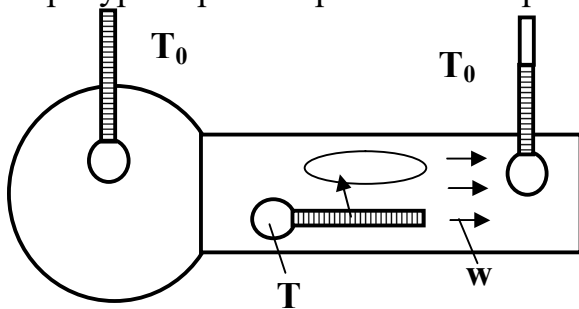


Рис. 5.3. Визначення повної і термодинамічної температури потоку газу

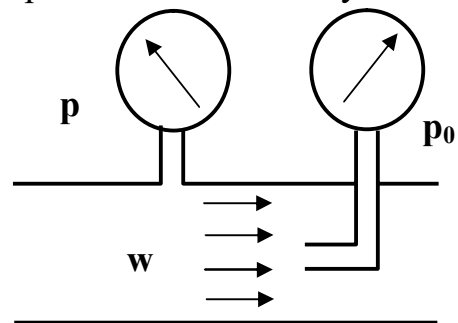


Рис. 5.4. Визначення повного і статичного тисків потоку газу

При ізентропному гальмуванні потоку змінюються і інші параметри газу, наприклад, густина і тиск. В цьому зв'язку для потоку газу необхідно розрізняти статичний і повний тиски. Якщо прийомна трубка манометра установлена збоку від трубопроводу, манометр показує *статичний тиск*. Якщо ж прийомна трубка установлена назустріч потоку, манометр показує більш високий *повний тиск*, оскільки при цьому кінетична енергія потоку сприяє підвищенню тиску (рис. 5.4)

Залежності між вказаними параметрами можна установити на основі розглянутих вище рівнянь.

#### 5.4. Розрахунок адіабатного потоку

Плин газу залишається адіабатним при відсутності теплообміну між потоком і зовнішнім середовищем. При цьому плин реального газу характеризується необоротним адіабатним процесом.

**Система рівнянь для розрахунку адіабатного потоку.** Для розрахунку адіабатного потоку повітря в пневмолінії може бути використана система рівнянь, яка включає диференціальне рівняння імпульсу (5.19), рівняння стану (1.3), рівняння нерозривності (5.7), рівняння енергії (5.25), рівняння ізентропного процесу (5.13) і співвідношення теплоємностей

$$c_p - c_v = R; \quad (5.26)$$

$$c_p / c_v = k, \quad (5.27)$$

де  $c_p$  – ізобарна теплоємність;  $c_v$  – ізохорна теплоємність;  $R$  – питома газова постійна;  $k$  – показник ізентропи.

Дана система може бути проінтегрована і зведена до системи, що складається з двох таких рівнянь

$$RT_0 \left( \frac{1}{w_1^2} - \frac{1}{w_2^2} \right) - \frac{k+1}{k} \ln \frac{w_2}{w_1} = \frac{\lambda l}{d} = \xi; \quad (5.28)$$

$$\frac{p_2}{p_{10}} = \frac{w_1}{w_2} \left( 1 - \frac{w_1^2}{2c_p T_0} \right)^{1/(R-1)} \left( 1 - \frac{w_2^2}{2c_p T_0} \right), \quad (5.29)$$

де  $T_0$  – повна температура потоку;  $w_1, w_2$  – швидкості потоку напочатку і наприкінці ділянки пневмолінії, що розраховується;  $\lambda$  - коефіцієнт Дарсі пневмолінії;  $l$  – довжина ділянки пневмолінії, що розраховується;  $d$  – діаметр пневмолінії;  $p_{10}$  - повний абсолютний тиск напочатку пневмолінії;  $p_2$  – статичний тиск наприкінці лінії.

При сумісному розв'язуванні системи рівнянь (5.28) і (5.29) можна за заданим відношенням тисків  $p_{10}/p_2$  знайти швидкість потоку в початковому і кінцевому перерізах пневмолінії. Після цього неважко визначити густину потоку і масові витрати повітря. Однак рівняння (5.28) і (5.29) є трансцендентними і аналітичне розв'язування їх не представляється можливим. Це примушує шукати інші шляхи розв'язування.

Перед тим як приступити до розбору окремих способів розрахунку адіабатного потоку, розглянемо деякі особливості газового плину, пов'язані з явищем критичної швидкості.

**Докритичний і надкритичний плин.** При розрахунку газових потоків необхідно враховувати, що максимально можливі витрати газу визначаються *критичною швидкістю* плину. Критична швидкість дорівнює місцевій звуковій швидкості у відповідному середовищі

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{kRT_0}{k+1}}. \quad (5.30)$$

Переріз потоку, в якому виникає критична швидкість, називається *критичним перерізом*. В пневмолінії постійного перерізу критична швидкість є максимальною швидкістю плину і може бути досягнута лише в кінцевому перерізі лінії. Таким чином, в пневмолінії постійного перерізу вихідний переріз є критичним перерізом, що визначає найбільші масові витрати повітря.

Якщо швидкість плину у вихідному перерізі менше критичної, то в пневмолінії має місце *докритичний режим* плину. При цьому швидкість плину у вихідному перерізі, а також масові витрати повітря зростають зі зменшенням протитиску в цьому перерізі. Але як тільки швидкість досягне критичного значення, подальше зменшення протитиску вже не збільшує швидкість потоку і масові витрати повітря. При цьому устанавлюється *надкритичний режим* плину повітря.

Критична швидкість потоку досягається при визначеному відношенні вихідного і вхідного тисків ( $p_2/p_{10}$ ). Це так зване критичне відношення тисків залежить від властивостей пневмолінії, що проводить потік повітря.

Для отримання правильного результату розрахунку необхідно устанавити, який режим плину при даних умовах існує в пневмолінії – докритичний або надкритичний.

**Способи розв'язування.** Існують різні способи, за допомогою яких можна розв'язати систему рівнянь, що описує адіабатний потік повітря. В залежності від поставленої задачі, потрібної точності і можливостей обчислення можна обрати той чи інший спосіб розв'язування. Розглянемо чисельний спосіб, що виконується за допомогою програмувальної ЕОМ, розрахунок за таблицями і наближений аналітичний спосіб розрахунку пневмоліній.

**Чисельне розв'язування за точними залежностями.** Найточніші результати розрахунку потоку повітря можна отримати чисельним розв'язуванням системи рівнянь за допомогою ЕОМ. Застосування такого способу на практиці зручно при наявності програмувальної ЕОМ невеликої потужності разом з відповідним програмним забезпеченням. Однак використання даного способу не завжди зручно і доцільно.

**Розрахункові таблиці.** Для швидкого знаходження наближеного результату, а також з метою контролю можуть бути використані таблиці розрахунку пневмоліній. Таблиці складаються за результатами розрахунку на

ЕОМ чисельним розв'язуванням системи рівнянь для адіабатного потоку повітря. При необхідності дані таблиці можуть бути інтерпольовані.

**Наближений розрахунок адіабатного потоку в пневмолінії.** Для реалізації способу були розроблені найпростіші алгоритми, розрахунки по яких виконуються за допомогою ручних обчислювальних засобів (калькуляторів, логарифмічної лінійки). Теоретичне обґрунтування способу викладено в [5]. Наведений тут алгоритм відноситься до випадку, коли заданий повний тиск на виході пневмолінії, наприклад, тиск в ресивері, з якого повітря надходить у пневмолінію.

Розрахунок пневмолінії проводиться у такій послідовності (рис. 5.5).

1. Обчислюється сумарна відносна довжина пневмолінії

$$\xi = \lambda/d + \zeta_{\text{вх}}, \quad (5.31)$$

де  $\zeta_{\text{вх}}$  – коефіцієнт місцевого опору входу пневмолінії, звичайно  $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ .

2. Обчислюється прохідний переріз пневмолінії

$$f = \pi d^2 / 4. \quad (5.32)$$

3. Обчислюється допоміжна величина, яка являє собою відношення швидкості на вході, що відповідає критичному режиму, до критичної швидкості, за апроксимованою залежністю

$$M = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi} + \frac{[\ln(1 + \xi)]^{0,4}}{2}}. \quad (5.33)$$

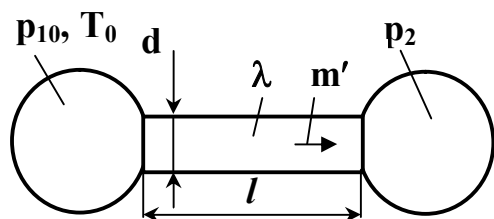


Рис. 5.5. Схема до розрахунку адіабатного потоку

**Примітка.** С високою точністю величина  $M$  може бути обчислена способом ітерацій за залежністю

$$\frac{1}{M^2} = 1 + \frac{7}{6}\xi + \ln \frac{1}{M^2}. \quad (5.34)$$

Ітерація здійснюється за допомогою мікрокалькулятора.

4. Визначається критичне відношення тисків за повним тиском входу

$p_{10}$

$$r_{\text{вкр}} = \frac{5}{6} M \left( 1 - \frac{1}{6} M^2 \right)^{2,5}. \quad (5.35)$$

5. Знаходяться критичні масові витрати



$$m_{кр}' = 0,0765 \frac{f p_{10} r_{вкр}}{\sqrt{T_0}}. \quad (5.36)$$

6. Визначається режим витікання за такими умовами:

$$\text{при } p_2 / p_{10} \leq r_{вкр} - \text{надкритичний режим витікання}; \quad (5.37)$$

$$\text{при } p_2 / p_{10} > r_{вкр} - \text{докритичний режим витікання}. \quad (5.38)$$

7. Обчислюються дійсні масові витрати залежно від режиму витікання.

7.1. При надкритичному витіканні

$$m' = m_{кр}'. \quad (5.39)$$

7.2. При докритичному режимі масові витрати визначаються за допомогою відносної функції витрат

$$m' = m_{кр}' \phi(p_2 / p_{10}). \quad (5.40)$$

Застосовується така апроксимована відносна функція витрат

$$\phi(p_2 / p_{10}) = \sqrt{1 - \left( \frac{p_2 / p_{10} - r_{вкр}}{1 - r_{вкр}} \right)^2}. \quad (5.41)$$

Внаслідок цього масові витрати при докритичному режимі обчислюються за такою залежністю

$$m' = m_{кр}' \sqrt{1 - \left( \frac{p_2 / p_{10} - r_{вкр}}{1 - r_{вкр}} \right)^2}. \quad (5.42)$$

Таким чином, наведений спосіб розрахунку дає дійсні масові витрати повітря в пневмолінії при її заданих параметрах і тисках, а також критичні масові витрати і критичне відношення тисків.

При адіабатному плинні критичне відношення тисків є функцією відносної довжини пневмолінії і знаходиться в інтервалі  $0 < r_{вкр} \leq 0,528$ . При відносній довжині  $\xi \rightarrow 0$   $r_{вкр} \rightarrow 0,528$ , при  $\xi \rightarrow \infty$   $r \rightarrow 0$ .

Критичні масові витрати пропорційні  $r_{вкр}$ .

З викладеного можна зробити висновок, що для наближеної характеристики витратних якостей пневмолінії можна використовувати два параметри: прохідний переріз  $f$  і критичне відношення тисків  $r_{вкр}$ .

### 5.5. Розрахунок ізотермічного потоку

При ізотермічному плинні термодинамічна температура газу залишається постійною величиною. Це спрощує виконання розрахунків, оскільки скорочується число необхідних рівнянь. При цьому рівняння енергії замінюється умовою (рис. 5.6)

$$T = \text{const.} \quad (5.43)$$

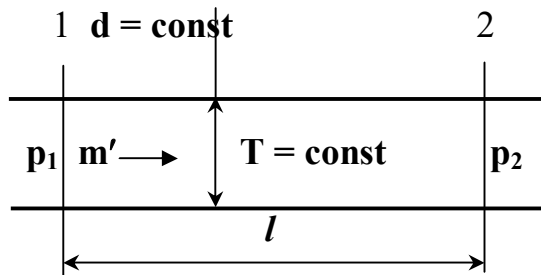


Рис. 5.6. Схема до розрахунку ізотермічного потоку

Інтегрування рівняння імпульсу (5.19) сумісно з рівнянням стану (див. розділ 1.2), рівнянням нерозривності (5.7) і умовою (5.43) дає формулу для розрахунку масових витрат газу при ізотермічному плинні

$$m' = f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT[\lambda l / d + 2 \ln(p_1 / p_2)]}}, \quad (5.44)$$

де  $f$  – прохідний переріз пневмолінії;  $p_1$  – абсолютний статичний тиск на вході;  $p_2$  – абсолютний протитиск на виході.

При невеликих різницях тисків їх відношення  $p_1/p_2$  наближається до одиниці, а значення  $\ln(p_1/p_2)$  мале. Це дозволяє спростити формулу (5.44)

$$m' = f \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{RT\lambda l / d}}. \quad (5.45)$$

Для випадку ламінарного плинну в каналі круглого перерізу підставкою в (5.45) значення коефіцієнта Дарсі

$$\lambda = 64/Re \quad (5.46)$$

після перетворень отримуємо

$$m' = \frac{\pi d^4}{256\mu_d RT} (p_1^2 - p_2^2), \quad (5.47)$$

де  $\mu_d$  – коефіцієнт динамічної в'язкості.

### 5.6. Розрахунок витікання газу

Розв'язуванням системи розглянутих вище рівнянь можна вивести формули для розрахунку витікання газу через отвір в тонкій стінці ємності

у зовнішнє середовище. Формули витікання застосовують для розрахунку пневмодроселів, пневмоапаратів, а також пневмоліній.

**Формула Сен-Венана – Ванцеля.** Нехай задані абсолютний тиск  $p_1$  і абсолютна температура  $T_1$  в ємності, прохідний переріз  $f$  отвору, а також протитиск  $p_2$  на виході. Для розрахунку масових витрат при таких умовах потрібно застосовувати рівняння стану (1.3), рівняння нерозривності (5.7) і рівняння Бернуллі – Сен-Венана (5.14). Припустимо, що стан газу змінюється ізентропно, тому в якості четвертого рівняння будемо застосовувати залежність для ізентропного процесу (5.13). Розв'язування вказаної системи рівнянь приводить до формули Сен-Венана – Ванцеля для розрахунку витікання газу

$$m' = \mu_v f p_1 \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{2}{RT_1} (\varepsilon^{2/k} - \varepsilon^{(k-1)/k})}, \quad (5.48)$$

де  $\mu_v$  – коефіцієнт витрат;  $k$  – показник ізентропи (для повітря  $k = 1,4$ );  $p_1$  – абсолютний тиск на вході;  $T_1$  – абсолютна температура на вході;  $\varepsilon$  – функція відношення тисків  $p_2/p_1$  (спосіб визначення  $\varepsilon$  викладений нижче).

Функція  $\varepsilon(p_2/p_1)$  вводиться з метою правильного врахування режиму витікання. При витіканні газу також спостерігається явище критичної швидкості і докритичний та надкритичний режими плинину. Теоретичний розрахунок витікання оснований на розв'язування вищенаведеної системи рівнянь, дає правильний результат при докритичному режимі. Критична швидкість і відповідно невеликі витрати досягаються при критичному відношенні тисків, рівному

$$p_2 / p_1 = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} = 0,528. \quad (5.49)$$

При користуванні формулою (5.48) необхідно визначити, яким буде режим плинину, докритичний або надкритичний і відповідно обрати значення функції  $\varepsilon$ .

Режим витікання визначається за заданим відношенням тисків. Докритичний режим має місце в інтервалі

$$1 > p_2 / p_1 > 0,528. \quad (5.50)$$

При цьому у формулу розрахунку витікання (5.48) слід підставляти

$$\varepsilon = (p_2 / p_1). \quad (5.51)$$

Якщо ж відношення тисків менше або дорівнює критичному

$$p_2 / p_1 \leq 0,528. \quad (5.52)$$

При надкритичному режимі витікання у формулу (5.48) слід підставляти критичне відношення тисків

$$\varepsilon = 0,528. \quad (5.53)$$

Якщо підставляти вираз критичного відношення тисків за (5.49), можна отримати загальну формулу розрахунку критичних витрат

$$m' = \mu_b f p_1 \left( \frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{2}{RT_1}}. \quad (5.54)$$

**Коефіцієнт витрат** є емпіричним коефіцієнтом, призначення якого усувати неминучі відмінності дійсних витрат від теоретично обчислених внаслідок неврахованих при розрахунку явищ, наприклад сил тертя, непрямолінійності струминних ліній і т.п.

Чисельне значення коефіцієнта витрат залежить від умов витікання. Для витікання через отвір в тонкій стінці ємності  $\mu_b = 0,5 \dots 0,7$ . Коефіцієнт витрат збільшується при умові менш вираженого звуження струменя, наприклад, при витіканні через діафрагму або дросель, вбудовані у канал. При витіканні через довгий канал коефіцієнт витрат зменшується внаслідок гідравлічного опору каналу.

**Наближена формула для розрахунку витікання.** Розрахунок витікання за формулою Сен-Венана – Ванцеля утруднений тим, що функцію  $\varepsilon$  потрібно зводити у дробовий степінь. Цього можна уникнути, якщо застосовувати наближену формулу, яка наводиться нижче

$$m' = \mu_b f p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \varepsilon(1-\varepsilon)}. \quad (5.55)$$

Результат, який ми отримуємо за формулою (5.55), відрізняється від точного не більше ніж на 3%, що при розрахунках пневмопривода є цілком допустимим. При розрахунку за формулою (5.55) застосовують критичне відношення тисків, що дорівнює

$$p_{2кр} / p_1 = 0,5. \quad (5.56)$$

### 5.7. Розрахунок пневмоліній за формулами витікання

На практиці пневмолінії часто розраховують за формулами розрахунку витікання газу. Для цього застосовується, наприклад, формула витікання (5.48) або (5.55). При такому розрахунку вплив гідравлічного опору на зменшення витрат враховується за допомогою відповідно підібраного

коефіцієнта витрат  $\mu_v$ . З теоретичної точки зору такий метод є принципово неправильним. Однак у випадку малої довжини пневмолінії при великих перепадах тиску він більше відповідає дійсним умовам плину, ніж розрахунок ізотермічного потоку. Подібний спосіб отримав розповсюдження в практиці розрахунків пневмоліній.

Відомі декілька способів визначення коефіцієнта витрат для пневмолінії: 1) чисельним розрахунком; 2) інтегруванням [5]; 3) за спеціальними діаграмами; 4) за апроксимованими залежностями; 5) експериментально. Розповсюджений спосіб визначення коефіцієнта витрат за діаграмами [2].

### 5.8. Області застосування різноманітних моделей розрахунку

На практиці потрібно розраховувати повітряні потоки в каналах різних геометричних розмірів і при різних тисках. В звичайних системах пневмопривода зустрічаються надлишкові тиски до 1 МПа. При цьому різниці тисків не перевищують того ж самого значення 1 МПа. Канали, через які пропускаються потоки, що розраховуються, можуть бути поданими пневмолініями різної відносної довжини, а також проходами пневмодроселів і інших пневмоапаратів. Розрахунок таких повітряних потоків може бути виконаним за різними моделями на основі того чи іншого припущення про умови плину. Ми розглянули моделі розрахунку адіабатного і ізотермічного потоків, а також розрахунок за формулами витікання. Крім того, в деяких випадках можуть застосовуватись розрахункові моделі гідравліки.

**Розрахункова модель адіабатного потоку.** Виконання розрахунку адіабатного потоку складніше, ніж інших викладених способів розрахунку повітряних потоків. Але перевагою його є можливість отримання більш правильних результатів.

Аналіз умов теплообміну в пневмолініях показав, що плин повітря в них є близьким до адіабатного, якщо повна температура на вході лінії наближається до температури навколишнього середовища. При таких умовах розрахунки пневмоліній доцільно виконувати, опираючись на припущенні, що плин є адіабатним. При цьому розрахункова модель адіабатного потоку найкраще відображає дійсні умови плину повітря в пневмолініях звичайного пневмопривода, що дозволяє суттєво уточнити розрахунок у порівнянні із іншими способами, що застосовуються на практиці.

Така модель знайде застосування при розрахунках пневмоліній будь-якої довжини, починаючи від найкоротших до найбільш протяжних ліній. Зокрема, при нульовій довжині пневмоліній розрахунок адіабатного потоку переходить в розрахунок ізентропного витікання, тобто по суті зводиться до звичайного розрахунку витікання газу. Таким чином, розрахункова модель адіабатного потоку є універсальним способом розрахунку повітряних потоків для потреб практики пневмопривода.

Порушення правомірності припущення про адіабатність потоку в пневмолінії можливо при наявності помітного теплообміну у випадку значних відхилень початкової температури повітря, що надходить, від темпе-

ратури навколишнього середовища. При цьому похибка розрахунку за моделлю адіабатного потоку може бути визначена з врахуванням зміни температури повітря.

Слід відмітити, що розрахунок пневмолінії за моделлю адіабатного потоку являє собою новий і поки що маловідомий спосіб розрахунку, який раніше на практиці не застосовувався внаслідок обчислювальних труднощів і недостатньої вивченості питання.

**Розрахункові моделі витікання.** Застосування формул розрахунку витікання газу є досить розповсюдженим способом розрахунку повітряних потоків. Виконання розрахунків за цим способом є відносно нескладним.

Ізентропне витікання є окремим випадком адіабатного плину. Достатньо близьким до ізентропного витікання є витікання повітря через одиничний пневмодрозель турбулентного потоку, а також через інші пневмоапарати. Розрахункову модель витікання можна екстраполювати також до розрахунку коротких пневмоліній, де падіння тиску в основному обумовлюється прискоренням потоку в критичному перерізі. Це відноситься також до пневмоліній, які можуть бути приведеними до короткої лінії. Прикладом до цього може служити пневмолінія, де опір потоку створюється в основному вбудованим пневмодрозелем. Таким чином, визначається досить вузька область, де застосування формул розрахунку витікання є теоретично обґрунтованим і дає достатньо точні результати.

Розрахункові моделі витікання внаслідок відносної простоти отримали найширше розповсюдження в практиці розрахунків повітряних потоків в системах пневмопривода. Інколи вони розглядаються як універсальний спосіб розрахунку повітряних потоків. Неминучі при цьому відхилення дійсних значень витрат від теоретичних намагаються враховувати підбором відповідного коефіцієнта витрат, який визначається тим чи іншим способом. При цьому необхідно мати на увазі, що розповсюдження формул витікання на розрахунок більш довгих пневмоліній або систем, складених з ряду послідовно з'єднаних пневмоапаратів, приводить до значних похибок. Останні обумовлюються тим, що: 1) критичне відношення тисків може бути істотно менше величини 0,528, характерної для ідеального ізентропного витікання; 2) коефіцієнт витрат виявляється змінною величиною, яка залежить від дійсного відношення тисків.

**Розрахункова модель ізотермічного потоку.** Аналіз на основі рівняння енергії показує, що в природних умовах термодинамічна температура газу зі збільшенням швидкості плину знижується. Але при великих різницях тисків і невеликих швидкостях вказана температура змінюється мало. Це дозволяє в подібних випадках застосовувати формули ізотермічного плину (5.44), (5.45), (5.47). При цьому ізотермічний потік може бути поданий як окремий випадок адіабатного потоку. Формули (5.44) і (5.45) на практиці широко застосовуються при розрахунках систем пневматичного автоматичного регулювання і керування, систем вентиляції, пристроїв пневмотранспорту.

При великих перепадах тиску є значні відхилення термодинамічних температур газу, особливо на кінцевій ділянці. Однак більш докладні дослідження показали, що подібні відхилення не вносять значних похибок при розрахунку масових витрат або падіння тиску в довгій магістралі.

При низьких швидкостях на вході, які мають місце в довгих пневмолініях, статичний тиск на вході мало відрізняється від повного тиску. Це дозволяє замінити в розрахунках статичний тиск тиском в ресивері.

Якщо допустити похибку + 3%, то при розрахунках систем пневмопривода формула (5.45) може бути застосована для пневмоліній з відносною довжиною  $\xi > 80$ , а формула (5.44) - для ліній з відносною довжиною  $\xi > 16$ . При цьому у формули можна підставляти і значення повного тиску.

**Розрахункові моделі гідравліки.** При досить малих перепадах тиску можна припустити, що густина повітря залишається постійною ( $\rho = \text{const}$ ). При цьому і температура передбачається незмінною ( $T = \text{const}$ ). В подібному випадку для розрахунку повітряних потоків можна використовувати розрахункові залежності гідравліки, в тому числі формулу Дарсі – Вейсбаха для визначення падіння тиску в пневмолінії кінцевої довжини, формулу Торрічеллі для розрахунку витікання, формули для розрахунку раптового розширення або звуження потоку і т.п. При цьому дійсним буде також рівняння Бернуллі. Без великої похибки подібні розрахунки можна виконувати якщо величина перепаду тисків  $\Delta p < 6$ .

### 5.9. Розрахунок складеної пневмолінії

Складена пневмолінія може бути утворена набором послідовно з'єднаних ділянок простих пневмоліній з різними діаметрами і вбудованими в лінію пневмоапаратів. Останні разом зі стиками ділянок різного перерізу утворюють місцеві опори складеної пневмолінії. Для отримання точного результату потрібно виконувати ретельний аналіз і поелементний розрахунок. У складеної пневмолінії може бути виявлений лімітуючий елемент, в якому встановлюється критична швидкість витікання і тим самим обмежуються витрати. Складена пневмолінія звичайно може бути більш або менш точно приведена до еквівалентної простої лінії. При цьому визначається критичне відношення тисків і критичні витрати складеної пневмолінії  $\xi_{np}$ . Всі ділянки лінії приводять до обмежного перерізу

$$\xi_{np} = \sum \xi_{np,i} = \sum \left( \frac{d_0}{d_i} \right)^4 \xi_i = \sum \left( \frac{f_0}{f_i} \right)^2 \xi_i, \quad (5.57)$$

де  $\xi_i$  – відносна довжина або місцевий опір елемента;  $d_0$  – діаметр обмежного перерізу;  $d_i$  – внутрішній діаметр елемента;  $f_0$  – величина обмежного перерізу;  $f_i$  – прохідний переріз елемента.

## 6. Динамічний розрахунок пневмопривода

Під час динамічних розрахунків пневмосистем важливою задачею є визначення процесів, що відбуваються в їх різноманітних ємностях. При цьому повинні бути враховані зміни маси повітря в ємності, його тиск і температура. Найбільш правильно ця задача може бути розв'язана за допомогою рівняння енергії, основанийого на законі збереження енергії.

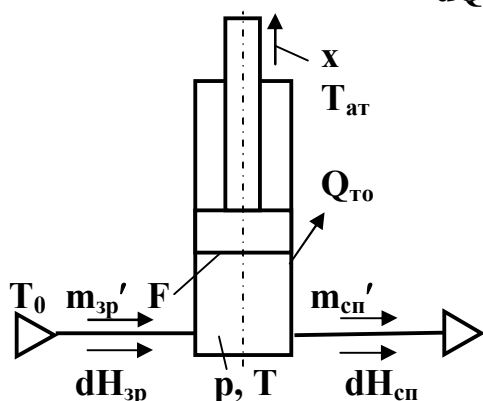
### 6.1. Рівняння енергії для пневмомеханізму

Для виведення рівняння енергії або рівняння енергетичного балансу для пневмомеханізму використовується закон збереження енергії у формі першого закону термодинаміки

$$dQ = dU + pdV. \quad (6.1)$$

Застосуємо рівняння (6.1) до пневмомеханізму, зображеному на рис. 6.1. Циліндр пневмомеханізму утворює ємність змінного об'єму. Кількість енергії, що підводиться до газу, який міститься у циліндрі, складає алгебраїчну суму зростаючої  $dH_{зр}$  і спадної  $dH_{сп}$  разом з потоками газу ентальпій, а також теплоти, що передається навколишньому середовищу через стінки циліндра  $dQ_{то}$

$$dQ = dH_{зр} - dH_{сп} - dQ_{то}. \quad (6.2)$$



Диференціали зростаючої і спадної ентальпій можуть бути виражені через відповідні температури газу за допомогою лінеаризованих співвідношень

$$dH_{зр} = c_p T_0 dm_{зр}; \quad (6.3)$$

$$dH_{сп} = c_p T dm_{сп}, \quad (6.4)$$

Рис. 6.1. Потоки маси і енергії в пневмомеханізмі

де  $T_0$  – температура повітря, що надходить;  $T$  – температура повітря, що випливає;  $dm_{зр}$  – зростаюча маса повітря;  $dm_{сп}$  – спадна маса повітря.

Величина теплообміну може бути визначена за формулою

$$dQ_{то} = \frac{\alpha_0 p}{R} (F_0 + \pi D x) \left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right) dt, \quad (6.5)$$

де  $\alpha_0$  – постійний коефіцієнт;  $p$  – тиск повітря в ємності;  $F_0$  – сума площин торцевих поверхонь циліндра і поршня;  $D$  – діаметр циліндра;  $x$  – хід



поршня;  $T_c$  – температура стінок теплопередавальних поверхонь;  $dt$  – прирощення часу.

При цьому передбачається, що коефіцієнт теплопередачі є прямо пропорційним густині повітря

$$\alpha = \alpha_0 \rho = \frac{\alpha_0 p}{RT}. \quad (6.6)$$

До теперішнього часу умови теплообміну в пневмосистемах були мало вивченими і немає достатньо точних даних про величину названих коефіцієнтів. Тому, при розрахунку швидких процесів теплообміном часто нехтують, а повільні процеси вважають ізотермічними.

Праву частину виразу першого закону термодинаміки (6.1) можна перетворити таким чином, щоб в ній не містилось внутрішньої енергії

$$dU + p dV = \frac{V dp + k p dV}{k - 1}, \quad (6.7)$$

де  $k$  – показник ізентропи.

Таким чином, рівняння енергії для пневмомеханізму може бути остаточно записано у такій формі

$$c_p (T_0 dm_{zp} - T dm_{cn}) - \frac{\alpha_0 p}{R} (F_0 + \pi D x) \left( 1 - \frac{T_c}{T} \right) dt = \frac{V dp + k p dV}{k - 1}. \quad (6.8)$$

Диференціали зростаючої і спадної мас повітря виражаються через відповідні масові витрати

$$dm_{zp} = m_{zp}' dt; \quad (6.9)$$

$$dm_{cn} = m_{cn}' dt. \quad (6.10)$$

## 6.2. Наповнення і спорожнювання пневмоємності

Розрахунок наповнення і спорожнення пневмоємності виконується на основі рівняння енергії для пневмомеханізму (6.8). При цьому об'єм є постійною величиною  $V = \text{const}$ . Отже, прирощення об'єму  $dV = 0$  і рівняння відповідно спрощується. При достатньо швидких процесах теплообміном із зовнішнім середовищем нехтують, тобто вважають, що процес наповнення є адіабатним.

### 6.2.1. Розрахунок наповнення

Під час розрахунку наповнення найбільш часто розв'язуваною задачею є визначення часу наповнення. Для цього рівняння енергії (6.8) роз-

в'язуємо відносно часу. Для випадку адіабатного наповнення після перетворень отримуємо

$$dt = \frac{Vdp}{kRT_0 m_{зр}'}. \quad (6.11)$$

Для інтегрування рівняння (6.11) повинна бути заданою функція витрат  $m_{зр}'$ . Якщо вхідна пневмолінія може бути приведена до простої лінії, в якості витратної функції можна використовувати вирази апроксимованого адіабатного розрахунку (5.36), (5.40), (5.41).

При наповненні можливі два режими плин у підвідній пневмолінії: 1) наповнення при надкритичному режимі; 2) наповнення при докритичному режимі.

При надкритичному режимі наповнення витрати  $m_{зр}' = \text{const}$ . Після підстановки виразу витрат (5.36) в рівняння (6.11), інтегрування і підстановки границь отримуємо формулу для розрахунку тривалості наповнення при надкритичному режимі

$$t = 0,03252 \frac{V}{fr_{вкр} \sqrt{T_0}} \frac{p_2 - p_1}{p_n}. \quad (6.12)$$

В формулі (6.12)  $p_1$  – тиск на початку етапу, що розраховується;  $p_2$  – тиск наприкінці етапу;  $p_n$  – повний тиск повітря в джерелі живлення, з якого повітря надходить у пневмоємність.

У випадку докритичного наповнення витрати повітря є змінною величиною, яка визначається виразами (5.36), (5.40), (5.41). При цьому за аналогією з попереднім отримуємо формулу для розрахунку тривалості наповнення при докритичному режимі

$$t = 0,03252 \frac{V(1-r_{вкр})}{fr_{вкр} \sqrt{T_0}} \left( \arcsin \frac{p_2 / p_n - r_{вкр}}{1-r_{вкр}} - \arcsin \frac{p_1 / p_n - r_{вкр}}{1-r_{вкр}} \right). \quad (6.13)$$

### 6.2.2. Розрахунок спорожнювання

На основі аналізу рівняння енергії (6.8) можна показати, що у випадку відсутності теплообміну при спорожнюванні процес в пневмоємності є ізентропним.

Для адіабатного спорожнювання рівняння енергії може бути приведене до вигляду

$$dt = - \frac{Vdp}{kRT m_{сн}'}. \quad (6.14)$$

Розрахунок спорожнювання ускладнюється тим, що тиск і температура повітря в пневмоємності є змінними величинами. Залежність між тиском  $p$  і температурою  $T$  описується виразом ізентропного процесу

$$T = T_1 (p / p_1)^{(k-1)/k}. \quad (6.15)$$

Спорожнювання, так само як і наповнення, може відбуватись в двох режимах.

Для розрахунку тривалості надкритичного спорожнювання можна вивести таку формулу

$$t = 0,2277 \frac{V}{fr_{вкр} \sqrt{T_1}} \left( \sqrt[7]{\frac{p_1}{p_2}} - 1 \right). \quad (6.16)$$

Для розрахунку тривалості спорожнювання при докритичному режимі отримуємо інтегральний вираз

$$t = 0,03252 \frac{V \sqrt[7]{p_1}}{fr_{вкр} \sqrt{T_1}} \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p^{8/7} \sqrt{1 - \left( \frac{p_a / p - r_{вкр}}{1 - r_{вкр}} \right)^2}}, \quad (6.17)$$

де  $p_a$  – атмосферний тиск.

Інтеграл, що міститься в залежності (6.17), не вдається виразити елементарними функціями. Значення інтегралу слід визначати чисельним способом за допомогою формули Сімпсона або іншої формули чисельного інтегрування.

### 6.3. Принципи нелінійного динамічного розрахунку пневмопривода

Робота пневмопривода поступальної дії характеризується змінною швидкістю. Тому розрахунок руху приводить до системи нелінійних диференціальних рівнянь, розв'язування якої вимагає застосування чисельних методів. Отже, такий розрахунок пов'язаний з певними труднощами.

Будемо розглядати систему пневмопривода, до складу якої входить пневмоциліндр разом з апаратурою керування, пневмолініями і джерелом живлення. Під час розрахунку пневмопривода необхідно враховувати також вплив навантаження.

#### 6.3.1. Фази роботи пневмопривода

Для ознайомлення з процесами, що протікають в процесі функціонування пневмопривода, розберемо його циклограму руху виконавчого еле-

мента пневмомеханізму, а також діаграму тисків в робочих порожнинах привода.

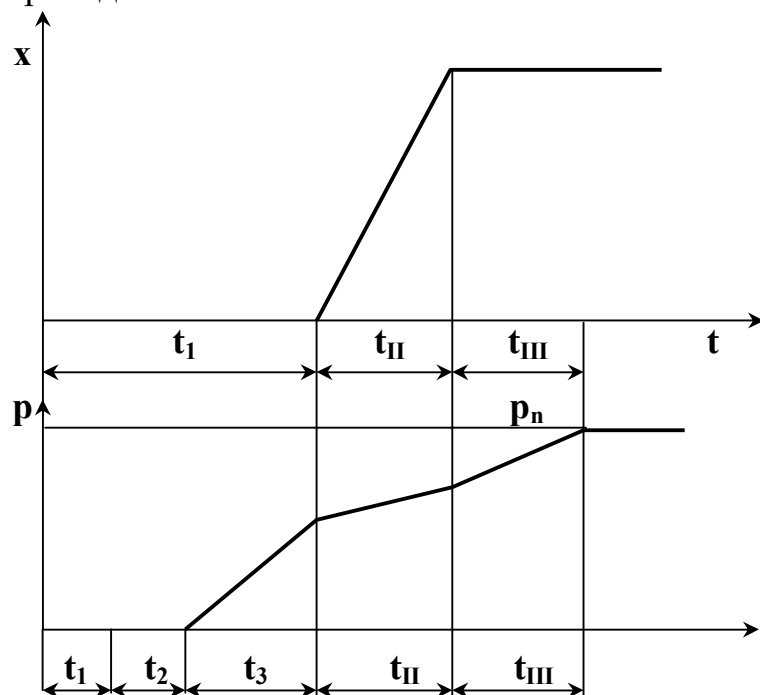


Рис. 6.2. Фази роботи пневмомеханізму

лишається нерухомим, оскільки наявного тиску ще недостатньо для подолання сил опору. В даній фазі порожнина циліндра наповнюється як ємність з постійним об'ємом. Три описаних попередніх періоди складають *підготовчу фазу*  $t_I = t_1 + t_2 + t_3$ . Після початку руху поршня повітря продовжує надходити в циліндр. При цьому тиск ще підвищується, але повільніше. Таким чином протікає *фаза руху* поршня, тривалість якої  $t_{II}$ . Як тільки поршень досягне крайнього положення, він зупиниться. Повітря надходитиме до тих пір, поки не буде досягнуто значення тиску живлення  $p_n$ . При цьому зростання тиску відбувається знову у підвищеному темпі. Так протікає *заклучна фаза*, тривалість якої  $t_{III}$ .

Розглянуті процеси мають місце при *прямому ході* поршня. При *зворотному ході* протікають аналогічні явища.

Вищенаведена послідовність роботи пневмомеханізму по суті схематична. Але в дійсності плин повітря через розподільник починається одразу після початку його відкриття. Рух поршня так само як і зміна тиску, як правило, не є рівномірним і монотонним, на відміну від того, що зображено на схемі, а пов'язаний з коливаннями.

### 6.3.2. Способи розрахунку окремих фаз роботи пневмопривода

**Час відкриття розподільника  $t_1$**  залежить від виду привода. Привод може бути механічним, електромагнітним або пневматичним (див. розділ 4.2). Звичайно тривалість даної фази мала, вона обчислюється сотими або десятими частками секунди і істотної ролі не відіграє.

**Час розповсюдження хвилі тиску  $t_2$ .** Перший імпульс тиску в пневмолінії розповсюджується зі швидкістю звуку. Розрахувати його проходження досить просто. Однак швидкість розповсюдження повітряної маси не збігається зі швидкістю звуку. Дане питання ще не достатньо вивчене. В коротких пневмолініях час  $t_2$  досить малий, і суттєвого впливу на тривалість циклу не робить, але в довгих магістралях тривалість даної фази може відігравати помітну роль. Останнє відноситься, наприклад, до систем гальмування поїздів.

**Наповнення циліндра до початку руху** розраховують так само, як і наповнення пневмоємності постійного об'єму. Для цього необхідно знати до якого тиску потрібно наповнювати циліндр. Відповідне значення тиску визначають за рівнянням рівноваги пневмомеханізму, яке виводиться з рівняння імпульсу, якщо прискорення прирівняти до нуля. Після цього за формулами (6.12), (6.13) підраховують тривалість наповнення окремо при надкритичному і докритичному режимах. Додаванням обох результатів отримують загальний час наповнення  $t_3$ .

Аналогічно розраховується заключна фаза додаткового наповнення циліндра після його зупинки. При цьому значення тиску, що відповідає закінченню руху, отримують після розрахунку фази руху.

Аналогічно розв'язують задачу розрахунку *спорожнювання порожнин циліндра*.

**Фаза руху.** Розрахунок фази руху є найскладнішим і трудомістким. При цьому розрахунки прямого і зворотного ходів поршня мають кожний свої особливості.

Для розрахунку руху необхідно скласти розрахункову модель, яка являє собою систему диференціальних рівнянь, що описують рух пневмомеханізму. Отримана система в загальному вигляді аналітично не розв'язується, тому потрібне чисельне інтегрування. Для розв'язування вказаної задачі за досить короткий час потрібна ЕОМ і відповідне математичне програмне забезпечення.

#### Система рівнянь для розрахунку фази руху

Фаза руху пневмомеханізму може бути розрахована за системою, що включає такі рівняння.

1. Рівняння імпульсу (рівняння руху) для пневмомеханізму.
2. Рівняння енергії для мас повітря, що містяться в порожнинах пневмомеханізму.
3. Витратні функції для пневмоліній, що підводять і відводять.
4. Рівняння для визначення температур мас повітря.
5. Геометричні залежності, що зв'язують рух з об'ємами порожнин.

В якості прикладу складемо систему рівнянь динаміки для пневмопривода з двостороннім поршневым циліндром при постійному навантаженні і відсутності теплообміну, а також витоків або перетікань повітря (рис. 6.3).

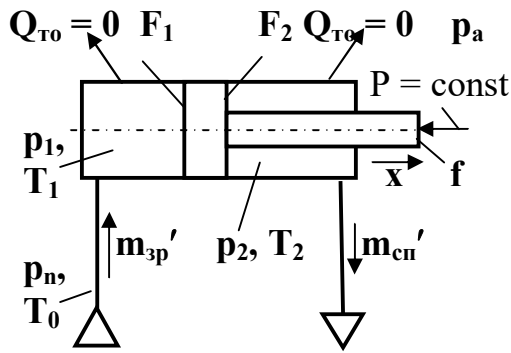


Рис. 6.3. Схема до динамічного розрахунку пневмомеханізму

### 1. Рівняння імпульсу

$$m\ddot{x} = F_1 p_1 - F_2 p_2 - f p_a - P, \quad (6.18)$$

де  $m$  – приведена рухома маса пневмомеханізму;  $x$  – переміщення поршня;  $p_1, p_2$  – абсолютний тиск повітря в поршневій і штоковій порожнинах;  $F_1, F_2$  – робочі площі поршня в безштоковій і штоковій порожнинах;  $p_a$  – атмосферний тиск;  $f$  – площа штока;  $P$  – зовнішнє навантаження.

### 2. Рівняння енергії для кожної порожнини циліндра

$$c_p T_0 m_1' dt = \frac{V_1 dp_1 + k p_1 dV_1}{k-1}; \quad (6.19)$$

$$-c_p T m_2' dt = \frac{V_2 dp_2 + k p_2 dV_2}{k-1}, \quad (6.20)$$

де  $T_0$  – повна температура повітря, що надходить;  $m_1'$  – зростаючі масові витрати повітря;  $V_1$  – ємність пневмоциліндра, що наповнюється;  $T$  – температура повітря в порожнині, що спорожнюється;  $m_2'$  – спадні масові витрати;  $V_2$  – ємність порожнини циліндра, що спорожнюється.

### 3. Витратні функції пневмоліній.

Для нагнітальної пневмолінії повітря, що підводить повітря до лівої порожнини циліндра

$$m_{1кр}' = \frac{0,076 F_1 p_n r_{1вкр}}{\sqrt{T_0}}; \quad (6.21)$$

$$m_1' = m_{1кр}' \text{ при } p_1 / p_n \leq r_{1вкр}; \quad (6.22)$$

$$m_1' = m_{1кр}' \sqrt{1 - \left( \frac{p_1 / p_n - r_{1вкр}}{1 - r_{1вкр}} \right)^2} \text{ при } p_1 / p_n > r_{1вкр}. \quad (6.23)$$

Для вихлопної пневмолінії правої порожнини

$$m_{2кр}' = \frac{0,076 F_2 p_2 r_{2вкр}}{\sqrt{T}}; \quad (6.24)$$

$$m_2' = m_{2кр}' \text{ при } p_a / p_2 \leq r_{2вкр}; \quad (6.25)$$

$$m_2' = m_{2кр}' \sqrt{1 - \left( \frac{p_a / p_2 - r_{2вкр}}{1 - r_{2вкр}} \right)^2} \text{ при } p_a / p_2 > r_{2вкр}. \quad (6.26)$$

4. Рівняння для визначення температури повітряної маси в правій порожнині циліндра

$$T_2 = T_{2поч} \left( \frac{p_2}{p_{2поч}} \right)^{(k-1)/k}. \quad (6.27)$$

5. Геометричні залежності, що пов'язують рух поршня з об'ємами порожнин циліндра

$$V_1 = V_{10} + F_1 x; \quad (6.28)$$

$$V_2 = V_{20} - F_2 x. \quad (6.29)$$

В результаті для розглянутого в прикладі пневмопривода отримуємо систему нелінійних диференціальних рівнянь четвертого порядку. Система розв'язується, як вже було відмічено, чисельним способом.

Моделі динамічного розрахунку пневмопривода, подібні розглянутим, в наш час отримали найбільш широке розповсюдження. Але в останніх дослідженнях і проектних розрахунках почали застосовувати також динамічні моделі, в яких враховується нестационарність потоків повітря. При цьому задача розв'язується шляхом чисельного інтегрування системи рівнянь, що описують рух повітря, методами, відомими з теорії газової динаміки. Це підвищує точність результатів, але і час розрахунку істотно збільшується.

## 7. Пневмоавтоматика

### 7.1. Застосування засобів пневмоавтоматики для автоматизації виробничих процесів

За останні часи отримала широкого розповсюдження нова галузь автоматичного керування виробничими процесами – пневмоавтоматика. Її порівняно швидкий розвиток пояснюється рядом переваг пневматичних приладів – простотою конструкції, високою ефективністю, надійністю, економічністю, пожежо- і вибухобезпечністю.

На початку 50-х років в Радянському Союзі була розроблена агрегатна уніфікована система контролю і керування (АУС), призначена, головним чином, для автоматизації і керування безперервними процесами на енергетичних, нафтоперероблювальних, хімічних підприємствах і підприємствах харчової промисловості. Керуючі і обчислювальні прилади даної системи являють собою єдине ціле в функціональному і конструктивному відношеннях. Кожний блок системи – це конструктивно цілком завершений прилад, який виконує визначені операції.

АУС, маючи широкі можливості з керування і регулювання безперервним процесом, не містила релейних елементів, отже, не могла бути застосована для створення релейних схем керування. Така побудова системи не задовольняла потреб практики автоматичного керування виробничими процесами, оскільки з розвитком техніки ускладнюються схеми автоматичного керування і ростуть вимоги, що пред'являються до них, виникають нові задачі, зокрема, в машинобудуванні, для розв'язування яких необхідно мати як аналогову і дискретну техніку, засоби для реалізації логічних функцій.

В зв'язку з цим в 50-х роках в СРСР був розроблений елементний принцип побудови приладів і схем пневмоавтоматики, у відповідності з яким всі прилади регулювання і керування будуються не у вигляді єдиної нерозбірної конструкції, а з окремих типових ланок, які виконують елементарні математичні і логічні операції.

Найбільш повною ідеєю поелементної побудови пневматичних керуючих приладів була впроваджена в Радянському Союзі, де розробили універсальну систему елементів промислової пневмоавтоматики – УСЕППА [6], побудовану на базі пневмоелементів універсального призначення: пневмопідсилювачів, пневмореле, пневмоопорів, пневмоємностей і інших аналогів електричної і електронної апаратури. Всі елементи системи виконують лише найпростіші функції і не містять внутрішніх комунікацій, тому вони легко налагоджуються і мають малі розміри. Входи і виходи у них уніфіковані, прилади монтуються за допомогою набору монтажних плат, на яких друкованим способом нанесені комунікаційні канали. Набір елементів УСЕППА дозволяє створювати одно- і багатоконтактні релейні схеми будь-якої складності, безперервні і дискретні пристрої регулювання зі складними законами регулювання, системи автоматичної оптимізації і інші схеми комплексної автоматизації виробництва. Це дозволило широко ви-



користувати УСЕППА для автоматизації виробничих процесів в різноманітних галузях машинобудування, гірничої, деревообробної промисловості.

Пневматичні прилади і елементи, з яких складаються АУС і УСЕППА, містять пружні частини і рухомі деталі і є елементами *мембранної техніки*.

На базі УСЕППА були створені і в наш час широко застосовуються в промисловості комплекси типових приладів контролю і керування технологічними процесами – СТАРТ і ЦЕНТР.

Наприкінці 50-х ... початку 60-х років був розроблений новий спосіб побудови пневматичних елементів на основі використання явищ, що виникають при взаємодії струминних потоків і взаємодії струменя зі стінкою (ефект Коанда). З врахуванням явищ, що виникають при взаємодіях, стало можливим створити пропорційні підсилювачі і елементи релейної дії, елементи пам'яті, тригери і інші аналоги електронної апаратури, причому для них характерна відсутність пружних і рухомих частин [7, 8]. З'єднуючи дані елементи в схеми, можна побудувати різноманітні прилади безперервної і дискретної техніки. Струминні елементи працюють в кілогерцовому діапазоні частот, дозволяють виконувати сотні операцій за секунду, тобто мають швидкодію, яка раніше була недоступна пневмоавтоматиці. Зазначені елементи досить надійні, оскільки не містять рухомих частин, а також частин, що швидко зношуються. Вони можуть працювати в умовах високих і низьких температур, вібрацій і радіаційних впливів. Виконувати прилади можна у вигляді друкованих схем, що дозволяє отримувати малогабаритні і дуже дешеві пневматичні системи, що містять десятки і сотні елементів. Найбільш повна струминна техніка автоматичного керування подана системою модулів (СМСТ) і системою ВОЛГА.

Розробка пневматичної мембранної і струминної релейної техніки привела до створення комплексу пневматичних засобів дискретної автоматики ЦИКЛ, призначеного для керування циклічними і періодичними процесами. Елементною базою даного комплексу є струминні логічні модулі і мембранні підсилювачі (струминно-мембранна релейна техніка). Комплекс дозволяє побудувати дискретну циклову систему керування будь-якої складності.

З розробкою засобів дискретної техніки розпочалось широке впровадження пневмоавтоматики в різноманітні галузі машинобудування і приладобудування. З'явилась можливість створювати пневматичні програмні пристрої читання і задавальні пристрої, дискретні циклові системи автоматичного керування технологічними машинами і комплексами. До таких машин, в першу чергу, відносяться металорізальні верстати і преси різноманітного призначення, промислові роботи, маніпулятори і автоматичні лінії, які працюють за замкнутими технологічними циклами. При цьому найбільш оптимальне, як показала практика, поєднання пневматичної системи

керування і гідравлічних виконавчих механізмів, тобто створення пневмогідравлічних систем автоматичного керування.

Все більше значення починає набувати пневмоавтоматика при створенні гнучких автоматизованих виробництв в машинобудуванні, що дозволяють швидко переналагоджувати обладнання на різноманітні технологічні цикли і успішно розв'язувати задачі автоматизації обладнання, яке працює в умовах серійного, дрібносерійного і одиничного виробництва. Висока надійність і економічність пневмоавтоматики, її широкі технологічні можливості, ставлять даний клас засобів керування разом з електронікою в ряд найефективніших систем автоматизації виробничих процесів в машинобудуванні, в якому переважно застосовується дискретна автоматика. Їй і присвячений даний розділ.

## 7.2. Елементи пневмоавтоматики

До числа найпростіших елементів, з яких складається будь-яка система пневмоавтоматики, відносяться пневматичні опори, пружні елементи, пневматичні ємності (камери), лінії зв'язку. З цих найпростіших елементів, з'єднаних відповідним чином, будуються більш складні функціональні пневматичні пристрої – підсилювачі і перетворювачі, елементи дискретної техніки, пам'яті і т.п.

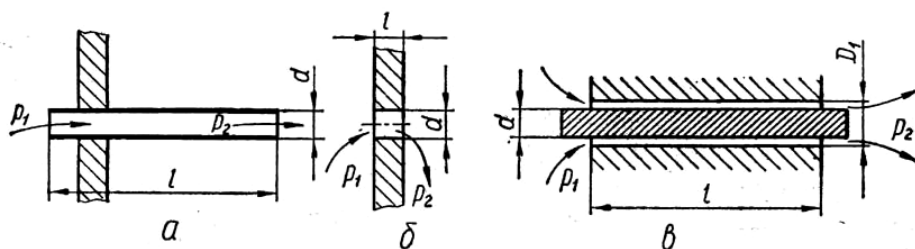


Рис. 7.1. Постійні дроселі: а – капіляр; б – жиклер; в – щілинний

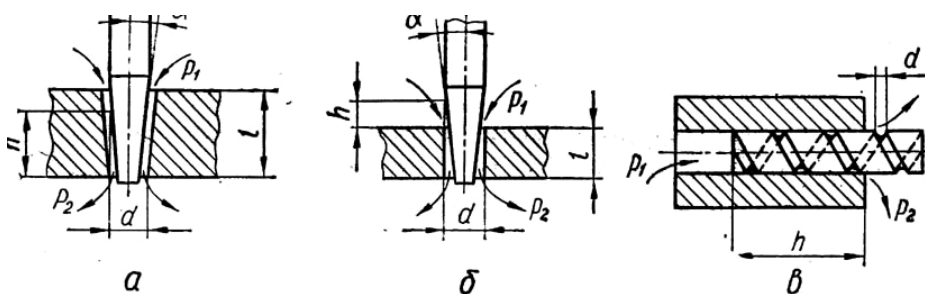


Рис. 7.2. Регульовані дроселі: а – конус – конус; б – конус – циліндр; в – гвинтовий

**Пневматичні опори (дроселі)** призначені для створення опору плинну газу і перепаду тисків. Таким чином дроселі виконують функції аналогічні функціям електричних опорів у відповідних системах керування. Втрати тиску на дроселі, в загальному вигляді, пропорційні квадрату швидкості плинну газу

$$\Delta p = \zeta \rho w^2 / 2, \quad (7.1)$$

де  $\zeta$  - коефіцієнт опору дроселя;  $\rho$  - густина газу;  $w$  – середня швидкість газу після опору.

За призначенням дроселі розділяють на постійні, регульовані і перемінні [9]. В *постійних дроселях* пневматичний опір в процесі роботи не змінюється. До постійних (рис. 7.1) відносяться пристрої типу капіляр, жиклер, щілинні. В *регульованих дроселях* опір можна установлювати вручну в межах, обумовлених його конструкцією і прохідним перерізом. До регульованих (рис. 7.2) відносяться дроселі типу конус – конус, конус – циліндр, гвинтові дроселі зі змінною довжиною каналу. В *змінних дроселях* опір змінюється в процесі роботи пневматичного пристрою. До змінних (рис. 7.3) відносяться дроселі типу кулька – конус, кулька – циліндр, сопло – заслінка.

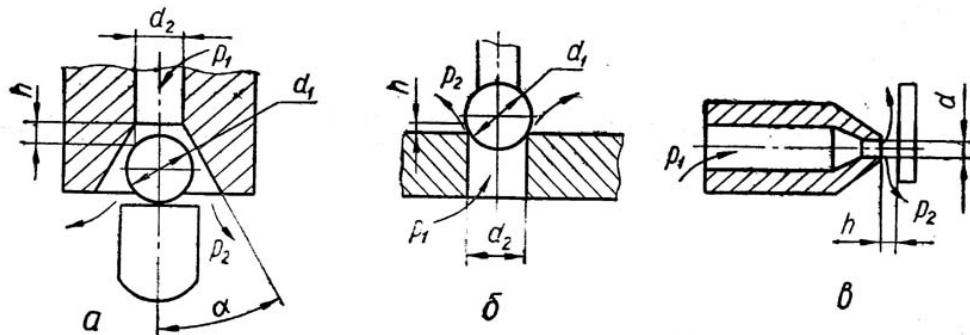


Рис. 7.3. Змінні дроселі: а – кулька – конус; б – кулька – циліндр; в – сопло - заслінка

За характером плинугазу в каналах дроселів їх розділяють на турбулентні і ламінарні. Відповідно режим плинугазу через дросель буде турбулентним і ламінарним. *Турбулентні дроселі* характеризуються малим відношенням довжини каналу  $l$  до його діаметру  $d$  ( $l/d \leq 10$ ), внаслідок чого потік газу через дросель при великих швидкостях плинугазу не встигає стабілізуватись. З цієї ж самої причини (мала довжина каналу і великі швидкості плинугазу) газ, що протікає по каналу, не встигає обмінятись теплотою зі стінками і процес витікання через дросель умовно вважають адіабатним, а режим плинугазу може бути докритичним або надкритичним.

В *ламінарних дроселях* відношення довжини каналу до діаметру  $l/d \geq 10$ . При цьому у вузьких і довгих каналах формується ламінарний плинугазу, а режим його може бути тільки докритичним [9]. Оскільки під час плинугазу по довгих каналах газ встигає обмінюватись теплотою зі стінками каналу, термодинамічний процес зміни стану газу в ламінарному дроселі ізотермічний.

До турбулентних можна віднести дроселі типу сопло – заслінка, конус – циліндр, кулька – конус, жиклер, кулька – циліндр; до ламінарних дроселі типу конус – конус, капіляр, щілинний дросель і дросель зі

змінною довжиною каналу. Слід відмітити, що розділення дроселів на турбулентні і ламінарні досить умовне.

За видом витратної характеристики дроселі поділяють на лінійні і нелінійні. Якщо масові витрати газу через дросель лінійно залежать від перепаду тисків на ньому, то такий дросель називають *лінійним*. В цьому випадку залежність між масовими витратами газу і перепадом тисків на дроселі виражається рівнянням

$$m' = \alpha(p_1 - p_2), \quad (7.2)$$

де  $\alpha$  - провідність дроселя;  $p_1, p_2$  – тиск відповідно на вході і виході дроселя. Лінійну залежність витрат від перепаду тисків можна реалізувати тільки при ламінарному плинні повітря через дросель, тому ламінарні дроселі одночасно лінійні.

Якщо масові витрати газу через дросель нелінійно залежать від перепаду тисків на ньому, то такий дросель називають *нелінійним*. Залежність між масовими витратами газу і перепадом тисків в цьому випадку буде квадратичною

$$m' = \beta \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (7.3)$$

де  $\beta$  - постійний коефіцієнт. Плин газу через такий дросель носить турбулентний характер, при якому втрати відбуваються внаслідок динамічних явищ (стиск і розширення струменя на вході і виході дроселя), в той час як в ламінарних вони визначаються, головним чином, тертям потоку об стінки каналу. Втрати тиску при протіканні газу через турбулентні дроселі в загальному випадку враховують в розрахунках коефіцієнтом витрат  $\mu$ , який являє собою відношення дійсних витрат через дросель  $m_d'$  до теоретичних  $m_T'$

$$\mu = m_d' / m_T'. \quad (7.4)$$

В більшості випадків для практичних розрахунків коефіцієнт витрат визначають експериментально, хоча для деяких задач можна визначити його і аналітично. Наприклад, для дроселя типу жиклер із округленою входною кромкою або фаскою на вході в канал коефіцієнт витрат [9]

$$\mu = 1 / \sqrt{1 + \zeta_{вх}}, \quad (7.5)$$

де  $\zeta$  - коефіцієнт опору на вході, залежить від умов входу потоку в жиклер.

**Пружні елементи (чутливі органи)** в пристроях пневмоавтоматики призначені для сприйняття змін контрольованих або регульованих величин і перетворення їх в механічні переміщення або зусилля. В якості таких

елементів широко розповсюджені плоскі і гофровані еластичні мембрани, плоскі і гофровані пружні мембрани, трубчасті пружини, сільфони.

Основні чутливі елементи пневматичних пристроїв, дія яких основана на принципі компенсації сил, - мембрани. В пневматичних пристроях найбільш розповсюджені *еластичні мембрани*. Вони являють собою затиснуті між фланцями плоскі або гофровані диски, виконані з прогумованої тканини, капронової плівки, гуми. Матеріал мембрани повинен мати високу механічну міцність, хорошу еластичність, стійкість проти впливу агресивних пар і газів. Еластичні мембрани (рис. 7.4, а ... в) бувають плоскими і гофрованими. Призначені вони для створення достатніх зусиль при порівняно невеликих переміщеннях. Зусилля, що розвивається еластичною мембраною, залежить від її ефективної площі. Для збільшення зусилля застосовують жорсткий центр, що представляє собою металевий диск, закріплений на мембрані. Ефективна площа еластичної мембрани залежить від її конструктивних розмірів і прогину, і визначається за формулою Ліктана [9]. Однак оскільки прогини мембран, що застосовуються в пневматичних пристроях, складають соті частки міліметра, розрахунок ефективної площі

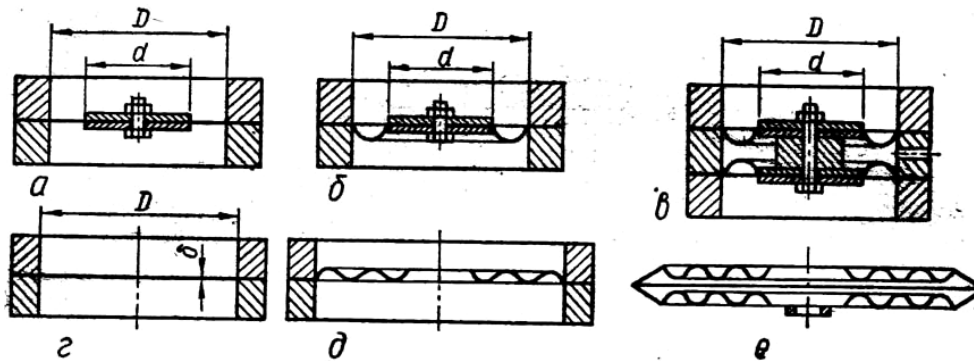


Рис. 7.4. Еластичні (а – в) і пружні (г – е) мембрани: а, г – плоскі; б, д – гофровані; в – здвоєна гофрована; е – у вигляді мембранної коробки

можна вести за спрощеною формулою Ліктана, приймаючи прогин рівним нулю:

$$F_e = (\pi/12) (D^2 + Dd + d^2). \quad (7.6)$$

Найчастіше усього в приладах пневмоавтоматики застосовують мембрани з напівкруглим гофром (див. рис. 7.4, б), що обумовлено необхідністю зберігати постійність ефективної площі мембрани при значному переміщенні її жорсткого центру. Однак при знакозмінному навантаженні різко змінюються об'єм мембранної камери і ефективна площа. Для усунення цього недоліку застосовують подвійні гофровані мембрани (див. рис. 7.4, в) з гофром всередину, а порожнину, обмежену мембранами, з'єднують з атмосферою.

*Пружні металеві мембрани* в пневматичних регульовальних і обчислювальних приладах, як правило, не застосовують. Їх використовують в

пневматичних вимірювальних пристроях для перетворення вимірюваних величин (різниці тисків на мембрані) в пропорційні переміщення їх центрів. Для виготовлення пружних мембран застосовують різні марки сталей, бронз, латуней. Вони можуть бути плоскими і гофрованими (див. рис. 7.4, г, д) або виконуватись у вигляді мембранних коробок (див. рис. 7.4, е), що складаються з двох зварених по периферії гофрованих дисків.

В якості чутливих елементів в пневматичних вимірювальних пристроях широко розповсюджені трубчасті пружини (манометричні трубки) і

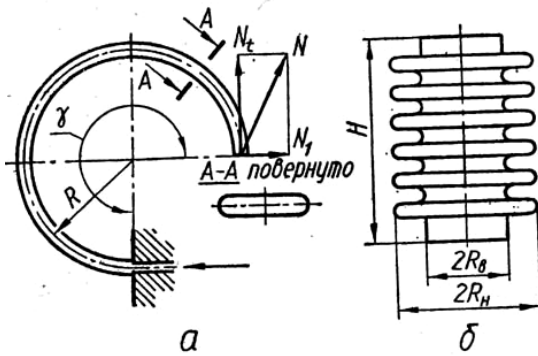


Рис. 7.5. Пружні елементи: а – трубчаста пружина; б – сільфон

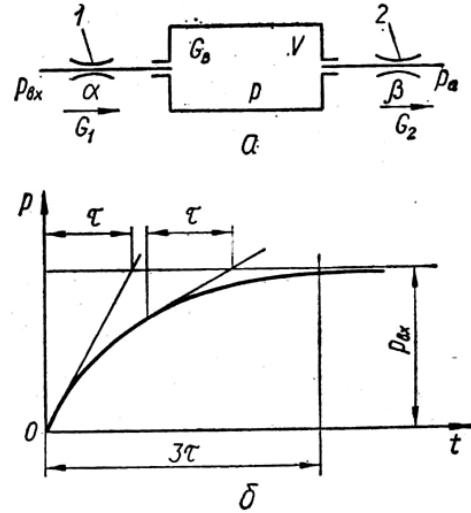


Рис. 7.6. Схема (а) і часова характеристика (б) пневматичної проточної ємності

сільфони (гармонікові мембрани). *Трубчаста пружина* (рис. 7.5, а) перетворює вимірюваний тиск, поданий в її середину, в пропорційне переміщення вільного кінця. Для трубчастих пружин застосовують ті ж самі матеріали, що і для пружних мембран. В залежності від конструктивного виконання трубчасті пружини можуть бути одно- і багатовитковими (гвинтові і спіральні), S – подібними. Найбільш розповсюджені одновиткові пружини, що застосовуються в манометрах. При цьому один кінець трубчастої пружини жорстко зв'язаний з корпусом манометра, а інший (що вільно переміщується) - зі стрілкою приладу.

*Сільфони* (гармонікові мембрани) також перетворюють тиск газу (зовнішній або внутрішній) в пропорційні йому переміщення дна сільфона. Це циліндричні тонкостінні посудини, на боковій поверхні яких видавлені глибокі паралельні гофри (див. рис. 7.5, б). Для виготовлення сільфонів застосовують бронзу різних марок, вуглецеві та нержавіючі сталі, алюмінієві сплави. Жорсткість сільфона визначається відношенням діючої на нього сили до викликаної даною силою деформації. В межах лінійної статичної характеристики сільфона (залежність “зусилля – хід”) жорсткість сільфона постійна. Для її підвищення (при необхідності) в середині сільфона розташовують пружину. Одна з найважливіших характеристик сільфона – його ефективна площа, знаходиться за емпіричною формулою

$$F_c = (\pi / 4)(R_b + R_3)^2, \quad (7.7)$$

де  $R_3$  і  $R_b$  – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси сільфона.

**Пневматичні ємності** широко застосовуються в пневмоавтоматиці. Вони являють собою пневматичні камери з дроселями на вході і виході або з дроселем тільки на вході. В першому випадку, якщо ємність містить два або більше дроселі, через один з яких повітря надходить у камеру, а через інший – витікає з неї, вона називається *проточною*. Якщо ємність має один дросель, через який відбувається її наповнення і спорожнювання, вона називається *глухою*. Пневматичні проточні і глухі ємності широко застосовуються в пневматичних приладах і регуляторах як підсилювачі типу сопло – заслінка, при побудові пневматичних ланок, що диференціюють і інтегрують, пневмоклапанів витримки часу і т.д. Дроселі, що установлені на вході і виході пневматичних ємностей, можуть бути як ламінарними (лінійними), так і турбулентними, регульованими і нерегульованими, а самі ємності можуть бути як постійного так і змінного об'єму. Змінюючи опір дроселей і об'єм ємностей, можна суттєво змінювати їх статичні і динамічні характеристики.

Розглянемо роботу пневматичної *проточної ємності*, що містить лінійні дроселі 1, 2 на вході і виході (рис. 7.6, а).  $\alpha$  і  $\beta$  – провідності.

Через дросель 1 в ємність з постійним об'ємом  $V$  повітря надходить під тиском  $p_{вх}$ . Одночасно через дросель 2 повітря витікає з ємності. Якщо провідність дроселя 1 більше провідності дроселя 2 ( $\alpha > \beta$ ), тиск  $p$  в ємності зростає – відбувається процес її наповнення. Якщо провідності  $\alpha < \beta$ , тиск  $p$  в ємності зменшується і відбувається її спорожнювання. З рівняння стану газів

$$pV = GRT,$$

де  $G$  – маса повітря в об'ємі  $V$ ;  $R$  – газова постійна;  $T$  – абсолютна температура,

$$G = p(V/RT). \quad (7.8)$$

Диференціювання даного виразу за часом дає залежність

$$dG/dt = (V/RT)(dp/dt). \quad (7.9)$$

Прирощення маси повітря в ємності за одиницю часу (секундне)  $G_c$  дорівнює різниці масових секундних витрат повітря  $G_1$  і  $G_2$  через дроселі 1 і 2:

$$G_c = G_1 - G_2. \quad (7.10)$$

Тоді  $(V/RT)(dp/dt) = G_1 - G_2$ . Оскільки дроселі на вході і виході в ємність лінійні, масові витрати повітря  $G_1$  і  $G_2$  визначаються залежностями

$$G_1 = \alpha(p_{\text{вх}} - p); G_2 = \beta(p - p_a). \quad (7.11)$$

Підставивши значення  $G_1$  і  $G_2$  в рівняння (7.10), після деяких перетворень отримуємо залежність [10]

$$\frac{V}{RT(\alpha + \beta)} \frac{dp}{dt} + p = \frac{\alpha}{\alpha + \beta} p_{\text{вх}} + \frac{\beta}{\alpha + \beta} p_a, \quad (7.12)$$

що являє собою *рівняння динаміки пневматичної ємності з лінійними дроселями на вході і виході*.

Залежність (7.12) являє собою рівняння пневматичної аперіодичної (інерційної) ланки, а постійна ємність з лінійними опорами на вході і виході є пневматичною аперіодичною ланкою, у якої кожному значенню вхідної величини (тиску  $p_{\text{вх}}$ ) відповідає своє чітко визначене значення вихідної величини (тиск  $p$  в ємності). Внаслідок цього аперіодичні ланки часто називають *статичними*.

Позначивши  $V/RT(\alpha + \beta) = \tau$ ,  $\alpha/(\alpha + \beta) = k_1$  і  $\beta/(\alpha + \beta) = k_2$ , рівняння (7.12) можна записати у вигляді

$$\tau(dp/dt) + p = k_1 p_{\text{вх}} + k_2 p_a, \quad (7.13)$$

де  $\tau$  - постійна часу аперіодичної ланки;  $k_1$ ,  $k_2$  – коефіцієнти підсилення аперіодичної ланки.

Якщо провідність дроселя на вході  $\beta = 0$ , то рівняння (7.13) перетворюється в рівняння наповнення *глухої камери* через лінійний дросель:

$$\tau(dp/dt) + p = p_{\text{вх}}. \quad (7.14)$$

Глухі камери досить широко застосовуються в приладах пневмоавтоматики.

При подачі на вхід аперіодичної ланки збуджувального впливу у вигляді одиничного стрибка  $p_{\text{об}} = p_{\text{вх}}$  розв'язок рівняння (7.14) буде мати вигляд

$$p = p_{\text{вх}} (1 - e^{-t/\tau}), \quad (7.15)$$

де  $e$  – основа натуральних логарифмів. Крива, що описується рівнянням (7.15), є експонентою і являє собою часову характеристику аперіодичної ланки (див. рис. 7.6, б). Постійну часу аперіодичної ланки можна визначити за часовою характеристикою як проекцію дотичної на лінію сталого



значення  $p_{вх} = p_{взм}$ . Характерна особливість експоненти полягає в тому, що у всіх точках кривої проєкції дотичних однакові. Згідно з рівнянням (7.15), 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 (7.15) прийняти  $t = \tau$ , отримуємо

$$p = p_{вх} (1 - e^{-1}) = 0,63p_{вх}.$$

Звідки можна зробити висновок, що за час  $t = \tau$  вихідний сигнал, змінюючись за експонентою, досягає 63% свого потенціального значення.

Наведені залежності виражають динамічні властивості пневматичних

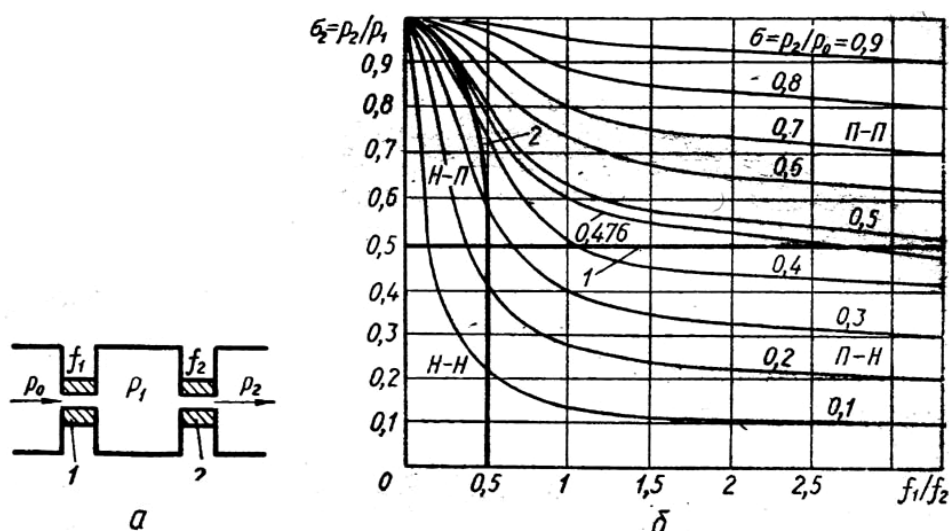


Рис. 7.7. Схема (а) проточної ємності з турбулентними дроселями і графік (б) для визначення тиску у міждросельній ємності

ємкостей з лінійними опорами.

Широко розповсюджені в пневмоавтоматиці проточні ємності з двома турбулентними дроселями (рис. 7.7, а). В таких ємкостях можливі чотири різних сполучення режимів витікання через дроселі 1 і 2 [9]: 1) докритичне витікання через дроселі 1 і 2 (режим П – П); 2) надкритичне витікання через дросель 2 (режим Н – П); 3) докритичне витікання через дросель 1 і надкритичне витікання через дросель 2 (режим П – Н); 4) надкритичне витікання через обидва дроселі 1 і 2 (режим Н – Н). Розрахувати процеси наповнення і спорожнювання подібних ємностей досить складно, оскільки часто заздалегідь невідомі поєднання режимів витікання через перший і другий дроселі. Однак задачу можна спростити, якщо скористатись графіками, побудованими за рівняннями статички проточної ємності.

Графік (див. рис. 7.7, б) [9] розділений на чотири зони, кожна з яких відповідає одному з можливих поєднань режимів витікання через дроселі проточної ємності. Межі між зонами позначені прямою лінією 1 ( $\sigma_2 = 0,5$ ) і кривою 2, що побудована за залежністю  $f_1/f_2 = 0,5$  і  $f_1/f_2 = \sigma_2 (1 - \sigma_2)$ , де

$\sigma_2 = p_2 / p_1$  – відносний тиск. Користуючись графіком, можна визначити тиск  $p_1$  в міждросельній ємності, якщо відомі ефективні площі дроселів  $f_1$  і  $f_2$  і тиски на вході і виході  $p_0$  і  $p_2$ . Одночасно визначаються і поєднання режимів витікання через кожний з дроселів.

**Пневматичні лінії зв'язку** в схемах автоматичного керування з'єднують окремі елементи схеми, функціональні блоки, прилади, виконавчі механізми, прилади, що реєструють і показують. Тому вони можуть бути як невеликими за довжиною ( $l/d \leq 10$ ), так і значної довжини ( $l/d \geq 10$ ).

В якості комунікаційних каналів в приладах пневмоавтоматики застосовують пневмолінії, що являють собою пластмасові трубки діаметром 1 ... 8 мм або канали прямокутного перерізу, виконані в комутаційних плитах. Для з'єднання елементів пневматичних приладів і пристроїв застосовують, в основному, трубки діаметром 1 ... 3 мм або канали в комутаційних плитах діаметром 1 ... 3 мм. Для більш довгих ліній зв'язку, що з'єднують вимірювальні перетворювачі (датчики), регулятори і виконавчі механізми застосовують пневмолінії діаметром 4 ... 8 мм.

Динаміка пневматичної системи визначається пневматичними характеристиками всіх її ланок – пневматичних елементів і ліній зв'язку, а швидкодія системи – часом спрацьовування 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 отже, визначає швидкодію системи керування. Пневмолінії можна розглядати як сполучення пневмоопорів і пневмоємностей [7]. Причому на відміну від пневматичних ємностей зосередженого об'єму з пневмооперами пневматичні лінії зв'язку розглядають як пристрій з розподіленими параметрами.

При передачі пневматичних сигналів по комунікаційних каналах має місце поєднання двох процесів – процесу розгону маси середовища і хвильових явищ [9]. Внаслідок складності врахування цих факторів в практичних розрахунках комунікаційний канал подають як послідовне з'єднання ланки чистого запізнення і аперіодичної ланки, причому час передачі пневматичного сигналу визначають як суму постійних часу аперіодичної ланки  $\tau$  і часу чистого запізнення:

$$T = \tau + t_3.$$

Час чистого запізнення

$$t_3 = \eta(l/a),$$

де  $l$  – довжина каналу;  $a$  – швидкість звуку у повітрі;  $\eta$  - експериментальний коефіцієнт пропорційності. В подібних розрахунках опір повітряпроводу замінюють еквівалентним йому за опором і пропускнуою

спроможністю соплом, а внутрішній об'єм повітряпроводу розглядають як зосереджений об'єм пневматичної ємності аперіодичної ланки. Однак такі розрахунки досить наближені і вимагають експериментальної перевірки. Невідповідність часу наповнення однакових за величиною зосередженого об'єму (ємності) і розподіленого об'єму (трубопроводу) викликано нееквівалентністю гідравлічних втрат і відміною термодинамічних процесів при їх наповненні. В першому випадку має місце політропний процес, в другому – процес ізотермічний, при якому відбувається не тільки конвективний теплообмін між шарами газу, але і інтенсивний теплообмін між газом та стінками трубопроводу, а при значній довжині останнього – повний теплообмін між стисненим повітрям та стінками трубопроводу.

Існують різні методи врахування впливу пневматичних ліній зв'язку на динаміку та швидкодію пневматичних ємностей. Найбільш точні розрахунки, основані на використанні так званих “розрахункових об'ємів” [11].

### 7.3. Пневматичні підсилювачі і перетворювачі

**Пневмопідсилювачі і перетворювачі безперервної дії**, що застосовують в пристроях і приладах пневмоавтоматики, виконують за двома принципово різними схемами: компенсації переміщення і компенсації зусилля. В першому випадку вхідний сигнал – переміщення чутливого органу, а в другому – зусилля, що прикладається до нього, - в пневмоперетворювачах перетворюють у пропорційні даним величинам тиски стисненого повітря.

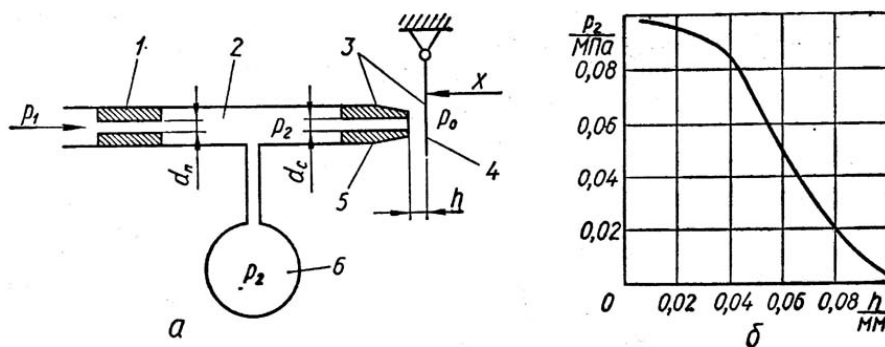


Рис. 7.8. Пневмопідсилювач типу сопло – заслінка: а – схема; б – статична характеристика

Згідно зі схемою компенсації переміщення побудований пневмопідсилювач типу сопло – заслінка (рис. 7.8, а). В ньому стиснене повітря постійного тиску  $p_1$  від джерела живлення

через постійний дросель 1 надходить у міждросельну камеру 2. З неї через сопло 5, що прикривається заслінкою 4, повітря витікає в атмосферу. Сопло 5 із заслінкою 4 утворюють керований дросель 3. Вхідним сигналом є переміщення  $x$  заслінки 4 відносно сопла 5. При переміщенні заслінки змінюється відстань  $h$ , отже, змінюється і опір керованого дроселя 3. Це, в свою чергу, змінює тиск  $p_2$  в міждросельній камері 2, який і є вихідним сигналом підсилювача. По лінії зв'язку тиск  $p_2$  передається в камеру 6 вимірювального приладу або іншого пневмопристрою.

Статична характеристика підсилювача (рис. 7.8, б) являє собою залежність вихідного сигналу (тиску  $p_2$ ) від зміни вхідного сигналу (зазору  $h$  між соплом і заслінкою). Як бачимо, достатньо незначного переміщення заслінки відносно сопла (біля 0,05 мм), щоб вхідний тиск  $p_2$  змінився на 90 – 95% його повного діапазону. Статична характеристика підсилювача типу сопло – заслінка за рисунком нелінійна. На практиці такі підсилювачі працюють не на всьому діапазоні зміни тиску, а лише на ділянці з лінійною частиною характеристики.

Оскільки в склад підсилювача входить пневматична проточна камера з керованим дроселем на виході, розрахунок її статичної характеристики досить складний. Тому можна скористатись графіками (див. рис. 7.7, б), як і для проточної камери з турбулентними дроселями.

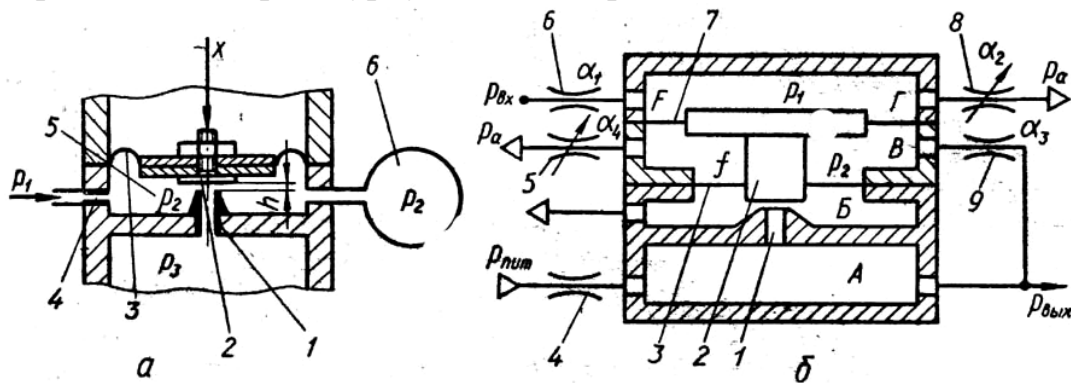


Рис. 7.9. Пневмоперетворювач (а), що працює за схемою компенсації зусилля, і пневмоперетворювач безперервної дії (б)

Пневмоперетворювач, що працює за *схемою компенсації зусилля* (рис. 7.9, а), складається з постійного дроселя 4, через який стиснене повітря під тиском  $p_1$  надходить в міждросельну камеру 5, і керованого дроселя, утвореного соплом 1 і заслінкою 2. В якості заслінки служить торець жорсткого центру еластичної мембрани 3. Вхідним сигналом перетворювача є зусилля  $x$ , що прикладене до жорсткого центру мембрани. Принцип компенсації зусилля в даній схемі полягає в тому, що зміна вихідного тиску  $p_2$  в міждросельній камері 5, викликана зміною вхідного сигналу (зусилля  $x$ ), продовжується до тих пір, поки зусилля, яке створюється на мембрані 3, не стане рівним зусиллю вхідного сигналу  $x$ . Тиск  $p_2$  в міждросельній камері 5 змінюється внаслідок зміни зазору  $h$  між соплом та заслінкою, викликаною зміною вхідного сигналу  $x$ . Зміна вихідного тиску  $p_2$  в міждросельній камері 5 за лінією зв'язку передається в глуху камеру 6 вимірювального приладу або регулятора для обробки керуючого впливу.

В цьому перетворювачі і сопло, і заслінка знаходяться в проточній камері, а повітря з міждросельної проточної камери 5 витікає не в атмосферу, а в іншу камеру приладу з тиском  $p_3$ . Такі пневмоперетворювачі називають *перетворювачами із закритим соплом*, на відміну від перетворювачів із відкритим соплом, де стиснене повітря через сопло витікає в атмо-

сферу (див. рис. 7.8, а). Приблизний вигляд статичної характеристики для пневмоперетворювача із закритим соплом такий самий, як і для перетворювача з відкритим соплом (див. рис. 7.8, б). Оскільки пневмоперетворювачі безперервної дії являють собою проточні камери з постійним опором на вході і регульованим - на виході, їх динамічні властивості та характеристики, що визначають функціональну залежність зміни вихідного сигналу в часі від зміни вхідного сигналу, виражаються тими самими диференціальними рівняннями, що і динамічні характеристики пневматичної проточної камери, а часова характеристика аналогічна характеристиці, що подана на рис. 7.6, б.

Розглянуті пневмоперетворювачі безперервної дії одночасно є і пневматичними підсилювачами.

В якості прикладу пневматичного підсилювача безперервної дії розглянемо пристрій, принципова схема якого наведена на рис. 7.9, б [9]. Підсилювач складається з пневмоперетворювача типу сопло – заслінка, що включає до себе постійний дросель 4, проточну камеру А і керований дросель з соплом 1, і мембранного блоку з мембранами 3 і 7, з'єднаними жорстким центром 2, з ефективними площами  $f$  і  $F$ , причому  $F > f$ . Торці жорсткого центру 2 служать одночасно заслінкою сопла 1. Підсилювач має дві проточні камери: камеру Г 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. Провідності дроселей 6, 8, 9 і 5 відповідно  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  і  $\alpha_4$ . Пневматичні проточні камери Г і В з постійними дроселями на вході і регульованими на виході являють собою пневматичні дільники тиску. Тиск в камерах визначається настроюванням регульованих дроселів 5 і 8. Наявність двох регульованих дроселів дозволяє змінювати коефіцієнт підсилення в широких межах.

Працює підсилювач таким чином. Тиск живлення з магістралі через постійний дросель 4 підводиться до міждросельної камери А, а з неї через сопло 1 і камеру Б стиснене повітря виходить у атмосферу. Тиск  $p_{\text{вих}}$  міждросельної камери А залежить від провідності керованого дроселя (положення заслінки відносно сопла). З міждросельної камери А повітря надходить на вихід підсилювача і по лінії від'ємного зворотного зв'язку через дросель 9 – в проточну камеру В, а з неї через регульований дросель 5 йде в атмосферу. Тиск  $p_2$  в даній камері і зусилля, що діє на мембранний блок догори ( $F > f$ ), залежить від провідності регульованого дроселя 5.

Пневматичний сигнал  $p_{\text{вх}}$ , який вимагається підсилити, подається через постійний дросель 6 в проточну камеру Г пневматичного дільника. Тиск  $p_1$  в даній камері, а отже, і зусилля, що діє донизу на мембранний блок, залежить від настроювання регульованого дроселя 8.

Зусиллю, що створюється тиском  $p_1$  на мембранному блоці, протидіє зусилля, що створюється на мембранному блоці тиском  $p_2$  з боку проточної камери В. При збільшенні, наприклад, тиску  $p_1$  (внаслідок зростання тиску  $p_{\text{вх}}$ ) мембранний блок переміщується донизу. В результаті цього зас-

лінка наближається до сопла і тиск  $p_{вих}$  в міждросельній камері А збільшується. Відповідно підвищується тиск перед дроселем 9 і в проточній камері В. Це підвищення відбувається до тих пір, поки зусилля, що діє на мембранний блок догори з боку камери В, не зрівноважить зусилля, що діє на той самий блок донизу з боку камери Г.

Таким чином, необхідна пропорційна залежність  $p_{вих}$  від  $p_{вх}$  забезпечується від'ємним зворотним зв'язком: чим вище тиск  $p_{вх}$  (а значить, і  $p_1$ ), тим вище тиск  $p_2$  (а значить, і  $p_{вих}$ ), і навпаки.

Рівняння підсилювача в статичному режимі можна отримати розв'язанням системи рівнянь, два з яких є рівняннями витрат проточних камер Г і В, а третє виражає рівність сил на мембранному блоці [9]

$$\begin{aligned} \alpha_1 (p_{вх} - p_1) &= \alpha_2 p_1; \\ \alpha_3 (p_{вих} - p_2) &= \alpha_4 p_2; p_1 F = p_2 (F - f). \end{aligned} \quad (7.16)$$

Розв'язуючи дану систему рівнянь (виключаючи з рівнянь  $p_1$  і  $p_2$ ), отримуємо

$$p_{вих} = K_p p_{вх}. \quad (7.17)$$

$K_p$  – коефіцієнт підсилення підсилювача

$$K_p = \frac{F \alpha_1 (\alpha_3 + \alpha_4)}{(F - f) \alpha_3 (\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (7.18)$$

Аналізуючи залежність (7.18), легко помітити, що наявність двох регульованих дроселів з провідностями  $\alpha_2$  і  $\alpha_4$  дозволяє в широких межах ( $1 > K_p > 0$ ) змінювати коефіцієнт підсилювання  $K_p$ . Із залежності (7.17) слідує, що підсилювач, який розглядається, здійснює пропорційний закон підсилення вхідного сигналу.

**Пневмопідсилювачі і перетворювачі дискретної дії.** Необхідність в пневмоперетворювачах дискретної дії виникла у зв'язку із розвитком пневматичних дискретних систем автоматичного керування, де безперервна форма пневматичних сигналів була придатною.

Перетворювачі дискретної дії розділюються на шифратори і дешифратори. Шифратори перетворюють безперервний вхідний сигнал у дискретні вихідні сигнали, зашифровані у відповідний код. В основі побудови таких шифраторів лежить використання просторових носіїв коду, що створюються на різних ділянках своєї поверхні опори витіканню стисненого повітря з вихідного сопла в атмосферу. Найпростіші носії коду – кодувальні диски або барабани з різноманітними радіусами зовнішньої поверхні на різних ділянках, перфокарти або перфострічки.

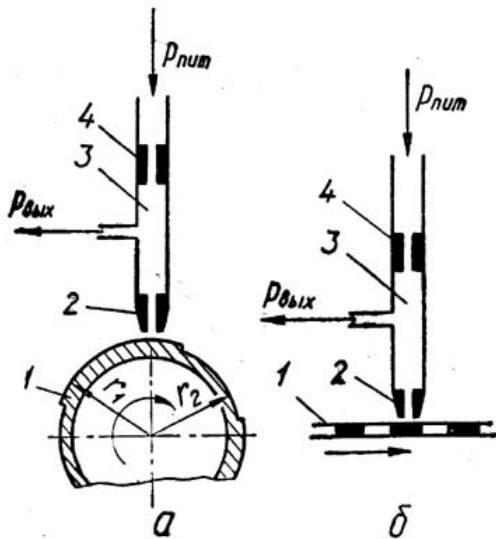


Рис. 7.10. Дискретні пневмоперетворювачі: а – з кодувальним диском; б – з перфокартою (перфострічкою)

максимальний тиск, умовно прийнятий за “1” ( $p_{\text{вих}} = 0$ ). Таким чином, на виході перетворювача отримуємо комбінацію вихідних дискретних сигналів “0” і “1”, закодованих у відповідності із профілем зовнішньої поверхні кодувального диска 1. Вхідним сигналом перетворювача служить безперервне або крокове обертання кодувального диска.

Пневмоперетворювач, зображений на рис. 7.10, б, відрізняється від розглянутого тим, що в якості просторового носія коду застосована перфокарта (перфострічка), що отримує безперервне або крокове поступальне переміщення. Працює перетворювач аналогічно розглянутому раніше. В момент часу, коли напроти сопла 2 знаходиться непробита частина перфокарти (перфострічки) і опір витіканню повітря з камери 3 через сопло 2 максимальний, тиск в камері 3 максимальний і на вихід подається сигнал  $p_{\text{вих}} = 1$ . Якщо напроти сопла 2 знаходиться отвір в перфокарті (перфостріці), тиск в камері 3 мінімальний і на вихід подається сигнал  $p_{\text{вих}} = 0$ .

Такі перетворювачі застосовуються для реалізації струминного способу зчитування сигналів, який використовуються в пневматичних програмних задавальних пристроях.

Показані на рис. 7.10 пневмоперетворювачі однорозрядні. В системах пневмоавтоматики, як правило, застосовують багаторозрядні дискретні пневмоперетворювачі, які складаються з декількох однорозрядних. В цих випадках в якості просторового носія коду застосовують не кодувальні диски, а кодувальні барабани, на поверхнях яких нанесено необхідне число шифрувальних доріжок, уздовж яких розташовані виступи у відповідності із прийнятим кодом і розрядністю пневмоперетворювача. Кожний з однорозрядних перетворювачів, що входять до складу багатороз-

Найпростіший дискретний пневмоперетворювач (рис. 7.10, а) складається з кодувального диска 1, вихідного сопла 2 і постійного дроселя 4. Поверхня кодувального диска і сопло утворюють керований дросель, а простір між соплом і постійним дроселем утворює проточну камеру 3, тиск в якій залежить від відстані між соплом і поверхнею кодувального диска (радіусів  $r_1$  і  $r_2$ ). Тиск живлення в перетворювач подається через постійний дросель 4. Поверхня кодувального диска виконана таким чином, що її ділянки або прикривають сопло (поверхню радіуса  $r_1$ ), або залишають його вільним (поверхню радіуса  $r_2$ ). В першому випадку в міждрозельній камері створюється макси-

рядного, зчитують інформацію зі своєї шифрувальної доріжки кодувального барабана.

Оскільки живлення розглянутих підсилювачів здійснюється через постійні дроселі 4, що обмежують витрати стисненого повітря, яке надходить в міждросельну камеру 3, потужність їх вихідного сигналу незначна і вимагає підсилення. В якості підсилювачів потужності вихідного сигналу в дискретних пневмоперетворювачах звичайно застосовують мембранні підсилювачі дискретного типу.

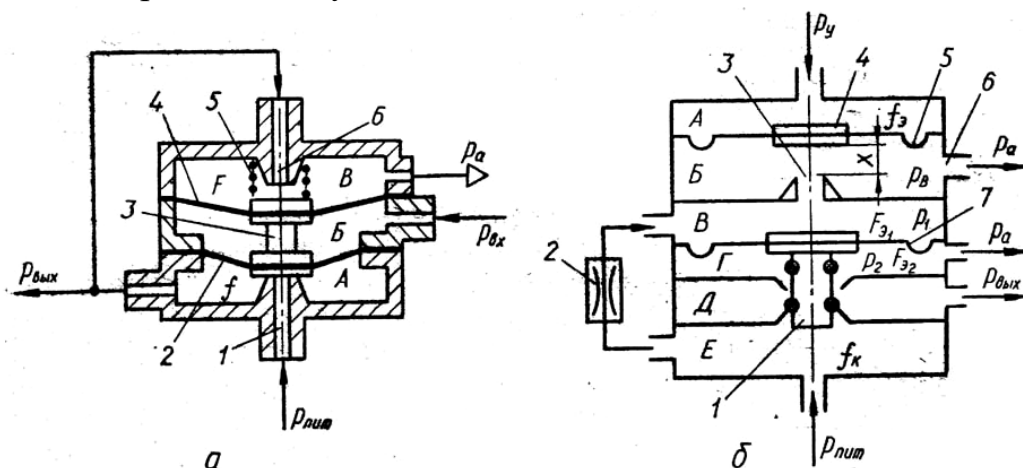


Рис. 7.11. Дискретні пневопідсилювачі: а – мембранний релейного типу; б – двокаскадний для струминних сигналів

Підсилювач (рис. 7.11, а) складається з камер А, Б і В, розділених еластичними мембранами 4 і 2 з ефективними площами  $F$  і  $f$ , причому  $F > f$ , що дозволяє зробити камеру Б керуючою. Жорсткі центри мембран зв'язані між собою втулкою 3 і є одночасно заслінками сопел 1 і 6. В камері В розташована пружина 5, що притискає у відсутності вхідного сигналу мембранний блок до сопла 1. Настроюють підсилювач на визначений поріг спрацьовування, який залежить від жорсткості і натягу пружини 5 і співвідношення ефективних площ мембран.

Тиск живлення  $p_{жив}$  підводиться до сопла 1. Вхідний дискретний сигнал  $p_{вх}$ , потужність якого підлягає підсиленню, підводиться до камери Б. Вихідна лінія підсилювача через сопло 6 і камеру В зв'язана з атмосферою.

В нормальному положенні, коли вхідного сигналу  $p_{вх}$  немає ( $p_{вх} = 0$ ), мембранний блок пружиною 5 притиснутий до сопла 1. При цьому сопло 1 закрито, вихідна лінія від'єднана від лінії живлення і через сопло 6 і камеру В сполучається з атмосферою. Тиск на виході  $p_{вих} = 0$ . При подачі в камеру Б вхідного сигналу  $p_{вх}$ , що перевищує поріг спрацьовування, зусилля на мембранному блоці, спрямоване догори ( $F > f$ ), перевищує зусилля пружини 5 і мембранний блок переміститься догори, відкриваючи сопло 1 і закриваючи сопло 6. При цьому вихідна лінія підсилювача від'єднається від камери В і атмосфери і через сопло 1 з'єднається з лінією живлення. На виході підсилювача установиться тиск  $p_{вих} = p_{жив}$ , умовно прийнятий за



“1”:  $p_{\text{вих}} = 1$ . При знятті тиску  $p_{\text{вих}}$  мембранний блок під дією пружини 5 повертається у вихідне положення. При цьому сопло 1 закривається, а вихідна лінія через сопло 6 і камеру В знов сполучається з атмосферою. Вихідний сигнал знов стає рівним “0” ( $p_{\text{вих}} = p_{\text{вих}} = 0$ ).

Таким чином, при подачі на вхід підсилювача дискретних сигналів “0” і “1”, на виході отримуємо також дискретні сигнали відповідно “0” і “1”, підсилені за потужністю. Коефіцієнт підсилення може бути досить великим і залежить від розмірів мембран, їх жорстких центрів і тиску  $p_{\text{жив}}$ .

В якості прикладу розглянемо ще один підсилювач (ПФ67-21), призначений для підсилення дискретних пневматичних сигналів (за тиском і витратами) в системах керування побудованих на струминних елементах. Підсилювач містить два каскади підсилення (рис. 7.11, б): 1) тиску; 2) витрат. Перший каскад складається з глухої камери А і проточної камери Б з постійним дроселем 6 на виході. Другий каскад складається з керуючої камери В, проточної камери Г, камери виходу Д, камери живлення Е і клапанного вузла 1, зв'язаного із жорстким центром мембрани 7.

Тиск живлення підсилювача підводиться в камеру Е. Через дросель 2 стиснене повітря підводиться в керуючу камеру В і через сопло 3, камеру Б і дросель 6 виходить в атмосферу. Під дією тиску живлення в камері Е клапанний вузол 1 піднімається. При цьому вихідна камера Д відсікається від камери живлення Е і через камеру Г з'єднується з атмосферою. На виході підсилювача встановлюється тиск  $p_{\text{вих}}$ , рівний атмосферному тиску  $p_a$ , а в камерах Б і В – тиск, що визначається опором дроселів 2, 6 і сопла 3.

При надходженні керуючого сигналу  $p_y$  в камеру А мембрана 5 під дією сили тиску і сили тяжіння центру переміщується донизу. При цьому заслінка 4 перекриває сопло 3. Керуюча камера В стає глухою, і внаслідок надходження стисненого повітря через дросель 2 тиск в ній зростає, сягаючи значення, достатнього для переміщення клапанного вузла 1 донизу. При цьому вихідна камера Д відсікається від камери Г і з'єднується із камерою живлення Е. На виході підсилювача встановлюється тиск, рівний  $p_{\text{жив}}$ .

Підсилювач струминних сигналів забезпечує широкий діапазон зміни вихідного тиску  $p_{\text{вих}} = 0,14 \dots 0,63$  МПа, що дає можливість застосовувати струминні системи керування у поєднанні із апаратурою середнього і високого тиску. Вхідний тиск підсилювача також змінюється в широких межах  $p_y = 0,6 \dots 5$  кПа.

Коефіцієнт підсилення першого каскаду підсилювача визначається відношенням ефективних площ мембрани 5 і сопла 3

$$K_p = F_e / f_c, \quad (7.19)$$

де  $F_e = (\pi/12) (D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2)$ ;  $f_c = \pi d_c^2 / 4$ ;  $D_1, d_1$  – діаметри відповідно заробки і жорсткого центра мембрани;  $d_c$  – діаметр сопла. Наприклад, для

підсилювача ПФ67-21 максимальний коефіцієнт підсилення  $K_p = 870$ . Для надійної роботи підсилювача рекомендується коефіцієнт  $K_p = 300 \dots 400$ .

При подачі керуючого сигналу  $p_y$  на мембрану 5 з боку камери А діє зусилля

$$P_y = F_e p_y + G_{ц}, \quad (7.20)$$

де  $G_{ц}$  – сила тяжіння жорсткого центра мембрани. З боку камери Б на неї діють тиск  $p_B$  і реакція струменя, що витікає з сопла 3. В результаті [9]

$$P_B = F_e p_B + G^2 / \pi r_c^2 \rho_c + \pi r_c^2 p_1, \quad (7.21)$$

де  $G$  – масові витрати повітря через сопло;  $r_c$  – радіус сопла;  $\rho_c$  - густина повітря на зрізі сопла.

При  $p_y > p_B$  мембрана із зіслінкою переміщуються донизу, перекриваючи сопло 3, що викликає зростання тиску  $p_1$  в камері В. Момент перемикання клапанного вузла визначається з умови рівноваги сил на мембрані 7. З боку камери В на мембрану діє зусилля

$$P_1 = F_{e1} p_1 + G_{к}, \quad (7.22)$$

де  $F_{e1} = (\pi/12) (D_1^2 + D_1 d_2 + d_2^2)$  – ефективна площа мембрани 7;  $G_{к}$  – сила тяжіння клапанного вузла;  $d_2$  – діаметр жорсткого центра мембрани. Знизу на клапанний вузол діє зусилля

$$P_2 = f_k p_{жив} + F_{e2} p_2, \quad (7.23)$$

де  $f_k = \pi d_k^2 / 4$  – площа клапана;  $F_{e2} = F_{e1} - f_k$  – ефективна площа мембрани 7 з боку камери Г. Надійне перемикання клапанного вузла забезпечується при  $P_1 \gg P_2$ .

## Література

1. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/ Под. ред. Е.В.Герц. – М.: Машиностроение. - 1981. – 408 с.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1975.- 272 с.
3. Федорец В.А., Педченко М.Н, Кухарец А.В. Расчет пневматических и пневмогидравлических цикловых систем. – К.: Техніка, 1981. – 184 с.
4. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления: Каталог. – М.: НИИМаш, 1978. – 155 с.
5. Lielpeters P. Pneumoiekartu aprekinī. R., RPI, 1981. 120 lpp.
6. Элементы и схемы пневмоавтоматики/ Т.К.Берендс, Т.К.Ефремова, А.А.Тагаевская, С.А.Юдицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 246 с.
7. Ибрагимов И.А., Фарзани Н.Г., Илясов Л.В. Элементы и системы пневмоавтоматики. – М.: Высш. шк., 1975. – 360 с.
8. Лебедев И.В., Трескунов С.Л., Яковленко В.С. Элементы струйной автоматки. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
9. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
10. Дьячков Б.И. Высокомоментные моторы однократного действия. – М.: Машиностроение, 1980. – 119 с.
11. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков/ Под ред. В.А.Федорца. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 375 с.

Навчальне видання

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

**Приводи автоматизованого устаткування**

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

Ч. IV

Оригінал-макет підготовлено авторами

Редактор В.О.Дружиніна  
Коректор З.В.Поліщук

Підписано до друку  
Формат 29,7x42 ¼ Гарнітура Times New Roman  
Друк різнографічний Ум. друк. арк.  
Тираж 75 прим.  
Зам. №

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі Вінницького державного технічного університету  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВДТУ, ГНК, 9-й поверх  
Тел. (0432) 44-01-59