

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО
ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ ***ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ***

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів*

Харків
ХНУМГ
2014

УДК 621.5.041(075)
ББК 31.76я73-6
К63

Автори:

Далека Василь Хомич, доктор технічних наук, професор
Голтв'янський Микола Антонович, кандидат технічних наук, доцент
Коваленко Андрій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент
Скуріхін Владислав Ігорович

Рецензенти:

В. Г. Маслієв, доктор технічних наук, професор кафедри електричного транспорту і тепловозобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут";
В. П. Шпачук, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної і будівельної механіки Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова;
Ю. В. Мінєєва, кандидат технічних наук, доцент кафедри електричного транспорту Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України
№ 1/11-4488 від 27.02.2013 р.*

Компресорні станції транспортних засобів: навч. посіб. / В. Х. Далека, К63 М. А. Голтв'янський, А. В. Коваленко, В. І. Скуріхін; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х: ХНУМГ, 2014. – 128 с.

ISBN 978-966-695-333-2

У даному навчальному посібнику наведено матеріал з конструкції, теорії і розрахунку компресорних станцій транспортних засобів. Представлено довідкові матеріали щодо сучасних вітчизняних і закордонних конструкцій компресорів транспортних засобів.

Розрахований на студентів і магістрів електромеханічних спеціальностей, слухачів навчальних закладів з наданням другої вищої технічної освіти в галузі транспорту, аспірантів, працівників підприємств, а також спеціалістів, які бажають поглиблювати свої знання з конструкції, теорії і розрахунку компресорів та компресорних станцій транспортних засобів.

УДК 621.5.041(075)
ББК 31.76я73-6

ISBN 978-966-695-333-2

© Далека В. Х., Голтв'янський М. А.,
Коваленко А. В., Скуріхін В. І., 2014
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2014

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	4
1. ОСНОВИ ТЕОРІЇ.....	5
1.1. Загальні відомості про компресорні станції.....	5
1.2. Основні поняття прикладної термодинаміки.....	8
1.3. Термодинаміка компресорного процесу.....	39
1.4. Коефіцієнти корисної дії компресорів.....	45
1.5. Охолодження. Ступеневе стиснення.....	46
1.6. Кількість ступенів. Проміжний тиск.....	48
1.7. Характеристики лопатних компресорів.....	50
1.8. Особливості регулювання лопатних компресорів.....	53
2. ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ.....	55
2.1. Індикаторна діаграма.....	55
2.2. Процеси стиску й розширення газу в поршневому компресорі.....	56
2.3. Потужність і коефіцієнт корисної дії.....	56
2.4. Мертвий простір. Коефіцієнт подачі.....	57
2.5. Багатоступеневий стиск.....	59
2.6. Потужність багатоступеневого компресора.....	60
2.7. Конструктивні типи компресорів.....	60
2.8. Дійсна індикаторна діаграма.....	64
2.9. Подача й тиск поршневого компресора.....	66
2.10. Регулювання подачі.....	67
2.11. Конструкції компресорів.....	70
2.12. Компресори з поршнями, що вільно рухаються.....	80
2.13. Компресорні установки.....	81
2.14. Випробування компресора. Енергетичний баланс компресора.....	83
2.15. Оцінка економічності працездатності компресора.....	84
2.16. Розрахунок основних розмірів ступенів компресора.....	85
3. РОТОРНІ КОМПРЕСОРИ.....	87
3.1. Принцип дії. Коефіцієнт подачі.....	87
3.2. Потужність і коефіцієнт корисної дії.....	89
3.3. Регулювання подачі роторних компресорів.....	89
3.4. Конструкції роторних компресорів.....	90
3.5. Роторно-поршневі компресори.....	91
3.6. Конструкції роторно-поршневих компресорів.....	92
3.7. Розрахунок роторно-поршневого компресора.....	98
4. ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ.....	106
4.1. Ступінь відцентрового компресора.....	106
4.2. Потужність відцентрового компресора.....	108
4.3. Конструкції відцентрових компресорів.....	112
5. ОСЬОВІ КОМПРЕСОРИ.....	116
5.1. Ступінь осьового компресора.....	116
5.2. Конструктивні форми осьових компресорів.....	120
5.3. Метод розрахунку основних розмірів ступеня компресора.....	123
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	128

ПЕРЕДМОВА

Компресорні станції застосовують у різних сферах народного господарства, зокрема там, де використовують енергію стисненого газу, джерелом якого і є вони.

У вирішенні завдань подальшого розвитку електричного транспорту провідна роль належить фахівцям, зокрема інженерам-електромеханікам, які займаються проектуванням, виготовленням, технічним обслуговуванням і ремонтом компресорних станцій.

Питання прикладної термодинаміки, будови, технічного обслуговування й ремонту компресорних станцій - складники робочих програм наступних навчальних дисциплін:

- "Механічне обладнання рухомого складу електричного транспорту".
- "Механічне обладнання транспортних засобів".
- "Випробування, експлуатація і ремонт електричного транспорту".
- "Експлуатація і ремонт електромеханічного обладнання ремонтних підприємств електричного транспорту".
- "Ремонт технічних засобів електричного транспорту".
- "Ремонт технічних засобів метрополітену".
- "Ремонт транспортних засобів".

Навчальний посібник створений на основі досвіду викладання авторами визначених дисциплін і вивчення передової технології проведення ремонту на підприємствах з ремонту транспортних засобів і технічних засобів електричного транспорту.

Автори висловлюють подяку рецензентам: професору, доктору технічних наук Е. Д. Тартаковському; професору, доктору технічних наук В. П. Шпачуку, доценту, кандидату технічних наук Ю. В. Мінеєвій за рецензування навчального посібника й зауваження, спрямовані на його поліпшення.

1. ОСНОВИ ТЕОРІЇ

1.1. Загальні відомості про компресорні станції

Компресорна станція становить агрегат оригінальної конструкції, у якому на базі закону збереження енергії відбувається перетворення механічної енергії компресорної станції на потенційну енергію стисненого повітря.

Компресорні станції класифікують:

- за способом базування на стаціонарні й пересувні;
- за типом приводу – з приводним двигуном внутрішнього згоряння, з приводним електродвигуном, а також паровою або газовою турбіною.

На об'єктах житлово-комунального господарства застосовують усі перераховані вище види компресорних станцій. Але найпоширенішими є компресорні станції, установлені на тролейбусах. Вони входять до пневматичних систем тролейбуса.

На рис. 1.1 видно, що компресорна станція складається з компресорної установки, до складу якої входить компресор, привідний електродвигун і допоміжне обладнання.

Основним складником компресорної установки зокрема, і станції в цілому, є компресор, у якому безпосередньо відбувається стискання повітряних газів.

Кожен компресор характеризується такими параметрами, як об'ємна подача

Q , початковий p_1 і кінцевий p_2 тиск, ступінь підвищення тиску $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$, частота обертання n , потужність N на валу компресора.

Компресори, призначенні для відсмоктування газу з ємностей з вакуумом, розріджуючи його при цьому до тиску набагато меншого за атмосферний, називають вакуум-насосами.

Промисловість випускає багато різноманітних компресорів для стиску кисню, водню, хлору й інших газів.

Компресори, призначенні для стиснення повітря, називаються повітряними. У навчальному посібнику розглядатимуться тільки повітряні компресори.

Компресори у свою чергу, класифікують:

- за способом дії на об'ємні, лопатні й струменеві;
- за конструктивною ознакою об'ємні компресори поділяють на поршневі й роторні, а лопатні - на відцентрові й осьові;
- за продуктивністю, що визначається об'ємом усмоктуваного повітря за одиницю часу, на малопродуктивні (до 3), середні продуктивні (від 3 до 10) і високопродуктивні (більше 10 м³/хв. повітря);
- за величиною максимального робочого тиску вирізняють компресори низького (до 10), середнього (від 10 до 100) і високого (100 бар і більше) тиску;
- за кількістю ступенів стиснення на одно-, дво- та багатоступеневого стискання.

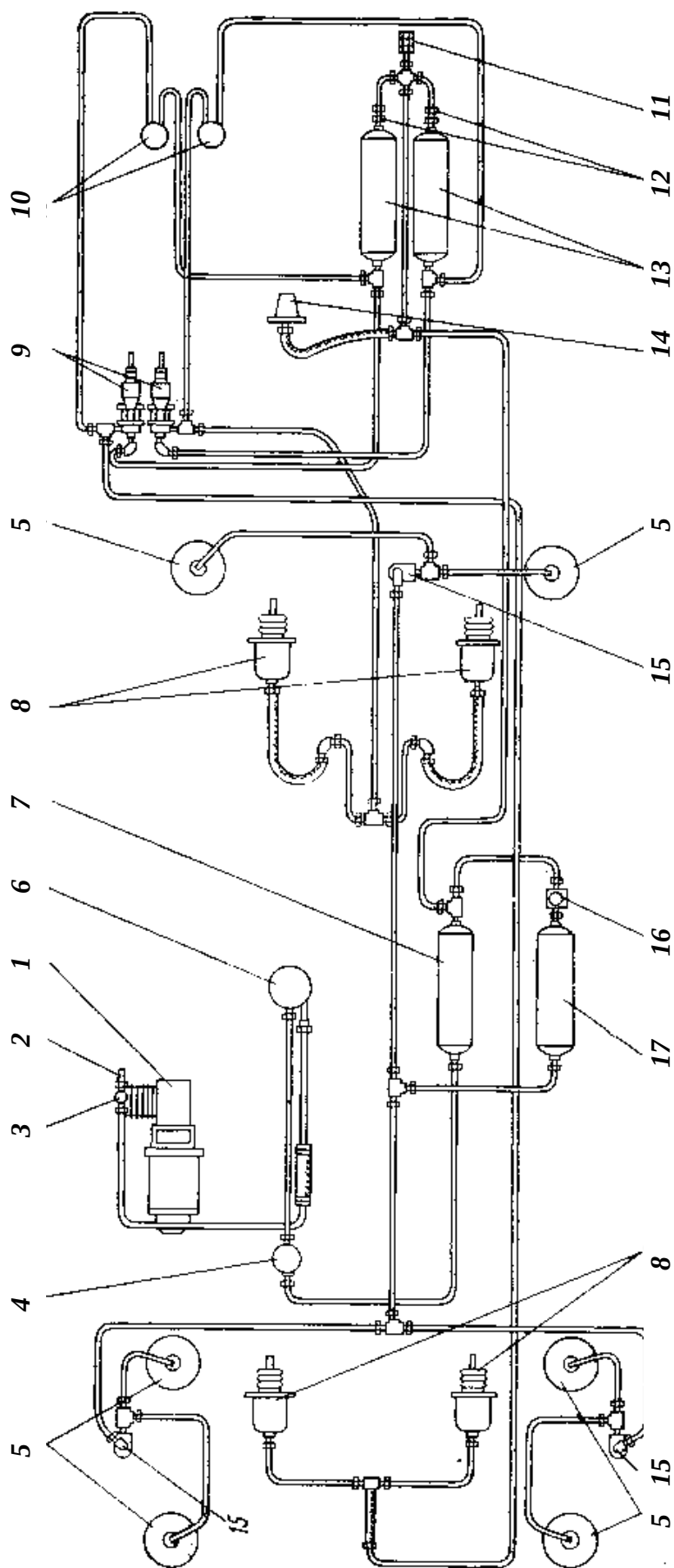


Рис. 1.1 Принципова схема пневмосистеми тролейбуса 31У-682Б (Тролза)

1 — компресор; 2 — запобіжний клапан; 3 — зворотний клапан компресора; 4 — протизаморожувач; 5 — елементи пневмопідвіски; 6 — вологомастиловідокремлювач; 7 — магістральний повітряний резервуар; 8 — гальмівні циліндри; 9 — гальмівні крани; 10 — манометри; 11 — бу-
ксирний клапан; 12 — зворотний клапан резервуарів; 13 — гальмівні повітряні резервуари; 14 — регулятор тиску повітря;
15 — регулятор рівня підлоги; 16 — редуктор тиску; 17 — резервуар повітряної пневмопідвіски

Орієнтовні значення основних параметрів компресорних машин різних типів, що застосовують на промислових підприємствах й у житлово-комунальному господарстві наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні характеристики компресорних машин

Тип	Призначення	Подача, м ³ /хв	Ступінь підвищення тиску	Частота обертання, об/хв
Поршневі	Вакуум-насоси, компресори	0 – 100 0 – 500	1 – 50 2,5 – 1000	60 – 1500 100 – 3000
Роторні	Вакуум-насоси, газодувки, компресори	0 – 100 0 – 500 0 – 500	1 – 50 1,1 – 3 3 – 12	250 – 6000 300 – 15000 300 – 15000
Відцентрові	Вентилятори, газодувки, компресори	0 – 6000 0 – 5000 100 – 4000	1 – 1,15 1,1 – 4 3 – 20	300 – 3000 300 – 3000 1500 – 45000
Осьові	Вентилятори, компресори	50 – 10000 100 – 15000	1 – 1,04 2 – 20	750 – 10000 500 – 20000

Поршковий компресор (однопоршковий, з одним ступенем стиснення) наведений на рис 1.2. При зворотно-поступальному русі поршня здійснюються фази процесу розширення, усмоктування, стискання й виштовхування. Спосіб дії поршневого компресора, заснований на витисненні газу поршнем, дозволяє будувати конструкції з малим діаметром і ходом поршня, що розвивають високий тиск за відносно невеликої подачі.

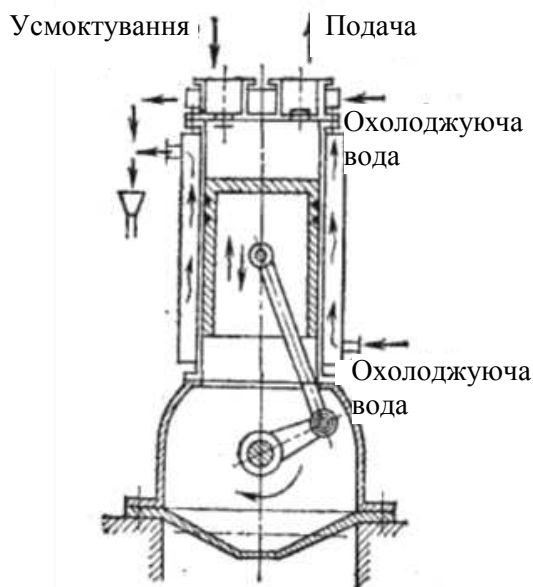


Рис. 1.2 – Конструктивна схема поршневого компресора

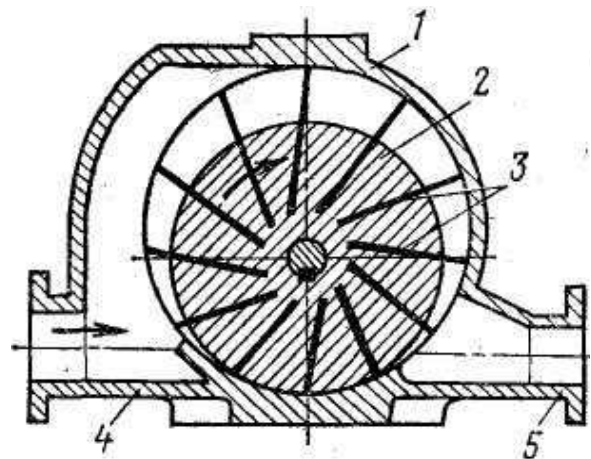


Рис. 1.3 – Конструктивна схема роторного компресора

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластини;
4 – всмоктувальний патрубок;
5 – подавальний патрубок

Роторний компресор пластинчастого типу поданий на рис. 1.3. Із обертанням масивного ротора 2, у поздовжніх пазах якого можуть вільно переміщуватись сталеві пластини 3, газ захоплюється в міжлопатному просторі, переноситься від усмоктувального патрубка 4 до опірної 5 й витісняється до трубоп-

роводу.

Вал роторного компресора може з'єднуватись з валом приводного двигуна безпосередньо, без редуктора. Це зумовлює компактність і меншу масу установки в цілому.

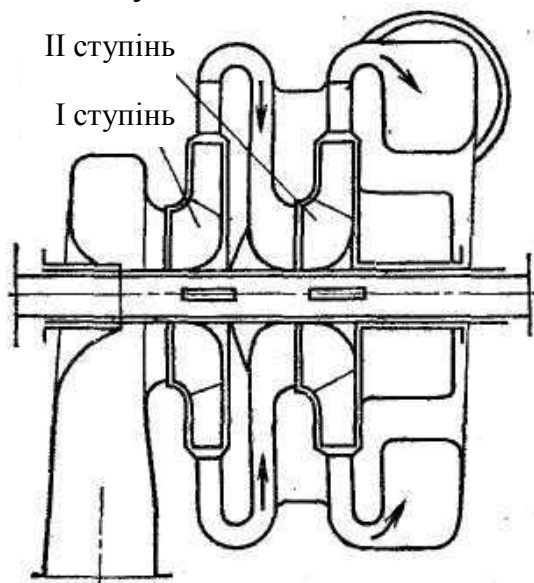


Рис. 1.4 – Конструктивна схема двоступеневого відцентрового компресора

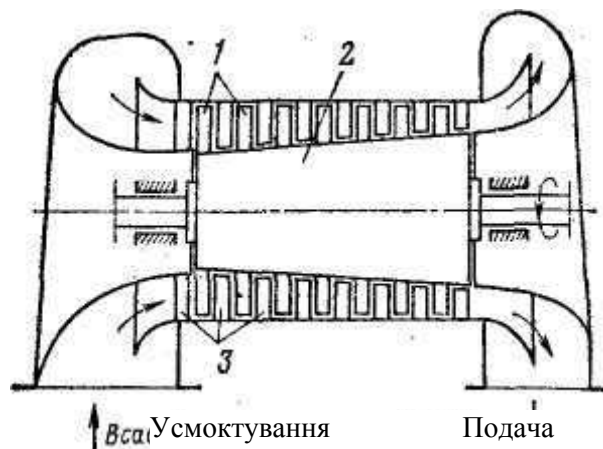


Рис. 1.5 – Схема осьового (семиступеневого) компресора
1 – робочі лопасті; 2 – ротор; 3 – скеровуючі лопасті

Відцентровий компресор (рис. 1.4) має принцип дії, аналогічний відцентровому насосу. Вал відцентрового компресора з'єднують із валом приводного двигуна (електродвигун, парова турбіна) або безпосередньо або через механічну передачу, що підвищує частоту обертання вала компресора, чим досягається зменшення розмірів компресора, знижуються його маса й вартість.

Осьовий компресор схематично зображений на рис. 1.5. Конструкція складається з масивного ротора з кількома вінцями робочих лопастей і корпуса, що несе вінцями нерухомих скеровуючих лопастей. Газ усмоктується у прийомний патрубок і, рухаючись в осьовому напрямку, стискається послідовно в лопастних ступенях компресора. Через напірний патрубок газ витісняється до трубопроводу, що веде до споживачів.

Привід осьових компресорів здійснюють від електродвигунів, парових і газових турбін.

1.2. Основні поняття прикладної термодинаміки

Термодинаміка – наука про найбільш загальні властивості макроскопічних систем, які перебувають у стані термодинамічної рівноваги, а також про процеси переходу між цими станами.

Основні закони термодинаміки пов'язані із законами руху часток, із яких побудовані тіла.

Термодинамічна система – сукупність матеріальних тіл, які становлять об'єкт вивчення й перебувають у взаємодії з навколишніми тілами, які називають навколишнім середовищем.

Робоче тіло (стосовно пневматичних пристроїв) – повітря, що розглядається як ідеальний газ.

Стан термодинамічної системи – кількісне значення основних термодинамічних параметрів: тиску (p , бар), температури (T або t°) (град) і питомого об'єму (v м³/Н) у заданий момент часу. За рівноважного (термодинамічного) стану основні термодинамічні параметри в усіх точках системи ідентичні й незмінні.

Рівняння стану (Менделєєва – Клапейрона) описує цей рівноважний термодинамічний стан ідеального газу:

$$\frac{pV}{T} = R = \text{const}, \quad (1.1)$$

де R – газова постійна, обумовлена природою газу, що має фізичну суть розширення 1 моля газу за постійного тиску й нагріванні на 1°C і чисельно дорівнює різниці мольних теплостей за постійного тиску C_p і постійному об'ємі C_v , $R = C_p - \tilde{N}v$. Для сухого повітря числове значення газової постійної $R_b = 29,27 \text{ Н}\cdot\text{м} / \text{Н}^\circ\text{С}$;

v – питомий об'єм – об'єм, який займає одиниця ваги газу, м³/Н;

p – абсолютний тиск газу – сила, що діє за нормаллю до поверхні й належить одиниці її площі. Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії газів тиск характеризується середньою кінетичною енергією поступального руху молекул і є результатом ударів молекул об стінки балону. У термодинамічних розрахунках приймається абсолютний тиск, що є сумою атмосферного P_a й надлишкового P_n (манометричного) тисків:

$$p = P_{\text{ега}} + P_a = P_{\text{ега}} + 1, \text{ бар} \quad (1.2)$$

T – абсолютна температура газу за шкалою Кельвіна, пов'язана з температурою t_0 за шкалою Цельсія:

$$T = T_0 + t_0 = 273.15 + t_0, \text{ К} \quad (1.3)$$

У технічних розрахунках для навколишнього середовища приймають $T_a = 290 \text{ К}$ (17°C). Вона характеризує інтенсивність молекулярного поступального (Броунівського) руху і є мірою середньої кінетичної енергії молекул газу, яку можна подати у вигляді формули:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{3}{2} C_b T, \quad (1.4)$$

де $m = mn / N$ маса молекули;

mn – маса моля газу;

v – середньоквадратична швидкість молекул;

$C_b = R_{mr} / N$ – постійна Больцмана;

$N = 6.02 \cdot 10^{23}$ – число Авогадра.

Отже, із кінетичної енергії впливають поняття температури й тиску:

$$T = \frac{mw^2}{3C_b} \quad \text{і} \quad p = NC_b T = N \frac{mw^2}{3}.$$

Крім того, у термодинаміці оперують наступними поняттями:

– питома вага $\gamma = \frac{1}{v} = \frac{W}{V}$, бар;

– вага питомого об'єму газу або відношення ваги W газу до об'єму (V), який він займає;

– ρ щільність газу – поняття, під яким розуміють масу газу, укладену в одиниці його об'єму:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1}{vg} \quad \text{кг/м}^3, \quad (1.5)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с.

Питома теплоємність – кількість тепла, необхідна для нагрівання одиниці ваги (питома вагова теплоємність) або одиниці об'єму (питома об'ємна теплоємність) на 1°C , що, відповідно, має розмірність ккал/кгс $\cdot^\circ\text{C}$ або ккал/м $^3\cdot^\circ\text{C}$, де м 3 – номінальний куб. м. газу, тобто м 3 належить до нормальних умов ($p_a = 760$ мм. рт. ст., $t_a = 0^\circ\text{C}$). Питома теплоємність залежить від умов протікання термодинамічних процесів, тому, якщо об'єм, у якому нагрівається або охолоджується газ, залишається незмінним ($v = \text{const}$), то він дорівнює теплоємності за постійного об'єму $C = C_v$; якщо ж процес нагрівання (охолодження) протікає за незмінного тиску ($p = \text{const}$), то він відповідно дорівнює теплоємності за постійного тиску $C = C_p$. Крім того, теплоємність залежить від температури. Однак, у пневмоприводах зміна температури повітря відносно невелика, тому при технічних розрахунках пневмоприводів застосовують постійну величину теплоємності, що відповідає температурі $T_m = 290^\circ\text{K}$.

Внутрішня енергія ідеального газу U складається з кінетичної енергії внутрімолекулярних коливань, що може виражатися через внутрішню питому енергію u що становить кінетичну енергію молекул одиниці ваги газу

$$U = \frac{V}{W}. \quad (1.6)$$

Зміна внутрішньої енергії газу залежить тільки від його температури, тобто вона є функцією температури:

$$dU = C_v dT. \quad (1.7)$$

Внутрішня енергія газу вимірюється в тих же одиницях, що й тепло.

Ентальпія – питомий тепловміст газу, виражений рівнянням, який урахує як внутрішню питому енергію газу, так і роботу, виконану цим газом:

$$i = U + Ad(pv). \quad (1.8)$$

Це рівняння можна подати в диференціальному вигляді:

$$di = dU + Ad(pv) = dU + Avdp + Apdv, \quad (1.9)$$

де A – термічний еквівалент роботи.

1.2.1. Термодинамічні процеси за постійної маси газу

Термодинамічним процесом називається послідовна зміна термодинамічних параметрів газу внаслідок переходу термодинамічної системи з одного рівноважного стану в інший при взаємодії з навколишнім середовищем.

Тут вихідною гіпотезою при аналізі змін, що відбуваються в термодинамічній системі, є припущення, що в кожен момент часу зберігається термодина-

мічна рівновага в усіх точках термодинамічної системи й кількість робочого тіла.

Перший закон (початок) термодинаміки – закон збереження й перетворення енергії стосовно термодинамічних процесів. Він формулюється наступним чином: підведене до системи тепло Q (або відведене від неї) витрачається на зміну внутрішньої енергії системи і на здійснення зовнішньої роботи l .

Рівняння першого закону термодинаміки можна подати в диференціальному вигляді:

$$\pm dQ = dV \pm Adl, \quad (1.10)$$

через питомі значення:

$$dq = dU + Adl. \quad (1.11)$$

Якщо спільно розв'язати рівняння:

$$\begin{cases} di = dU + Ad(pv) \\ dq = dU + Ad(pv) \end{cases}$$

то перший закон термодинаміки можна подати у вигляді:

$$dq = di - Avdp, \quad (1.12)$$

де q – питома кількість тепла, підведеного (відведеного) до 1 кгс газу, ккал;

l – питома робота, здійснена 1 кгс газу, кгс м;

U – питома внутрішня енергія 1 кгс газу, ккал;

A – термічний еквівалент роботи, який підставляють у рівняння для переходу від системи одиниць кгс м до системи одиниць ккал; його величина дорівнює 0,00234 ккал/кгс м.

Тут знак «+» відповідає підведенню тепла до системи й роботи, що виконується системою, а знак «-» - відведення тепла від системи й роботи, що здійснюється над системою.

Якщо прийняти (рис. 1.6), що елементарна робота dl , витрачена на переміщення dx поршня площею F і навантаженого силою P , відбувається одним кгс газу, то можна записати:

$$dl = Pdx = pFdx = pdv.$$

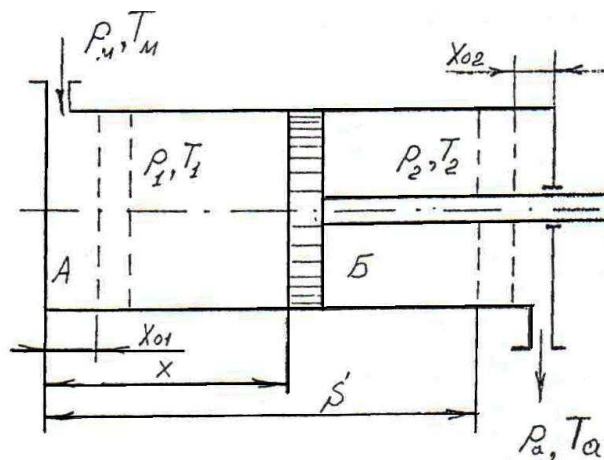


Рис 1.6 – Пневмоциліндр із поршнем

Отже, питома робота l при зміні об'єму циліндра в діапазоні $v_1 - v_2$ буде:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv ,$$

а повна:

$$dL = Wdl .$$

З вищевикладеного випливає наступний запис першого закону термодинаміки:

$$dq = dU + A p dV . \quad (1.13)$$

Для характеристики типів термодинамічних процесів використовують коефіцієнт відносного теплообміну ψ , виражаючи відношення між підведеним теплом dq і всією зовнішньою роботою газу Adl :

$$\psi = \frac{dq}{Adl} . \quad (1.14)$$

Політропний процес – загальний термодинамічний процес, який перебігає за завжди постійного значення коефіцієнта стосовно теплообміну $\psi = const$, але може набувати будь-якого числового значення від нуля до нескінченності за постійних чисельних значень теплоємності $c = const$ і показнику політропи $n = const$.

Політропному процесу відповідають рівняння:

– першого закону термодинаміки

$$dq = dU + A p dv ; \quad (1.15)$$

– стану газу (об'єднаний закон Бойля – Маріотта – Гей – Люссака)

$$p v^n = const ; \quad (1.16)$$

– показника політропи

$$n = \frac{C_p - C}{C - C_v} ; \quad (1.17)$$

– коефіцієнта відносного теплообміну

$$\psi = \frac{C}{C - C_v} . \quad (1.18)$$

Крім того, між показниками політропи n й адіабати k , й коефіцієнтом відносного теплообміну ψ існує зв'язок:

$$n = k - \psi(k - 1) . \quad (1.19)$$

Очевидно, що графічне зображення політропного процесу у координатах pV (рис. 1.7) не що інше, як усе поле навколо точки "О" вихідного стану газу.

Із метою полегшення аналізу процесів, що відбуваються в термодинамічних системах, і для спрощення розрахунків у термодинаміці прийнята низка характерних термодинамічних процесів.

Ізохорний процес – рівноважний процес, що протікає за постійного питомого об'єму $V = const$.

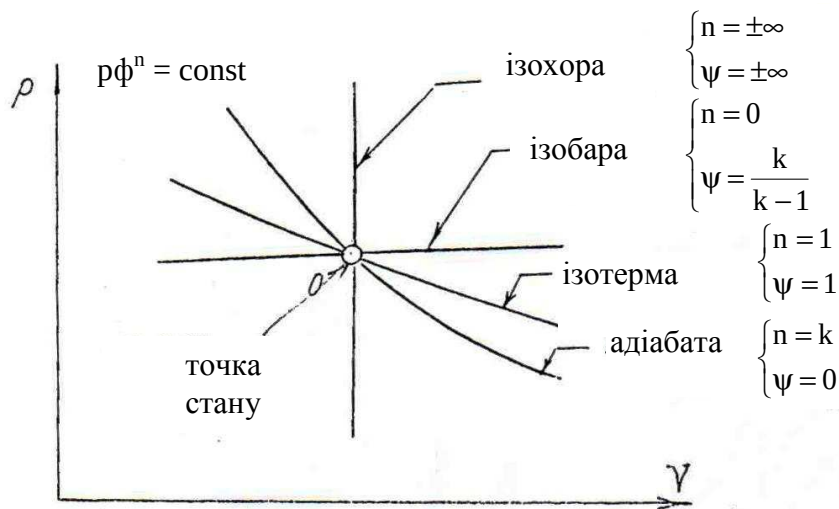


Рис 1.7 – Термодинамічні процеси

Ізохорному процесу відповідають рівняння:

– першого закону термодинаміки

$$dq_v = dU_v = C_v dT, \quad (1.20)$$

оскільки $dv = 0$ й $dl = 0$, тому що в цьому процесі зовнішня робота не відбувається;

– стану газу (закон Шарля)

$$p_1 / p_2 = T_1 / T_2 \text{ при } V = const, \quad (1.21)$$

отримане при рішенні системи рівнянь стану для двох станів газу;

– показник політропи й коефіцієнт відносного теплообміну прагнуть до нескінченності $n \rightarrow \pm\infty$ $\psi \rightarrow \pm\infty$.

Отже, при нагріванні (охолодженні) газу в замкненому об'ємі його тиск підвищується (знижується) пропорційно зміні температури. У координатах pV цей процес зображується прямою лінією, що проходить через точку "О" (точка первісного стану), паралельно осі ординат, яка називається ізохора.

Ізобарний процес – рівноважний процес, що протікає за постійного тиску $p = const$.

Ізобарному процесу відповідають рівняння:

– першого закону термодинаміки

$$dq_p = dU + Adl = C_p T + Adl. \quad (1.22)$$

Оскільки $dp = 0$, то $p = const$, а частина підведеного тепла витрачається на здійснення зовнішньої роботи Adl , а частина – на підвищення внутрішньої енергії dU ;

– стан газу (закон Гей–Люссака)

$$V_1 / V_2 = T_1 / T_2 \text{ при } p = const, \quad (1.23)$$

отримане при розв'язанні системи рівнянь стану для двох станів газу;

– коефіцієнт відносного теплообміну

$$\psi = k / (k - 1) = 1.4 / (1.4 - 1) = 3.5;$$

– показник політропи в цьому випадку дорівнює нулю $n = 0$.

Отже, при нагріванні (охолодженні) газу за постійного тиску його об'єм змінюється пропорційно зміні його температури. Цей процес у координатах pV зображується прямою лінією, що проходить, через точку "0" (точка первісного стану), паралельно осі абсцис, яку називають ізобарою.

Ізотермічний процес – рівноважний процес, що протікає при постійній температурі $T = \text{const}$.

Ізотермічному процесу відповідають рівняння:

– першого закону термодинаміки

$$dq_T = Avdp, \quad (1.24)$$

оскільки $dU = 0$, то $dT = 0$ у зв'язку з тим, що $T = \text{const}$

– стану газу (закон Бойля–Маріотта)

$$pv = \text{const}, \quad (1.25)$$

тому що показник політропи й коефіцієнт відносного теплообміну дорівнюють одиниці $n=1$ й $\psi=1$. Питому зовнішню роботу, що здійснюється газом, можна подати у вигляді формули:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.26)$$

Отже, при нагріванні (охолодженні) газу за постійної температури він розширюється (стискається) і виконує зовнішню роботу пропорційно зміні температури. На графіку pV цей процес зображується симетричною гіперболою, що проходить через точку "0" (точка первісного стану), яку називають ізотермою.

Адіабатичний (ізоентропічний) процес – рівноважний процес, що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем $dq = 0$.

Адіабатичному процесу відповідають рівняння:

– першого закону термодинаміки

$$Adl = -dU,$$

тому що зовнішня робота відбувається за рахунок внутрішньої енергії газу, а підведення (відвід) тепла відсутнє $dq = 0$;

– стану газу

$$pv^k = \text{const},$$

тому що показник адіабати для повітря $k=1.4$, а коефіцієнт відносного теплообміну дорівнює нулю $\psi = 0$. Співвідношення між параметрами газу можна подати у вигляді:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (1.27)$$

Питому роботу, що здійснюється газом, можна подати у вигляді формули:

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.28)$$

Отже, робота при адіабатичному розширенні (стисненні) газу відбувається за рахунок внутрішньої енергії самого газу. У координатах цей процес можна

подати як несиметричну гіперболу, що проходить через точку "0" (первісного стану), яку називають адіабатою.

Якщо порівняти рівняння стану газу при різних термодинамічних процесах, то видно, що за наявності двох термодинамічних параметрів газу завжди можливо знайти третій, якщо відомо, який процес протікає.

На підставі аналізу ізобарного процесу підтвердимо раніше висловлену, фізичну сутність газової постійної. Для цього, записавши значення питомої роботи для кінцевого збільшення об'єму й виразивши ці об'єми через рівняння стану для початку й кінця процесу, одержимо:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(V_2 - V_1) = R(T_2 - T_1).$$

Тоді можна записати

$$R = \frac{l}{T_2 - T_1}. \quad (1.29)$$

Отже, газова постійна дорівнює питомій зовнішній роботі 1 кг газу при його нагріванні на 1°C при $p = \text{const}$.

Якщо в рівняння першого закону термодинаміки ізобарного процесу

$$dq_p = dU + Adl,$$

підставити значення роботи, виражене через рівняння стану

$$pdV = RdT,$$

а підведене тепло й внутрішню енергію через відповідні їм теплоємності

$$\begin{cases} dq_p = C_p dT \\ dU = C_v dT \end{cases},$$

то одержимо формулу

$$C_p dT = C_v dT + ARdT,$$

з якої видно

$$C_p - C_v = AR \quad (1.30)$$

Відомо, що відношення теплоємностей в ізобарному процесі C_p до теплоємності в ізохоричному процесі C_v є показником адіабати

$$k = \frac{C_p}{C_v} \approx 1.4. \quad (1.31)$$

Отже, спільно розв'язавши два останні рівняння (1.30) і (1.31), маємо:

$$C_v = \frac{1}{k-1} AR, \quad (1.32)$$

$$C_p = \frac{k}{k-1} AR. \quad (1.33)$$

Для ізобаричного процесу характерне таке ж співвідношення:

$$dq_p = di = C_p dT.$$

1.2.2. Термодинамічні процеси при змінній масі газу

Характерною рисою термодинамічних процесів при змінній масі газу є те, що вони залежать від часу. Їхня годинна залежність обумовлена зміною кількості підводимого або відводимого газу з об'єму. Тому рівняння першого закону термодинаміки має ще додаткові члени й у диференціальній формі набуває вигляду

$$dQ + \dot{I}_i dW_i = dU + AdL + \dot{I} dW, \quad (1.34)$$

де Q – кількість тепла, відведеного з навколишнього середовища, ккал;

$\dot{I}_i$ і $\dot{I}$ – кількість енергії, яка втримується в 1 кгс газу, що надійшов до системи, і яка витекла з нього, ккал;

W_m W – кількість газу, що надійшла до системи й витекла з неї, кгс;

U – внутрішня енергія газу, ккал;

A – термічний еквівалент роботи, рівний 0,00234 ккал/кгс·м;

L – зовнішня робота термодинамічного процесу.

Оскільки члени $\dot{I}_i dW$ й $\dot{I} dW$, що враховують енергію газу, яка надійшла в систему й відведена з неї, є функцією часу, то й усі інші члени рівняння (1.34) залежать від часу. Тому, задаючись двома величинами з трьох dQ , dU і dL , не можна визначити третю величину з них, як можна було зробити в термодинамічних процесах із постійною масою. У цьому й полягає докорінна відмінність рівняння першого закону термодинаміки при змінній масі газу від рівняння за постійної маси.

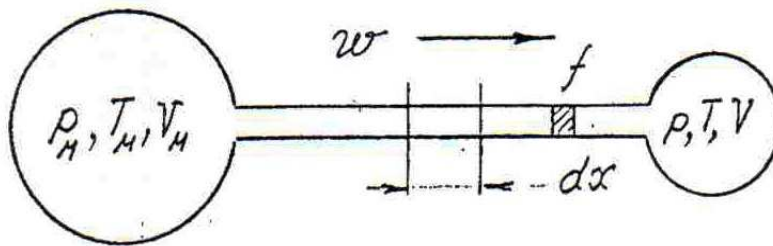


Рис. 1.8 – Витікання газу з об'єму

Нехай процес витікання газу відбувається з резервуара необмеженого об'єму, параметри якого P_n, T_n, V_n постійні (рис. 1.8), у середовище з більш низьким тиском. Енергія витікаючого газу складається з його внутрішньої енергії dU і роботи AdL , яка витрачена на витиснення газу з резервуара:

$$\dot{I}_i dW_i = dU_i + AdL_i \quad (1.35)$$

Тоді роботу сил тиску на переміщення газу через канал перетином f на відстань dx можна подати у вигляді формули:

$$dL_i = P_i f dx = P_i dV_i.$$

Підставивши значення dL_i в рівняння (1.35) і замінивши $dU_i = U dW_i$, одержимо:

$$\dot{I}_i dW_i = U_i dW_i + AP_i dV_i. \quad (1.36)$$

Якщо ліву і праву частину формули поділити на dW_i й урахувати, що $dV / dW_i = V_i$, то одержимо формулу

$$\dot{I}_i = U_i + AP_i V_i, \quad (1.37)$$

яку порівнюємо з формулою (1.8) першого закону термодинаміки, виражену ентропією. Тоді, величину питомої енергії газу необмеженого об'єму, що витікає з резервуара можна подати у вигляді формули:

$$\dot{I}_i = i_i. \quad (1.38)$$

Аналогічними міркуваннями можливо довести, що вираз для випадку витікання газу з порожнини зі змінними параметрами p, T, V до атмосфери буде

$$\dot{I} = i = U + Apv. \quad (1.39)$$

На відміну від процесів, що протікають при постійній масі газу, тут питома внутрішня робота dl не пов'язана з зовнішньою роботою dL співвідношенням $dL = Wdl$.

Як видно з розглянутого прикладу, внутрішня робота при витіканні газу може мати місце навіть за відсутності зовнішньої роботи dL . Внутрішня робота газу $dl = pdV$ за його змінної маси складається з наступних складників (рис.1.6):

- роботи стиснення, обумовленої надходженням нових порцій газу до порожнини A ;
- роботи стиснення внаслідок витиснення певної кількості газу з порожнини B ;
- роботи розширення внаслідок збільшення об'єму робочої порожнини A через переміщення поршня.

Залежно від співвідношення цих складників, які мають різні знаки, внутрішня робота газу може бути як позитивною, так і негативною ($dl > 0, dl < 0 \hat{=} dl = 0$), незалежно від величини і знака зовнішньої роботи dL .

Коефіцієнт відносного теплообміну в процесах зі змінною масою газу можна подати у вигляді формули:

$$\psi = \frac{dQ + (i_i - kU)dW}{AdL - U(k-1)(dW_i - dW)}. \quad (1.40)$$

Розглянемо для прикладу два часткові випадки, коли значення коефіцієнта відносного теплообміну залишається постійним $\psi = const$.

Нехай витікання стисненого повітря буде відбуватися за незмінної кількості повітря, що надійшло до системи ($dW_i = 0$), змінної при його витіканні ($dW_i \neq 0$) з порожнини постійного об'єму ($V_i = const$) й за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем ($dQ = 0$).

Тоді числове значення коефіцієнта відносного теплообміну дорівнюватиме (1.40):

$$\psi = \frac{dQ + (i_i - kU)dW}{AdL - U(k-1)(dW_i - dW)} = \frac{0 + (i - kU) \cdot 0}{A \cdot 0 - U(k-1)(0 - W)} = \frac{0}{U(k-1)dW} = 0,$$

а показник політропи згідно з виразом (1.19) дорівнюватиме показнику адіабати:

$$n = k - \psi(k-1) = k - 0(k-1) = k.$$

Отже, у цьому випадку має місце адіабатичний процес, що зберігається й за змінного об'єму ($dV \neq 0$).

У випадку наповнення об'єму, що відбувається при змінній кількості підведеного газу ($dW_m \neq 0$), за постійної кількості відведеного газу з порожнини постійного ($dV = 0$) об'єму й за відсутності теплообміну з навколишнім ($dQ = 0$) середовищем із виразу (1.40) одержуємо:

$$\psi = \frac{0 + (i - kU) \cdot 0}{A \cdot 0 - U(k-1)(0 - W)} = \frac{kU - i_m}{U(k-1)} \neq 0.$$

Отже, адіабатичний процес може мати місце тільки за умови:

$$i_i = Uk \quad \text{або} \quad C_p T_i = k C_v T \quad \text{при} \quad T_i = T,$$

тобто коли температура газу в магістралі, звідки надходить газ до порожнини наповнення, у кожен момент часу дорівнює температурі в порожнині T . Але в дійсності температура газу в магістралі постійна $T_i = \text{const}$, а в наповнюваній порожнині увесь час підвищується.

Звідси випливає висновок: за звичайних умов адіабатичний процес у наповнюваній із магістралі порожнини здійснити неможливо. Щоб одержати останній, тобто змінити стан газу в порожнині за законом $pv^k = \text{const}$, необхідно додатково підводити до газу тепло.

1.2.3. Витікання газу із необмеженого об'єму

Витікання газу з будь-якого резервуара, що має практично постійні параметри стисненого повітря, взагалі є невстановленим процесом, але з метою спрощення розрахунків його розглядають як випадок установленого руху потоку газу.

Установлений рух газу – такий рух газу, за якого швидкість останнього в кожній точці потоку визначається тільки її координатами й не залежить від часу.

На практиці швидкість руху газу залежить від перепаду тисків, а величина тиску залежить від часу наповнення об'єму порожнини або трубопроводу, від інерційності газового стовпа, від кількості газу, що надійшов, що також є, функцією часу й інших факторів.

Установлений рух газів підкоряється рівнянню руху (рівнянню Бернуллі)

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\rho} + h = \text{const}, \quad (1.41)$$

яке можна подати в диференціальному вигляді:

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + v dp + dh = 0, \quad (1.42)$$

де члени рівняння характеризують:

$\frac{w^2}{2g}$ – швидкість потоку газу (відношення квадрата швидкості w до прискорення вільного падіння g) називають швидкісним напором;

$\frac{p}{\rho}$ – гідралічний тиск або гідралічний напір (відношення тиску p до щільності газу);

h – роботу сил тертя, яку називають загубленим напором.

Загублений напір газу між двома перетинами у трубі через тертя визначають за формулою:

$$dh = \lambda \frac{dx}{D_0} \cdot \frac{w^2}{2g}, \quad (1.43)$$

де λ – коефіцієнт тертя газу в трубі;

dx – координата перерізу труби;

D_0 – діаметр труби.

Рівняння Бернуллі, записане для двох перерізів труби в диференціальній формі, можна подати у вигляді:

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + Vdp + \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{dx}{D_0} = 0 \quad (1.44)$$

або з використовуючи коефіцієнт тертя:

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + Vdp + \zeta \frac{w^2}{2g} = 0. \quad (1.45)$$

Спільне розв'язання рівнянь руху (1.44), стану газу (1.1), збереження енергії (1.22) з урахуванням роботи сил тертя й рівняння нерозривності потоку газу (1.46) для середніх значень параметрів газу перерізом труби сприяло встановленню залежності:

$$G = \rho w f = \text{const}, \quad (1.46)$$

де G – витрата стисненого газу;

f – площа перерізу труби.

Ці параметри дозволяють встановити зв'язок між параметрами газу і швидкістю його руху.

При політропному витіканні газу існує наступна залежність між показником політропи й коефіцієнтом аеродинамічного опору:

$$n = \frac{k(1+\zeta)}{k\zeta+1} = \frac{1+\zeta}{0.7143+\zeta}, \quad (1.47)$$

де k – коефіцієнт адіабати, який дорівнює 1,4.

Зі збільшенням аеродинамічного опору ζ трубопроводу процес витікання наближається до ізотермічного процесу, тобто $n \rightarrow 1$. Тому при ізотермічному процесі витікання газу з трубопроводу з внутрішнім діаметром D_T і довжиною l_T відношення швидкостей для двох перерізів трубопроводу можна подати як формулу:

$$\ln \frac{w_2}{w_1} - \frac{gRT}{2} \left(\frac{1}{w_1^2} - \frac{1}{w_2^2} \right) = -\frac{\lambda}{2} \frac{l_0}{D_0}. \quad (1.48)$$

Для теплоізованих трубопроводів використовують формулу:

$$\ln \frac{w_2}{w_1} - \frac{gRT_1}{k+1} \left(\frac{1}{w_1^2} - \frac{1}{w_2^2} \right) = -\lambda \frac{l_0}{D_0} \cdot \frac{k}{k+1} \quad (1.49)$$

Для політропного процесу при витіканні газу з постійними параметрами δ_i, T_i, V_i з необмеженого об'єму через трубу з аеродинамічним опором ζ в се-

редовище з меншим тиском рівняння Бернуллі в диференціальній формі набуде вигляду:

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + Vdp + \frac{k-n}{n-1} \cdot \frac{1}{k} d\left(\frac{w^2}{2g}\right) = 0. \quad (1.50)$$

Інтегруючи це рівняння при початкових значеннях параметрів газу в резервуарі δ_i, T_i, V_i й за кінцевих значень у довільному перерізі короткої труби δ, T, V , і виразивши питомий об'єм через $V = V_i (P_i / P)^{\frac{1}{n}}$, одержимо вираз для швидкості витікання газу в політропному процесі:

$$w = \sqrt{w_i^2 + \frac{2qk}{k-1} \delta_i V_i (1 - \sigma^{\frac{n-1}{n}})}, \quad (1.51)$$

де w_i – швидкість плинину газу в резервуарі;

y – безрозмірний тиск p/p_m , тобто відношення тиску середовища, куди впливає газ, до тиску в резервуарі;

n – показник політропи процесу витікання газу.

Якщо об'єм резервуара прийняти нескінченно великим, то швидкістю переміщення газу в ньому можна зневажити, тобто прийняти, що $w_m = 0$, тоді вираз швидкості витікання матиме вигляд:

$$w = \sqrt{\frac{2qk}{k-1} \delta_i V_i (1 - \sigma^{\frac{n-1}{n}})}. \quad (1.52)$$

Витрата газу згідно з рівнянням нерозривності потоку при $V = V_i (\delta_i / \delta)^{\frac{1}{n}}$ можна визначити за формулою:

$$G_i = f \sqrt{\frac{2qk}{k-1} \frac{\delta_i}{V_i} (\sigma^{\frac{2}{n}} - \sigma^{\frac{n+1}{n}})}, \quad (1.53)$$

де f – переріз каналу витікання газу, у якому втрати на тертя при витіканні газу враховані показником політропи.

Під час розрахунків процес витікання, звичайно, розглядають як адіабатний, а втрати на тертя й інші втрати тиску враховують коефіцієнтом витрати μ , що:

– у термодинаміці приймають як добуток коефіцієнта швидкості, що враховують втрати на тертя, і стиснення струменя, що виникає внаслідок зменшення його поперечного перерізу при витіканні газу;

– на практиці приймають як відношення дійсної витрати при витіканні газу до теоретичної.

У практичних розрахунках використовують рівняння витрати в наступному вигляді:

$$G_i = \mu f \sqrt{\frac{2qk}{k-1} \frac{\delta_i}{V_i} (\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}})}, \quad (1.54)$$

де коефіцієнт витрати $\mu < 1$ чітко встановлений при адіабатичному процесі витікання.

Тут коефіцієнт витрати враховує багато факторів, але не завжди вдається урахувати їх всі.

Оскільки витрата газу при витіканні залежить від відношення тисків, то, очевидно, його максимальне значення можна досягти за умови, що:

$$\sigma = \frac{\delta}{\delta_i} = \sigma_k = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,5282 \text{ і } \delta \text{ } \delta \text{ } k = 1.4. \quad (1.55)$$

Значення $y_k = 0,5282$ називається критичним значенням, і йому відповідає критичне значення витрати повітря при витіканні, яке визначають за формулою:

$$\sigma_k = \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1} \frac{\delta_i}{V_i}}. \quad (1.56)$$

Критичному значенню витрати повітря при витіканні відповідає стала швидкість звуку на виході з труби:

$$w_a = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_i}. \quad (1.57)$$

Звукова швидкість залежить від природи газу (R – газової постійної) і від температури T_m в об'ємі, із якого витікає газ. При розгляді процесів витікання було встановлено, що газом є повітря з постійними параметрами p_m , T_m , V . Звукова швидкість витікання є критичною (максимальною) для насадок без застосування спеціальних заходів (сопла Лавалля).

Оскільки до виразу витрати газу при витіканні входить функція

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (1.58)$$

яка наводиться в довідкових джерелах у вигляді таблиць або графіка (рис. 1.4), то витрата газу визначається за формулою в підкритичному режимі:

$$\sigma_i = \sigma_k \varphi(\sigma). \quad (1.59)$$

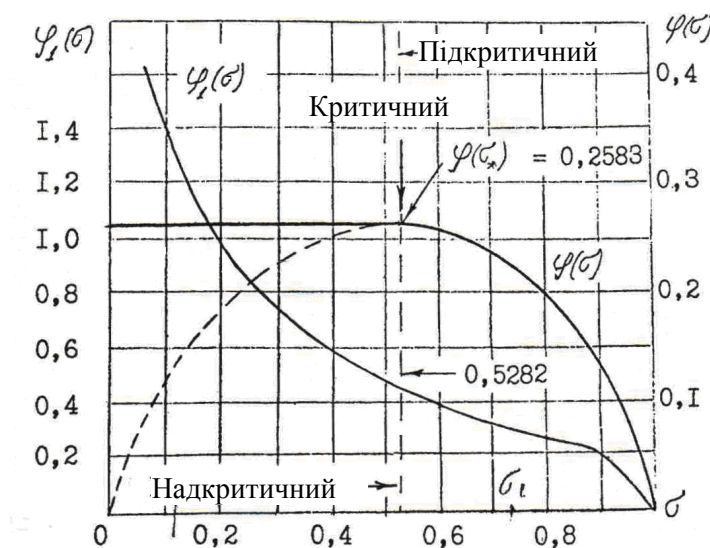


Рис 1.9 – Графік для визначення витрати газу при витіканні

На практиці для визначення витрат газу частіше користуються формулою:

$$G_i = K \mu f \frac{\delta_i}{\sqrt{RT_i}} \varphi(\sigma), \quad (1.60)$$

де

$$- \text{кінетична енергія газу } K = -\sqrt{\frac{2gk}{k-1}} = 8.282 \cdot \frac{1}{2} \cdot \tilde{n}^{-1} \text{ і } g = 9.8 \text{ м/с}^2; \quad (1.61)$$

$$- \text{газова постійна повітря } R_b = 29.27 \text{ Дж/моль} \cdot \text{К};$$

$$- \text{витратна функція } \varphi(\delta) = \sqrt{\delta^{\frac{2}{k}} - \delta^{\frac{k+1}{k}}}.$$

За температури $T_i = 290\text{K}(17^\circ\text{C})$ витрати газу при витіканні визначають за формулою

$$G_i = 0.0899 \mu f \delta_i \varphi(\sigma). \quad (1.62)$$

При надкритичному режимі витрата газу залишається постійною і тоді справедливим виразом для критичної витрати газу буде:

$$G_k = K_k \mu f \frac{\delta_i}{\sqrt{RT_i}}, \quad (1.63)$$

де

– кінетична енергія газу

$$K_k = K \varphi(\sigma_k); \quad (1.64)$$

$$- \text{витратна функція } \varphi(\sigma_k) = -\sqrt{\sigma_k^{\frac{2}{k}} - \delta_k^{\frac{k+1}{k}}} = 0.2583.$$

При температурі $T_i = 290\text{K}(17^\circ\text{C})$

$$G_k = 0.02326 \mu f \delta_i. \quad (1.65)$$

Таким чином при надкритичному режимі витікання газу його витрата і швидкість витікання залишаються незмінними й мають максимальні значення. Швидкість витікання сягає звукової величини, і її визначають, використовуючи значення газової постійної й температури.

1.2.4. Витікання газу з обмеженого об'єму

Газ із параметрами δ_i, T_i, V_i витікає з резервуара обмеженого об'єму V без теплообміну з навколишнім середовищем в атмосферу $\delta_i = \delta_a, V_i = V_a, T_i = T_a$. Крім того, параметри δ, T, V обмеженого об'єму V будуть змінними, тому рівняння першого закону термодинаміки (1.36) набуде вигляду:

$$-dU = AdL + \tilde{I} dW, \quad (1.66)$$

оскільки відсутній теплообмін із навколишнім середовищем ($dQ = 0$), а газ із резервуара тільки витікає ($dW_i = 0$).

Після підставлення в рівняння (1.66) наступних складників:

$$\begin{cases} dU = d(UW) = C_v d(TW) \\ dL = p dV \\ \ddot{I} = i \end{cases}.$$

маємо рівняння

$$-kRTdW = k\delta dV + Vd\delta. \quad (1.67)$$

Ураховуючи, що

$$dW = -d\left(\frac{V}{v}\right) = \frac{vdV - Vdv}{v^2},$$

одержимо вираз

$$vdp + kpdV = 0,$$

який становить собою рівняння адіабати

$$pv^k = \text{const}.$$

Це підтверджує, що процес витікання з обмеженого об'єму протікає за адіабатичним законом.

При практичних розрахунках часто зустрічаються процеси витікання газу з постійного об'єму, наприклад, спорожнювання балонів з газом, робота елементів пневмоавтоматики, коли можливо знехтувати пересуванням рухливих частин, тобто коли їхні порожнини розглядаються як постійні об'єми, можна користуватися формулою (1.67).

Час спорожнювання постійного об'єму в цьому випадку можна визначити, якщо в рівнянні (1.67) вважати $dV = 0$ і $dW = Gdt$, а значення витрати повітря виразити залежно від режимів витікання газу:

– надкритичному, коли $0 < \delta = \frac{\delta_a}{\delta} < \delta_x = 0.5282$, через вираження (1.63);

– підкритичному, коли $\delta_x < \delta = \frac{\delta_a}{\delta} < 1$, через вираження (1.60) шляхом інтегрування.

Очевидно, час спорожнювання постійного об'єму можна визначити за формулою:

а) при надкритичному режимі:

$$t = \frac{2V}{(k-1)\mu fK_k \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{RT_i}} \left(\sigma_2^{\frac{k-1}{2k}} - \sigma_1^{\frac{k-1}{2k}} \right); \quad (1.68)$$

при підкритичному режимі:

$$t = \frac{0.875V}{k\mu fK \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{RT_i}} \left[\frac{\sqrt{1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}} \left(3\sigma^{\frac{k-1}{k}} + 2 \right)}{\sigma^{\frac{2(k-1)}{2k}}} + 3 \ln \frac{1 + \sqrt{1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}}}{\sigma^{\frac{k-1}{2k}}} \right] \quad (1.69)$$

В отриманих рівняннях (1.68) і (1.69) під σ розуміють відношення тисків середовища, куди надходить газ, до тиску середовища, звідки він впливає:

$$\sigma = \frac{\delta_a}{\delta} \quad \sigma_a = \frac{\delta_a}{\delta_i} \quad \sigma_1 = \frac{\delta_a}{\delta} \quad \sigma_2 = \frac{\delta_a}{\delta}.$$

Тоді критичний тиск визначають за формулою:

$$\delta_k = \frac{\delta_a}{\sigma_k} = \frac{\delta_a}{0.5282} = 1.894 \cdot \delta_a. \quad (1.70)$$

Таким чином, процес витікання в діапазоні зміни тисків в об'ємі від початкового значення P_m до критичного P_k протікає в надкритичному режимі, а при тиску нижче P_k – у підкритичному режимі.

Для спрощення розрахунків на практиці користуються формулою:

$$t = 2.53 \cdot 10^{-2} \frac{V}{\mu f \sigma_a^{(k-1)/2k}} [\psi_2(\sigma_2) - \psi_2(\sigma_1)], \quad (1.71)$$

де

$$\psi = \begin{cases} \sigma^{\frac{k-1}{2k}} & \text{і де } 0 < \sigma < 0.5282 \\ \sigma^{\frac{k-1}{2k}} - \frac{k-1}{2k} \varphi(\sigma) \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{\sigma^{\frac{k+1}{2k}} \varphi(\sigma)} & \text{і де } 0.5282 < \sigma < 1 \end{cases}$$

Значення функцій $\psi_1(\sigma)$ й $\psi_2(\sigma)$, що відповідає початковому σ_1 й кінцевому σ_2 значенням тиску, визначають за графіком (рис. 1.10). При цих розрахунках вважають, що температура газу $T_m = T_a$ в магістралі дорівнює температурі навколишнього повітря, і значення $\sigma^{(k-1)/2k} = \psi_2(\sigma)$ якщо $\sigma_2 < \sigma_x = 0.5282$.

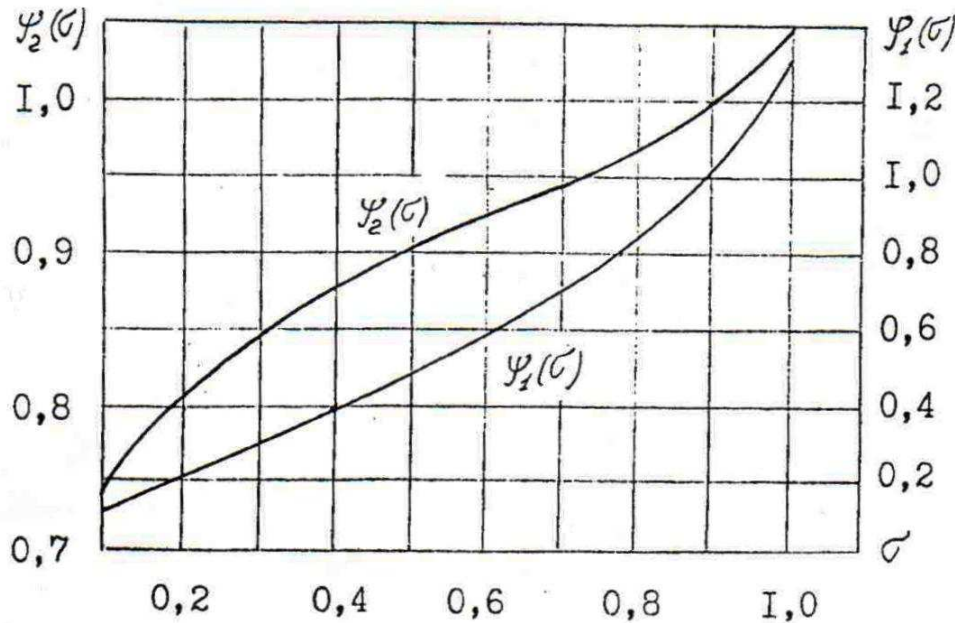


Рис. 1.10 – Графік для визначення часу витікання газу

Миттєва витрата газу при витіканні з обмеженого об'єму

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \cdot \frac{\delta}{V} \left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k-1}{k}} \right)} = K \mu f \frac{\delta_i \sigma^{\frac{k+1}{2k}}}{\sqrt{RT_i}} \varphi_1(\sigma) = 0.0899 \mu f \delta_i \sigma_a^{\frac{k+1}{2k}} \varphi_1(\sigma), \quad (1.72)$$

де

$$\varphi_1(\sigma) = \frac{\varphi(\sigma)}{\sigma^{\frac{k+1}{2k}}}, \quad (1.73)$$

залежить від поточного значення p й V .

Відмінність формули (1.72) від формули (1.53) полягає в тому, що в першій значення p і x змінні, а в другій вони постійні й дорівнюють параметрам магістралі. Для підкритичного й надкритичного значень витрати газу можна також скористатись формулами (1.60) і (1.63), якщо в них замість p_m і T_m підставити значення p і T (поточні параметри повітря в постійному об'ємі). Оскільки ці параметри змінні, то й витрата повітря буде так само змінною, як при підкритичному режимі, так і при надкритичному режимі. Характер зміни витрати при витіканні з обмеженого об'єму відповідає зміні функції $\varphi_1(\delta)$ (1.73), що зображена на графіку (рис. 1.9).

Приклад 1.1

У ресивері, об'єм якого дорівнює $V = 0,04 \text{ м}^3$, знаходиться стиснене повітря під тиском 6,5 бар і при температурі $T = 290 \text{ °K}$ (17°C). Знайти час, протягом якого тиск повітря в ресивері знизиться до $p = 1,5$ бар, якщо стиснене повітря витікає в атмосферу через трубку із внутрішнім діаметром $d = 0,02 \text{ м}$. Коефіцієнт витрати системи прийняти рівним $m = 0,7$. Визначити миттєве значення витрати повітря G на початку й наприкінці процесу, а також у момент, коли тиск у ресивері знизиться до критичного значення.

Безрозмірні тиски в ресивері початковий й кінцевий, а так само абсолютний критичний, відповідно:

$$\sigma_1 = p_a / p_i = 1 / 6,5 = 0,154;$$

$$\sigma_2 = p_a / p_i = 1 / 1,5 = 0,667;$$

$$P_k = P_a / \sigma_k = 1 / 0,5282 = 1,89 \text{ бар}$$

Прохідний переріз трубопроводу:

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Значення функцій $\varphi_1(\sigma)$ і $\varphi_2(\sigma)$ знаходимо за рис. 1.10.

$$\varphi_1(\sigma) = 0,745 \quad \text{і} \quad \varphi_2(\sigma) = 0,945,$$

оскільки $\sigma_a = \sigma_1$ то $\sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} = \varphi_2(\sigma_1) = 0,745$.

Час витікання повітря з ресивера:

$$t = \frac{2,53 \cdot 10^{-2} \cdot V [\psi_2(\sigma_2) - \psi_2(\sigma_1)] \cdot 10^{-2}}{\mu f \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}}} = \frac{2,53 \cdot 10^{-2} \cdot 4,0 \cdot 10^{-2} \cdot [0,945 - 0,745] \cdot 10^{-2}}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \cdot 0,745} = 1,24$$

Значення функції $\varphi_1(\sigma)$, узяті за графіком: (рис. 1.10)

$$\begin{cases} \varphi(\sigma_1) = \varphi_1(0,154) = 1,2; \\ \varphi(\sigma_k) = \varphi_1(0,528) = 0,44; \\ \varphi(\sigma_2) = \varphi_1(0,664) = 0,35. \end{cases}$$

Миттєва витрата повітря:

$$G = 0,0899 \mu f \delta_i \sigma_a^{0,86} \varphi_1(\sigma) = 0,0899 \cdot 0,7 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \cdot 6,5 \cdot 10^4 \cdot \sigma_a^{0,86} \cdot \varphi_1(\sigma) = 1,284 \sigma_a^{0,8} \varphi_1(\sigma);$$

на початку процесу витікання:

$$G_1 = 1,284 \cdot 0,255 \cdot 1,2 = 0,393 \text{ кг/с};$$

при критичному значенні тиску:

$$G_k = 1,284 \cdot 0,255 \cdot 0,44 = 0,144 \text{ кг/с};$$

до кінця процесу витікання:

$$G_2 = 1,284 \cdot 0,255 \cdot 0,35 = 0,115 \text{ кг/с};$$

Послідовне зниження витрат можна пояснити зміною параметрів p_m і T_m газу в ресивері обмеженого об'єму.

1.2.5. Наповнення газом постійного об'єму

Процес наповнення постійного об'єму V стисненим повітрям з магістралі з постійними параметрами p_m , T_m , v_i що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, відповідає умовам:

$$dQ = 0; dw = 0; dv = d(uw) = c_v d(Tw); dL = pdV; \dot{I}_i = i_i$$

і описується рівнянням (1.34) першого закону термодинаміки в наступному вигляді:

$$kRT_i dW_i = Vdp + kpdV. \quad (1.74)$$

Цей процес є політропним і протікає при змінних значеннях коефіцієнта відносного теплообміну:

$$\varphi = \frac{k}{k-1} \left(1 - \frac{T_i}{\dot{O}} \right) \quad (1.75)$$

і показника політропи

$$n = k \frac{T_i}{T}, \quad (1.76)$$

оскільки ці коефіцієнти є функцією тиску. Звичайно, в розрахунках температуру в магістралі приймають рівною температурі навколишнього середовища $T_m = T_a$. При цьому допущенні показник політропи на початку дорівнює показнику адіабати $n=k$, а потім його значення зменшується, наближаючись до одиниці $n \rightarrow 1$, тобто до величини показника ізотермічного процесу.

Час наповнення постійного об'єму з магістралі для надкритичного режиму, коли $\sigma_1 < \sigma_*$ й $\sigma_2 < \sigma_*$ можна визначити за формулами:

$$t = \frac{V}{k\mu f K_k \sqrt{RT_i}} (\sigma_2 - \sigma_1), \quad (1.77)$$

і для підкритичного режиму, коли $\sigma > \sigma_k$ $\sigma_2 > \sigma_k$

$$t = \frac{2V}{(k-1)\mu f k \sqrt{RT_i}} \left(\sqrt{1 - \sigma_1^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma_2^{\frac{k-1}{k}}} \right), \quad (1.78)$$

де відносні значення тиску початку й кінця наповнення та критичне значення тиску визначають за формулами:

$$\sigma_1 = p / p_i; \quad \sigma_2 = p / p_i \quad \text{і} \quad \sigma_* = 0,5282.$$

Якщо наповнення починається при тиску менше критичного (наприклад, при атмосферному тиску σ_a), закінчується при значенні тиску більше критичного, тобто при $\sigma_1 < \sigma_k < \sigma_2$, то в розрахунках використовуються обидві формули. За кінцеве значення тиску у формулі (1.77) σ_2 і за початкове значення у формулі (1.78) σ_1 приймають критичне відношення тисків σ_k .

Для спрощення розрахунків використовують, звичайно, одну формулу, виходячи з умови рівності температур стисненого повітря в магістралі й у навколишній середовищі, тобто $T_m = T_a = 290 \text{ K}$ (17°C).

$$t = 3,62 \cdot 10^{-3} \frac{V}{\mu f} [\psi_1(\sigma_2) - \psi_1(\sigma_1)], \quad (1.79)$$

де

$$\psi_1 = \begin{cases} \sigma_i \text{ дè } 0 < \sigma < 0,5282; & \left(\sqrt{1 - \sigma_k^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma^{\frac{k-1}{k}}} \right) + \sigma_k \text{ дè } 0,528 < \sigma < 1 \\ \frac{2k\psi(\sigma_k)}{k-1} \end{cases}$$

Значення функцій $\varphi_1(\sigma_2)$ і $\varphi_1(\sigma_1)$ визначається за графіком (рис. 1.10).

Витрата повітря є початком процесу наповнення до досягнення критичного тиску $\sigma_1 < \sigma_k = 0,5282$ буде постійною і визначатиметься за формулою для критичної витрати:

$$G_k = \frac{K\mu f\delta_i}{\sqrt{RT_i}} \varphi(\sigma_k) = 0,0232\mu f\delta_i, \quad (1.80)$$

а потім змінним:

$$G_k = \frac{K\mu f\delta_i}{\sqrt{RT_i}} \varphi(\sigma) = 0,0899\mu f\delta_i \varphi(\sigma), \quad (1.80a)$$

оскільки змінюється поточний тиск $\sigma = p / p_i$ усередині наповнювальної ємності.

Приклад 1.2

Визначити час подачі пневматичного сигналу від гальмового крана зворотної дії з ручним приводом, якщо $p_i = 2,2$ бар і $T_m = 290 \text{ K}$, до прискорювального клапана, розглядаючи процес руху повітря трубопроводом, що з'єднує зазначені пристрої, як процес наповнення цього каналу повітрям до тиску $p = 1,4$ бар. Довжина трубопроводу l дорівнює $5,5$ м при внутрішньому діаметрі $b = 0,01$ м. Коефіцієнт витрати системи $m = 0,2$. Об'ємом камери керування прискорювального клапана знехтувати. Визначити витрату повітря на початку й на кінці процесу, а також тиск у критичній точці процесу.

Прохідний переріз трубопроводу:

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Безрозмірні тиски на початку й наприкінці процесу наповнення:

$$\sigma_1 = p_a / p_i = 1 / 2,2 = 0,455;$$

$$\sigma_2 = p / p_i = 1 / 1,4 = 0,714.$$

Значення функцій $\varphi_1(\sigma_1)$ і $\varphi_1(\sigma_2)$ визначають за графіком (рис. 1.10), які, відповідно, дорівнюють $\varphi_1(\sigma_1) = 0,46$ й $\varphi_1(\sigma_2) = 0,73$.

Об'єм трубопроводу

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,01^2 \cdot 5,6}{4} = 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Час наповнення трубопроводу керування прискорювальним клапаном приблизно дорівнює часу подачі сигналу:

$$t = \frac{3,62 \cdot 10^{-3} V [\varphi_1(\sigma_2) - \varphi_1(\sigma_1)]}{\mu f} = \frac{3,62 \cdot 10^{-3} \cdot 4,4 \cdot 10^{-4} (0,73 - 0,46)}{0,2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5}} = 4,77 \cdot 10^{-2} \text{ сек.}$$

Витрату повітря на початку процесу наповнення $\sigma_1 < \sigma_* = 0,5282$ визначають за формулою для критичної витрати:

$$G_k = \frac{K \mu f \delta_i}{\sqrt{RT_i}} \varphi(\sigma_k) = 0,02826 \mu f \delta_i = 0,02326 \cdot 0,2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5} \cdot 2,2 \cdot 10^4 = 8,03 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Це значення витрати залишається постійним доти, поки тиск у керуючій камері прискорювального клапана не досягне критичного значення:

$$\delta_k = p_i \sigma_k = 2,2 \cdot 10^4 \cdot 0,528 = 1,16 \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2.$$

Потім витрата стає змінною величиною.

Витрата повітря наприкінці процесу наповнення:

$$G_i = 0,0899 \mu f \delta_i \varphi(\sigma_2) = 0,0899 \cdot 0,2 \cdot 7,85 \cdot 10^{-5} \cdot 2,2 \cdot 10^4 \cdot 0,238 = 7,39 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Значення $\varphi(\sigma_2)$ визначене за графіком (рис. 1.10)

1.2.6. Дроселювання газів

Процес зниження тиску газу при переході через перешкоду (звуження каналу) називається дроселюванням.

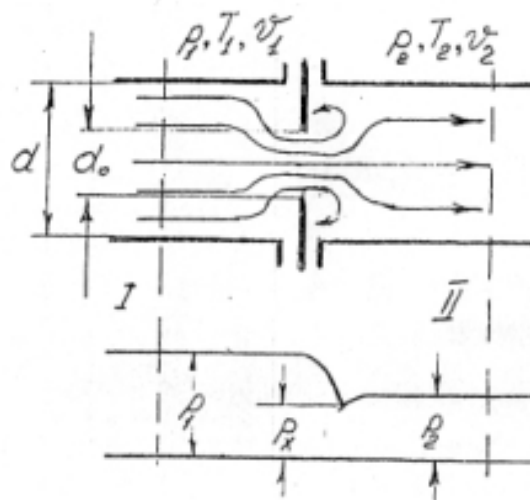


Рис 1.11 – Дроселювання газу

Рівняння першого закону термодинаміки (1.10) у диференціальній формі для процесу дроселювання газу можливо записати у вигляді, якщо припустити, що робота, виконувана газом, дорівнює кінетичній енергії струменя газу при однорідній масі:

$$dq = di + d\left(\frac{w^2}{2}\right), \quad (1.81)$$

де w – швидкість переміщення газу.

З рівняння (1.81) зрозуміло, що тепло dq , підведене до елементарної маси газового потоку, витрачається на збільшення його ентальпії di і кінетичної енергії $d\left(\frac{w^2}{2}\right)$. Якщо переміщення газу відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем (адіабатичне переміщення газу), то рівняння (1.81) набуде вигляду:

$$d\frac{w^2}{2} = -di, \quad (1.82)$$

а після інтегрування рівняння матиме вигляд:

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = i_1 - i_2. \quad (1.83)$$

Оскільки в процесах дроселювання зміна швидкості $w_2 - w_1$ порівняно невелика, то можна нею знехтувати і вважати, що між ентальпіями існує рівність $i_1 = i_2$.

Виходячи з рівняння нерозривності (1.46) при переході через діафрагму швидкість його руху w_x повинна стати більшою, ніж w_1 , тому що площа $f_o = \frac{\pi d^2}{4}$ прохідного перерізу діафрагми менше площі прохідного перерізу основного каналу, що має діаметр d . Це можливо тільки в тому випадку, коли $p_x < p_1$. Після дроселювання швидкість w_x повинна знову зменшитись до w_1 , тому що площа поперечного перерізу каналу знову стає більшою, тобто $f > f_o$. Якщо при цьому виконується умова рівності швидкостей $w_1 = w_2$, то можна припустити, що повинні вирівнюватись і тиски $p_1 = p_2$, однак у дійсності для реально-го газу p_1 виявляється більше p_2 , що пояснюється витратою частини кінетичної енергії руху потоку через діафрагму $w_x^2/2$ й після неї $w_2^2/2$ на перетворення в тепло, однак його не вистачає для підвищення тиску до вихідного значення p_1 . Отже, між перерізами I й II (рис.1.11) протікає типовий незворотній процес зі зміною температури газу, який називають ефектом Джоуля–Томсона.

Розрізняють диференціальний й інтегральний дросель-ефекти.

Диференціальний дросельний ефект оцінюється коефіцієнтом α_i , який характеризує швидкість зміни температури газу при зміні тиску в результаті дроселювання при незмінній ентальпії ($i = \text{const}$ й $di = 0$), який при розрахунках для повітря, звичайно, приймається рівним $\alpha_i \approx +0,25$ К/100 кПа.

$$\alpha_i = \frac{dT}{dP} = \frac{T \left| \frac{dv}{dT} \right| - v}{c_p} \approx \frac{\Delta T}{\Delta P}. \quad (1.84)$$

У дійсності він змінюється при зміні тиску й температури, що добре видно з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Коефіцієнт дросель-ефекту для повітря, °C/бар

Температура, °C		-50	-25	0	+50	+100	+200
Тиск, бар	1,0	0,378	0,317	0,266	0,189	0,133	0,063
	20,0	0,358	0,297	0,249	0,178	0,124	0,056

Дросельний процес може протікати як зі зниженням температури $T < 0$, при постійній температурі $T = 0$, так і при підвищенні температури $T > 0$. Процес дроселювання, що характерний для пневматичних систем транспортних засобів, протікає в режимі, коли початкова температура повітря нижче температури інверсії $T_1 < T_{inv} = 490^\circ\text{C}$. Тому коефіцієнт дроселювання залишається позитивним, тобто завжди спостерігається зниження температури. Інверсією прийнято вважати ізобару для тиску $p_{inv} = 410$ бар, коли коефіцієнт дроселя-ефекту $\alpha_i = 0$.

Інтегральний адіабатичний дросель-ефект $\Delta T_{1-2} = T_1 - T_2$ являє собою величину зміни температури при кінцевому зниженні тиску:

$$\Delta T_{1-2} = \int_{P_1}^{P_2} \alpha_i dP. \quad (1.85)$$

Дросельний ефект у техніці широко використовується для визначення витрати газу в сталому режимі. Для вимірів застосовуються стандартні мірні шайби (діафрагми).

Приклад 1.3

Визначити температуру повітря T_a на вході дроселюючого пристрою, при якій можливе заморожування дросельної діафрагми при наповненні пневмосистеми і під час витікання з неї стисненого повітря в атмосферу, якщо тиск у магістралі 6,5 бар.

Максимальна витрата повітря досягається при критичному витіканні газу, якому відповідає критичний тиск:

- при наповненні

$$\delta_1 = \delta_{k \dot{a} i} = \delta_i / \sigma_k = 6,5 / 0,528 = 12,31 \text{ бар};$$

- при подачі в атмосферу

$$\delta_{k \ddot{a} \delta} = \delta_a / \sigma_k = 1 / 0,528 = 1,84 \text{ бар}.$$

Середнє значення коефіцієнта дроселя-ефекту згідно з таблицею 1.1 приймається:

$$\alpha_{i \ddot{a} \delta} = \frac{\alpha_i(1) + \alpha_i(20)}{2} = \frac{0,266 + 0,246}{2} = 0,2455.$$

При подачі в атмосферу

$$\alpha_{i \ddot{a} \delta} = \alpha_i(1) = 0,266.$$

Очікуваний перепад температури при дроселюванні повітря:

- при наповненні магістралі:

$$\dot{O}_{i \dot{a} i} = \alpha_{i \ddot{a} \delta} (\delta_2 - \delta_1) = 0,2455 \cdot (12,31 - 6,50) = 1,44 \text{ }^\circ\text{K};$$

- при витіканні стисненого повітря з неї:

$$\Delta\dot{O}_{\dot{n}\dot{o}\dot{\delta}} = \alpha_{i\dot{n}\dot{o}}(1)(\dot{\delta}_i - \dot{\delta}_a) = 0,266 \cdot (1,84 - 1,0) = 0,22 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Відповідно, температура на вході дроселюючого пристрою в ланцюзі наповнення магістралі буде дорівнювати:

$$\dot{O}_{1f\dot{a}\dot{i}} = \dot{O}_2 + \Delta\dot{O} = 273,15 + 1,44 = 274,59 \text{ } ^\circ\text{K},$$

а температура при витіканні з неї:

$$\dot{O}_{1c\dot{o}\dot{\delta}} = \dot{O}_2 + \Delta\dot{O} = 273,15 + 0,22 = 273,37 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

Отже, щоб позбавитись замерзання дроселюючих діафрагм, температури повітря перед дросельною діафрагмою на початку наповнення й наприкінці витікання повинні перевищувати температуру навколишнього середовища більш ніж, відповідно, на $1,5^\circ\text{C}$ і на $0,25^\circ\text{C}$.

Звідси зрозуміло, що при наявності вологи в повітрі при роботі пневмосистеми в діапазоні температур, близьких до 0°C , можливе заморожування звужень у магістралі пневмосистеми транспортних засобів.

1.2.7. Вологе повітря

У пневматичних системах транспортних засобів робочим тілом є стиснене атмосферне повітря, що завжди містить ту або іншу кількість вологи у вигляді пари, тобто є пароповітряною сумішшю сухого повітря з водяною парою.

Існує межа наявності в повітрі вологої пари, при перевищенні якої водяна пара починає конденсуватися й переходити у туман або росу. Повітря, що містить максимально можливу кількість водяної (насиченої) пари, називають насиченим вологим повітрям. Вологе повітря, що займає за вмістом водяної пари проміжне значення між сухим і насиченим, називають ненасиченим вологим повітрям. Ненасичене вологе повітря характеризується відносною вологістю:

$$\varphi = \rho_i / \rho_{if}, \quad (1.86)$$

де ρ_i й ρ_{if} – щільність водяної пари у вологому повітрі й при насиченому стані для однієї й тієї ж температури.

Насичена пара – двофазна система, у якій пара перебуває в термодинамічній рівновазі з рідиною, тобто коли кількість паркової води дорівнює такій самій кількості пари, що сконденсувалась у воду. Цьому стану відповідає температура T_{nn} і тиск P_{nn} насичення.

Під вологовмістом d вологого повітря розуміють відношення маси M_n вологої пари (у кг), що знаходиться у вологому повітрі, до маси M_g сухого повітря (у кг):

$$d = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_A} = \frac{\rho_i}{\rho_A}. \quad (1.87)$$

Оскільки вологе повітря підпорядковується законам ідеального газу, то можна записати рівняння стану для водяної пари й сухого повітря:

$$p_i V = M_i R_i T \text{ і } p_A V = M_A R_A T.$$

При рівності температур маємо:

$$d = \frac{\rho_i}{\rho_A} = \frac{R_B T}{R_i T} \cdot \frac{D_i}{D_A} = \frac{R_B}{R_i} \cdot \frac{D_i}{D_A} \quad (1.88)$$

та

$$\varphi = \frac{\rho_i}{\rho_{i i}} = \frac{D_i}{D_{i i}} \quad (1.89)$$

Ураховуючи те, що газові постійні сухого повітря $P_B = 29,27 \text{ Н} \cdot \text{м/Н}^\circ \text{С}$ і вологої пари $P_n = 47,06 \text{ Н} \cdot \text{м/Н}^\circ \text{С}$, та те, що вологе повітря підпорядковане закону Дальтона

$$p = p_B + p_{\Pi} \quad (1.90)$$

(тиск суміші P дорівнює сумі парціальних тисків повітря P_B і пари P_{Π}), одержимо:

$$d = 0,622 \frac{D_i}{P - D_i} \quad (1.91)$$

Газову постійну вологого повітря визначають як газову постійну суміші за формулою:

$$R = \frac{M_B R_B + M_i R_i}{M_B + M_i}, \text{ Н} \cdot \text{м/Н}^\circ \text{С}. \quad (1.92)$$

Ентальпія вологого повітря, як і всі інші параметри вологого повітря, у розрахунках відносяться до 1 кг сухого повітря, а не до 1 кг суміші:

$$i = i_B + di_i \quad \text{кДж на 1 кг сухого повітря}, \quad (1.93)$$

$$\text{де} \quad \begin{cases} i_B = \tilde{n}_d \hat{a} t^\circ \\ i_i = 2499 + 1,974 t^\circ \end{cases} \text{ при } c_p \hat{a} \approx 1,0,$$

$$\text{або} \quad i = t^\circ + (2499 + 1,974 t^\circ) \text{ кДж/кг }^\circ \text{С}. \quad (1.94)$$

Парціальні тиски сухого повітря й водяної пари визначають за формулою:

$$P_B = \frac{0,622 p}{0,622 + d} \quad \text{і} \quad P_i = \frac{dp}{0,622 + \varphi d}. \quad (1.95)$$

Вологовміст насиченого й ненасиченого вологого повітря визначають:

$$d_H = 0,622 \frac{p_{i i}}{\delta - \delta_{i i}} \quad \text{і} \quad d = 0,622 \frac{\varphi p_{i i}}{\delta - \varphi \delta_{i i}}. \quad (1.96)$$

Приклад 1.4

Визначити скільки води втримується в балоні ємністю 40 л, якщо він наповнюється безпосередньо компресором з атмосфери до тиску 8 бар, при температурах повітря 30°С і 10°С , відносній вологості $\varphi = 80\%$ і барометричному тиску $B = 745 \text{ мм рт. ст.}$

Вага сухого стисненого повітря в балоні при температурі навколишнього атмосферного повітря визначають за допомогою рівняння стану газу, у якому питомий об'єм v виражається через об'єм V балона й вагу W_3 сухого повітря, яким заповнили цей об'єм:

$$\begin{aligned} P^v &= RT, \quad v = V / W, \quad W = P^v RT; \\ W_B(10^\circ \text{С}) &= \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,04}{29,27 \cdot (273 + 10)} = 0,39 \\ W_B(30^\circ \text{С}) &= \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,04}{29,27 \cdot (273 + 30)} = 0,36 \end{aligned}$$

Вологовміст атмосферного повітря:

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_{if}}{B - \varphi \delta_{if}},$$

де тиск насичених водяних пар

$$p_{if}(10^\circ\text{C}) = 9,21 \text{ мм рт. ст. при } t^\circ = 10^\circ\text{C};$$

$$p_{if}(30^\circ\text{C}) = 31,82 \text{ мм рт. ст. при } t^\circ = 30^\circ\text{C};$$

$$p_{if}(30^\circ\text{C}) = 31,82.$$

$$d_a(10^\circ\text{C}) = 0,622 \frac{0,8 \cdot 9,21}{745 - 0,8 \cdot 9,21} = 6,2 \text{ бар / бар}$$

$$d_a(30^\circ\text{C}) = 0,622 \frac{0,8 \cdot 31,82}{745 - 0,8 \cdot 31,82} = 22,2 \text{ бар / бар}.$$

Вологовміст вологого повітря в балоні визначається при насиченій парі, тобто при випаданні конденсату, коли $\varphi = 100\%$.

$$d = 0,622 \frac{p_{if}}{B - \delta_{if}},$$

$$d_a(10^\circ\text{C}) = 0,622 \frac{9,21}{8 \cdot 736 - 9,21} = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ бар / бар},$$

$$d_a(30^\circ\text{C}) = 0,622 \frac{31,82}{8 \cdot 736 - 31,82} = 3,38 \cdot 10^{-3} \text{ бар / бар}.$$

Вага вологи, що випала в балоні:

$$W_{H_2O} = W_B (d_a - d_a),$$

$$W_{H_2O}(10^\circ) = 0,36 \cdot (6,2 \cdot 10^{-3} - 0,97 \cdot 10^{-3}) = 2,04 \text{ г},$$

$$W_{H_2O}(30^\circ) = 0,36 \cdot (22,2 \cdot 10^{-3} - 3,38 \cdot 10^{-3}) = 6,78 \text{ г}.$$

З розрахунків зрозуміло, що зі зниженням температури атмосферного повітря наповнення балона знижується, а накопичення конденсату підвищується. Тому в процесі експлуатації транспортних засобів необхідно періодично видаляти з балонів воду за допомогою дренажних кранів.

1.2.8. Теплообмін

Другий закон термодинаміки – передача тепла можлива тільки від нагрітого тіла до холодного, тобто від тіла з більшою температурою до тіла з меншою температурою. Розрізняють три види теплообміну.

Теплопровідність – процес поширення тепла хаотичним рухом часток речовини (молекул, атомів, іонів, електронів) у результаті безпосереднього їхнього зіткнення, коли частки більше нагрітої частини тіла, що володіють більшою енергією, передають її сусіднім часткам, енергія яких менше.

Відповідно до закону Фур'є щільність теплового потоку q у Вт/м² пропорційна градієнту температури $grad T$ і коефіцієнту λ_T теплопровідності:

$$q = -\lambda_T grad T, \quad (1.97)$$

де q – градієнт температури в К/м, тобто межа відношення підвищення температури ΔO до відстані між ізотермічними поверхнями по нормалі Δi , коли ця відстань наближається до нуля:

$$\text{grad}T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \frac{dT}{dn};$$

λ_T – коефіцієнт теплопровідності у Вт/м·К залежить тільки від агрегатного стану речовини, зокрема, для повітря $\lambda_T = 0,0226$ Вт/м·К при $t^\circ = 4^\circ\text{C}$;

Знак мінус вказує, що поширення тепла здійснюється в протилежному напрямку вектора температурного градієнта.

Рівняння теплопровідності при теплотехнічних розрахунках, звичайно, застосовується у вигляді:

$$Q = \lambda_T F \Delta t^\circ, \quad (1.98)$$

де Q – кількість тепла, що бере участь у процесі теплообміну, кДж/г;

λ_m – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;

F – площа поверхні теплообміну, м²;

Δt° – середній температурний напір, $^\circ\text{C}$.

Конвекція – процес перенесення тепла в газах і рідинах потоками речовини. Розрізняють звичайну й примусову конвекцію.

Звичайна конвекція виникає при нагріванні знизу плинних речовин, що перебувають у полі дії сили ваги або в системі, що рухається з прискоренням. Частина речовини, що нагріта сильніше, має меншу щільність і під дією архімедової сили (1.99) переміщується відносно менш нагрітої частини речовини в протилежному напрямку сили ваги. Конвекція призводить до вирівнювання температури усередині речовини.

$$P_A = \Delta \rho V, \quad (1.99)$$

де $\Delta \rho$ – різниця щільностей нагрітої та холодної частини речовини;

V – об'єм нагрітої речовини.

При примусовій конвекції переміщення речовини відбувається головним чином під впливом якогось пристрою (вентилятора, насоса, крильчатки тощо). Інтенсивність теплообміну зростає зі збільшенням швидкості руху теплоносія.

Тепловий потік при теплопередачі визначається рівнянням Ньютона–Рихмана:

$$q = k_T (T_T - T_{CT}), \quad (1.100)$$

де T_T і T_{CT} – температура теплоносія й стінки, $^\circ\text{C}$;

k_T – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² К. для плоскої одношарової теплопровідної стінки:

- для плоскої одношарової теплопровідної стінки

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \frac{\delta}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_{T2}}}; \quad (1.101)$$

- для циліндричної одношарової теплопровідної стінки

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1} d_B} + \frac{1}{2\lambda_T} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{1}{\alpha_{T2} d_H}}, \quad (1.102)$$

де $\delta = \frac{d_H - d_B}{2}$ – товщина стінки плоскої (циліндричної),

де d_H й d_B діаметри труби зовнішній і внутрішній, м;

λ_T – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;

α_{T1} – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки, Вт/м²·К;

α_{T2} – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до іншого теплоносія, Вт/м²·К.

Труднощі, пов'язані з визначенням коефіцієнта теплопередачі в реальних умовах, викликали необхідність введення при теплових розрахунках методу подібності.

Число Рейнольда – критерій динамічної подібності переміщення газу, що характеризує відношення між інерційними силами й силами зв'язку:

$$R_e = \frac{w l_T}{\nu}, \quad (1.103)$$

де w – середня швидкість потоку, м/с;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с;

l_T – характерний лінійний розмір, що при протіканні газу в круглих циліндричних трубах приймають рівним їхньому діаметру $l_T = d$, а при обтіканні газом тіла l – довжина поперечного розміру тіла, м.

Цей критерій визначає характер переміщення газів і для ламінарного плину має значення $R_e < 2300$, а для турбулентного переміщення – $R_e > 1 \cdot 10^4$. При проміжних значеннях R_e спостерігається нестійкий рух газу, коли можливе виникнення поперечних пульсацій газу.

Число Нуссельта – критерій теплової подібності, що характеризує інтенсивність конвективного теплообміну між поверхнею (стінкою) тіла й потоком газу:

$$N_u = \frac{\alpha_T l_T}{\lambda_T}, \quad (1.104)$$

де α_T – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·К;

l_T – характерний лінійний розмір, м;

λ_T – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К.

Число (критерій) Нуссельта, як правило, у технічних розрахунках є вихідним для визначення коефіцієнта тепловіддачі:

$$\alpha_T = \frac{\lambda_T}{l_T} N_u. \quad (1.105)$$

Критерій Нуссельта – так само безрозмірна величина, як і критерій Рейнольда.

Як відомо, під час стиснення в компресорі повітря нагрівається, і його необхідно охолоджувати, перш ніж подавати до пневмоаккумуляторів (балонів) і до виконавчих пристроїв. Крім того, охолодження стисненого повітря сприяє осушенню робочого тіла, що забезпечує роботу пневмосистеми та її устаткування при низьких температурах. Тут в основному застосовуються теплообмінні апарати рекуперативного типу, у яких тепло від одного теплоносія передається до іншого через розділяючу їх тверду теплопровідну стінку.

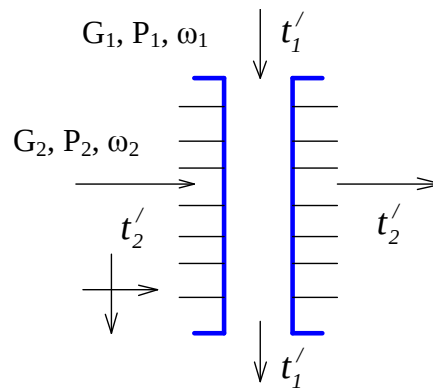


Рис. 1.12 – Теплообмін з перехресним рухом теплоносіїв

На компресорних станціях встановлюють, як правило, повітряні теплообмінні апарати з перехресним переміщенням повітря (рис. 1.12).

Коефіцієнт тепловіддачі залежить не тільки від характеру переміщення газу, але й від схеми руху теплоносіїв у рекуперативних теплообмінниках, тому для визначення коефіцієнта тепловіддачі α_T рекомендують наступні залежності між критеріями Нуссельта й Рейнольда:

– для турбулентного режиму переміщення повітря при $Re \geq 1 \cdot 10^4$:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}; \quad (1.106)$$

– для поперечного обтікання повітрям рядного й шахового пучка труб при $Re < 1 \cdot 10^3$:

$$Nu = 0,49 Re^{0,5}; \quad (1.107)$$

– для поперечного обтікання повітрям рядного пучка труб при $Re < 1 \cdot 10^3$:

$$Nu = 0,194 Re^{0,5}; \quad (1.108)$$

– для поперечного обтікання повітрям шахового пучка труб при $Re > 1 \cdot 10^3$:

$$Nu = 0,35 Re^{0,6}. \quad (1.109)$$

Теплове випромінювання – процес розповсюдження тепла за допомогою теплових промінів - електромагнітних хвиль довжиною від 0,3 до 50 мкм зі швидкістю близько $300 \cdot 10^6$ м/с. Результуючий тепловий потік від випромінюючої середовища з абсолютною температурою $T_{окр}$ до поверхні, середня абсолютна T_c , визначають у Вт/м², виходячи з закону Стефана-Больцмана за формулою:

$$q_e = \sigma_0 \epsilon_{i\delta} (\dot{O}_{i\delta}^4 - \dot{O}_n^4), \quad (1.110)$$

де σ_0 – коефіцієнт випромінювання, Вт/м²;

$\epsilon_{i\delta}$ – наведений ступінь чорності, що залежить від властивостей випромінюючого середовища й поверхні, виражена в частках від ступеня чорності абсолютно чорного тіла, що вважають за одиницю.

У дійсності між тілами постійно відбувається променистий теплообмін, при чому більше нагріте тіло випускає, а менш нагріте тіло поглинає променеву енергію.

Приклад 1.5

Визначити зниження температури стисненого повітря в теплообміннику вологовіддільника компресорної станції, якщо до нього надходить повітря під надлишковим тиском 8 бар при температурі 80°C. Теплообмінник виконаний у вигляді алюмінієвої трубки з ребрами довжиною $l = 0,9$ м. Ескіз цієї трубки представлений на рис. 1.13.

Площа внутрішньої поверхні теплообмінника:

$$F_1 = \pi D_B l = 3,14 \cdot 16,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 = 0,047 \text{ м}^2.$$

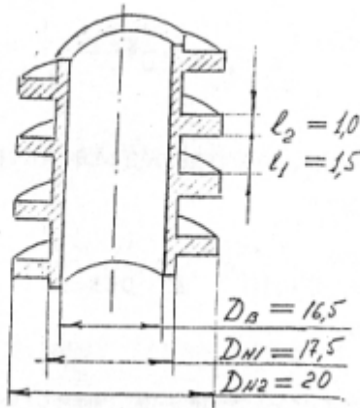


Рис 1.13 – Ескіз трубки теплообмінника до розрахунку теплообмінника

Площа зовнішньої поверхні теплообмінника:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_{H2}^2 - D_{H1}^2) 2 \frac{l}{l_1 + l_2} + \pi D_{H1} l_1 \frac{l}{l_1 + l_2} + \pi D_{H2} l_2 \frac{l}{l_1 + l_2} = \pi \frac{l}{l_1 + l_2} \left(\frac{D_{H2}^2 - D_{H1}^2}{2} + D_{H1} l_1 + D_{H2} l_2 \right) =$$
$$= 3,14 \cdot \frac{900}{1,5 + 1,0} \left(\frac{20^2 - 12,5^2}{2} + 12,5 \cdot 1,5 + 20 \cdot 1,0 \right) \cdot 10^{-6} = 0,105 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт оребрення:

$$k_{\text{одр}} = F_2 / F_1 = 0,105 / 0,047 = 2,23.$$

Швидкість руху стисненого повітря усередині трубки, відповідно до закону Бернуллі про нерозривність потоку газу, якщо продуктивність електрокомпресора $G = 0,035$ кг/год:

$$w_1 = \frac{G}{F_0 \rho} = \frac{4G}{\pi D_B^2 \rho} = \frac{4 \cdot 0,035}{3,14 (16,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8,71} = 18,8 \text{ м/с},$$

де щільність стисненого повітря згідно з рівнянням стану газу:

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{(8+1) \cdot 10^4}{29,27(273+80)} = 8,71 \text{ кг/м}^3.$$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w l_T}{\nu} = \frac{18,8 \cdot 16,5 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-6}} = 1,24 \cdot 10^4.$$

При цьому кінематична в'язкість повітря, певна через його динамічну в'язкість і щільність

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = 2,15 \cdot 10^{-6} / 8,71 = 0,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

і параметр $l_T = D_B$.

Число Нуссельта при турбулентному переміщені газ, і число Рейнольда будуть дорівнювати:

$$Re = 1,24 \cdot 10^4 > [Re] = 1 \cdot 10^4 ;$$

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} = 0,018 (1,24 \cdot 10^4)^{0,8} = 1349.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого стисненого повітря:

$$\alpha_{T1} = \frac{\lambda_{T1}}{l_T} Nu = \frac{2,62 \cdot 10^{-2} \cdot 1349}{16,5 \cdot 10^{-3}} = 2,14 \cdot 10^3 \text{ Ккал/м}^2 \cdot \text{г} \cdot \text{сС},$$

де $\alpha_{T1} = 2,62 \cdot 10^{-2}$ ккал/м·г при температурі $t = 80^\circ \text{C}$.

Оскільки охолодження відбувається набігаючим атмосферним повітрям при температурі $t = 20^\circ \text{C}$ у результаті руху технічних засобів зі швидкістю 40 км/год, то швидкість охолоджуючого повітря:

$$t = 40 \cdot 10^3 / 60 \cdot 60 = 11,11 \text{ м/с},$$

а його кінематична в'язкість при температурі 20°C становитиме:

$$\nu = 1,85 \cdot 10^{-6} / 1,166 = 1,59 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

при

$$\rho = \frac{1 \cdot 10^4}{29,27(273 + 20)} = 1,166 \text{ кг/м}^3.$$

Отже,

$$Re_2 = \frac{wl_T}{\nu} = \frac{11,11(17,5 + 20,0)10^{-3}}{2 \cdot 1,59 \cdot 10^{-6}} = 13,1 \cdot 10^4,$$

$$Nu = 0,194 Re^{0,5} = 0,194 (13,1 \cdot 10^4)^{0,5} = 70,2,$$

$$\alpha_{T2} = \frac{\lambda_{T2}}{l_T} Nu_2 = \frac{2,23 \cdot 10^{-2} \cdot 70,2}{18,75 \cdot 10^{-3}} = 83,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{г} \cdot \text{сС}.$$

Коефіцієнт теплопередачі дорівнюватиме:

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \frac{\delta}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_{T2} k_{\delta\delta\delta}}} = \frac{1}{\frac{1}{2,14 \cdot 10^3} + \frac{0,0005}{175} + \frac{1}{83,5 \cdot 2,23}} = 171,2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{г} \cdot \text{сС},$$

де $k = 175$ ккал/м·г·сС – коефіцієнт теплопровідності.

Кількість тепла, що бере участь у процесі теплообміну становитиме:

$$Q_2 = k_T F_2 (t_1^\circ - t^\circ) = 171,2 \frac{1}{3600} 0,105 (80 - 20) = 0,25 \text{ ккал/с}.$$

Температура стисненого повітря на виході з теплообмінника дорівнюватиме:

$$T = \frac{Q_1 - Q_2}{c_p G} = \frac{2,97 - 0,25}{0,240 \cdot 0,035} = 323,8 \text{ К} = 50,8^\circ \text{C}.$$

Таким чином, температура стисненого повітря при охолодженні через теплообмінник знизилася приблизно на 30°C .

1.3. Термодинаміка компресорного процесу

Найпростіша теорія компресорних машин, що має практично допустиму точність, ґрунтується на термодинаміці ідеального газу, підпорядкованого рівнянню:

$$p = cRT. \quad (1.111)$$

При кінцевому тиску повітряного компресорного процесу, більше 10 МПа варто користуватись рівнянням стану ідеального газу:

$$p = zcRT, \quad (1.112)$$

де z – коефіцієнт стиску. Дослідні значення його в залежності від безрозмірних величин $p/p_{кр}$ і $T/T_{кр}$ наведені в [2].

Основні рівняння. Спільне використання першого закону термодинаміки й рівняння стану ідеально газу приводить до наступних рівнянь процесів стиснення й розширення, що проходять у компресорах:

$$\left. \begin{array}{l} \text{політропний процес} \\ p / p^n = \text{const} \\ pv^n = \text{const} \end{array} \right\} ; \quad (1.113)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{адіабатний процес} \\ p / p^k = \text{const} \\ pv^k = \text{const} \end{array} \right\} ; \quad (1.114)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ізотермічний процес} \\ p / p = \text{const} \\ pv = \text{const} \end{array} \right\} . \quad (1.115)$$

Політропний процес є загальним видом термодинамічного процесу й протікає в компресорах залежно від зовнішніх і внутрішніх умов з показником $n = 1,15\text{--}1,80$.

Адіабатним називають процес без теплообміну із зовнішнім середовищем; у такому процесі можливе внутрішнє утворення теплоти за рахунок роботи газового тертя й вихроутворення. Абсолютно точного адіабатного процесу в компресорах отримати не можна, оскільки не можна забезпечити повну теплову ізоляцію газового потоку від навколишнього середовища.

Крім процесів (1.113) – (1.115) у теорії компресорів розглядають процес ізоентропний, який характеризується сталістю ентропії в результаті відсутності теплообміну з навколишнім середовищем і внутрішнім тепловиділенням, обумовленого газовим тертям у потоці. У реальних компресорах, мабуть, ізоентропний процес неможливий.

Зазначені процеси зручно зображувати графічно в координатах S, T (рис. 1.14).

Нижче представлені основні види компресорних процесів: політропний $n < k$, який найбільше підходить компресорам з інтенсивним водяним охолодженням (рис. 1.14, а); політропний $n > k$, типовий для лопатних (відцентрових та осьових) компресорів (рис. 1.14, б); ізоентропний з $S = \text{const}$ (рис. 1.14, в); ізотермічний з $T = \text{const}$ (рис. 1.14, г).

Процеси на рис. 1.14, в і г у компресорах нездійснювані, перший – тому що утворення теплоти за рахунок внутрішнього газового тертя проявляється досить суттєво, другий – через неможливість виконати конструкцію охолоджуючої системи компресора так, щоб вона забезпечувала стиснення газу при постійній температурі. Як буде показано нижче, ці два процеси використовуються для оцінки енергетичної ефективності компресорів.

Відзначимо властивості термодинамічних діаграм компресорних процесів, показаних на рис. 1.14.

Процес стиснення в усіх випадках представляється лініями 1–2. У випадках на рис. 1.14, а і б стиск (підвищення тиску) супроводжується зміною ентропії та підвищенням температури газу. При цьому збільшується ентальпія газу.

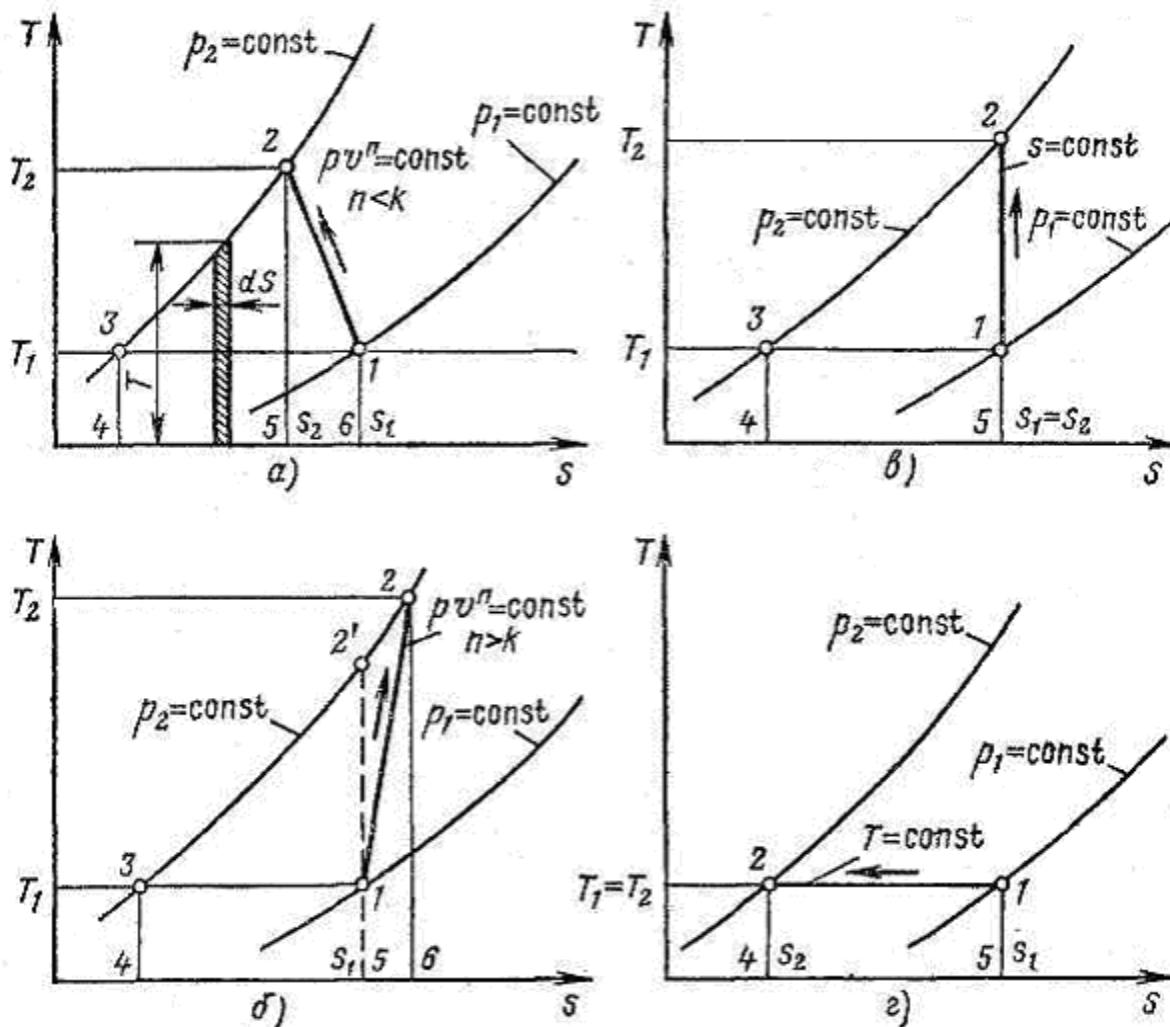


Рис. 1.14 – S, T – Діаграми компресорних процесів, які описані формулами (1.113) – (1.115)

У політропному компресорному процесі при $n < k$ лінія 1-2 являє собою процес стиснення, що протікає в робочій порожнині (циліндрі, каналах колеса й корпусі) компресорів, лінія 2–3 – процес ізобарного охолодження стисненого газу, що виходить з компресора. Цей процес протікає в охолоджувачі компресора й трубопроводній мережі.

Відповідно до закону збереження енергії робота, яка витрачається компресором на стиснення і виштовхування газу (без урахування механічних втрат), становить суму теплот, що відходять від газу в процесах стиснення й ізобарного охолодження.

Скористаємось основним визначенням ентропії в елементарному тепловому процесі:

$$dS = dQ / T .$$

Для процесів 1–2 і 2–3:

$$Q_{1.2} = \int_1^2 T dS$$

$$Q_{2.3} = \int_2^3 T dS$$

Підінтегральні добутки - це елементарні площі процесів стиснення й охолодження, зображених в ST -діаграмі. Отже, кількість енергії в теплових одиницях, що підводиться до газу для здійснення компресорного процесу, представляється сумою площ діаграми 1–2–5–6 і 2–3–4–5.

При стисненні газу по політропі з показником $n > k$ (рис. 1.14), що характерно для компресорів з повітряним або неінтенсивним водяним охолодженням, площа 1–2–6–5 під політропою 1–2 процесу стиску є кількістю теплоти, що утвориться в потоці внаслідок газового тертя й вихрестворення.

Енергія, що підводиться до компресора, витрачається на проведення компресорного процесу (стиснення і проштовхування) і роботу газового тертя в проточній порожнині. Робота компресорного процесу є площею 1–2–3–4–5. Отже, повна енергія, що витрачається компресором (без енергії, що витрачається на покриття механічних й об'ємних втрат), виражається площею 2–3–4–6.

Якби процес у компресорі протікав по ізоентропі 1–2', то повна витрата енергії дорівнювала б площі 1–2'–3–4–5, тобто була б меншою на розмір площі 1–2'–2–6–5. Отже, повна енергія, що витрачається компресором, під час переходу від ізоентропного процесу до реального політропного з $n > k$ супроводжується збільшенням споживання енергії, яка дорівнює площі 2'–2–6–5–1. Очевидно, площа 1–2'–2 являє собою енергію, затрачувану додатково на стиснення і проштовхування обсягу, що з'являється в результаті нагрівання газу в процесі тертя й вихроутворення.

Викладені міркування можна застосувати й до розгляду S , T -діаграм ізоентропного й ізотермічного процесів (рис. 1.14, в, г).

Найменша кількість енергії витрачається в компресорному процесі з ізотермічним стиском (рис. 1.14, г). Ця енергія представляється площею 1–2–4–5.

У деяких випадках зручно зображати компресорні процеси на p , v -діаграмі (рис. 1.15). Тут суцільною лінією 1–2 показаний процес при політропному стисненні з $n < k$, що проходить у проточній порожнині компресора. Процес охолодження 2–3 теоретично проходить по ізобарі $p_2 = \text{const}$, у дійсних умовах трохи відхиляється від ізобари.

Ізотермічне стиснення зображується штриховою лінією 1–2'', ізоентропне – 1–2, адіабатне при $n > k$ – лінією 1–2'''.

Рівняння енергії компресорних процесів. Енергія L , яка витрачається в компресорному процесі при стисненні й виштовхуванні 1 кг маси газу, виражається площею p , v -діаграми, обмеженої ізобарами початкового p_1 і кінцевого p_2 тисків, політропою стиску й віссю ординат (рис. 1.15).

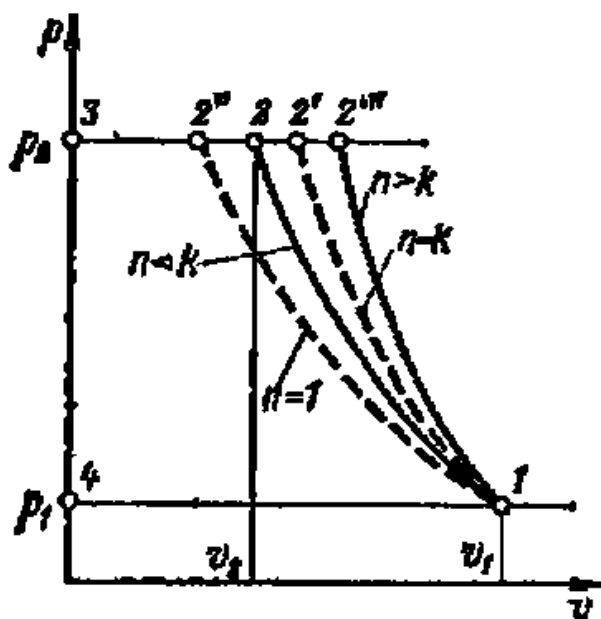


Рис. 1.15 – p, v - Діаграми компресорних процесів, які описані формулами (1.113) – (1.115)

Для процесу з $n < k$:

$$L = - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1 .$$

З рівняння політропного стиснення $p v^n = p_1 v_1^n$ маємо $p = p_1 v_1^n / v^n$ і, отже,

$$L = - p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} + p_2 v_2 - p_1 v_1 .$$

Після інтегрування й алгебраїчних перетворень отримаємо:

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1^n \left[\left(p_2 / p_1 \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] . \quad (1.116)$$

Зв'язок між тисками й температурами в політропних процесах визначається співвідношенням:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} . \quad (1.117)$$

Тому

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] . \quad (1.118)$$

Приєднуємо до формули (1.118) рівняння стану, записане для початкових параметрів, $p_1 v_1 = R T_1$. Тоді

$$L = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1) . \quad (1.119)$$

Рівняння політропного й ізентропного процесів (1.113) і (1.114) зовсім ідентичні і відрізняються тільки значенням показників. Тому для ізентропного компресорного процесу можна записати наступні співвідношення:

$$L_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] ; \quad (1.120)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2a}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} ; \quad (1.121)$$

$$L_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_{2a}}{T_1} - 1 \right] ; \quad (1.122)$$

$$L_a = \frac{k}{k-1} R(T_{2a} - T_1) . \quad (1.123)$$

Останні за допомогою відомих співвідношень $R = c_p - \tilde{n}_v$ і $k = c_p / c_v$ легко перетворити в рівняння, виражаючи роботу ізентропного компресорного процесу через початкову й кінцеву ентальпії стисненого газу.

$$L_a = c_p (T_{2a} - T_1) = i_{2a} - i_1 . \quad (1.124)$$

Для ізотермічного компресорного процесу $p_v = p_1 v_1 = p_2 v_2$ діаграми маємо:

$$L_{i3} = - \int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1 = - \int_1^2 p dv .$$

Маючи на увазі, що

$$p = p_1 v_1 / v ,$$

одержуємо

$$L_{u3} = - \int_1^2 p_1 v_1 \frac{dv}{v} .$$

Або

$$L_{u3} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} . \quad (1.125)$$

Наведені співвідношення (1.116)–(1.125) дозволяють визначати витрати енергії на проведення компресорного процесу, але не дають однозначної відповіді на питання про розподіл витраченої енергії на зміну окремих параметрів процесу.

Останнє може бути виконаним, якщо використовувати умови збереження енергії: енергія, яка витрачається в компресорному процесі, іде на зміну ентальпії й кінетичної енергії газу і покриття втрат у навколишнє середовище. Цю умову можна записати в найзагальнішому вигляді як рівняння балансу енергії компресорного процесу:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \pm q . \quad (1.126)$$

Або

$$L = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm q \quad (1.127)$$

У теорії й розрахунках компресорних процесів прийнято використовувати параметри гальмування. Нагадаємо сутність цього поняття.

Якщо ізоентропний газовий потік з температурою T і швидкістю c повністю загальмовується, то його кінетична енергія перетворюється в теплоту й температура газу підвищується до T^* , яку називають температурою гальмування.

Очевидно, співвідношення балансу енергії:

$$c_p T + \frac{c^2}{2} = c_p T^* ;$$
$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p} . \quad (1.128)$$

Отже, відповідно до (1.127) питома енергія ізоентропного процесу може бути виражена через температури гальмування:

$$L = c_p(T_2^* - T_1^*) . \quad (1.129)$$

Тиски й температури в ізоентропних процесах пов'язані співвідношенням (1.121). Тому параметр тиску гальмування може бути визначений із цього рівняння:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} . \quad (1.130)$$

Потужність компресора

$$N = \frac{\rho Q L}{\eta_0 \eta_m} , \quad (1.131)$$

де ρ – щільність газу, що надходить до компресора, кг/м^3 ;

Q – об'ємна подача компресора, $\text{м}^3/\text{хв}$;

L – питома енергія компресорного процесу, Дж/кг ;

η_0 – об'ємний коефіцієнт, що враховує втрати обсягу газу внаслідок перетікання через зазори ущільнень компресора;

η_m – механічний ККД компресора, що враховує витрату енергії на подолання механічного тертя й привід допоміжних механізмів (масляних насосів, вентиляторів і насосів системи охолодження, якщо вони приводяться від вала компресора).

Числові значення η_0 і η_m для компресорів різних типів наведені у відповідних розділах навчального посібника.

Особливістю об'ємних компресорів (поршневих і деяких типів роторних) є періодичність їхнього робочого процесу, обумовлена періодичним рухом їхніх робочих органів. У робочому процесі цих компресорів варто виділити особливу частину – політропне розширення газу від кінцевого до початкового тиску, що передуює усмоктуванню газу в замкнутий робочий простір компресора. Розширення газу обумовлює повернення частини енергії, витраченої на стиснення і виштовхування, назад на вал компресора.

1.4. Коефіцієнти корисної дії компресорів

Ефективність компресорів не можна оцінювати значенням звичайного енергетичного ККД, що являє собою відношення енергії, що здобуває газ, до енергії, яка витрачається на проведення компресорного процесу. З'ясуємо правильність цього твердження.

За (1.127), згідно з умовою $c_1 = c_2$ питома енергія, що здобуває газ у компресорному процесі, $L - q = c_p (T_2 - T_1)$, де q – кількість теплоти, що надходить у навколишнє середовище внаслідок охолодження компресора.

Отже, енергетичний ККД компресорного процесу можна представити:

$$\eta = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_2 - T_1) + q}. \quad (1.132)$$

Застосовуючи отриманий вираз до ізотермічного компресорного процесу з $T_2 = T_1$ (рис 1.14), одержуємо $\eta = 0$.

Однак раніше було доведено, що з усіх можливих типів компресорних процесів найменшої витрати енергії вимагає ізотермічний процес, що є найбільш вигідним за витратами енергії. При оцінці, за (1.132), ізотермічний компресорний процес у край не вигідний, тому що $T_1 = 0$.

У чому причина парадокса?

При ізотермічному компресорному процесі $c_p(T_2 - T_1) = 0$ і, отже, ентальпії газу як міра його енергії залишається постійною. Однак при збереженні значення ентальпії компресорний процес переводить газ на новий потенційний рівень, що відповідає більш високому тиску p_2 , і тим самим надає газу можливість зробити роботу під час розширення до початкового тиску.

Отже, оцінювати енергію, отриману газом у компресорному процесі зміною його ентальпії, не має сенсу, тому що при збереженні сталості ентальпії здатність газу виконувати роботу зростає. Звідси випливає недопустимість оцінки досконалості компресора значенням енергетичного ККД. Досконалість компресорного процесу оцінюють за допомогою відносних термодинамічних ККД ізотермічного $\eta_{із}$ й ізентропного η_a .

Якщо дійсний політропний процес протікає в компресорі з показником n і при питомій енергії L , то ізотермічний й ізентропний ККД:

$$\eta_{із} = L_{із} / L; \quad (1.133)$$

$$\eta_a = L_a / L. \quad (1.134)$$

Тут $L_{із}$ і L_a – питомі енергії ізотермічного й ізентропного процесів, обумовлені формулами (1.123) і (1.125).

Ізотермічний ККД $\eta_{із}$ застосовують для оцінки компресорів з інтенсивно діючим водяним охолодженням (поршневих і роторних). Для цих компресорів ізотермічний процес, що має найменшу питому енергію, є еталонним.

Компресори з неінтенсивним охолодженням (відцентрові й осьові) оцінюються за допомогою ізентропного ККД η_a . Це можна пояснити тим, що для компресорів цього типу ізентропний процес є еталонним, найбільш досконалим.

Установимо основні, важливі в розрахунковій практиці співвідношення, що пов'язують відносний ізентропний ККД із термодинамічними параметрами гальмування процесу.

З формул (1.111) і (1.120) буде:

$$L_a = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Дійсний процес є політропним, і для нього формулу (1.127) можна записати застосовуючи параметри гальмування за умови $q=0$ так:

$$l = c_p (T_2^* - T_1^*). \quad (1.135)$$

Із цих співвідношень випливає:

$$\eta_a = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1}. \quad (1.136)$$

Формулу для розрахунку відносного ізотермічного ККД для оцінки об'ємних одноступеневих компресорів можна представити:

$$\eta_{из} = \frac{R \ln \frac{p_2}{p_1}}{c_p \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}. \quad (1.137)$$

Розрахунок з використанням параметрів гальмування тут не має сенсу, тому що на початку і в кінці процесу стиснення швидкості газового потоку є незначними.

1.5. Охолодження. Ступеневе стиснення

Компресорні станції, що працюють у технологічних схемах на підприємствах ЖКГ та промислового виробництва, стискають повітря до великих величин. Однак одержати стиснене повітря, вище 10 бар, в одноступеневому компресорі (в одному компресорному процесі) важко. Причиною цього в об'ємних компресорах (поршневих і роторних) є надмірне підвищення температури наприкінці стиснення, яке обумовлене неможливістю створення конструкції компресора з досить інтенсивним відводом теплоти від стиснутого газу. У компресорах лопатних (відцентрових і осьових) причина полягає в неприпустимості таких швидкостей робочих лопатей, виконаних з матеріалу з певною міцністю, які забезпечили б необхідний високий тиск при досить високому ККД процесу. Тому треба, по-перше, застосовувати можливо більш інтенсивне охолодження газу в процесі його стиснення й, по-друге, виконувати стиснення у послідовно з'єднаних ступенях, здійснюючи зниження температури газу в охолоджувачах, включених у потік між ступенями.

Загальна схема компресора із ступеневим стисненням представлена на рис. 1.15.

Застосування ступеневого стиснення з охолодженням газу в охолоджувачах між ступенями дає значну економію в енергії, що витрачають на привід компресора. Це чітко видно на S , T - і p , v - діаграмах двоступеневого компресора (рис. 1.16).

Якщо стиснення виконувати в одноступеневому компресорі, то лінія стиснення зобразиться політропою $1'-2$ з показником $n > k$. При стисненні для того ж інтервалу тиску у двох ступенях процес зобразиться ламаною лінією $1'-2'-1''-2''$, що складається з двох політроп $1'-2'$ і $1''-2''$ й ізобари $2'-1''$, що являє собою охолодження в проміжному охолоджувачі при тиску $p_{np} = \text{const}$. В обох діаграмах економія енергії від стиснення у двох ступенях з проміжним охолодженням виражається заштрихованими площадками $1''-2'-2-2''$.

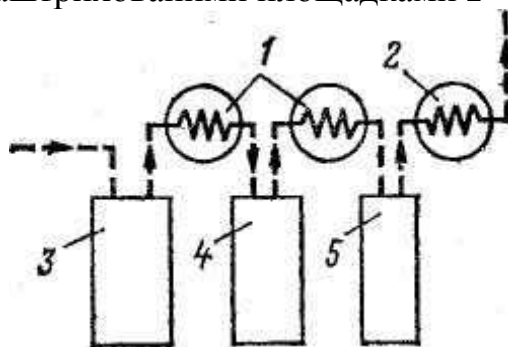


Рис. 1.15 – Схема компресора зі ступеневим стисненням:
1 – охолоджувачі I й II ступенів; 2 – кінцевий охолоджувач;
3, 4, 5 – охолоджувачі відповідно I, II й III ступеня

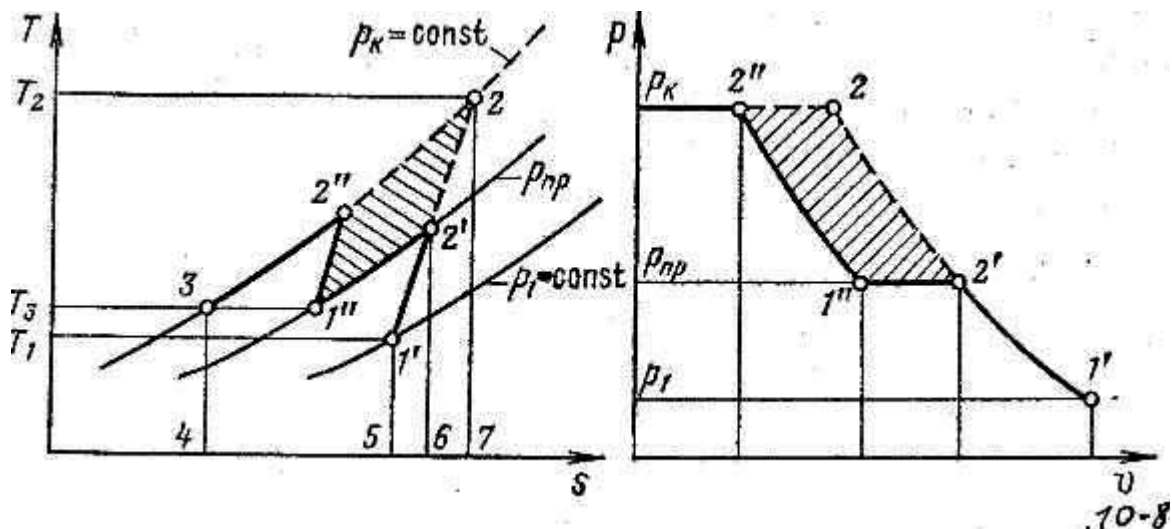


Рис. 1.16 – S , T і p , v – Діаграми двоступеневого компресора:
 $1'-2'$ – політропне стиснення у першому ступені; $2'-1''$ – ізобарне охолодження в проміжному охолоджувачі; $1''-2''$ – стиснення до кінцевого тиску в другому ступені. Площадка $1''-2'-2-2''$ – економія енергії від застосування двоступеневого стиснення з проміжним охолодженням

У сучасних компресорах застосовують:

– охолодження компресора подачею води в спеціально виконані порожнини у виливок корпуса (внутрішнє охолодження). Цей спосіб суттєво поліпшує умови змащення поршневих компресорів. Домогтися цим способом істотної

економії енергії, наближаючи процес стиснення до ізотермічного, не вдається. Причина цього – утруднені умови теплообміну між потоками газу й охолоджувальною водою;

- охолодження газу в охолоджувачах, установлених між окремими ступенями (виносне охолодження). При цьому способі охолодження, використовуючи трубчасті охолоджувачі з великою площею поверхні, можна одержати істотну економію у витраті енергії. У відцентрових компресорах охолоджувачі розташовують, звичайно, між групами ступенів, одержуючи, таким чином, більш пряму конструкцію установки. Відомі унікальні конструкції компресорів з охолоджувачами після кожного відцентрового ступеня. Такі компресори називають ізотермічними. Вони економічні в експлуатації, але конструктивно складні й вартість їх велика;

- комбіноване (внутрішнє й виносне) охолодження. Цей спосіб найбільш ефективний і широко застосовується, незважаючи на конструктивне ускладнення й збільшення вартості установки;

- охолодження вприскуванням охолоджувальної води в потік газу перед першим ступенем компресора. При цьому способі теплота газу частково витрачається на випарування охолоджувальної води, й температура кінця стиснення значно знижується. Недоліком способу є зволоження газу, що в багатьох випадках є неприпустимим.

1.6. Кількість ступенів. Проміжний тиск

Найбільш вигідним компресорним процесом, що обумовлює найменшу витрату енергії на привід, є ізотермічний (рис. 1.14).

За визначеними раніше причинами такий процес практично нездійснений. Наближення до ізотермічного процесу при заданому загальному підвищенні тиску компресора можливо шляхом збільшення кількості ступенів компресора при виносному охолодженні й, отже, зменшення ступеня підвищення тиску в одному ступені. При цьому зменшується потужність привода, але ускладнюється конструкція компресорної установки та збільшується її вартість.

У компресоробудуванні вироблені нормативи з визначення необхідного числа ступенів: для поршневих і роторних компресорів – залежно від температури спалаху парів мастила, для лопатних – залежно від допустимих, за умовами міцності, окружних швидкостей кінців лопастей і мінімуму втрат енергії в проточній порожнині машини.

Розглянемо питання про розподіл роботи за ступенями компресора і визначенням проміжного тиску. Із термодинамічних діаграм ступеневого стиснення зрозуміло, що проміжний тиск впливає на розподіл витрат енергії між ступенями компресора.

Якщо повний ступінь підвищення тиску компресора $e_k = p_k/p_1$ і число ступенів z задані, то мінімум витрат енергії досягається при цілком певному співвідношенні енергії окремих ступенів.

Визначення умов мінімуму енергії, затрачуваної в компресорному процесі, може бути здійснене за допомогою відомого математичного методу пошуку мінімуму функції.

Якщо зневажити незначними газовими опорами охолоджувачів і вважати, що відносні термодинамічні ККД ступенів стиснення однакові, то можна, користуючись зазначеним прийомом, виявити, що мінімум витрат енергії забезпечується рівністю енергій окремих ступенів процесу:

$$L_1 = L_2 = L_3 = \dots = L / z, \quad (1.138)$$

де L – повна питома робота багатоступінчастого компресора;
 z – число ступенів компресора.

Вважаючи, що охолодження в проміжних охолоджувачах проводиться до початкової температури компресорного процесу й показники політроп стиснення в окремих ступенях однакові, можемо записати:

$$T_2' = T_2'' = T_2''' = \dots = T_2;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

де $n = \text{const}$ для всіх ступенів.

Отже, для окремих ступенів:

$$\frac{T_2'}{T_1} = \varepsilon_1^{\frac{n-1}{n}};$$

$$\frac{T_2''}{T_1} = \varepsilon_2^{\frac{n-1}{n}};$$

$$\frac{T_2'''}{T_1} = \varepsilon_3^{\frac{n-1}{n}}; \dots$$

Тому

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \dots = \varepsilon,$$

де ε – ступінь підвищення тиску одного ступеня компресора.

Мінімум витрат енергії в ступеневому компресорному процесі має місце при рівності ступенів підвищення тиску в усіх ступенях компресора.

Очевидні співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} p_2' &= \varepsilon p_1; \\ p_2'' &= \varepsilon p_2' = \varepsilon^2 p_1 \\ p_2''' &= \varepsilon p_2'' = \varepsilon^3 p_1 \\ &\dots\dots\dots \\ p_k &= \varepsilon^z p_1 \end{aligned} \right\} \quad (1.139)$$

Звідси зрозуміло, що оптимальний ступінь підвищення тиску ступеня компресора

$$\varepsilon = \sqrt[z]{p_k / p_1} = \sqrt[z]{\varepsilon_k}, \quad (1.140)$$

де p_k – кінцевий тиск (за останнім ступенем компресора);

ε_k – ступінь підвищення тиску компресора в цілому;

z – число ступенів компресора.

При певному рівні підвищення тиску ступеня компресора проміжні величини тиску визначаються формулами (1.139).

У практиці компресоробудування, звичайно, відступають від принципу рівномірного розподілу витрати енергії за ступенями і відносять на ступені високого тиску трохи менші ступені підвищення тиску.

У лопатних компресорах ступінь стиснення складається із сукупності вінкців робочих і напрямних лопастей, а кількість ступенів може бути більшою, ніж у поршневих компресорах (до 40). У цьому випадку ступені розбивають на групи (секції) і холодильники ставлять між секціями. У межах групи ступені охолоджують.

В об'ємних компресорах ступінь тиску складається із замкнутого герметичного корпуса, у якому переміщається робоче тіло (поршень, що рухається в циліндрі поршневого компресора), камер усмоктування й нагнітання.

1.7. Характеристики лопатних компресорів

Характеристиками лопатної компресорної машини називають графічно зображені залежності між подачею й основними параметрами – кінцевим тиском (або величиною ступеня підвищення тиску), потужністю, внутрішнім (політропним або ізотермічним) ККД при певних властивостях газу й заданій частоті обертання.

Аргументом, як правило, вважають подачу машини за умовами усмоктування.

Характеристики одержують випробуванням на стенді заводу–виготовлювача при декількох постійних частотах обертання; випробування проводять на повітрі.

Характеристики зображують, звичайно, в одному графіку для декількох частот обертання з обов'язковою вказівкою початкової температури і тиску й назви переміщуваного газу.

Відповідно до вимог виробництва компресор може працювати при частоті обертання, що відрізняється від такої при стендовому випробуванні. Крім того, у виробничих умовах компресори працюють із параметрами усмоктування, що відрізняються від параметрів на стенді, і можуть служити для подачі газів з фізичними властивостями, що суттєво відрізняються від властивостей повітря. Тому компресорна машина у виробничих умовах буде працювати інакше, ніж на стенді, і характеристики її будуть іншими. Звідси виникає завдання перерахування стендових характеристик на нову частоту обертання, інші умови усмо-

ктування й інших фізичних параметрів газу. Точних методів перерахування характеристик з урахуванням всіх факторів, що впливають, не існує.

Обмежимося розглядом наближеного способу перерахування, заснованого на наступних припущеннях:

- 1) унаслідок великих швидкостей газу в проточній порожнині компресора значення R_e високі й режими руху лежать в області автомодельності;
- 2) число Маха значно нижче критичного, і вплив його при переході від одного режиму до другого не проявляється;
- 3) паралелограми швидкостей при різних режимах залишаються геометрично подібними (зберігається кінематична подоба);
- 4) ККД компресора в подібних режимах залишаються постійними;
- 5) охолодження компресора неінтенсивне, процес стиснення близький до ізоентропного.

Перерахування при зміні частоти обертання. Задані характеристики компресора при частоті обертання n_a .

Потрібно перелаштувати характеристики на нову частоту n_b , більшу або меншу n_a , при незмінних складі газу й початкових параметрів.

Об'ємна подача компресора визначається за рівнянням нерозривності значенням абсолютної швидкості (радіальної у відцентрових машинах й осьової в осьових), що за умовою кінематичної подоби пропорційна окружній швидкості й, отже, частоті обертання. Тому при невеликих ступенях стиснення для перерахування подачі можна користуватись звичайною формулою пропорційності:

$$Q_b = Q_a \frac{n_a}{n_b} \quad (1.141)$$

Перерахування подачі за (1.141) дає тим більшу неточність, чим вищий ступінь підвищення тиску.

З рівняння енергетичного балансу компресорного процесу, яке зв'язує механічну енергію, що підводиться до лопастей, з енергією газового потоку компресора, зрозуміло, що в ізоентропному процесі $\left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = n_2$, де n – частота обертання вала компресора. Тому для двох частот обертання, заданої n_a і призначеної для перерахування n_b , може бути прийнята наступна залежність:

$$\frac{\epsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\epsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{n_{2a}}{n_{2b}} \quad (1.142)$$

Отже, ступінь підвищення тиску при частоті обертання n_b :

$$\epsilon_b = \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(n_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.143)$$

Для повітряних компресорів формула (1.143) приблизно записується так:

$$\varepsilon_b \approx \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (1.144)$$

За розрахованими для різних подач значеннями e_b визначають тиск $p_b = p_1 e_b$ і будують характеристику для режиму b .

При допущеннях, зазначених раніше, і маючи на увазі, що потужність компресора пропорційна щільності газу, перерахунок потужності можна вести за наближеною формулою:

$$N_b = \frac{\rho_b}{\rho_a} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3 N_a. \quad (1.145)$$

Перерахування при зміні фізичних властивостей газу. Фізичні властивості газу стосовно до розглянутого завдання характеризуються величинами R , $k = c_p/c_v$.

Дано характеристики компресора при початкових температурі T_{1a} і тиску p_{1a} і роботі із частотою обертання n_a на газі з константами R_a , k_a , n_a . Потрібно перерахувати характеристики для роботи компресора при незмінній частоті обертання, але на газі з константами R_b , k_b , n_b і при початкових параметрах T_{1b} й p_{1b} .

Найчастіше зустрічаються випадки роботи компресорів на двоатомних газах.

Тому вважаємо $k_a = k_b = 1,41$.

Вплив числа Re виключено умовою автомодельності, і тому вплив в'язкості при перерахуванні можна не враховувати.

Умова подоби дає сталість коефіцієнта подачі. Тому
$$\frac{c_{1a}}{c_{1a}} = \frac{c_{1b}}{c_{1b}} \quad \frac{c_{1a}}{c_{1a}} = \frac{c_{1b}}{c_{1b}}$$

Звідси зрозуміло, що $q_1 c_{1a} = q_1 c_{1b}$ або $Q_{1a} = Q_{1b}$.

Зміни газових констант і початкової температури не впливають на об'ємну подачу компресора.

Вважаючи питому енергію ізоентропного компресорного процесу не залежною від початкових умов, можна записати:

$$\frac{k}{k-1} R_1 T_{1a} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R_b T_{1b} \left(\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Звідси можна визначити:

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.146)$$

або у спрощеній формі при $k = 1,41$

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (1.147)$$

Вибираючи на заданій характеристиці при довільних значеннях Q_a значення p_a й визначаючи $e_a = p_b / p_{1a}$ за (1.147), розраховуємо $e_b = p_b / p_{1b}$, звідки будемо

мати $p_b = e_b p_{1b}$. За отриманим значенням будемо шукану характеристику тиску.

Перерахування характеристики потужності проводиться аналогічно зазначеному в попередньому випадку.

1.8. Особливості регулювання лопатних компресорів

Залежно від виду споживачів стисненого повітря компресорні установки розділяють на дві основні групи:

- споживачі вимагають подачі постійної кількості повітря при змінному тиску (відповідні об'єкти).
- споживачі вимагають подачі повітря з постійним тиском при змінній подачі (пневматичний інструмент, відбійні молотки, пневматичний привід, вібратори різних типів).

У першому випадку зміна режиму роботи компресора називають регулюванням на постійну подачу, у другому – на постійний тиск. Розглянемо характеристику компресора разом з характеристикою мережі (рис. 1.17).

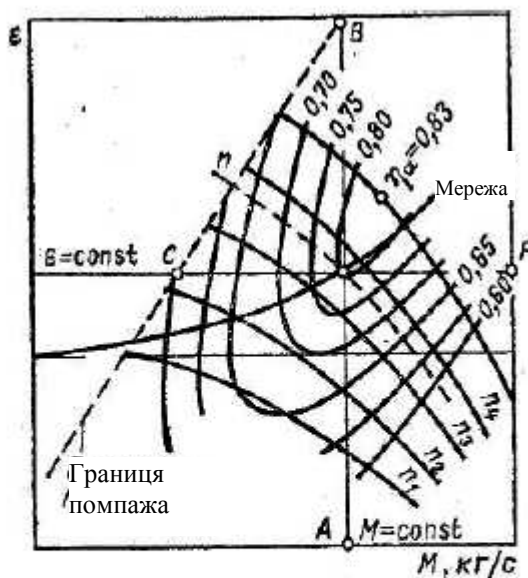


Рис 1.17 – Графік регулювання компресорів двома способами

Остання у випадку повітряних мереж високого тиску досить полого.

Нехай нормальний режим установки визначається точкою при частоті обертання $n: n_3 < n < n_4$.

Якщо потрібно підтримувати подачу $M = const$, то робочі точки режимів повинні бути розташовані на лінії АВ, паралельній осі ординат.

Підвищення або зниження ступеня стиснення $M = const$ обумовлюється споживачем і може бути досягнуте тільки зміною частоти обертання вала компресора. При цьому варто мати на увазі, що точка В визначає граничне значення ступеня стиснення. Вихід за точку В, що лежить на межі помпажа, неприпустимий. Тому лопатні компресори, які регулюють зміну частоти обертання на по-

стійну подачу, повинні забезпечуватись запобіжними клапанами, відрегульованими на кінцевий тиск. Це дає гарантію запобігання помпажних режимів.

Якщо до компресора висувається вимога підтримки постійного ступеня підвищення тиску $e = \text{const}$ при змінній подачі, то можливі режимні точки повинні розташовуватися на лінії CF .

Точка C визначає граничне мінімальне значення подачі за умовами помпажа. У цьому випадку компресор повинен бути забезпечений автоматичним антипомпажним пристроєм, датчиком у якому є динамічний імпульс $c^2/2$ або тиск усмоктування, що залежить від подачі компресора. При регулюванні на $e = \text{const}$ різні режими можуть досягатись, як зрозуміло із графіка, зміною частоти обертання вала компресора. Якщо привідним двигуном компресора є парова або газова турбіна, то зміна частоти обертання досягається без труднощів регулюванням турбіни. У випадку електропривода компресора необхідне застосування спеціальних типів двигунів з регульованою частотою обертання.

Із графіка (рис. 1.17) зрозуміло, що при будь-якому способі регулювання зміна частоти обертання призводить до зменшення адіабатного ККД, тобто до погіршення використання енергії, яку підводять до валу компресора. Тільки в області частот обертання від n до n_4 має місце незначне підвищення z_6 при регулюванні на постійну подачу.

Зменшення ККД є суттєвим недоліком способу регулювання компресора зміною частоти обертання.

Дросельне регулювання при $n = \text{const}$ є доступним у всіх випадках і дуже простим способом регулювання. Однак при заданих n і характеристиці мережі цим способом можливе регулювання тільки на зменшення подачі. У цьому можна переконатись, аналізуючи графік регулювання.

Регулювання можна проводити дроселем на напірному й усмоктувальному патрубках компресорів; друге вигідніше внаслідок менших витрат енергії, як правило, пропорційних щільності потоку газу, який дроселюється.

У деяких окремих випадках регулювання дроселем на вході виявляється вигіднішим, ніж регулювання зміною частоти обертання. Регулювання направляючим лопастним апаратом на вході знаходить у відцентрових компресорах обмежене застосування через конструктивну складність.

Високопродуктивні компресори, які приводять в дію за допомогою парових турбін, піддані небезпеці розгону при знятті навантаження мережі. Для усунення можливості розгону до недопустимої частоти обертання компресорні агрегати із приводом від парових турбін забезпечуються спеціальними автоматами – обмежниками частоти обертання, що впливають на паровпускную систему турбіни.

2. ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ

2.1. Індикаторна діаграма

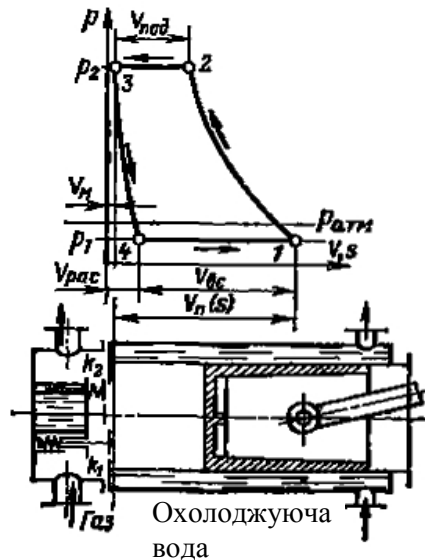


Рис. 2.1 – Схема й індикаторна діаграма компресора

Простежимо порядок роботи компресора за допомогою діаграми $p=f(V)$, де V – обсяг, що замикається поршнем у циліндрі й залежить від положення поршня.

Рухаючись від правого крайнього положення вліво, поршень стискає газ, що перебуває в циліндрі. Всмоктувальний клапан закритий протягом усього процесу стиску. Нагнітальний клапан закритий доти, поки різниця тисків у циліндрі й напірному патрубку переборє натяги пружини. Коли це відбудеться, нагнітальний клапан відкриється й поршень буде витіснити газ у напірний трубопровід. Процес підвищення тиску зображується на діаграмі лінією 1–2, а процес подачі газу – лінією 2–3. Якщо p_2 тиск у циліндрі при подачі газу, то обсяг газу, що подається компресором при цьому тиску, буде V_{iia} .

При стиску температура газу підвищується, тому що охолоджуюча вода не забирає з газу всю теплоту, що виділяється при стиску. Лінія стиску – політропа, описувана в системі координат V, p рівнянням:

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

Лінія подачі 2–3 теоретично є ізобарою:

$$p_2 = \text{const}.$$

У дійсності ж завдяки впливу інерції газових мас, дії клапанів та їхніх пружин тиск газу, що нагнітає, не втримується строго постійним.

Коли поршень опиниться в крайньому лівому положенні, він витісне із циліндра не весь газ, і частина газу в кількості V_m залишиться в циліндрі (V_m називають *мертвим обсягом*, або *мертвим простором*).

На початку ходу поршня вправо нагнітальний клапан закриється, й залишок газу в мертвому просторі обсягу V_m буде розширюватися по лінії 3–4.

Лінія розширення – політропа з показником i_n , її рівняння:

$$pV^{n_p} = \text{const}.$$

Розширення газу буде відбуватись, поки тиск у циліндрі не знизиться до $P_t < P_o$, де P_o – тиск в просторі, з якого компресор усмоктує газ.

Під впливом різниці тисків $p_o - p_1$ всмоктувальний клапан відкриється, й поршень, рухаючись вправо, буде всмоктувати газ до циліндру.

Тиск p_1 завжди менше p_o внаслідок газового опору тракту усмоктування. Процес усмоктування являє собою ізобару 4–1.

Отримана замкнена фігура 1–2–3–4–1 є теоретичною індикаторною діаграмою компресора.

Дійсна індикаторна діаграма трохи відрізняється від теоретичної (в основному в лініях усмоктування й подачі).

2.2. Процеси стиску і розширення газу в поршневому компресорі

Протікання процесів стиску й розширення істотно залежить від теплообміну між стисненим газом і навколишнім середовищем і значною мірою від герметичності робочого обсягу циліндра.

Герметичність визначається конструкцією й станом клапанів, сальників й ущільнюючих кілець поршня.

Поршнєві компресори виконуються, звичайно, з водяним охолодженням циліндра і його кришки. При цьому забезпечується досить інтенсивний теплообмін, і процеси стиску й розширення є політропними із середніми значеннями показників $n = 1,35$ й $1,2$ (для двохатомних газів).

Процес стиску в поршневих компресорах з повітряним охолодженням або з водяним при високій температурі охолоджуючої води наближається до адіабатного.

Дослідження термодинаміки діючих компресорів приводить до висновку, що показники окремих ділянок ліній стиску й розширення неоднакові.

Це зумовлюється розходженням умов теплообміну й впливом негерметичності в різних фазах процесів.

2.3. Потужність і коефіцієнт корисної дії

Точний розрахунок роботи циклу компресора проводиться за рівняннями термодинаміки реальних газів.

Розрахунок компресорів з кінцевим тиском стиску до 10 мПа за рівняннями термодинаміки ідеального газу дає результати, близькі до дійсних.

При високих тисках, що застосовуються, наприклад, при синтезі хімічних продуктів урахування властивостей реальних газів при розрахунку компресора дуже необхідний.

Наступний виклад матеріалу базується на теорії компресора ідеального газу.

Обчислюючи роботу, затрачувану на валу компресора, можна знехтувати впливом мертвого простору. Останнє не робить помітного впливу на споживання енергії компресором, тому що робота, затрачувана на стиск газу в обсязі мертвого простору, значною мірою повертається на вал у процесі розширення.

Для обчислення потужності компресора скористаємось відносним ізотермічним ККД (1.131), звідки одержимо

$$N = \frac{N_{\text{еа}}}{\eta_{\text{еа}} \eta_i}.$$

Звідси одержуємо:

$$N = \frac{ML_{\text{еа}}}{1000 \cdot \eta_{\text{еа}} \eta_i} = \frac{PQ_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}{1000 \cdot \eta_{\text{еа}} \eta_i}.$$

Для поршневих компресорів різних конструкцій $\eta_m = 0,80 \div 0,93$.

Ізотермічний ККД залежить від інтенсивності охолодження компресора та знаходиться у межах

$$\eta_{\text{иа}} = 0,65 \div 0,85.$$

2.4. Мертвий простір. Коефіцієнт подачі

Циліндри компресорів завжди виконуються з мертвим простором; це необхідно щоб уникнути удару поршня об кришку при підході його до крайнього положення.

Обсяг мертвого простору, звичайно, оцінюється в частках або відсотках робочого обсягу циліндра й називається відносним обсягом мертвого простору:

$$a = V_i / V_p.$$

У сучасних одноступеневих компресорах при розташуванні клапанів у кришках циліндрів $a = 0,025 \div 0,060$. При східчастому стиску клапани розташовуються на бічній поверхні циліндра й мертвий простір у ступінях високого тиску не вдається зробити малим з конструктивних міркувань: тут $a \approx 0,2$.

Наявність мертвого простору призводить до того, що усмоктування починається не на початку зворотного ходу поршня, а наприкінці процесу розширення (точка 4 на рис. 2.2). Отже, об'єм $V_{\text{вс}}$, фактично усмоктуваний поршнем, менше робочого обсягу циліндра.

Відношення усмоктуваного обсягу до робочого обсягу циліндра називають *об'ємним коефіцієнтом* компресора:

$$\lambda_0 = V_{\text{вс}} / V_p.$$

Об'ємний коефіцієнт характеризує використання робочого обсягу циліндра.

За рівнянням політропи для початку й кінця процесу розширення маємо:

$$p_2 V_i^{n_p} = p_1 V_{\text{да}}^{n_p}.$$

Але за виразом (2.6) $V_i = a V_p$. Отже,

$$p_2(aV_p)^{n_p} = p_1 V_{\partial\partial\tilde{\partial}\partial}^{n_p}; V_{\partial\partial\tilde{\partial}\partial} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n_p}} aV_p.$$

$$\text{Або } V_{\partial\partial\tilde{\partial}\partial} = aV_p \varepsilon^{\frac{1}{n_p}},$$

де ε – ступінь підвищення тиску.

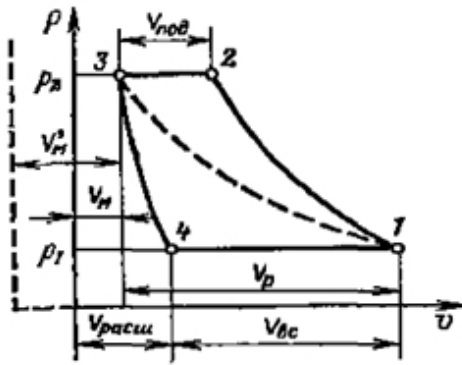


Рис. 2.2 – Індикаторна діаграма компресора з мертвим простором

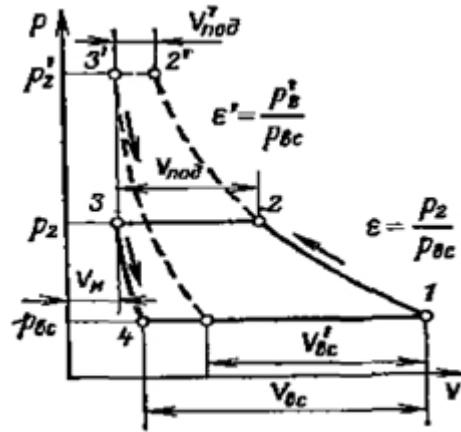


Рис. 2.3 – Вплив ступеня підвищення тиску на подачу компресора

З діаграми на рис. 2.2 буде:

$$V_{BC} = V_p + V_i - V_{\partial\partial\tilde{\partial}\partial} = V_p + aV_p - aV_p \varepsilon^{1/n_p}.$$

Тому

$$\lambda_0 = \frac{V_p + aV_p - aV_p \varepsilon^{1/n_p}}{V_p} = 1 + a - a\varepsilon^{1/n_p}.$$

Або

$$\lambda_0 = 1 - a(\varepsilon^{1/n_p} - 1).$$

Обсяг усмоктування

$$V_{BC} = \lambda_0 V_p = \left[1 - a(\varepsilon^{1/n_p} - 1)\right] V_p.$$

Однак дійсний обсяг газу, що подається компресором, при умовах перед усмоктувальним патрубком компресора буде менше обумовленого за вираженням (2.9). Це зумовлюється двома причинами: по-перше, нагріванням газу при усмоктуванні від гарячих поверхонь клапана й стінок циліндра й, по-друге, неповною герметичністю циліндра компресора (витоками через клапани сальника й між поршневыми кільцями та внутрішньою поверхнею циліндра).

Перша із зазначених причин ураховується термічним коефіцієнтом λ_T , друга – коефіцієнтом герметичності λ_A . Тому дійсний обсяг, усмоктуваний компресором,

$$V_1 = \lambda_0 \lambda_T \lambda_A V_p.$$

Добуток

$$\lambda_0 \lambda_T \lambda_A = \lambda$$

називають коефіцієнтом подачі.

Отже,

$$V_1 = \left[1 - a \left(\varepsilon^{1/n_p} - 1 \right) \right] \lambda_0 \lambda_T \lambda_A V_p.$$

Подача компресора однобічної дії з одним циліндром:

$$Q_1 = V_1 n = \left[1 - a \left(\varepsilon^{1/n_p} - 1 \right) \right] \lambda_0 \lambda_T \lambda_A V_p n,$$

де n – число подвійних ходів поршня за хвилину.

З рівняння (2.12) зрозумілі фактори, що визначають подачу компресора. Основною величиною є робочий обсяг циліндра, що дорівнює добутку площі поршня на його хід: $V_p = \frac{\pi}{4} D^2 S$.

Обсяг мертвого простору впливає на подачу компресора негативно. Збільшуючи відносну величину мертвого простору, можна досягти рівності $a(\varepsilon^{1/n_p} - 1) = 1$, і подача за виразом (2.12) буде дорівнювати нулю. Це наочно видно з діаграми, представленої на рис. 2.2: при збільшенні V_m вісь ординат переноситься вліво, політропа стиску при деякому граничному значенні V_m попадає в точку 3; подаваний обсяг стає рівним нулю. При цьому лінії стиску й розширення збігаються; компресор не всмоктує й не подає.

Збільшення ступеня підвищення тиску при заданому V_m зменшує подачу. Це зрозуміло з формули (2.12) і зіставлення діаграм p, V , наведених для різних значень V на рис. 2.3.

Мертвий простір впливає на подачу тим сильніше, чим вище ступінь підвищення тиску; тому відносне значення мертвого простору вибирається тим менше, чим більше ступінь підвищення тиску компресора.

Для сучасних компресорів $\lambda_0 = 0,74 \div 0,9$; $\lambda_0 = 0,90 \div 0,95$, $\lambda_A = 0,95 \div 0,98$.

2.5. Багатоступеневий стиск

При стиску газу температура його підвищується. У табл. 2.1 наведені кінцеві температури повітря, стиснутого при різних умовах у компресорі з $D = 0,7$ м, від початкової температури $t_1 = 293$ °К. Оскільки компресорні мастила мають температуру спалаху, за Бренкеном 493–533 °К, то кінцеві температури стиску 493–443 °К, одержувані при $\varepsilon = 8$, є небезпечними. Електричні розряди невисокого потенціалу, що виникають у проточній частині компресорів, можуть спричинити загоряння нагару й потім при достатній концентрації масляних парів у повітрі вибух компресора.

Приведені міркування обмежують ступінь підвищення тиску в одному циліндрі компресора.

У сучасних компресорах з водяним охолодженням ступені підвищення тиску в одному циліндрі вище 7 зустрічаються рідко. У вітчизняних конструкціях великої подачі $\varepsilon \leq 4$. Якщо ступінь підвищення тиску компресора перевищує 7, то процес стиску ведуть у декількох послідовно включених порожнинах – ступінях тиску. При переході з одного ступеня до іншого газ охолоджують у проміжних охолоджувачах.

Таблиця 2.1 – Температура стиску при адіабатному й політропному процесах

$e = P_2/P_1$	Кінцева температура повітря, К		
	Адiabатний стиск	Політропний стиск із охолодженням циліндра	Політропний стиск із охолодженням циліндра та кришки
2	358	337	325
4	438	402	372
6	493	454	409
8	536	493	443

Кількість ступенів, необхідна для досягнення заданого ступеня підвищення тиску, приймають у межах:

$\epsilon_{\text{и}}$ a
 до 6 – 1
 6–30 – 2
 30–100 – 4
 100–150 – 5

Вище 150 – 6 і більше

Збільшення кількості ступенів ускладнює конструкцію й збільшує вартість компресора. Ця обставина обумовлює межу збільшення кількості ступенів сучасних компресорів.

Багатоступінчастий стиск із проміжним охолодженням наближає робочий процес компресора до ізотермічного. Тому при заданому ступені підвищення тиску компресора застосування східчастого стиску обумовлює істотну економію потужності привідного двигуна.

2.6. Потужність багатоступеневого компресора

У багатоступневих компресорах з числом ступенів z при однакових роботах окремих ступенів ізотермічна потужність компресора визначається за формулою:

$$N_{\text{із}} = \frac{P_1 Q_1}{1000} \ln \frac{P_2}{P_1} z .$$

Потужність компресора при зазначеній умові буде:

$$N_{\text{із}} = \frac{P_1 Q_1}{1000 \eta_{\text{із}} \eta_i} \ln \frac{P_2}{P_1} z .$$

Якщо робота окремих ступенів неоднакова, то потужність на валу компресора визначають як суму потужностей окремих ступенів.

2.7. Конструктивні типи компресорів

Багатоступеневі компресори виконують у двох основних варіантах: з диференціальними поршнями й декількома ступенями стиску в одному циліндрі; із ступенями стиску в окремих циліндрах. Розглянемо деякі з них.

Двоступеневий компресор з диференційним поршнем двобічної дії. У компресорі цього типу (рис. 2.4) ступені стиску рознесені по обидва боки диференційного поршня. Спосіб роботи наочно зображується індикаторними діаграмами, побудованими спільно для обох ступенів (рис. 2.5).

Якщо думати, що компресор всмоктує повітря з атмосфери, то лінія усмоктування першого ступеня буде лежати трохи нижче лінії атмосферного тиску. При русі поршня вправо відбувається усмоктування в перший ступінь (лінія 4'–1'), стиск і виштовхування – в другому ступені (лінії 3'–2'' й 2''–3'').

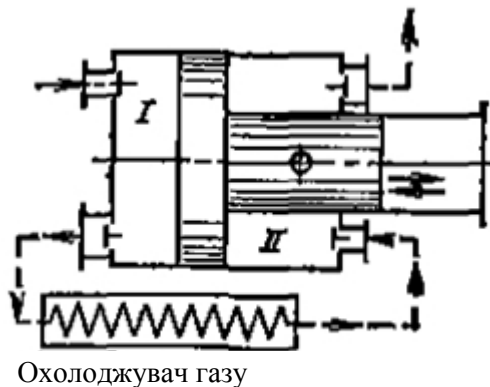


Рис. 2.4 – Двоступеневий компресор прямоточного типу з диференційним поршнем

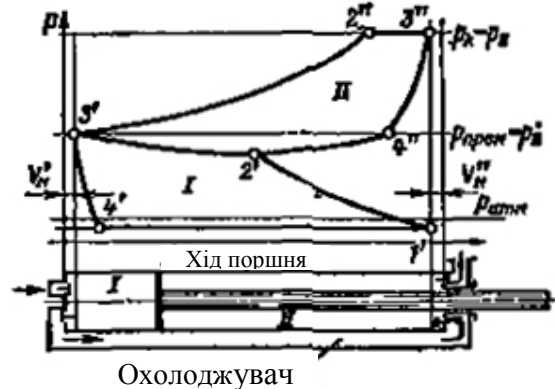


Рис. 2.5 – Теоретичні індикаторні діаграми двоступінчастого прямоточного компресора з диференційним поршнем

Коли поршень починає рухатися вліво, у першому ступені відбувається стиск, а в другому – розширення газу. Останній процес іде доти, поки тиск у циліндрі не досягне P_2' у точці 4''. У цей момент відкривається всмоктувальний клапан другого ступеня й поршень, рухаючись уліво, буде всмоктувати газ із замкнутого простору охолоджувача. При цьому тиск газу буде знижуватись. Коли поршень набуде положення, обумовлене точкою 2', тиск газу в охолоджувачі понизиться настільки, що відкриється напірний клапан першого ступеня й газ буде надходити з нього через охолоджувач до другого ступеня. Тиск газу буде змінюватись по лінії 2'–3'.

На початку ходу вправо в першому ступені відбувається розширення газу по політропі 3'–4'.

Обсяги циліндрів першого й другого ступенів неоднакові, тому розглянуті діаграми мають різні масштаби абсцис.

У компресорі цього типу процеси стиску в ступенях здійснюються на різних ходах поршня, і тому робочі зусилля на ходові частини розподіляються досить рівномірно.

Двоступеневий компресор з диференційним поршнем одnobічної дії. Особливістю компресора цього типу (рис. 2.6) є розташування першого й другого ступенів з одного боку поршня; це приводить до того, що усмоктування, як і подача, відбувається в обох ступенях одночасно.

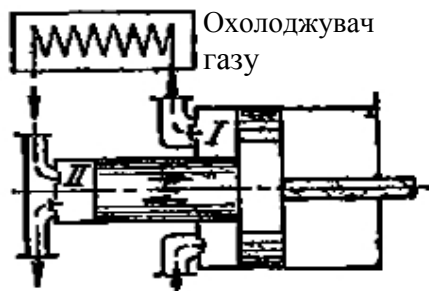


Рис. 2.6 – Двоступеневий компресор з диференціальним поршнем однобічної дії

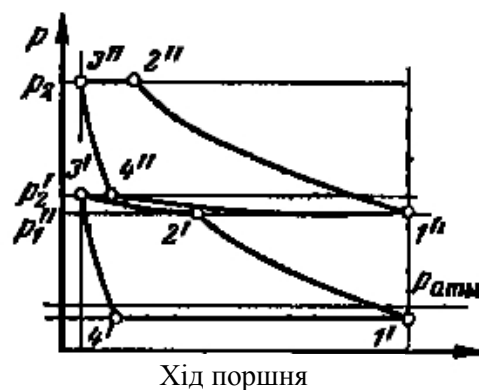


Рис. 2.7 – Теоретичні індикаторні діаграми двоступеневого компресора з диференціальним поршнем однобічної дії

Починаючи від точки 3'' (рис. 2.7), при русі поршня вправо відбувається розширення в другому ступені до тиску p_2 , що був створений в охолоджувачі ступенем при ході поршня вліво. У положенні поршня, обумовленим точкою 4'', відкривається всмоктувальний клапан другого ступеня й відбувається всмоктування газу із замкнутого обсягу охолоджувача. Це також процес розширення газу по політропі 4''–1''. Наприкінці цього процесу тиск у другому ступені знижується до p_1' . Далі при ході поршня вліво в другому ступені газ стискається по лінії 1''–2'' і подається по лінії 2''–3'' до напірного трубопроводу. У цей же час у першому ступені відбувається стиск по політропі 1–2' до тиску p_1' . У точці 2' відкривається напірний клапан першого ступеня, й газ витісняється з нього в замкнений обсяг охолоджувача. Цей процес протікає по політропі 2'–3' і супроводжується підвищенням тиску від p_1'' до p_2' . При ході поршня вправо відбуваються розширення й усмоктування в першому ступені.

У компресорі цього типу порожнини першого й другого ступенів завжди роз'єднані закритими клапанами, але є процеси, що протікають спільно в порожнинах або ступенях охолоджувачів. Охолоджувач, крім свого прямого призначення, відіграє роль ресивера, тобто ємності, що приймає газ із першого ступеня.

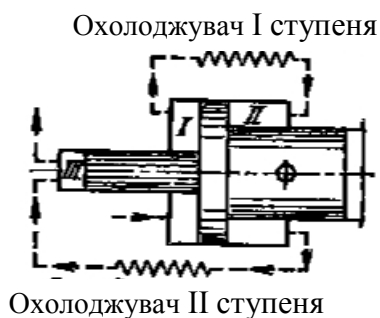


Рис. 2.8 – Триступеневий компресор із диференціальним поршнем



Рис. 2.9 – Триступеневий компресор з диференціальним поршнем і розділеним першим ступенем

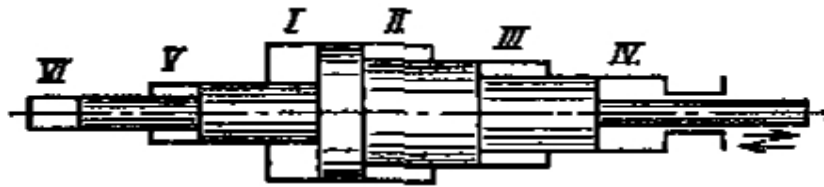


Рис. 2.10 – Схема шестиступеневого компресора з диференційним поршнем

У компресорах з диференційними поршнями однобічної дії (рис. 2.6) процеси стискання й подачі протікають в обох ступенях одночасно.

Завдяки цьому в ходових частинах компресора виникають високі, нерівномірно розподілені зусилля, що вимагають застосування махового колеса великої маси. Така схема застосовується, звичайно, в комбінації із прямоточною схемою для компресорів з кількістю ступенів більше двох.

Таблиця 2.2 – Характеристики компресорів загального призначення

Тип компресора		Номінальна подача при умовах усмоктування (граничне відношення 5%), м ³ /с (м ³ /хв)	Питома витрата потужності кВт/(м ³ /хв), не більше	Маса, кг, не більше
ВУ	З повітряним охолодженням	0,050 (3) 0,100 (6)	6,5	540 690
	З водяним охолодженням	0,100 (6) 0,050 (3)	6,2	690 540
ВП	–	0,166 (10)	5,7	1350
		0,332 (20)	5,6	2800
		0,500 (30)	5,3	4000
ВМ	–	0,830 (50)	5,4	7900
		1,660 (100)	5,4	14600

Примітка. Надлишковий кінцевий тиск компресорів $p_k=0,88$ МПа.

Триступеневий компресор з диференційним поршнем. Ступені компресора (рис. 2.8) комбінуються так, що кожен два сусідні ступені являють собою двоступеневий компресор. При рівності робіт окремих ступенів, що диктується умовами енергетичної ефективності, така схема дає значні нерівномірні зусилля в ходових частинах. Щоб зменшити ці зусилля й розподілити їх більш рівномірно, застосовують схему триступеневого компресора з поділом першого ступеня (рис. 2.9).

Багатоступеневі компресори з диференційним поршнем. Використовуючи принцип створення ступенів за допомогою поршня змінного діаметра, можна сконструювати компресор з більшою кількістю ступенів. На рис. 2.10 наведена схема шестиступеневого компресора.

Компресори загального призначення зі ступенями тиску в окремих циліндрах. Відповідно до ДСТ ці компресори бувають наступних типів (рис. 2.11, табл. 2.2): *а* – безкрейцкопфні з V-подібним розташуванням циліндрів (позначення типу ВУ); *б* – крейцкопфні із прямокутним розташуванням циліндрів –

ВП; в – крейцкопфні з горизонтальним опозитивним розташуванням циліндрів – ВМ.

Ці типи компресорів рекомендовані ДСТ як найбільш компактні, економічні та зручні в експлуатації при двоступеневому стисканні. Конструктивний принцип, закладений у ДСТ, може бути розповсюджений на компресори з кількістю ступенів більше двох. При цьому конструкції виходять багаторядними.

Компресори типів ВУ й ВП із розташуванням осей циліндрів у вертикальній площині важко збалансувати динамічно, вони тихохідні, вимагають важких фундаментів, разом з тим площа, необхідна для їхньої установки, невелика.

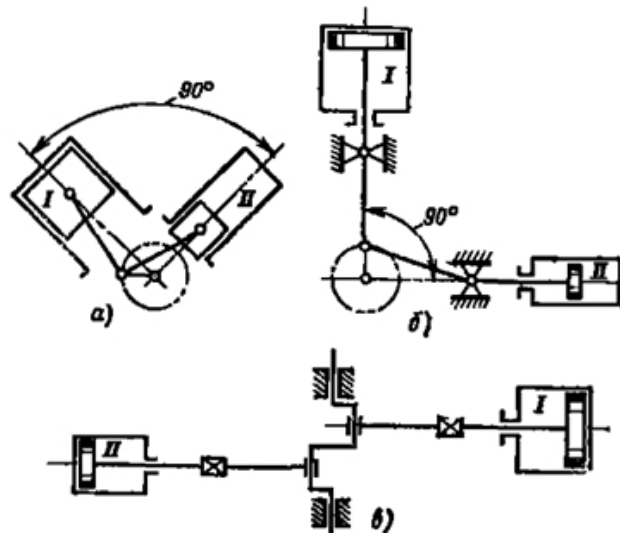


Рис. 2.11 – Схеми двоступеневих компресорів зі ступенями в окремих циліндрах

Компресори типу ВМ, які називаються опозитними, набувають останнім часом значного поширення. Це зумовлено багатьма причинами й головним чином тим, що завдяки взаємно протилежному руху поршнів (кут між колінними вала – 180°) вони легко балансуються динамічно й допускають частоту обертання в 2,5–3 рази більшу, ніж компресори інших типів. Компресори ВМ горизонтальні й вимагають меншої висоти при відносно більших площах приміщень.

При великій кількості ступенів тиску або високій подачі компресора з поділом його на два циліндри опозитний компресор може бути виконаний багаторядним.

2.8. Дійсна індикаторна діаграма

Індикатор потужності (називається звичайно, просто індикатором), приєднаний до мертвого обсягу циліндра, що приводиться в рух через ходозменшувач від штока компресора, викреслює діаграму залежності між тиском і обсягом газу в циліндрі – дійсну індикаторну діаграму. Схема індикатора показана на рис. 2.12.

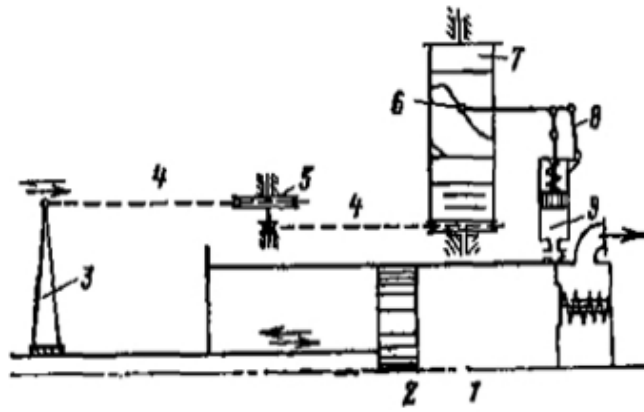


Рис. 2.12 – Схема дії індикатора:

1 – циліндр компресора; 2 – поршень компресора; 3 – ніжак індикатора; 4 – шнури індикатора; 5 – ходозменшувач; 6 – олівець індикатора; 7 – барабан індикатора; 8 – спрямляючий механізм; 9 – циліндр індикатора

У конструкції індикатора робочий циліндр, барабан і записувальний пристрій комбінуються в єдиний компактний блок (рис. 2.13).

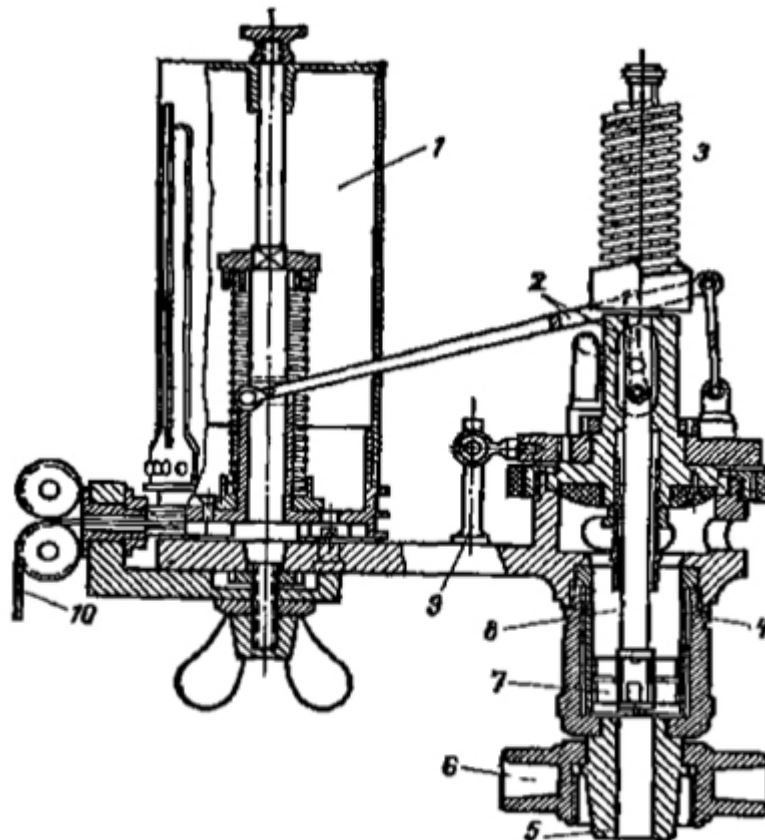


Рис. 2.13 – Конструкція індикатора:

1 – барабан; 2 – спрямляючий механізм; 3 – пружина; 4 – змінна втулка; 5 – сполучний конус; 6 – з'єднувальна гайка; 7 – поршень; 8 – циліндр; 9 – упорний штифт; 10 – шнур

Теоретична індикаторна діаграма трохи відрізняється від дійсної. На рис. 2.14 для порівняння наведені обидва види діаграм. У теоретичній діаграмі лінія усмоктування – ізобара, а в дійсній вона є хвилястою лінією, що має різке зниження в момент відкриття всмоктувального клапана. Останнє зумовлене інерці-

єю і прилипанням пластини або тарілки всмоктувального клапана до сидла. Мінливість тиску у процесі усмоктування зумовлюється впливом газового опору усмоктувального тракту й інерцією газових мас, що рухаються в ньому.

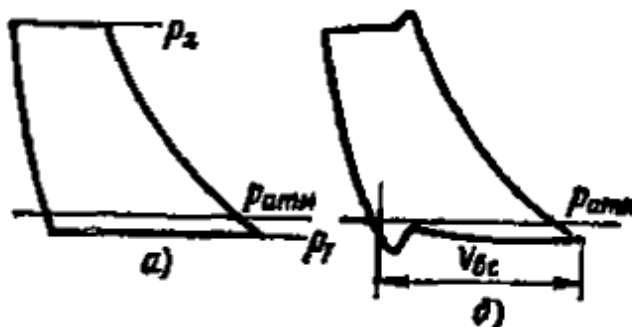


Рис. 2.14 – Індикаторні діаграми компресора:
а) теоретична; б) дійсна

Інерція газових мас у напірній трубі компресора, а також інерція й прилипання пластин напірного клапана впливають на лінію подачі в дійсній діаграмі. Тут зауважується досить різко виражений пік у момент відкривання напірного клапана. Лінії стискання й розширення в дійсній діаграмі трохи відрізняються від теоретичних політроп. Це зумовлено мінливістю показника n процесів стискання й розширення.

Пошкодження й неправильна дія окремих елементів компресорів (клапанів, клапанних пружин, поршневих кілець), а також порушення правильної роботи автоматичного регулювання призводять до відхилення дійсної індикаторної діаграми від її нормальної форми. Таким чином, за індикаторною діаграмою можна виявити ненормальності в роботі компресора.

2.9. Подача й тиск поршневого компресора

Подача одноциліндрового компресора з поршнем одnobічної дії визначається за формулою (2.12). Якщо компресор двобічної дії, то його подача визначається як сума подач обох боків поршня. При цьому робочі обсяги й мертві простори по обидва боки поршня, звичайно, різні. Подачу компресора з декількома циліндрами першого ступеня розраховують як суму подач цих циліндрів.

У всіх випадках подача поршневого компресора пропорційна частоті обертання його вала. Тому теоретичні характеристики при різних частотах обертання будуть зображені низкою ліній, паралельних осі ординат.

Однак якщо компресор із заданими V_p й a перших ступенів буде працювати на трубопровід з тиском, що змінюється, то ступінь підвищення тиску його буде змінною й, як зрозуміло з формули (2.12), компресор буде давати змінну подачу, тим меншу, чим більше ε . Наслідок цього дійсна характеристика $Q - p$ компресора при постійній частоті обертання зображується кривою лінією, що істотно відхиляється від вертикалі. Ця характеристика може бути побудована за формулою (2.12) підстановкою в неї довільних значень $\varepsilon = P_1 / P_2$. На рис. 2.15

показані дійсні характеристики компресора для трьох різних частот обертання:
 n_1 , n_2 і n_3

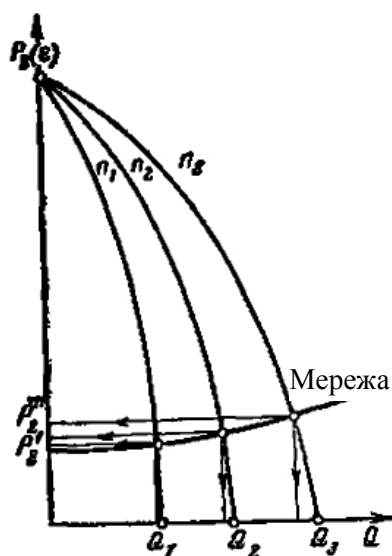


Рис. 2.15 – Характеристики поршневого компресора, працюючого при різних частоті обертання на заданий трубопровід

Дійсні подача й тиск компресора визначаються як координати точок перетину характеристик компресора й мережі повітропроводів.

2.10. Регулювання подачі

Витрата газу із трубопровідної системи за умовами споживання може змінюватись, тому компресор повинен змінювати подачу так, щоб вона відповідала витраті газу із системи.

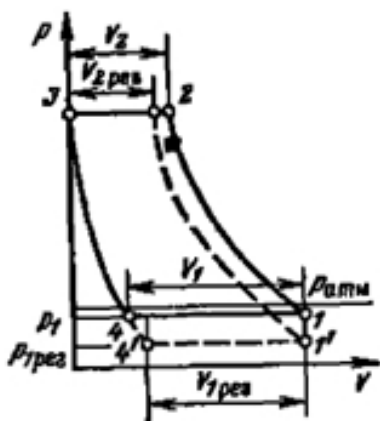


Рис. 2.16 – Регулювання подачі компресора дроселюванням на усмоктуванні

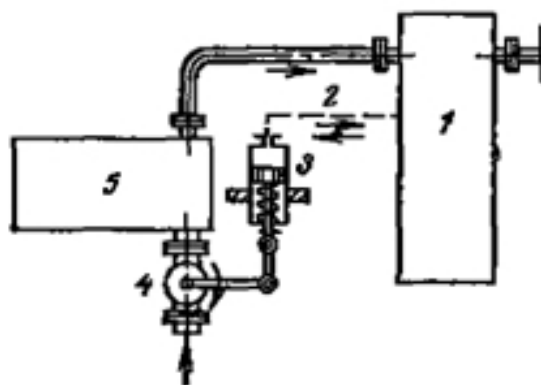


Рис. 2.17 – Схема автоматичного пристрою для регулювання подачі дроселюванням на усмоктуванні

При цьому в мережі повинен підтримуватись тиск, необхідний споживачами. Таке регулювання подачі називають *регулюванням на постійний тиск*.

Завдання регулювання полягає в такому впливі на компресор, що вирівнює подачу його з витратою газу споживачами.

Початковим імпульсом для регулювання, звичайно, служить зміна тиску в мережі, що виникає при зміні витрати газу споживачами. У гарних системах регулювання ця зміна тиску може бути дуже малою (десяті й навіть соті частки бара).

Нижче розглядаються основні схеми регулювання подачі одноступеневих компресорів.

Зміна частоти обертання. Із формули (2.12) зрозуміло, що подачу компресора можна регулювати зміною частоти обертання вала компресора. Цей спосіб економічний в експлуатації, але вимагає приводного двигуна зі змінною частотою обертання. Тому регулювання подачі зміною частоти обертання при електричному приводі широкого застосування не одержало.

Розглянутий спосіб регулювання застосовується у випадках наявності привода компресора від парової машини або двигуна внутрішнього згоряння, у яких зміна частоти обертання досягається порівняно просто.

Дроселювання при усмоктуванні. Якщо в усмоктувальний тракт компресора вводити додатковий опір, то компресор зменшує подачу.

Нехай 1–2–3–4 – індикаторна діаграма без регулюючого опору в усмоктувальній трубці (рис. 2.16). Уведемо регулюючий опір, що знижує тиск усмоктування від P_1 до $P_{1\text{дрос}}$. При цьому процес розширення представиться лінією 3–4' і лінія усмоктування буде 4'–1'. Із діаграми видно, що усмоктуваний обсяг зменшується від V_1 до $V_{1\text{дрос}}$, а обсяг подачі V_2 до $V_{2\text{пер}}$. Відповідно змінюється й подача компресора. Схема автоматичного регулювання такого типу показана на рис. 2.17. Якщо витрата з балона (1) у мережу зменшується, то при цій подачі компресора (5) тиск у балоні (1) зростає й, передаючись по трубці (2) до порожнини поршневого механізму (3), впливає на поршень, що, стискаючи пружину, прикриває дросельовану заслінку (4); подача компресора зменшується. Регулюючий пристрій може бути налаштований на подачу, що вимагається, натягом пружини поршневого механізму (3). Завдяки простоті й автоматичності дії цей спосіб реагування широко застосовується при високих ступенях стиску, але енергетична ефективність його невисока.

Віджимання пластин всмоктувального клапана. Схема регулювання віджиманням пластин всмоктувального клапана показана на рис. 2.18. Якщо внаслідок зменшення витрати з мережі тиск у балоні (1) підвищиться, то підвищений тиск, передаючись по імпульсній трубці (2) до поршневого механізму (3), переборе натяг пружини й підсуне вниз поршень (4). Шток поршня має на кінці вилку 5, різки якої будуть перешкоджати пластині всмоктувального клапана сідати на сидло. При цьому стиснення й подача газу не відбудеться, тому що всмоктувальний клапан буде відкритий і газ із циліндра буде виштовхуватись до всмоктувального трубопроводу. Унаслідок цього відбудеться пропуск стиснення й подачі. Це буде тривати доти, поки тиск у балоні (1) не понизиться й поршень (4) не приведе вилку (5) у нормальне положення, що не перешкоджає пластині клапана K_1 щільно сідати на місце.

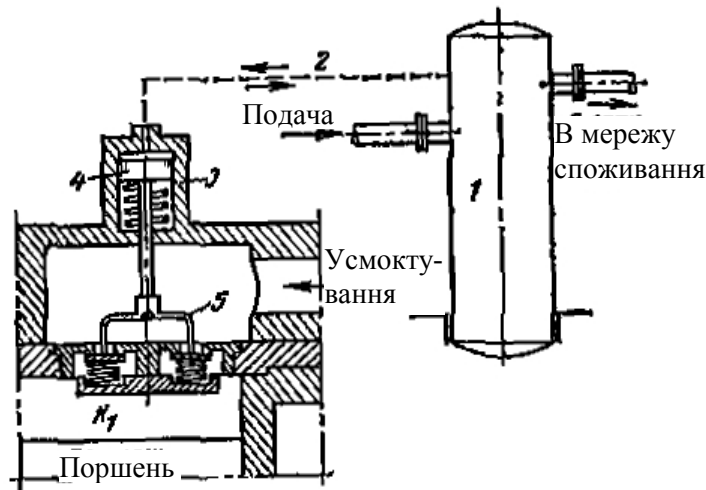


Рис. 2.18 – Схема регулювання подачі віджиманням пластин всмоктувального клапана



Рис. 2.19 – Індикаторна діаграма при регулюванні подачі відтисканням пластин всмоктувального клапана

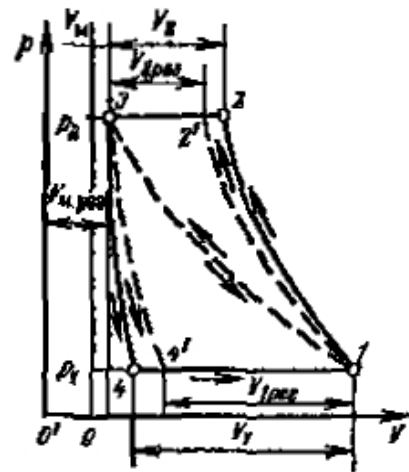


Рис. 2.20 – Регулювання подачі зміною обсягу мертвого простору

Таким чином, зменшення подачі компресора досягається тут пропусками подачі. Індикаторна діаграма для цього випадку представлена на рис. 2.19. Це дуже простий спосіб регулювання, але енергетична *ефективність* його мала, тому що на холостий хід при пропуску подачі витрачається не менше 15% повної потужності. Такий спосіб регулювання застосовується для компресорів з будь-якими ступенями стиску й подачами.

Відтиск клапанів лінії успоктування протягом усього ходу поршня призводить, як зазначено, до пропусків подачі, тобто до зниження подачі компресора до нуля.

У цей час застосовують відтиск клапанів на частині ходу поршня, одержуючи можливість плавної зміни подачі від номінальної до 0,1 номінальної.

Зміна обсягу мертвого простору. Із формули (2.12) зрозуміло, що при постійних V_p , n і e можна регулювати подачу зміною обсягу мертвого простору (p , v -діаграма на рис. 2.20).

При обсязі мертвого простору V_i усмоктуваний обсяг газу становить V_1 . Якщо збільшити обсяг мертвого простору до $V_{i, \text{дод}} > V_i$, то політропа розширення, побудована при новому положенні центра системи координат O' , займе положення 3–4' й усмоктуваний обсяг газу $V_{1, \text{дод}}$ буде менше V_1 . Нова політропа стиску 1–2' буде відповідати обсягу подаваного газу $V_{2, \text{дод}} < V_2$.

У граничному випадку обсяг мертвого простору можна збільшити настільки, що політропи розширення й стиску співпадуть й індикаторна діаграма представиться лінією 1–3. При цьому компресор не всмоктує й не подає: обидва клапани закриті й у циліндрі відбуваються розширення й стиск постійної кількості газу. Конструктивно таке регулювання виконується у вигляді додаткових порожнин постійної або змінної ємності, що приєднують до мертвого простору вручну або автоматично.

Для здійснення плавного регулювання подачі додатковий обсяг мертвого простору виконується у вигляді варіатора обсягу, що складається із циліндра з поршнем.

Розглянутий спосіб регулювання подачі дуже економічний і набув поширення в компресорах великої потужності.

Інші способи регулювання. Крім зазначених способів застосовують регулювання зупинками компресора (при потужності на валу до 200 кВт), перепуском газу з порожнини стиску в порожнину усмоктування, а також холостим випуском з мережі через автоматичний клапан. Перший із цих способів цілком економічний, а два останніх неекономічні, і застосовувати їх не треба.

При регулюванні подачі багатоступеневих компресорів необхідно регулювати подачу всіх ступенів одночасно. Якщо в багатоступеневому компресорі регулювати подачу тільки першого ступеня, то автоматично відбувається перерозподіл роботи між ступенями й температури кінця стиску в нерегульованих ступенях досягають неприпустимих значень.

2.11. Конструкції компресорів

У сучасній промисловості використовуються поршневі компресори, що значно відрізняються за подачею й тиском. Для задоволення вимог промисловості заводи випускають компресори стандартизованого номенклатурного ряду. Цей ряд побудований на основі уніфікації деталей компресорів, що дозволяє створювати машини різних подач і тисків із застосуванням однакової конструкції основних елементів (рам, циліндрів, валів й ін.). Це значно здешевлює виробництво й знижує вартість компресорів.

Поршневі компресори виконуються з вертикальним і горизонтальним розташуванням циліндрів. Перше створює економію в площі компресорної станції, а також зручність експлуатації й монтажу, однак застосовується тільки в компресорах з однієї або двома ступенями стиску в одному циліндрі. Компресори з диференційними поршнями, що здійснюють багатоступінчастий стиск в одному циліндровому блоці, виконуються по необхідності горизонтальними.

Ступені стиску можуть здійснюватись в окремих циліндрах; у цьому випадку застосовують рядне розташування циліндрів із приводом від загального колінчастого вала. Зустрічаються конструкції з V-подібним розташуванням циліндрів (рис. 2.11).

З конструктивної точки зору розрізняють безкрейцкопфні й крейцкопфні компресори.

У безкрейцкопфних компресорах роль крейцкопфа (повзуна) виконує сам поршень, що володіє в цьому випадку подовженою циліндричною поверхнею. Звичайно вони є компресорами низького тиску з однієї або двома ступенями стиску. Крейцкопфні конструкції застосовуються при будь-яких тисках, але характерні для високих тисків при багатоступінчастому стиску. Це зумовлено високими значеннями поперечних сил, сприйняття яких поверхнею поршня виявляється неприпустимим.

2.11.1. Конструкції компресорів з великою подачею і високим тиском

На рис. 2.21 даний вертикальний розріз компресора типу ВП (кутового) із шістьма ступенями стиску. Охолодження повітря у водяних охолоджувачах відбувається після кожного ступеня стиску. Конструкція в цілому досить компактна.

На рис. 2.22 представлений розріз вертикального компресора. Кінцевий тиск 22 МПа досягається в п'ятьох ступенях. У правому блоці циліндрів розташовані перший і четвертий, у лівому – другий, третій і п'ятий ступені стиску. Компресор – крейцкопфного типу з вильчастим шатуном.

Компресор постачений масляним шестеренним насосом, що подає масло з картера до підшипників. Масло для змащення в циліндри подається спеціальним пристроєм – лубрикатором. Охолодження повітря в холодильниках здійснюється після кожного ступеня.

На рис. 2.23 представлений поздовжній розріз по циліндрах першого та другого ступенів опозитного повітряного компресора. Подача компресора – $100 \text{ м}^3/\text{хв}$, кінцевий тиск – 0,9 МПа, частота обертання – 500 об/хв, хід поршня – 220 мм, діаметри циліндрів – 620 й 370 мм.

Привод компресора від синхронного електродвигуна потужністю 630 кВт.

Розглянемо коротко елементи конструкцій компресорів.

Циліндри компресорів з тиском до 8 МПа, звичайно, відливають із чавуну; більш високі тиски вимагають застосування сталевих лиття й сталевих кувань. Для поліпшення умов роботи поршня застосовують чавунні змінні втулки. Циліндри постачають лабетам, що опираються на плити, залиті в бетонний фундамент. У багатоступеневих компресорах з диференційними поршнями блок циліндрів складається з окремих частин, їх жорстко скріплюють болтами й шпильками. Циліндри мають штуцера для підведення й відводу охолоджуючої води й змащення й для установки термометрів і манометрів.

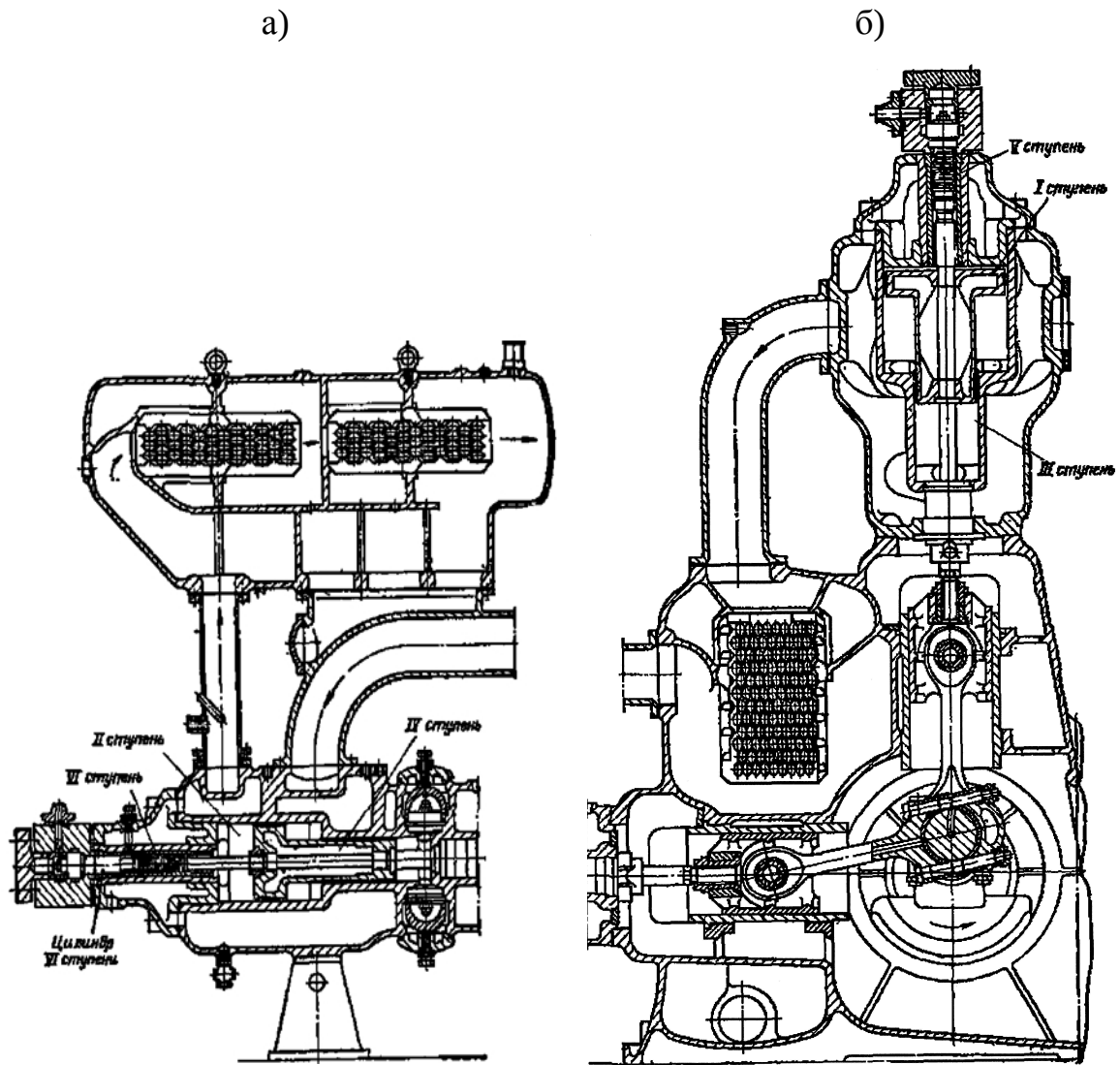


Рис. 2.21 – Кутовий шестиступеневий компресор, $Q = 0,2\text{м}^3/\text{с}$:

а) ліва частина; б) права частина

Поршні. Найпоширеніші дискові поршні (рис. 2.24), застосовувані для ступенів подвійної дії, і диференціальні в багатоступеневих компресорах (рис. 2.25). Матеріал поршнів – чавун, сталь. Форма поршнів несиметрична; вони мають опорну поверхню, як це показано на рис. 2.24. Поршні забезпечують чавунними ущільнюючими кільцями.

Сальники застосовуються в компресорах у місцях проходу штоків поршнів через кришки. При низьких тисках сальники виконують із м'яким набиванням за типом, зазначеним для відцентрових насосів. Тут для тиску до 2,5 МПа застосовують просочене графітовою маззю бавовняне й азбестове набивання. Для більше високих тисків застосовують азбесто-дротовий прографлений шнур.

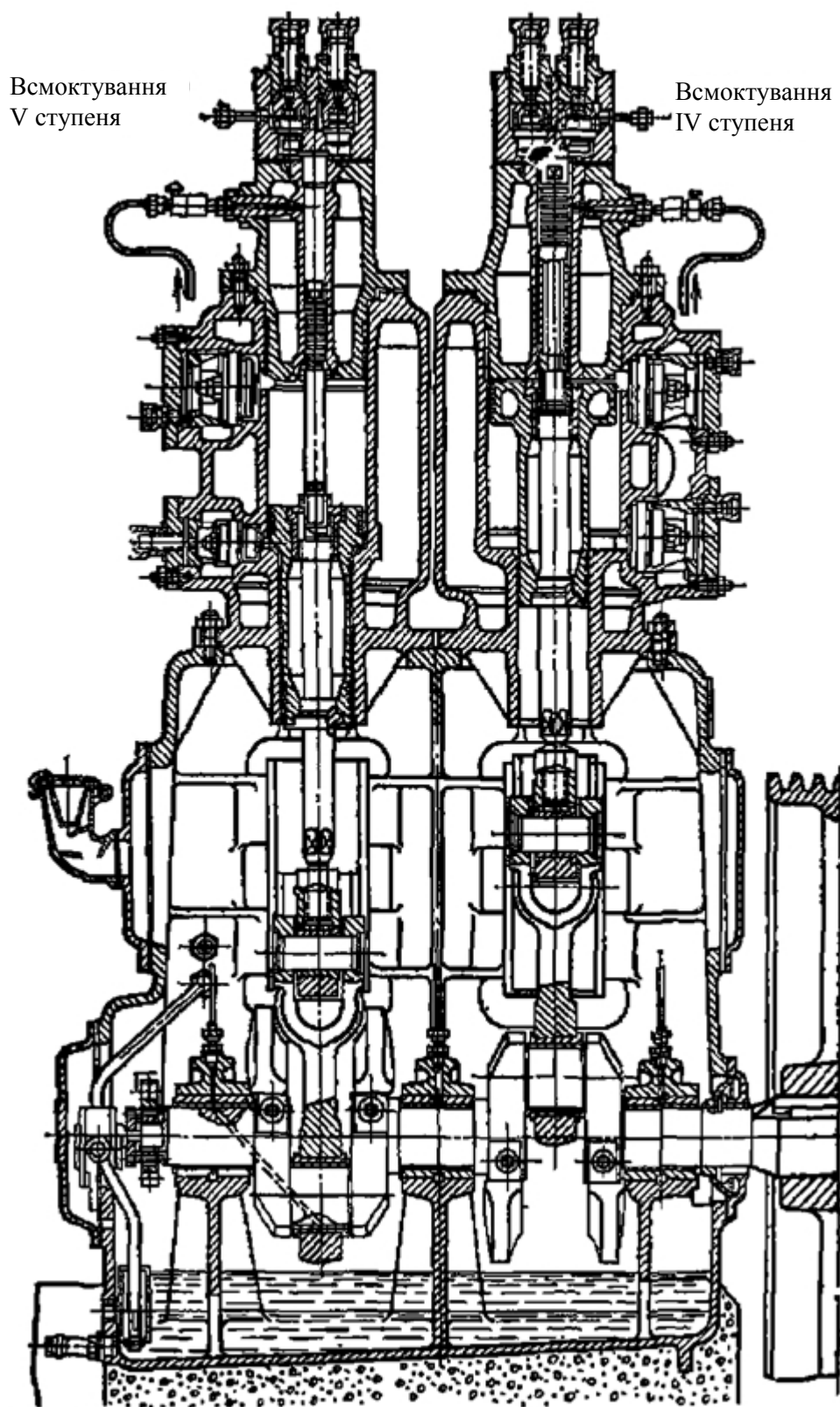


Рис. 2.22 – Вертикальний поршневий компресор з п'ятьма ступенями стиску

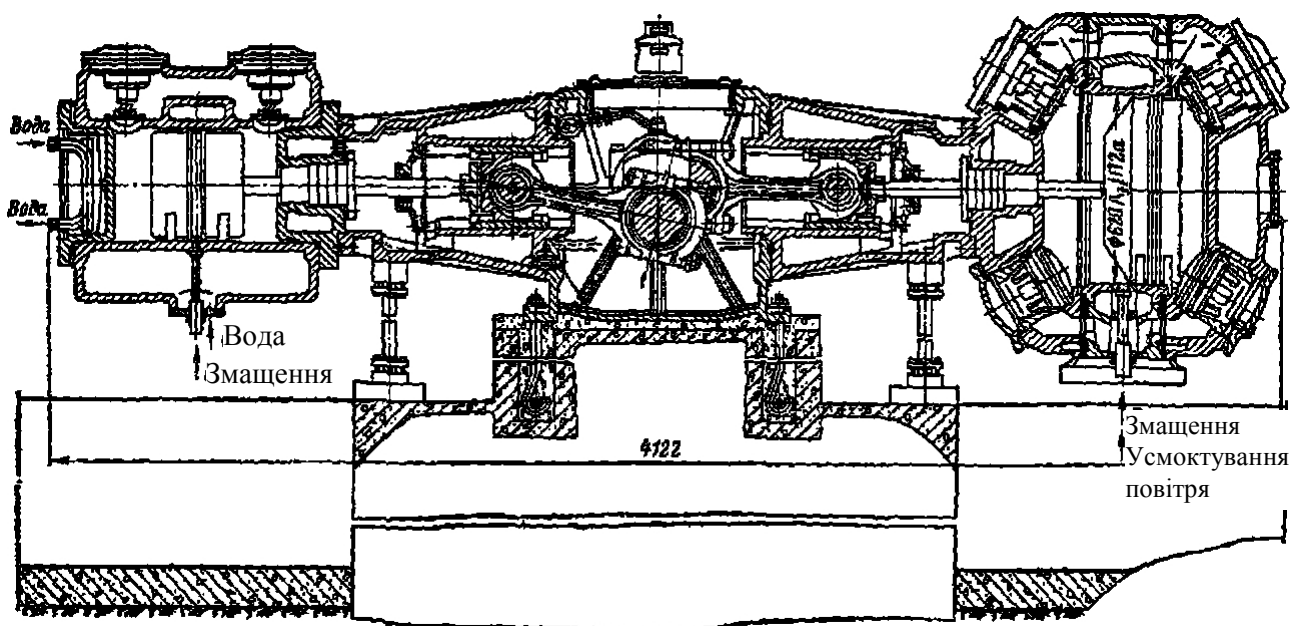


Рис 2.23 – Двоступеневий опозитний компресор для подачі повітря.

Розріз по циліндрах першого й другого ступенів

У компресорах високого тиску застосовують чепцеві ущільнення у вигляді конічних розрізних чавунних кілець (рис. 2.26). Сальники виконують майже завжди з охолодженням.

На рис. 2.27 показана конструкція сальника для тиску 75 мПа. Ущільнюючі кільця виконані з бабіту й завдяки особливій (кутовій) формі їхнього перерізу самоущільнюються, притискаючись тиском газу до поверхні штока.

Канавки для поршневих кілець

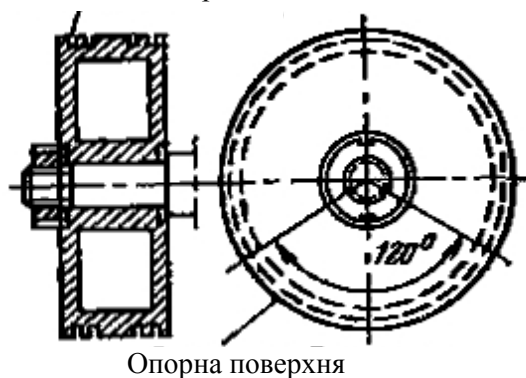


Рис. 2.24 – Дисковий поршень

Клапани компресорів переважно виконують у вигляді самодіючих, що відкриваються й закриваються автоматично завдяки різниці тисків, що діють з обох боків клапана. Конструкція пластинчастого самодіючого клапана представлена на рис. 2.28.

Сідло (1) клапана сажається в гніздо, проточене в кришці циліндра. Воно має дві концентричні кільцеві щілини (2), що закривають сталевими кільцевими пластинами (3). Останні притискаються до сідла, закриваючи щілини, пружинами (4), розташованими у виточеннях обмежувального диска (5), що скріплений із сідлом клапана центральним болтом (6).

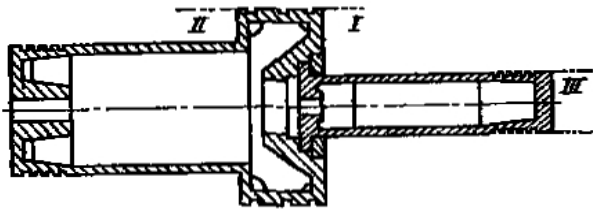


Рис. 2.25 – Диференційний поршень компресора із трьома ступенями стиску

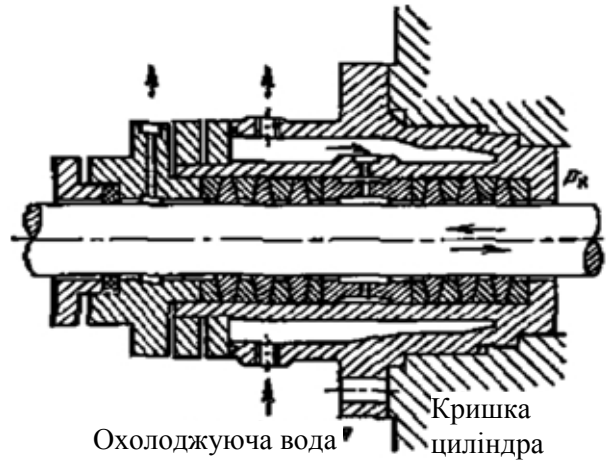


Рис. 2.26 – Сальник з металевими розрізними кільцями

У деяких конструкціях кільцеві щілини замінюють низкою паралельних прямолінійних прорізів і тоді клапан називають стрічковим.

Конструкцію тарілчастого клапана з малою інерційною масою тарілки показано на рис. 2.29.

Останнім часом знаходять застосування клапани прямооточного типу. Порівняно зі звичайними пластинчастими й тарілчастими клапанами прямооточні мають багато переваг. Основне з них – малий газовий опір, обумовлений прямим струмом газу й великим прохідним перерізом, в 2–2,5 рази перевищуючого переріз звичайних пластинчастих клапанів. Малий газовий опір прямооточних клапанів збільшує подачу компресора на 8–17%, знижує споживання потужності й питому витрату енергії відповідно на 4–7 й 8–20% у порівнянні з аналогічними показниками компресорів, що мають клапани звичайних типів.

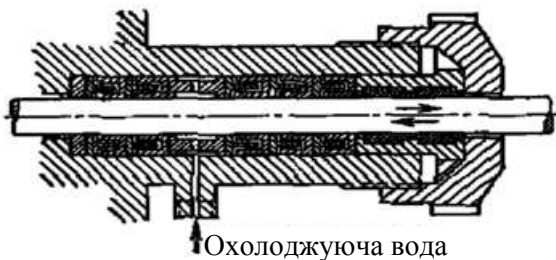


Рис. 2.27 – Сальник з металевими пружними кільцями

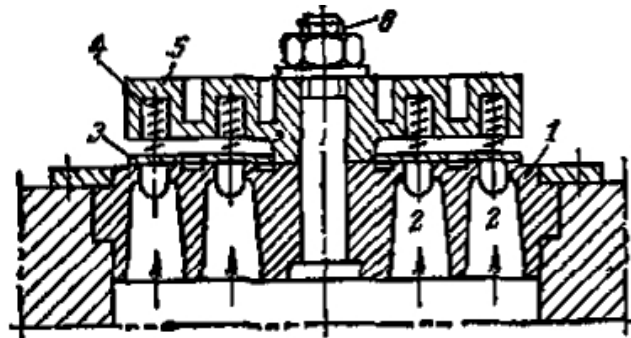


Рис. 2.28 – Пластинчастий клапан із двома кільцевими щілинами

Перевагою прямооточних клапанів є безшумність їхньої дії. Мала інерційність легких запірних пластин обумовлює швидке відкривання й закривання їх і тому запобігає виникненню ударних хвиль у трубопроводах та їхній вібрації.

На рис. 2.30 показана конструктивна схема прямооточного клапана, що пояснює спосіб його дії. Клапан складається з набору пластин-сідел (1), у яких профрезеровані канали (2) із прямокутними перетинами змінної глибини h . Ка-

нали розділяються ребрами (3), до яких щільно прилягає тонка сталева пластина (4), що є запірним органом. Ця пластина консольно затиснена крайкою, а між двома сусідніми сідлами й під впливом різниці тисків газу в каналах (2) і порожнини (5) може відгинатись, як показано штриховою лінією, через прохідні перетини (6).

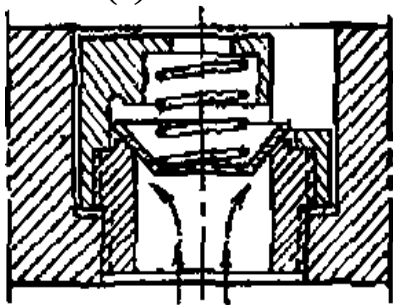


Рис. 2.29— Тарілчастий клапан компресора малої подачі

Тіловий бік сідла оброблений так, що замикаюча сталева пластина (4), відгинаючись під дією газового потоку, майже стикається із кривою поверхнею сідла. Набори сідел і пластин комбінують у пакети круглої або прямокутної форми й скріплюють відповідно стяжним кільцем або хомутом.

Конструктивні форми прямооточних клапанів зручні й допускають застосування їх не тільки для компресорів, що виготовляють знову, але й для заміни

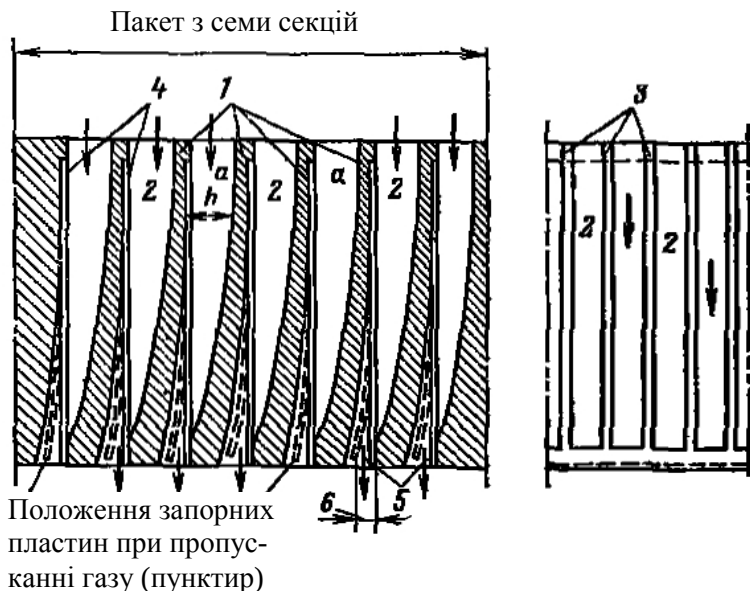


Рис. 2.30 – Конструкційна схема, що пояснює принцип дії прямооточного клапана

звичайних пластинчастих клапанів в експлуатованих компресорах.

Наведену на рис. 2.30 конструктивну схему декількох осередків прямооточного клапана застосовують для ступенів низького тиску.

2.11.2. Конструкції компресорів з малою подачею і низьким тиском

Заводи серійно випускають компресори не тільки з великою подачею і великим тиском, але й компресори з малою подачею (не більше $0,5 \text{ м}^3/\text{хв}$) і з низьким тиском (не більше $0,8 \text{ МПа}$).

Їх виготовляють з одноступеневим стисненням і з повітряним охолодженням та з приводом від електричного двигуна змінного або постійного струму.

Компресорні станції з такими компресорами використовують переважно на об'єктах, де не потрібна одночасна робота великої кількості пневмоінструмента або пневмообладнання, наприклад, транспортних засобів або технічних засобів ЕТ.

На рис. 2.31 представлений двоциліндровий, одноступеневого стиснення поршневий компресор із вертикально розміщеними циліндрами. Подача його складає $0,5 \text{ м}^3/\text{хв}$, робочий тиск – $0,7 \text{ МПа}$, частота обертання – 1420 об/хв . Привод здійснюється від трьохфазного короткозамкнутого електродвигуна потужністю 4 кВт . Змащуються деталі компресора масляним туманом мастила, яке заливають до картера компресора.

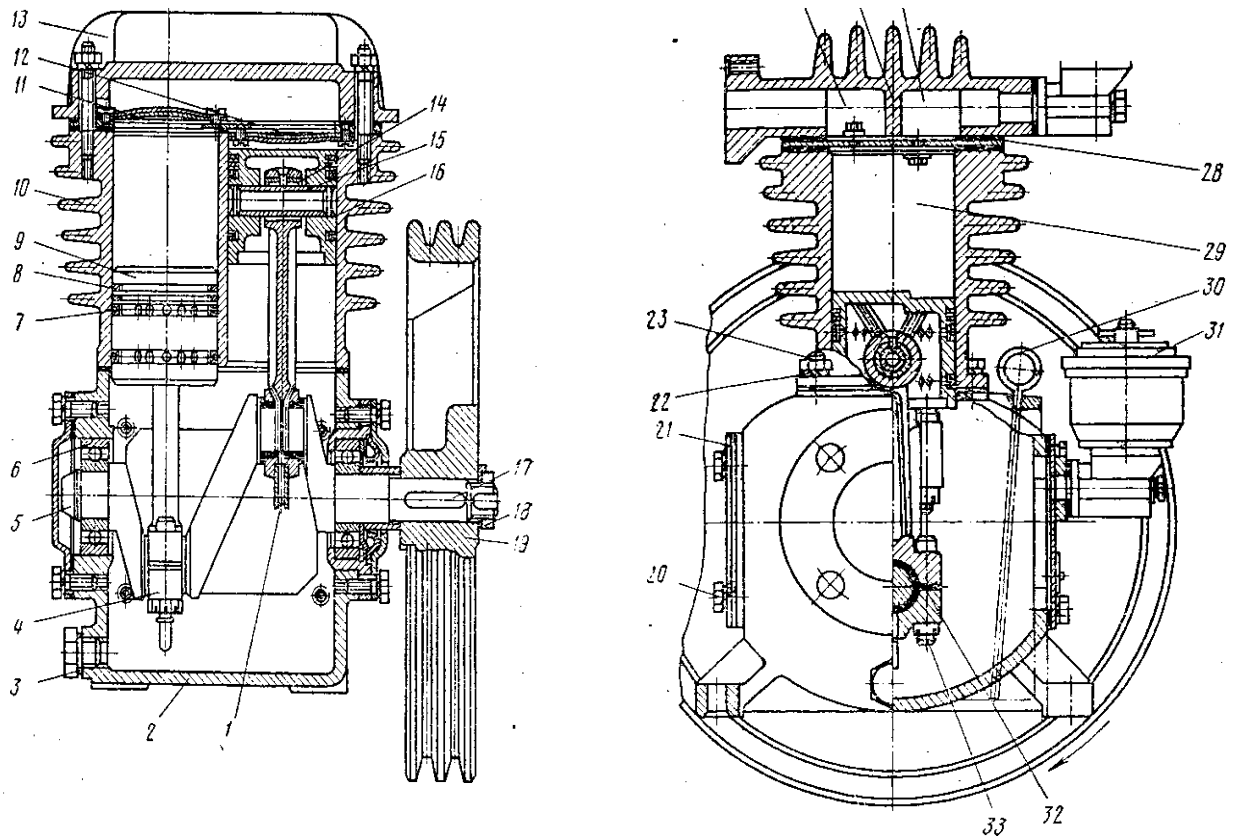


Рис. 2.31 – Двоциліндровий одноступінчастого стиску повітряний поршневий компресор:

1 – розбризкувач, 2 – картер, 3 – пробка зливу масла, 4 – шатун, 5 – колінчастий вал, 6 – кулькопідшипник, 7,8 – маслоскоп і компресійне кільця, 9 – поршень, 10 – ребра циліндра, 11 й 12 – нагнітальний і всмоктувальний клапани, 13 – головка, 14 – втулка у верхній головці шатуна, 15 – поршневий палець, 16 – стопорне кільце, 17 – шпонка, 19 – шків-маховик, 20,33 – болти, 21 – кришка, 22 – шпилька, 23 – гайка із шайбою, 24 й 26 – нагнітальна й усмоктувальна порожнини, 25 – перегородка, 27 – повітряний фільтр, 28 – плита, 29 – циліндр, 30 – маслощуп

На рис. 2.32 представлений електрокомпресор ЕК–4, який є поршневим, одноступеневого стиснення, двоциліндровим з горизонтально розміщеними поршнями. Подача його складає $0,3 \text{ м}^3/\text{хв}$, робочий тиск – $0,8 \text{ МПа}$ частота обертання 330 об/хв від електродвигуна постійного струму потужністю $3,5 \text{ кВт}$ через двоступеневий циліндричний редуктор. Змащуються деталі компресора аналогічно масляним туманом. Режим роботи повторно-короткочасний.

На рис. 2.33 представлено двоциліндровий, двоступеневого стиснення поршневий компресор з вертикально розміщеними циліндрами пневматичного приводу гальм автомобілів. Подача складає $0,5 \text{ м}^3/\text{хв}$ робочий тиск $0,74 \text{ МПа}$. Частота обертання залежить від режиму роботи двигуна транспортного засобу. Змащуються деталі компресора маслом.

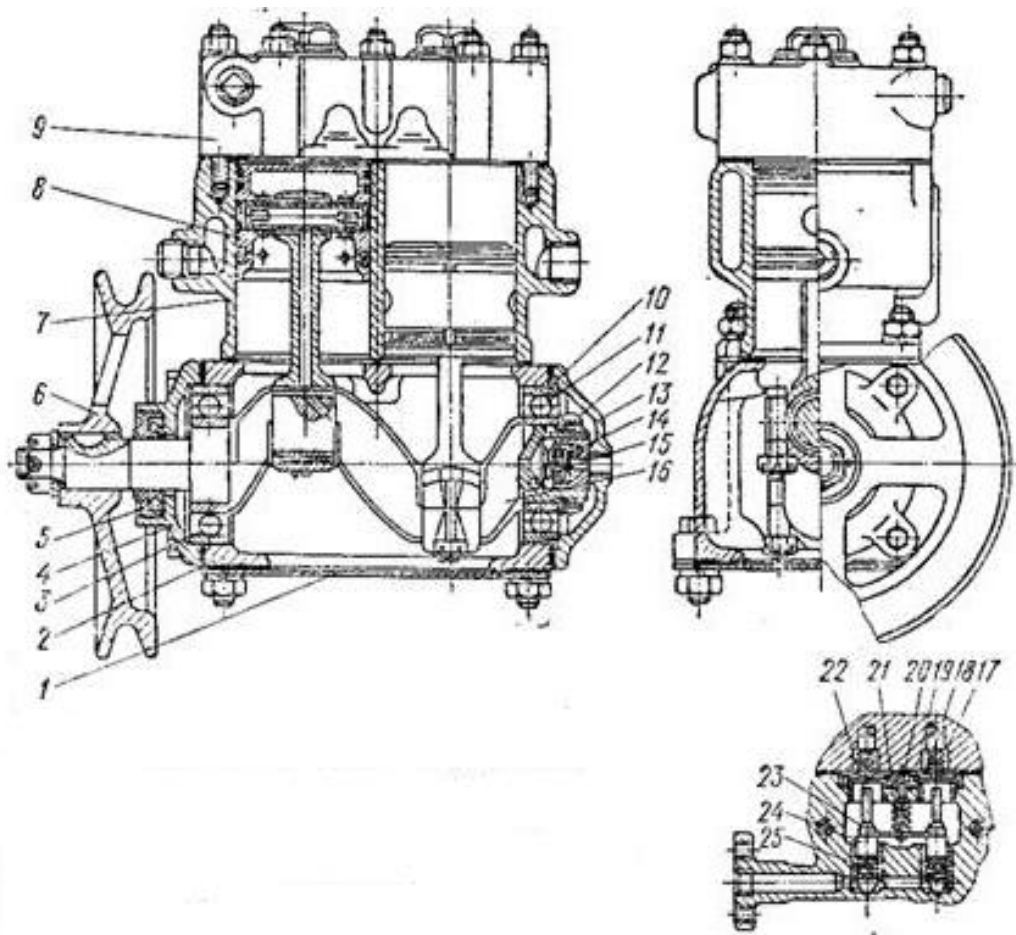


Рис. 2.33 – Компресор пневматичного привода гальм:

1 – нижня кришка картера; 2 – картер; 3, 11 – підшипники; 4 – передня кришка; 5 – сальник; 6 – шків; 7 – блок циліндрів; 8 – поршень із шатуном; 9 – головка; 10 – стопорне кільце; 12 – упорна гайка; 13 – задня кришка картера; 14 – ущільнювач; 15 – пружина ущільнювача; 16 – колінчастий вал; 17 – пружина; 18 – впускний клапан; 19 – напрямна впускного клапана; 20 – напрямна пружини коромисла; 21 – пружина коромисла; 22 – шток впускного клапана; 23 – коромисло; 24 – плунжер; 25 – ущільнювальне кільце

До поршневих компресорів відносять і діафрагмові компресори, у яких замість поршня застосовують круглу, гнучку діафрагму, яка затиснена по периметру між кришкою і циліндром і здійснює коливальний рух.

На рис. 2.34 представлено одноциліндровий, одноступеневий діафрагмовий компресор з вертикально розміщеним циліндром. Подача його складає $0,05 \text{ м}^3/\text{хв}$, робочий тиск – $0,3 \text{ МПа}$, частота обертання – 1440 об/хв від асинхронного однофазного з пусковим опором електричним двигуном потужністю $0,27 \text{ кВт}$. Змащуються деталі компресора розбризкуванням (масляним туманом), а охолоджуються деталі компресора потоком зовнішнього повітря, який створює вентилятор електродвигуна.

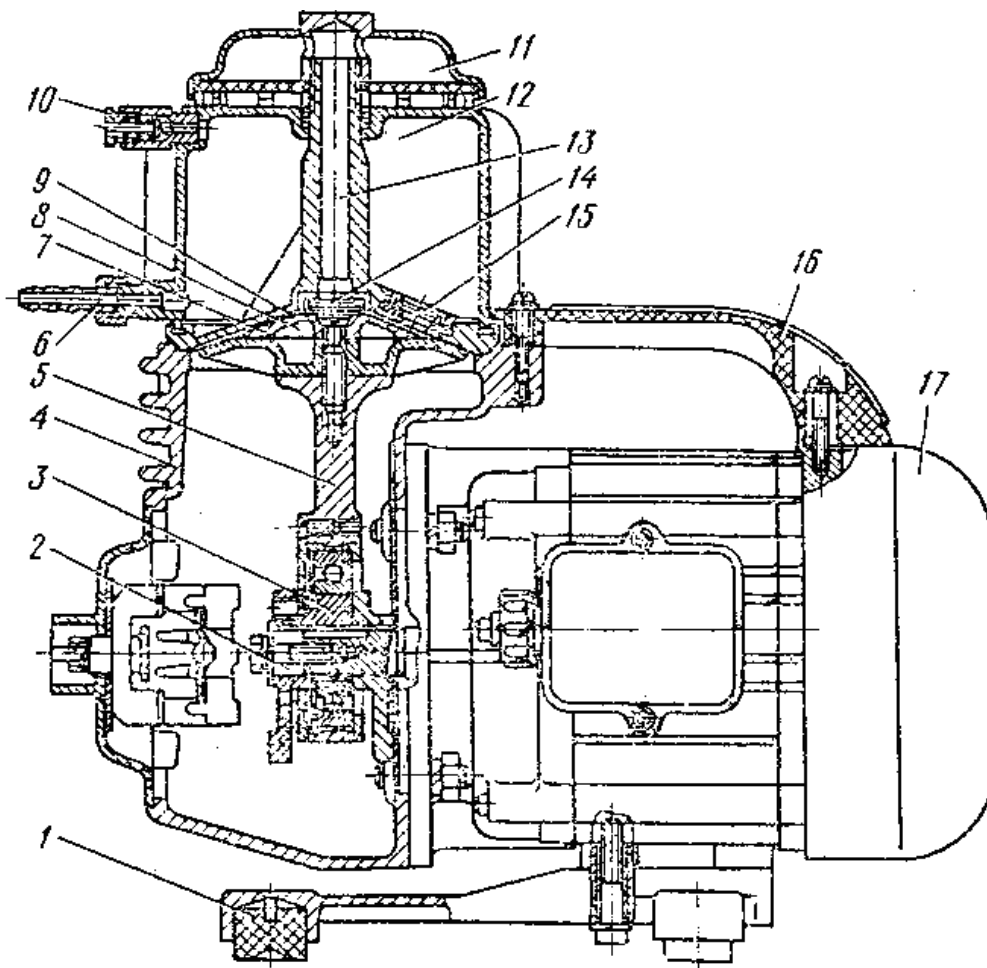


Рис. 2.34 – Компресорна станція С-45 з діафрагмовим компресором:

1 – підставка, 2 – вал електродвигуна, 3 – ексцентрик, 4 – циліндр, 5 – шатун, 6 – ніпель, 7 – діафрагма, 8 – камера стиску, 9 – кришка циліндра, 10 – запобіжний клапан, 11 – повітряний фільтр, 12 – повітрезбірник, 13 – трубка, 14, 15 – усмоктувальні й нагнітальний клапани, 16 – рукоятка, 17 – електродвигун

Їхні основні складові можна охарактеризувати так:

- *картер* являє собою чавунний виливок коробчастого перерізу із механічно обробленими місцями для встановлення циліндрів (або блок циліндрів) колінчастого валу. Картер знизу закривають піддоном, який служить резервуаром для мастила;

- *циліндри* відливають із сірого чавуна, в яких розрізняють робочу поверхню і зовнішню, ребристу поверхню, яка призначена для відведення тепла в атмосферу. Циліндри бувають одиничними і здвоєними у вигляді блоку. У деяких компресорах циліндри розрізняють горизонтально, вертикально, а інші мають V-подібне розміщення. Циліндр (або блок циліндрів) закріплюють до картеру шпильками. Зверху циліндри закріплюють кришками (клапанними коробками), які відливають із чавуну. Кришки циліндрів оздоблюють самодіючими всмоктувальними і нагнітальними клапанами;

- *поршні* відливають із алюмінієвих сплавів або чавуну. Щоб поршні не заклинювали в циліндрах, між ними і циліндрами завжди існує зазор; для поршнів із алюмінієвих сплавів – 0,5...0,6; а для чавунних, які менше розширюються

від нагрівання, – 0,1...0,2 мм. Щоб зменшити величину вібрації компресора під час роботи, маса усіх установлених у ньому поршнів повинна бути однаковою. Для зменшення витікання стисненого повітря через зазори між поршнем і циліндром на поршень установлюють декілька пружних компресійних поршневих кілець, які входять в канавки поршнів і щільно притискуються до стінки циліндра. Для зменшення забруднення мастилом стисненого повітря на поршень встановлюють одне або два мастилознімальних кільця;

- *шатуни* штампують зі сталі, мають двотавровий переріз. Верхня головка шатуна нероз’ємна, у неї запресовують бронзову втулку і встановлюють поршневий палець. Нижня головка шатуна – роз’ємна. Верхня її складова частина є складовою частиною шатуна, а нижня – це кришка. Цю кришку з’єднують з верхньою частиною шатуна болтами з гайками. На внутрішню поверхню головки шатуна заливають бабіт, що зменшує в ній тертя.

- *колінчастий вал* відливають зі сталі або з чавуна високої якості. Штоки колінчастого вала підлягають термічній обробці та шліфують із високою точністю. На корінні шийки колінчастого вала запресовують підшипники, які є їхніми опорами.

2.12. Компресори з поршнями, що вільно рухаються

У компресорах з електричним приводом перетворення обертового руху вала в поступальний рух поршнів здійснюється кривошипно-шатунним механізмом. Останній істотно ускладнює конструкцію компресора й викликає значні втрати енергії. Відомі конструкції компресорів з вільними поршнями (рис. 2.35).

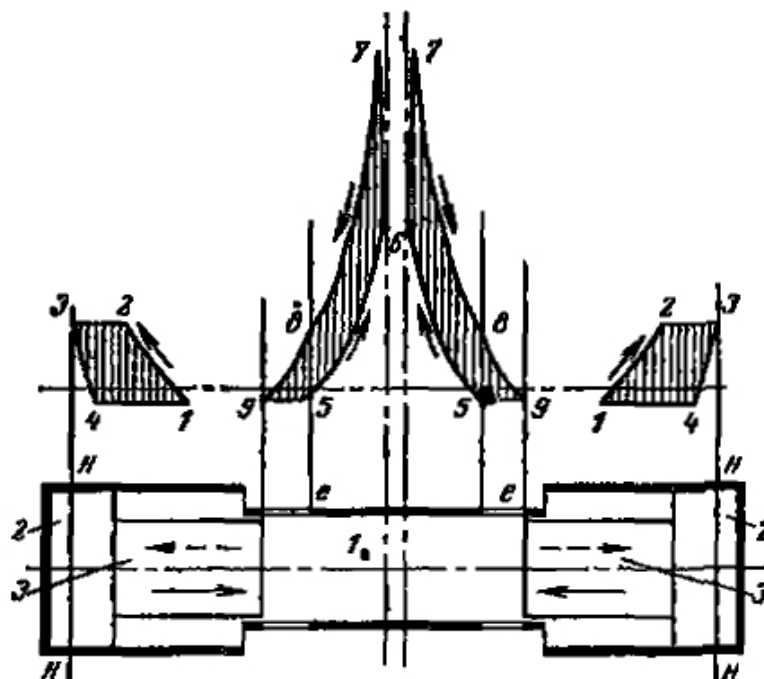


Рис. 2.35 – Схема й індикаторні діаграми компресора з поршнями, що вільно рухаються

У таких машинах енергія виходить за рахунок спалювання рідкого палива в циліндрах, і передача її поршням компресора відбувається безпосередньо.

Основні елементи компресора з вільними поршнями наступні: 1 – циліндр двотактного двигуна; 2 – циліндр компресора; 3 – східчасті поршні. Нехай поршні перебувають у крайніх зовнішніх положеннях $n-n$. Тиск p_2 повітря в обсягах мертвих просторів циліндрів компресора приведе поршні в рух у напрямках, зазначених стрілками. При цьому тиск у циліндрах компресорів буде знижуватись по лініях 3–4, а поршні будуть здобувати кінетичну енергію. У певному положенні поршнів всмоктувальні клапани компресорів відкриваються й починаються процеси усмоктування по лініях 4–1. У процесі усмоктування поршні рухаються за інерцією, втрачаючи швидкість. Одночасно із процесом усмоктування внутрішні сторони поршнів перекриють вихлопні вікна циліндра двигуна й у ньому відбудеться стиск по лінії 5–6. У момент, відзначений точкою 6 на діаграмі, відбувається упорскування палива; воно самозапалюється, і тиск у циліндрі (1) різко підвищується по лінії 6–7. Під впливом високого тиску поршні будуть рухатися в напрямках, зазначених штриховими стрілками; тиск у циліндрі (1) буде знижуватись по лініях 7–8. У момент відкриття вікон e відбудеться вихлоп продуктів згоряння й далі продувка й наповнення циліндра (1) повітрям. Одночасно із цим у циліндрах (2) компресора відбудеться стиск повітря по лініях 1–2, а потім виштовхування його по лініях 2–3. При цьому поршні втратять кінетичну енергію та почнуть знову описаний вище цикл руху на крайніх зовнішніх положеннях під впливом тиску повітря в обсягах мертвих просторів циліндрів.

У реальних умовах схема такого компресора ускладнюється механізмом, що синхронізує рух поршнів.

2.13. Компресорні установки

Компресори встановлюються одинично або групами й забезпечуються допоміжним устаткуванням і приладами, необхідними для їхньої нормальної експлуатації.

На рис. 2.36 дана схема компресорної установки. Основним устаткуванням установки є компресор із двигуном, масловіддільник, охолоджувачі й ресивер (повітряний балон). Допоміжне устаткування включає фільтр на усмоктувальній трубі компресора, запобіжні клапани й контрольно-вимірвальна апаратура.

Кожен компресор забезпечується ресивером (повітряним або газовим балоном), основне призначення якого полягає у вирівнюванні коливань тиску в повітропроводах. Крім того, ресивер служить для відділення вологи й парів масла з газу; із цією метою в ньому встановлюють сепаруючі пристрої.

Ресивери розташовують зовні приміщення, тому що вони вибухонебезпечні.

Охолоджувачі газу, розташовувані між ступінцями компресорів, звичайно, являють собою трубчасті вертикальні або горизонтальні теплообмінники. У компресорних установках невеликої подачі вони розміщуються безпосередньо

на циліндровому блоці компресора. В установках великої подачі охолоджувачі розташовують поблизу компресорів як окремо апарати, які знаходяться окремо.

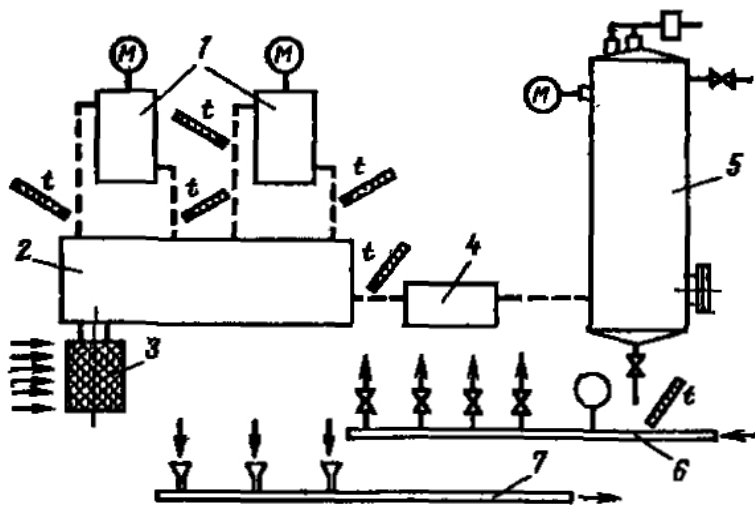


Рис. 2.36 – Схема блоку компресорної установки:

1 – охолоджувач; 2 – компресор; 3 – фільтр; 4 – маслоуловлювач;
5 – ресивер; 6, 7 – колектори холодної та зливної води

Із метою очищення газу, що подається компресором, і для підтримки в чистоті проточної порожнини на всмоктуючій трубі компресора ставлять газовий фільтр. Раніше застосовувались, головним чином, картонні фільтри. Зараз застосовуються масляні фільтри. Вони являють собою циліндричні або прямокутні замкнуті резервуари, наповнені пухким матеріалом (металева стружка, кільця Рашига), змоченими у грузлому маслі. Потік газу, що проходить через шар такого матеріалу, добре очищається від пилу. Промивання й регенерація фільтра проста; він надійний в експлуатації.

Масловіддільники розташовують між ступенями компресора за охолоджувачами. Їхнє призначення – видаляти з газу, що подається компресором, зважені крапельки масла, використаного в попередньому ступені. Дія масловіддільників базується на викиданні часточок масла з потоку під дією сил інерції, що виникають при змінах напрямку руху газу. Масловіддільники бувають із пухким засипанням, подібно повітряним фільтрам, або у вигляді циліндричних відцентрових апаратів – циклонів.

Запобіжні клапани встановлюються між ступенями компресора на проміжних охолоджувачах і ресивері. Їхнє призначення полягає в запобіганні установи від надмірного підвищення тиску. Запобіжні клапани бувають вантажними та пружинними.

Комунікація компресорної установки складається із системи газопроводів і трубопроводів охолоджуючої води.

Велике значення для правильної експлуатації компресорної установки має контрольно-вимірювальна апаратура, за показниками якої судять про правильність роботи установки.

Манометри встановлюють на проміжних охолоджувачах і ресивері для спостереження за тиском газу, що подається компресором. Для контролю за тиском мастила в системі змащення встановлюється манометр на напірному патрубку масляного насоса.

Тиск охолоджуючої води контролюється за манометром на колекторі, від якого улаштовують водопроводи до окремих компресорів.

Наявність холодної води в системі охолодження обов'язково контролюється за зливом води у лійки на скидному колекторі.

Обов'язковому контролю підлягають температури повітря перед кожним охолоджувачем і за ним, а також кінцева температура газу на виході з компресора; контролюють температуру охолоджуючої води в колекторі й на виході із оболонок циліндрів і всіх охолоджувачів.

У дрібних установках контроль за температурою здійснюється ртутними термометрами, встановленими в гільзи з маслом.

У великих компресорних установках показання всіх контрольно-вимірювальних приладів компресорів передаються дистанційно на центральний щит. Сюди ж надходять показання електричних приладів, що контролюють потужність, споживану електродвигунами компресорів, а також показання витратомірів компресорів.

2.14. Випробування компресора. Енергетичний баланс компресора

Випробування компресора проводиться для визначення його дійсної подачі, споживаної енергії та складання енергетичного балансу на 1 м^3 газу при нормальних умовах. При випробуванні знімають індикаторні діаграми зі всіх ступенів компресора.

Безпосередньому виміру при випробуванні компресора підлягають: частота обертання вала, початкові й кінцеві тиски й температури газу у вхідному й вихідному патрубках, кількість і температура охолоджуючої води на вході й виході, обсяг усмоктуваного газу, електрична потужність, що підводиться до двигуна компресора.

Частоту обертання вимірюють точним тахометром або лічильником обертів і хронометром.

Початковий тиск вимірюють за допомогою диференційного рідинного манометра, кінцевий – точно перевіреним пружинним манометром.

Температури газу й води вимірюють звичайними ртутними термометрами, що поміщають у гільзи, врізані в трубопроводи й заповнені маслом.

Кількість охолоджуючої води зручно вимірювати об'ємним методом за допомогою мірних баків.

Обсяг усмоктуваного повітря вимірюють за допомогою сопла або діафрагми, установлюваних на нагнітальній трубі компресора. Вимірюючи перепад тиску h_d у діафрагмі, розраховують за ним подачу.

Для зменшення пульсацій тиску в потоці повітря, які ускладнюють відлік h_d між вихідним патрубком компресора й вимірювальною діафрагмою, повинна бути включена демпфіруюча ємність.

Потужність, споживана компресором, визначається вимірюванням електричної потужності на затискачах двигуна. Множачи значення електричної потужності на ККД двигуна, узятий з характеристики двигуна, одержують потужність на валу двигуна. Остання безпосередньо через муфту передається на вал компресора.

На підставі проведених вимірювань складається енергетичний баланс компресора.

Енергія, що підводиться до валу компресора, складе $1000 N/M$, де N – потужність на валу, M – масова подача компресора.

Енергія, одержувана газом у компресорі, дорівнює $C_p (T_k - T_1) + C^2 / 2$.

У всіх охолоджуваних порожнинах компресора виділяється з охолоджуючою водою кількість енергії $\sum M_B (t_B'' - t_B') / M$.

Тут M_B – секундна маса води, що проходить в окремі охолоджувані порожнини компресора; t_B' і t_B'' – температури води на вході й виході порожнин охолодження. Знак суми указує на підсумовування кількості теплоти водою, що сходиться з окремих порожнин охолодження.

Позначимо $Q_{i\dot{n}o}$ – залишковий член балансу, що враховує розсіювання теплоти в навколишнє середовище, що не входить в інші члени балансу.

Рівняння енергетичного балансу, Дж/кг:

$$\frac{1000N}{M} = C_p (T_i - T_1) + \frac{C^2}{2} + \sum M_B (t_B'' - t_B') + Q_{i\dot{n}o} \quad (2.15)$$

або на 1 м^3 газу, усмоктуваного компресором:

$$\frac{1000N}{M} = PC_p (T_i - T_1) + P \frac{C^2}{2} + P \sum M_B (t_B'' - t_B') + PQ_{i\dot{n}o}. \quad (2.16)$$

Розподілом всіх членів рівняння балансу (2.16) на $1000 N/Q_1$ одержуємо баланс у безрозмірній формі. Таке рівняння дозволяє судити про енергетичну ефективність випробуваного компресора зіставленням членів рівняння з відповідними членами рівняння балансу аналогічних нормально працюючих компресорів.

2.15. Оцінка економічності працездатності компресора

Основним показником економічності роботи компресора є витрата енергії на його експлуатацію. Цю витрату енергії зручно відносити на 1000 м^3 газу, що подається компресором, при нормальних умовах.

Нехай потужність на валу компресора з електроприводом дорівнює N при безпосередньому з'єднанні валів за допомогою муфти. Якщо компресор всмоктує за хвилину $Q_{xв}$, м^3 газу при нормальних умовах, то питома витрата енергії, $\text{кВт} \cdot \text{г} / (1000 \text{ м}^3)$:

$$E_{num} = 1000/N(60 \cdot Q_{xв}). \quad (2.17)$$

Ця питома витрата енергії відповідає певному ступеню стиску. Зміна ступеня стиску за інших рівних умов змінює й E_{num} . Тому порівняння питомих витрат енергії з метою з'ясування енергетичної ефективності цього компресора

можна робити тільки для компресорів, що нагнітають однакові гази з однаковими ступеннями стиску.

Показником економічності за ДСТ є питома витрата потужності (табл. 2.2).

2.16. Розрахунок основних розмірів ступенів компресора

Розрахунок основних розмірів ступенів компресора полягає у визначенні ходу поршнів, їхніх площ і діаметрів. В основі розрахунку лежить формула подачі (2.12), з якої виходить:

$$V_p = \frac{Q_1}{\left[1 - a(\varepsilon^{1/n_p} - 1)\right] \lambda_0 \lambda_A n} \quad (2.18)$$

Для розрахунку робочого обсягу V_p , м³, циліндра ступеня необхідно мати числові значення Q_1 , a , ε , n_{np} , n , λ_0 , λ_A .

Подача Q_1 при умовах усмоктування повинна бути задана; відносний обсяг мертвого простору a , показник політропи розширення n_{np} і коефіцієнти λ_0 й λ_A задаються, як зазначено в розділах 2.2 й 2.4.

Частоту обертання приймають залежно від подачі компресора. Компресори малої подачі з'єднуються з двигуном безпосередньо еластичною муфтою, і для них $n = 730$ об./хв. Компресори середньої подачі приводяться в рух також від асинхронних електродвигунів, але через клиноремінну передачу, і в цьому випадку $n = 400 \div 500$ об./хв. Великі компресори приводяться в рух синхронними двигунами з $n = 125$ й 167 об./хв.

Рівень підвищення тиску ступеня компресора визначають за даним розділу 1.6.

При прийнятому числі ступенів z і заданих початковому й кінцевому тисках P_1 і P_k рівень стиску ступеня визначають співвідношенням:

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{\varepsilon_e}{\lambda_e^{z-1}}},$$

де $\varepsilon_e = P_e / P_1$; λ_e – коефіцієнт, що враховує втрати тиску в проміжних охолоджувачах. В орієнтовних розрахунках можна приймати $\lambda_e \approx 0,93$ однаковим для всіх ступенів.

Робочий обсяг циліндра визначають площею поршня і його ходом:

$$V_p = S \Omega. \quad (2.19)$$

Для ступеня компресора, утвореного поршнем одного діаметра D_1 ,

$$V_p = 0.785 D_1^2 S. \quad (2.20)$$

Для ступеня, утвореного диференціальним поршнем з діаметрами D_1 , і D_2 ,

$$V_p = 0.785 (D_1^2 - D_2^2) S. \quad (2.21)$$

З рівнянь (2.20) і (2.21) можна визначити хід поршня й діаметри, прийнявши відношення S/D_1 , що рекомендує практика. Для вертикальних безкрейцкопфних компресорів $S/D_1 = 0,5$, для горизонтальних крейцкопфних $S/D_1 = 0,6 \div 0,9$.

Визначення розмірів циліндрів окремих ступенів багатоступеневих компресорів проводиться з урахуванням послідовного зменшення обсягу стисненого газу.

Приклад 2.1. Визначити основні розміри й потужність горизонтального компресора з диференціальним поршнем, якщо відомо, що $Q_1=10 \text{ м}^3/\text{хв}$; $P_1 = 0,1 \text{ мПа}$; $P_e = 0,9 \text{ мПа}$. Охолодження відбувається в проміжному охолоджувачі до початкової температури $t = 25^\circ\text{C}$.

Розв'язання. Приймаємо кількість ступенів $z = 2$. Газовим опором при вході в циліндр нехтуємо.

Із зазначеного в п. 1.6:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{0,9}{0,1 \cdot 0,93}} = 3,1$$

Проміжний тиск за першим ступенем

$$p_{np} = \varepsilon p_1 = 3,1 \cdot 0,1 = 0,31 \text{ мПа}.$$

Робочий обсяг циліндра першого ступеня при $a = 0,03$; $i_n = -1,2$; $\lambda_{\bar{A}} = 0,92$; $\lambda_{\bar{O}} = 0,97$; $n = 500 \text{ об/хв}$:

$$V'_p = \frac{10}{\left[1 - 0,02 \left(3,1^{0,803} - 1\right) 0,92 \cdot 0,97 \cdot 500\right]} = 0,0235 \text{ м}^3,$$

тому $0,785 \cdot D_1^2 S = 0,0235$. Приймаємо $S/D_1 = 0,7$. Для визначення D_1 маємо рівняння $0,0285 = 0,55 \cdot D_1^3$, звідси буде $D_1 = 350 \text{ мм}$; $S = 250 \text{ мм}$.

При охолодженні в проміжному охолоджувачі до початкової температури:

$$V''_p = V'_p \frac{P_1}{P_{i\delta} \lambda_\varepsilon} = 0,0235 \frac{0,1}{0,31 \cdot 0,93} = 0,0082 \text{ м}^3.$$

З рівняння (2.21) одержимо:

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 - \frac{V''_p}{0,785S}} = \sqrt{0,351 - \frac{0,0082}{0,785 \cdot 0,250}} = 0,285 \text{ м};$$

$$D_2 = 0,285 \text{ мм}.$$

3. РОТОРНІ КОМПРЕСОРИ

3.1. Принцип дії. Коефіцієнт подачі

Роторні компресори відносять до класу об'ємних машин; за способом дії вони подібні до роторних насосів.

Найпоширеніші роторні пластинчасті компресори: останнім часом знаходять застосування гвинтові компресори.

Схема пластинчастого компресора подана на рис. 3.1.

При обертанні ротора (1), розташованого ексцентрично в корпусі (2), пластини (3) утворюють замкнуті простори (4), що переносять газ з порожнини усмоктування в порожнину нагнітання. При цьому відбувається стиск газу. Така схема компресора, маючи гарну врівноваженість мас, що рухаються, дозволяє надати ротору високу частоту обертання та з'єднати машину безпосередньо з електричним двигуном.

При роботі пластинчастого компресора виділяється велика кількість теплоти внаслідок механічного тертя. Тому при ступенях підвищення тиску вище 1,5 корпус компресора виконують із водяним охолодженням.

Пластинчасті компресори можуть використовуватись для відсмоктування газів і пари з просторів із тиском, меншим атмосферного, у таких випадках компресор є вакуум-насосом. Вакуум, створюваний пластинчастими вакуум-насосами, досягає 95%.

Подача пластинчастого компресора залежить від його геометричних розмірів і частоти обертання. Якщо прийняти пластини радіальними, то обсяг газу, укладеного між двома з них, за рис. 3.2, буде $V=fl$, де f – максимальна площа поперечного перерізу між пластинами; l – довжина пластини.

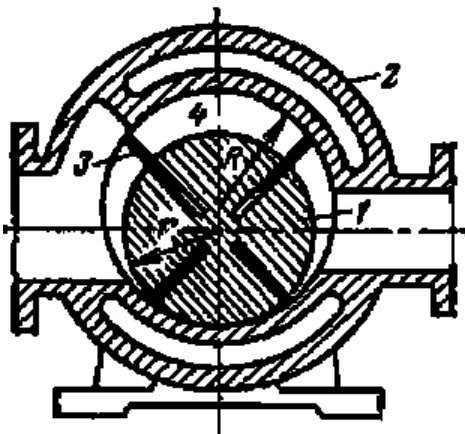


Рис. 3.1 – Конструктивна схема пластинчастого компресора

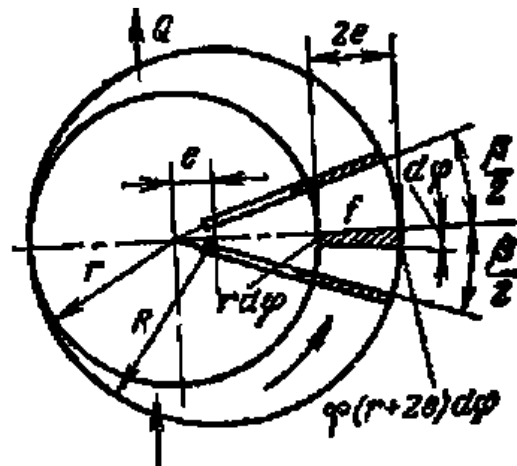


Рис. 3.2 – До розрахунку подачі пластинчастого компресора

Можна приблизно прийняти:

$$df = \frac{rd\varphi + (r+2e)d\varphi}{2} = 2e(r+e)d\varphi.$$

$$\text{Тому } f = \int_0^{B/2} 4e(r+e)d\varphi = 2e(r+e)d\varphi. \quad (3.1)$$

Оскільки $r + e = R$ й $v = 2\pi/z$,
де z – кількість пластин,
то

$$f = 4\pi eR / z \quad (3.2)$$

Обсяг газу між пластинами за рис. 3.2:

$$V = \frac{4\pi eR}{z} l. \quad (3.3)$$

За один оберт вала компресора кожен простір між пластинами заповнюється газом 1 раз, тому дійсна подача компресора:

$$Q = Vzn\lambda_0 = 4\pi eR \ln \lambda_0, \quad (3.4)$$

де λ_0 – коефіцієнт подачі, що знаходиться у межах 0,5–0,8.

Коефіцієнт подачі залежить від внутрішніх витоків газу через радіальні й осеві зазори, товщини робочих пластин та їхньої кількості.

Спосіб дії гвинтового компресора із двома черв'яками пояснюється на рис 3.3.

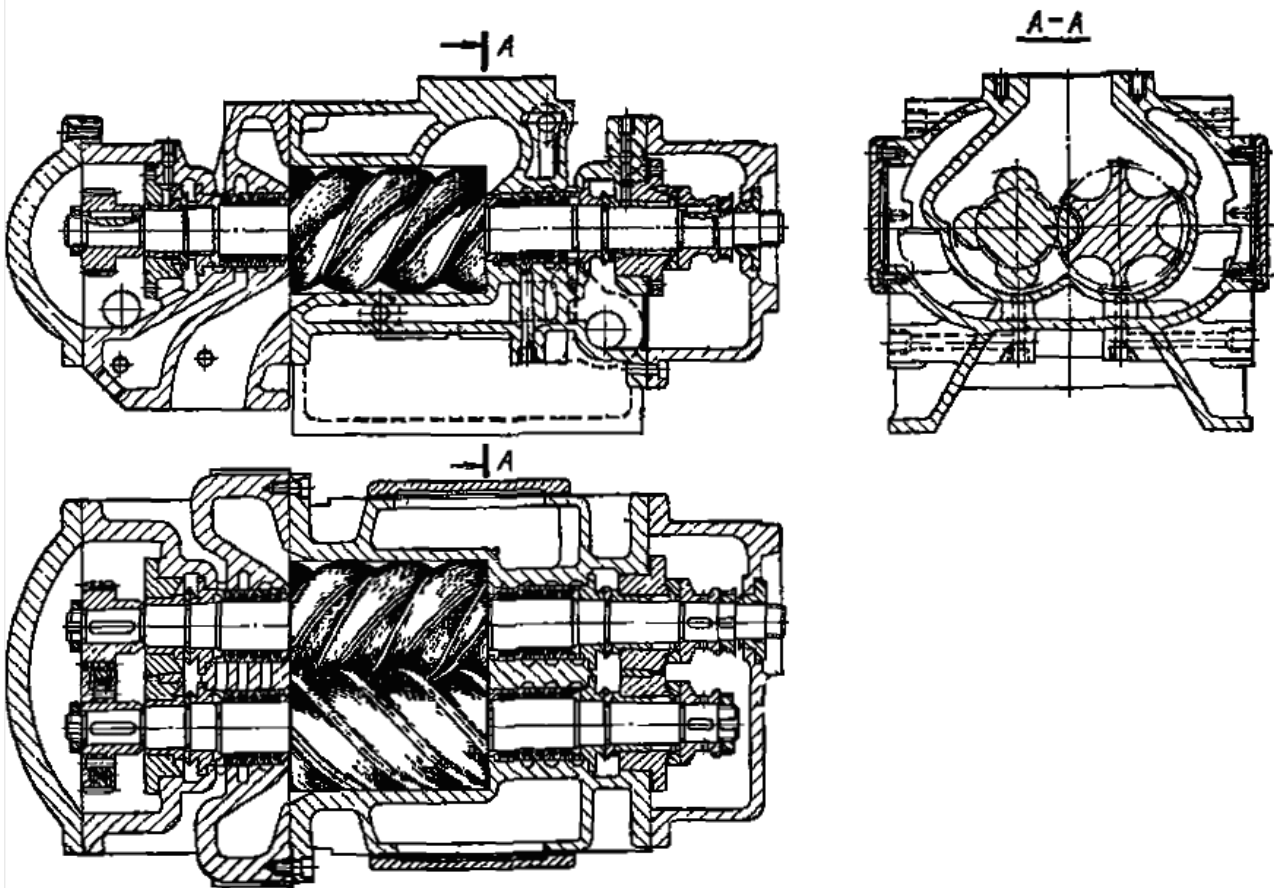


Рис. 3.3 – Гвинтовий двороторний компресор

Основними робочими деталями компресора є черв'яки (гвинти) спеціального профілю; взаємне розташування черв'яків строго фіксовано зчіпними зубчастими колісьми, посадженими на кінці валів. Зазор у зачепленні в цих синх-

ронізує зубчаток менше, ніж у черв'яків, і тому механічне тертя в останніх виключено. Черв'як із западинами є замикаючим розподільним органом, тому потужність, передана синхронізуючими зубчатками, невелика, отже, їхнє зношування є незначним. Ця обставина дуже важлива через необхідність збереження достатніх зазорів черв'ячної пари.

При обертанні черв'яків у результаті періодичного влучення їхніх головок зубів у западини послідовно здійснюються процеси усмоктування, стиску й нагнітання.

Подача гвинтового компресора визначається за формулою:

$$Q = (\Omega_1 z_1 + \Omega_2 z_2) \ln \lambda_0,$$

де Ω_1 і Ω_2 – площі западин першого й другого черв'яків; z_1 і z_2 – числа зубів черв'яків; l – довжина черв'яків; n – частота обертання; λ_0 – коефіцієнт подачі.

Гвинтові компресори виконуються з водяним охолодженням корпусу й внутрішнім охолодженням черв'яків.

Внутрішні зазори черв'ячної пари становлять 0,1–0,4 мм, механічного тертя немає, тому компресори працюють без змащення й подаваний газ не забруднюється масляними парами.

3.2. Потужність і коефіцієнт корисної дії

Потужність ступеня роторного компресора з водяним охолодженням розраховують за ізотермічною роботою

$$N = \frac{N_{\text{еа}}}{\eta_{\text{еа}} \eta_i} = \frac{P_1 Q_1 \ln \varepsilon}{1000 \eta_{\text{еа}} \eta_i}, \quad (3.5)$$

де P_1 – початковий тиск; Q_1 – подача при умовах усмоктування.

Для компресорів з неінтенсивним повітряним охолодженням:

$$N = \frac{N_a}{1000 \eta_a \eta_i}. \quad (3.6)$$

Адіабатну потужність визначають за формулою:

$$N_a = \frac{k}{k-1} p_1 Q_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Добуток ККД пластинчастих компресорів лежать у межах $\eta_{\text{еа}} \eta_i = 0,5 \div 0,6$; $\eta_a \eta_i = 0,6 \div 0,7$. Для гвинтових компресорів ці добутки трохи вище, в основному внаслідок відсутності механічного тертя в черв'ячній парі.

3.3. Регулювання подачі роторних компресорів

З рівняння для визначення подачі роторних компресорів зрозуміло, що подача пропорційна частоті обертання вала компресора. Звідси впливає спосіб регулювання Q зміною n .

Пластинчасті компресори з'єднуються з електродвигунами найчастіше безпосередньо, і частота їхнього обертання становить 1450, 960, 735 об/хв. Для

регулювання подачі в цьому випадку потрібне включення між валами двигуна й компресора варіатора швидкості.

Частота обертання гвинтових компресорів дуже висока, вона досягає у випадку привода від газових турбін 15000 об/хв. Великі гвинтові компресори звичайного виконання працюють із частотою обертання 3000 об/хв.

Для обох типів роторних компресорів застосовуються способи регулювання подачі дроселюванням на усмоктуванні, перепуском стисненого газу в усмоктувальний трубопровід і періодичні зупинки.

3.4. Конструкції роторних компресорів

Пластинчасті компресори виконуються для подач до $500 \text{ м}^3/\text{хв}$ і при двох ступенях стиску із проміжним охолодженням створюють тиск до 1,5 МПа.

На рис. 3.4 представлені поздовжній та поперечний розрізи двоступінчастого компресора. Основні елементи конструкції: ротор (1), корпус (2), кришки (3), охолоджувач О і вали (4). Корпус і кришки компресора охолоджуються водою.

Конструктивні елементи мають деякі особливості. Для зменшенні втрат енергії механічного тертя кінців пластин об корпус у ньому розташовують два вільно обертових у корпусі розвантажувальні кільця. До їхньої зовнішньої поверхні підводять змащення. При обертанні ротора кінці пластин упираються в розвантажувальні кільця й частково ковзають по їхній внутрішній поверхні; розвантажувальні кільця разом з тим обертаються в корпусі.

З метою зменшенні сил тертя в пазах пластини розташовують не радіально, а відхиляючи їх уперед в напрямку обертання. Кут відхилення становить $7\text{--}10^\circ$. При цьому напрямок сили, що діє на пластини з боку корпусу й розвантажувальних кілець, наближається до напрямку переміщенні пластини в пазах, і сила тертя зменшується.

Для зменшення витоків газу через осьові зазори в маточині ротора розташовують ущільнювальні кільця, що притискають пружинами до поверхонь кришок.

З боку виходу вала через кришку встановлене чепцеве ущільнення із пружинної натяжної.

У конструкції застосовані роликові підшипники. Змащення здійснюється машинними маслами середньої в'язкості через контрольні краплинні покажчики. Місця змащення – розвантажувальні кільця, торцеві ущільнювальні кільця й чепцеве ущільнення.

Гвинтові компресори мають подачу до $20000 \text{ м}^3/\text{г}$ з рівнем підвищення тиску в ступені до $\varepsilon = 3$. Двоступеневі конструкції із проміжним охолодженням дають загальний ступінь підвищення тиску до $\varepsilon = 10$.

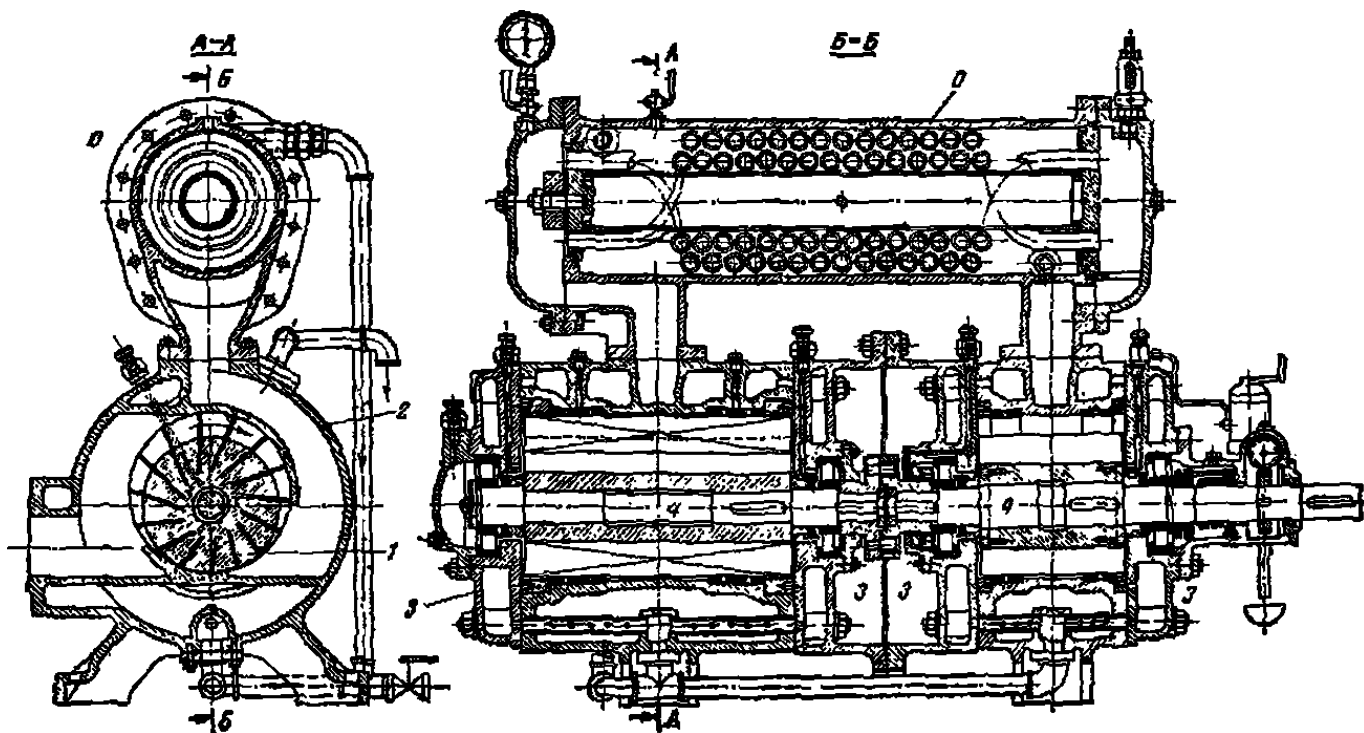


Рис. 3.4 – Гвинтовий компресор із двома черв'яками

3.5. Роторно-поршневі компресори

Поряд з удосконаленням традиційних компресорів, завдання пошуку, вибору й організації виробництва більш прогресивних конструкцій компресорів залишається актуальним.

Зараз у компресоробудуванні проявляється зацікавленість до роторно-поршневих компресорів.

Достатньо прогресивна конструктивна схема троххідного роторно-поршневого компресора стосовно транспортних засобів та технічних засобів ЕТ, що представлена на рис. 3.5, була розроблена в 60–70 роках минулого століття, хоча ідея створення таких машин була запропонована ще в 16 столітті. Ця схема еквівалентна на рівні пульсації в нагнітальній порожнині одноциліндровому поршневому компресору.

Роторно-поршневі, як і поршневі, компресори відносяться до об'ємних машин, у яких робочий процес здійснюється циклічно в замкнутих робочих камерах. Вони компактні, повністю механічно урівноважені, немає необхідності у впускних клапанах. Знайдені конструктивні й технологічні рішення, що пов'язані зі створенням ефективних систем контактних ущільнень роторних агрегатів, пов'язаних із герметизацією робочих камер, зробили цілеспрямованим розвиток нового покоління роторно-поршневих компресорів. Завдяки високій герметичності робочих камер, роторно-поршневі компресори дозволяють здійснювати вискоефективний робочий процес із продуктивністю до 400 л/хв і більше притиску нагнітання до 1,0 МПа й високим ступенем стиснення. Для роторно-поршневих компресорів коефіцієнт подачі може перевищувати 0,7, у той час як у поршневих компресорів цей параметр рідко досягає 0,55. Коефіцієнт подачі залежить від величини об'ємного коефіцієнта.

3.6. Конструкції роторно-поршневих компресорів

Достатньо жорсткі вимоги сучасності до транспортних засобів і технічних засобів електротранспорту є основою для удосконалення конструкції роторно-поршневих компресорів.

У роботі у вигляді таблиці 3.1 надано порівняльний аналіз основних технічних характеристик відомих роторно-поршневих компресорів.

Таблиця 3.1 – Основні параметри одноступеневих епітрохoidних роторно-поршневих компресорів із двовершинним ротором

Технічні характеристики	РПК-300 РПК-400	РК-4 ПТЗ	РК-4Б ПТЗ	РК-8 ПТЗ	ЕРПК- 304 ААЗ
1	2	3	4	5	6
Об'ємна продуктивність, м ³ /хв	0,4	0,4	0,4	0,8	0,4
Тиск стисненого повітря, бар	8	8	8	8	7
Частота обертання ексцентрикового вала, об/хв	1420	970	1500	970	2000
Робочий обсяг камери стиску, см ³	452	962	532	1480	340
Ексцентриситет, мм	14,25	18	14,2	181	12
Ширина ротора, мм	45	65	55	100	48
Коефіцієнт форми епітрохоїди	6,17	5,7	6	5,7	5,5
Коефіцієнт ширини ротора	3,16	3,6	3,88	5,55	4,0
Ширина ротора, мм	45	65	55	100	48
Швидкість ковзання ущільнювачів, м/с Середня Максимальна	7 9,2	5,2 7,1	6,7 9,0	5,2 7,1	6,9 9,4
Відносний шкідливий обсяг, %	3,1	4,4	6,8	5,4	3,2
Кут кочення, градуси	19	20,3	19,3	20,3	21,2
Площа всмоктувального вікна, мм ²	230	384	480	384	254
Кут початку відкриття всмоктувального вікна, градуси	15	11	18	11	3
Кут кінця закриття всмоктувального вікна, градуси	200	207	206	207	196
Режим роботи ПВ – %, тривалість циклу 10 хв	50	50	50	50	30
Споживана потужність, кВт	4,3	5,0	4,5	9,0	3,8
Габаритні розміри, мм Довжина Ширина Висота	200 240 275	390 490 370	462 483 350	460 490 370	230 270 275
Маса сухого компресора, кг	30	70	72	92	14

Як приклад конструктивного виконання роторно-поршневих компресорів

розглянемо компресор РПК–160, розроблений у Харківському авіаційному інституті (рис. 3.5). Робочі поверхні компресора виконані по однодуговій епітрохоні (корпус 2) і двовершинний внутрішній огиначаючий (ротор – поршень 3). Ротор робить планетарний рух: обертаючись навколо власної осі, що збігається з віссю ексцентрика приводного вала 6, що у свою чергу обертається навколо осі приводного вала. Корпус (2) з епітрохоні розточенням разом з бічними кришками (4), (5) й обертовий ротор (3) утворюють дві камери змінного об'єму. Повітря, що надходить через впускне вікно (8) стискається в камерах і виштовхується через нагнітальний клапан (1).

Синхронізація обертання ротора (3) й ексцентрикового вала (6) здійснюється зубчастою передачею внутрішнього зачеплення з передаточним числом 1:2. Більша шестірня (7) є деталлю ротора (3), а мала (9) жорстко пов'язана з нерухомою кришкою 4. Ротор 3 обертається у два рази повільніше ексцентрикового вала в тім же напрямку.

Корисна робота передається повітрю через ротор від ексцентрикового вала, тому синхронізуюча передача навантажена невеликим моментом, що залежить головним чином від інерційних навантажень і сил тертя, що виникають між працюючими деталями. Урівноваження відцентрових інерційних сил здійснюється противагами (10) й (11), жорстко посадженими на ексцентриковий вал 6. Корпус (2) компресора являє собою суцільну деталь, з обох боків закриту кришками (4) й (5), що кріпляться шпильками. Ексцентриковий вал 6 є ведучим й обертається на кулькових підшипниках (12) і (13). Роторні підшипники (14) і (15) – роликові.

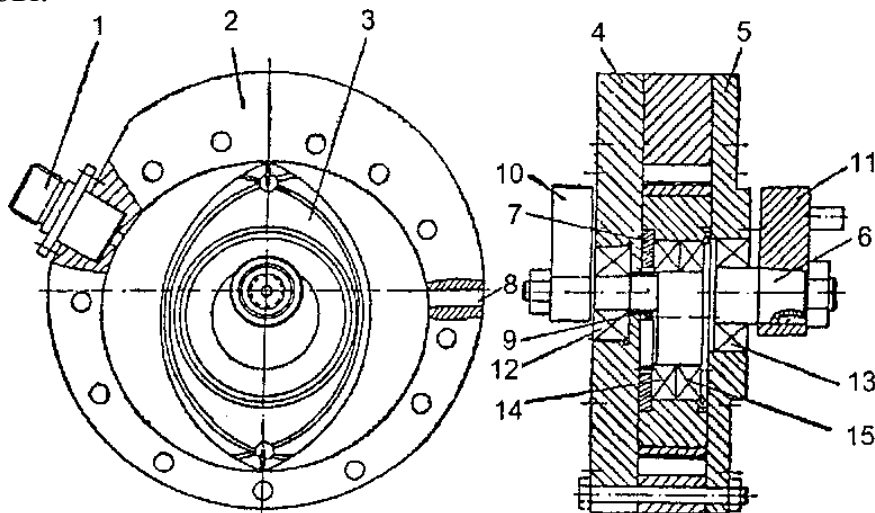


Рис. 3.5 – Роторно–поршневий однодуговий епітрохоні компресор РПК–160:

1 – нагнітальний клапан; 2 – нерухомий корпус; 3 – ротор; 4, 5 – бічні кришки; 6 – ексцентриковий вал; 7 – зубчасте колесо внутрішнього зачеплення; 8 – впускне вікно; 9 – нерухома шестерня; 10, 11 – противаги; 12, 13 – корінні підшипники; 14, 15 – роторні підшипники

Герметизація робочих камер забезпечується системою ущільнень (рис. 3.6), що включає радіальні планки, розташовані у вершинах ротора, торцеві дугові планки й поміщені біля вершин циліндричні сухарі, на яких замикаються радіальні й дугові планки. Планки й сухарі відтискаються пружинами відповідної форми.

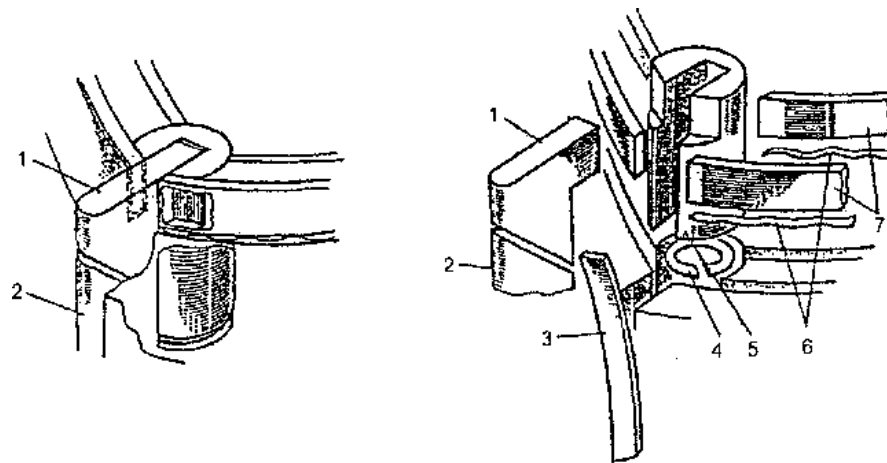


Рис. 3.6 – Ущільнення ротора:

1 – кінцева пластина; 2 – планка радіального ущільнення; 3, 4, 6 – експандери (розпирні пружини); 5 – сухар (циліндричний замок радіальних і дугових планок); 7 – планка дугова торцевого ущільнення

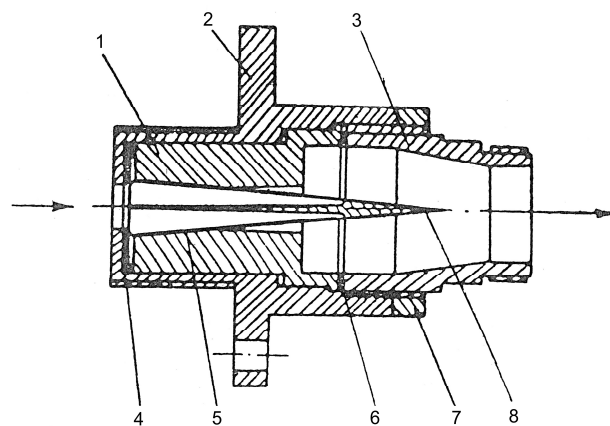


Рис. 3.7 – Нагнітальний клапан:

1 – обойма; 2 – корпус; 3 – штуцер; 4 – прокладка; 5 – пластина; 6 – кільце; 7 – гайка; 8 – ґрати

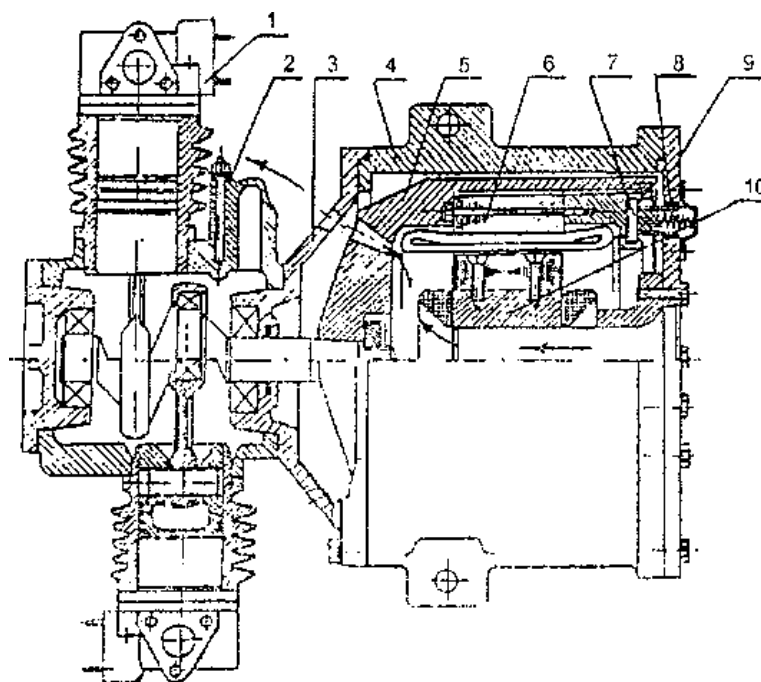


Рис. 3.8 – Електрокомпресор з оберненим двигуном постійного струму:

1 – компресор; 2 – картер; 3 – перехідник; 4 – кожух електродвигуна; 5 – маховик; 6 – якір;
7 – колектор; 8 – щітковий вузол; 9 – щит; 10 – індуктор

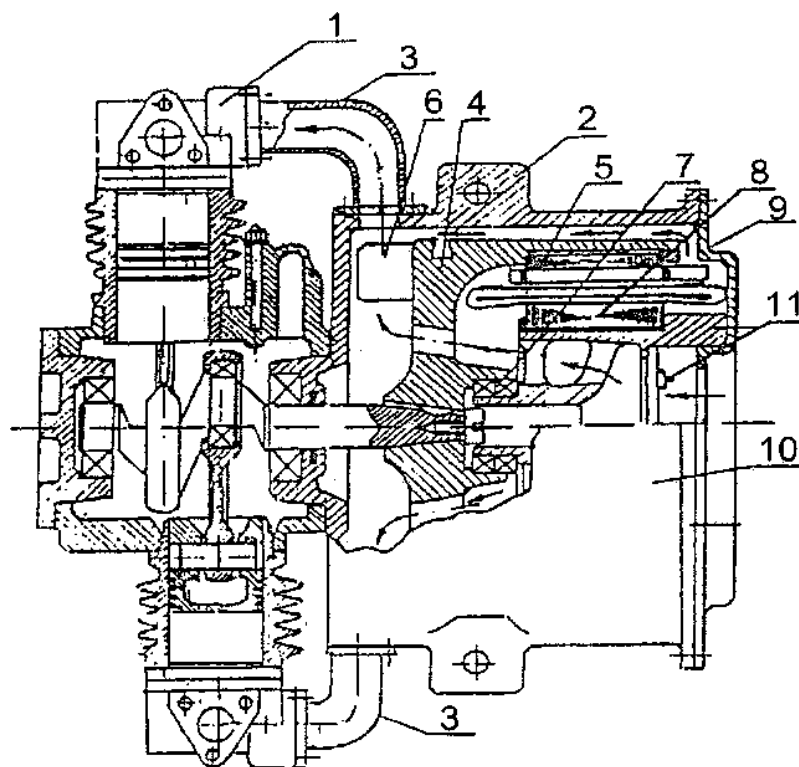


Рис. 3.9 – Електрокомпресор зі зверненим асинхронним двигуном змінного струму:
1 – компресор; 2 – електродвигун; 3 – трубопровід; 4 – маховик; 5 – ротор; 6 – лопасті вентилятора;
7 – підшипниковий вузол; 8 – якір; 9 – щит; 10 – кожух

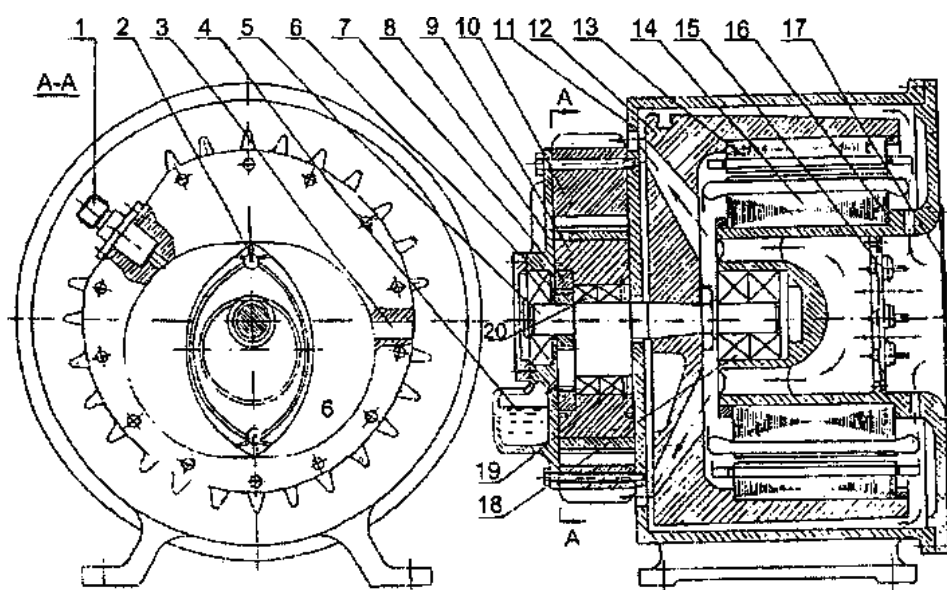


Рис. 3.10 – Роторно-поршневий електрокомпресор:
1 – клапан нагнітальний; 2 – ущільнення газів; 3 – клапан впускний; 4 – ванна з маслом; 5 – вал ексцентриковий; 6 – шестірня нерухома; 7 – колесо; 8 – щит передній; 9 – ротор компресора; 10 – корпус компресора; 11 – корпус електродвигуна; 12 – маховик; 13 – ротор асинхронного електродвигуна; 14 – тиристор; 15 – щит електродвигуна; 16 – сітка захисна; 17 – підшипник електродвигуна; 18 – підшипник ротора компресора; 19 – підшипник ексцентрикового вала компресора; 20 – підшипник ексцентрикового вала компресора

Повітря в компресор надходить через впускне вікно (8). Нагнітання стисненого повітря здійснюється через прямоточний самодіючий клапан (1), що представлений на рис. 3.7. Клапан складається з корпусу (2), усередині якого

встановлена обойма (1). У прямокутний паз обойми входять грати (8), між кожними двома площинами яких й спеціальними скосами в обоймі затиснуті дві пластини (5). Затискається обойма (1) у корпусі (2) штуцером (3). При цьому виступаюча торцева поверхня ґрат (8) упирається в торцеву площину корпуса (2), розклинає по скосах обойми (1) обидві пластини (5). Обойма (1) у корпусі (2) ущільнюється прокладкою (4). Між торцевими поверхнями штуцера (3) й обойми (1) установлене ущільнювальне кільце (6). Штуцер 3 фіксується гайкою (7). Клапан кріпиться до корпуса компресора болтами за допомогою фланця корпуса, що має отвори. Під час роботи компресора стиснене повітря надходить через канал у корпусі компресора у вікно корпуса клапана (2) і далі крізь пази ґрат (8) повз пластини (5) у нагнітальну магістраль тролейбуса.

На тролейбусах привід компресорів, як було сказано раніше, здійснюється колекторними серієсними електричними двигунами постійного струму без додаткових полюсів типу ДК–408. Поліпшення комутації досягається зсувом щіток з геометричної нейтралі, але при значному коливанні крутного моменту, що особливо спостерігається в електрокомпресорах типу ЕКВО – 0,3 [7], відбувається порушення безіскрової комутації. Крім того, цей процес ще більше збільшується через наявність значної трансформаторної ЕРС. Для поліпшення комутаційних процесів прагнуть знизити нерівномірність обертання валопровіда електрокомпресора шляхом збільшення інерційних мас за рахунок введення маховика. Таке рішення призводить до збільшення ваги всього електрокомпресора, що є небажаним.

Електрокомпресор [3] з оберненим електродвигуном постійного струму, якір якого розміщений усередині колоколоподібного маховика, має значний маховий момент і не вимагає застосування додаткового маховика, що спрощує конструкцію та знижує в цілому вагу всього електрокомпресора (рис. 3.9). У цьому випадку змінене тільки компонування електродвигуна. До картера (2) компресора (1) кріпиться перехідник (3), що жорстко зв'язаний з кожухом (4) електродвигуна. На вал компресора насаджений колоколоподібний маховик (5), усередині якого розміщений якір (6) із шихтованого заліза з обмоткою й колектор (7). Струмопровід до колектора здійснюється через торцевий щітковий вузол (8). Індуктор (10) розташований усередині ротора й кріпиться до щита (9), на якому розташований щітковий вузол (8), а сам щит (9) зв'язаний болтовим з'єднанням з кожухом (4) електродвигуна. Коаксіальний канал усередині індуктора (10) і отвори в маховику (5) забезпечують протікання охолоджуючого повітря через внутрішню порожнину електричного двигуна, а отвори в перехіднику (3), направляють повітря на оребрені гільзи циліндрів компресора й знижують їхню температуру, що сприяє підвищенню продуктивності компресора.

В експлуатації електрокомпресорів на рухомому складі найбільші труднощі пов'язані з обслуговуванням і ремонтом щітково-колекторного вузла, тому необхідно від нього відмовитись і застосовувати асинхронний електродвигун з індивідуальним статичним перетворювачем постійного струму в систему трифазних змінних напруг. Цей електродвигун так само доцільно виконати оберненим, щоб мати значний маховий момент.

Електрокомпресор [8] з оберненим асинхронним двигуном змінного струму (рис. 3.9) конструктивно виконаний аналогічно попередньому, але в цьому випадку якірна обмотка розташована на статорі, розміщеному усередині колоколоподібного маховика (4), що несе шихтований сердечник з електромагнітної сталі (5) з білячою кліткою. Для кращого охолодження тиристорів (11) статичного перетворювача вони розташовані на вході коаксіального вентиляційного каналу.

Якщо проаналізувати всі розглянуті технічні рішення, то напрашується висновок: для тролейбусів доцільно розробляти електрокомпресор, який об'єднує в єдиний агрегат роторно–поршковий компресор і обернений асинхронний електричний двигун змінного струму з індивідуальним статичним перетворювачем постійного струму в систему трифазних змінних напруг.

Як приклад [4] може бути представлений один з можливих варіантів роторно–поршкового електрокомпресора зі зверненим асинхронним електродвигуном змінного струму, підключеного до контактної мережі постійного струму через статичний перетворювач постійного струму в систему трифазних змінних напруг (рис. 3.10).

Конструктивно електрокомпресор об'єднаний в одне ціле стаканоподібним корпусом (11) електродвигуна, у якому розміщений колоколоподібний маховик (12), усередині якого перебуває ротор (13) асинхронного електродвигуна із шихтованої електротехнічної сталі з короткозамкненою обмоткою у вигляді білячої клітки, і закритий щитом (16), на якому розташований якір (14) із трифазною обмоткою. Передня стінка корпусу (11) є несучою базою для роторно–поршкового компресора й виконує одночасно роль бічної кришки компресора. Компресор містить нерухомий корпус (10), усередині якого розташований ротор (9) з газовими ущільненнями (2), і закритий кришкою (8), у якій розташований підшипник (20) ексцентрикового вала (5) і нерухома шестірня (6). Її обкачує колесо (7) із внутрішнім зачепленням і жорстко пов'язане з ротором (9) компресора. У результаті цього забезпечується синхронізація ротора (9) й ексцентрикового вала (5). Кришка (8) несе ванну (4) зі змащенням для ротора компресора. Компресор болтами кріпиться до стінки корпусу (11) електродвигуна. Ротор компресора з ротором електродвигуна пов'язаний з ексцентриковим валом (5), що встановлений в кулькопідшипниках (18) і (19). Наповнення робочої порожнини компресора свіжим зарядом відбувається через усмоктувальний канал (3), а нагнітання стисненого повітря до пневмомагістралі через нагнітальний клапан (1).

Електрокомпресор працює наступним чином. При подачі на вхід статичного перетворювача постійного струму в систему трифазних змінних напруг постійної напруги від контактної мережі на його виході утвориться напруга змінного струму фіксованої частоти, наприклад, промислової частоти – 50 Гц. У результаті протікання змінного струму по фазних обмотках якоря електродвигуна виникає обертове магнітне поле, що зчіплюється з білячою кліткою ротора. В останній наводиться ЕРС, що викликає струм у провідниках ротора, а він створює магнітне поле, що взаємодіючи з магнітним полем якоря, створює обертаючий момент. Цей момент через ексцентриковий вал передається ротору комп-

ресора. Ротор компресора, виконуючи складний обертовий рух, змінює робочий обсяг компресора, у результаті чого відбувається первісне наповнення робочої порожнини свіжим зарядом атмосферного повітря через впускний канал, а потім його стиск і нагнітання до пневмомагістралі через нагнітальний клапан.

Висновок: з аналізу відомих електрокомпресорів, застосовуваних на тролейбусах, доцільно перейти на роторно–поршневі компресори з приводом від зверненого асинхронного електродвигуна змінного струму промислової частоти маховичного типу, підключеного до контактної мережі постійного струму через перетворювач постійного струму в систему трифазних напруг.

Роторно-поршневий електрокомпресор з приводом від асинхронного двигуна розроблений на кафедрі "Електричний транспорт" Харківської національної академії міського господарства. Структурна блок схема роторно-поршневого електрокомпресора представлена на рис. 3.11.

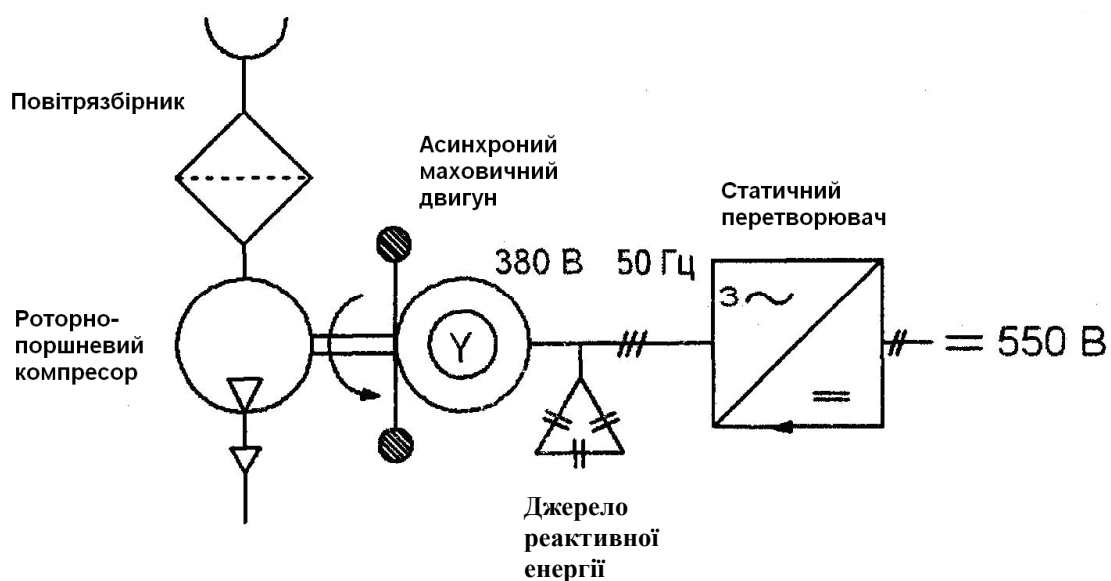


Рис. 3.11 – Структурна блок-схема роторно-поршневого електрокомпресора

3.7. Розрахунок роторно-поршневого компресора

ані для розрахунку компресора:

- витрата стислого повітря $0,4 \text{ м}^3/\text{хв}$.
- тиск нагнітання надлишковий $0,8 \text{ мПа}$ або абсолютний $0,9 \text{ мПа}$;
- частота обертання валу 1500 об/хв .

3.7.1. Визначення основних геометричних параметрів робочої камери компресора

Компресор роторно-поршневий з двоголовим ротором представлений на рис. 3.12 в поперечному розрізі. Його дійсна продуктивність [4]:

$$Q = i \cdot V_n \cdot n \cdot Dn = 0,4 \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (3.7)$$

де i – число секцій, яке дорівнює $i = 1$;

n – частота обертання валу, яка дорівнює $n = 1500 \text{ об/хв}$;

Dn – коефіцієнт продуктивності, приймається $Dn = 0,62$;

Vn – робочий об'єм порожнин компресора, см^3 , який дорівнює:

$$V'_n = \frac{Q}{i \cdot \eta_n \cdot n}; \quad (3.8)$$

$$V'_n = \frac{0,4 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,64 \cdot 1500} = 0,417 \text{ л.}$$

Оскільки для приводу застосований асинхронний двигун, підключений до мережі змінного струму промислової частоти, то через наявність зниження частоти приводу об'єм компресора буде нижчий. Зниження частоти приймемо близько 1,5%, тоді робочий об'єм потрібно збільшити на $k = 1,05$:

$$V''_n = 1,05 \cdot V'_n. \quad (3.9)$$

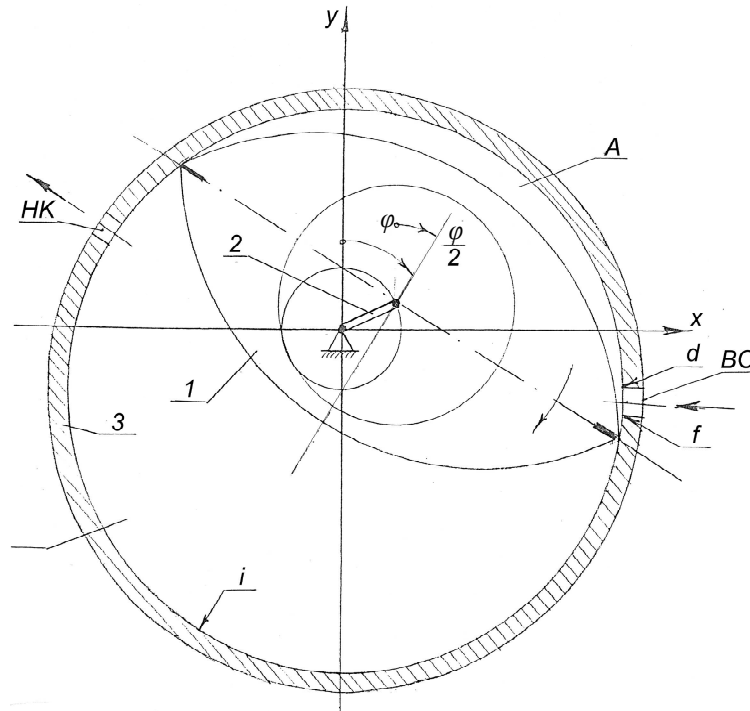


Рис. 3.12 – Схема поперечного перерізу роторно-поршневого компресора:

1 – ротор; 2 – ексцентриковий вал; 3 – еліптичний корпус; ВО – впускне вікно (d – його початок, f – його кінець); НК – нагнітальний клапан; i – положення вершини ротора на еліптичному корпусі, при якому в робочій камері закінчується процес стиску і починається процес нагнітання; φ – кут повороту ексцентричного валу; $\varphi/2$ – кут повороту ротора; А і Б – робочі камери

$$V''_n = 1,05 \cdot 0,417 = 0,438 \text{ л.}$$

Остаточно приймаємо робочий об'єм:

$$V_n = 0,42 \text{ л.}$$

Між робочим об'ємом V_n і геометричними параметрами робочих порожнин роторно-поршневого компресора існує зв'язок:

$$V_n = f \cdot (H \cdot R \cdot e), \quad (3.10)$$

де H – ширина камери стиску;

R – радіус еліптичності;

e – ексцентриситет.

Оскільки математичний опис залежності V_{π} від H , R і e складний, то для розрахунку введемо деякі перехідні величини і залежності виражені через відношення ексцентриситету:

$$V_{\pi} = 8 \frac{H}{e} \cdot \frac{R}{e} \cdot e^3. \quad (3.11)$$

Якщо $k = \frac{R}{e}$ – показник кривизни епітрохоїди, який знаходиться у відомих конструкціях у межах $k = 5,3 \div 5,6$;

$k_n = \frac{H}{e}$ – показник ширини камери, який знаходиться у відомих конструкціях у межах $k_n = 4,0 \div 4,8$.

Якщо прийняти $k_n = 4,6$ і $k = 5,5$, то

$$V_{\pi}^* = 8 \cdot 4,6 \cdot 5,5 \cdot e^3 = 202e^3 \quad (3.12)$$

звідси випливає:

$$e = \sqrt[3]{\frac{V_{\pi}}{V_{\pi}^*}}; \quad (3.13)$$

$$e = \sqrt[3]{\frac{450}{202}} \approx 1,3 \text{ см} = 13 \text{ мм}$$

$$H = k_n \cdot e;$$

$$H = 4,6 \cdot 13 = 59,6 \text{ мм} = 60 \text{ мм};$$

$$R = k \cdot e;$$

$$R = 5,5 \cdot 13 = 71,5 \text{ мм} = 72 \text{ мм}.$$

3.7.2. Термодинамічний розрахунок робочого процесу

При розрахунку скористаємось деякими поняттями термодинаміки, що ідеалізуються: робоче тіло – ідеальний двоатомний газ; процеси протікають при постійній масі робочого тіла, тобто немає витоків газу, і самі термодинамічні процеси описуються рівнянням Менделєєва-Клапейрона для політропного процесу:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n = \dots = p_i \cdot V_i^n. \quad (3.14)$$

Звідси випливає:

$$p_i = p_1 \left(\frac{V_1}{V_i} \right)^n = p_2 \left(\frac{V_2}{V_i} \right)^n \text{ і т.д.}, \quad (3.15)$$

де p_1, p_2, p_i – поточне значення тиску в робочій камері компресора;

V_1, V_2, V_i – об'єм, займаний газом в робочій камері компресора, відповідно при тискові

p_1, p_2, p_i ;

n – усереднене значення показника політропи процесу (n_c – стиснення і n_p – розширення).

Приймемо тиск на вході в робочу порожнину компресора рівним атмосферному тиску

$$p_1 = p_a = 760 \text{ мм. рт. ст.}$$

Оскільки при всмоктуванні повітря в компресор існують гідравлічні втрати, тобто необхідно вважати, що тиск у момент закриття впускного вікна дорівнює:

$$p_a = 0,1 \text{ МПа.}$$

Як об'єм всмоктування V_1 , звичайно, приймається повний робочий об'єм, тобто

$$V_1 = V_a = V_n + V_m, \quad (3.16)$$

де V_n – робочий об'єм, тобто об'єм робочої камери, що витісняється ротором при здійсненні повного циклу;

V_m – «мертвий» об'єм, тобто об'єм камери стиснення при знаходженні ротора у верхньому крайньому положенні.

«Мертвий» об'єм – паразитний об'єм, що обмежує максимально можливий тиск стиснення в одноступінчатих компресорах, оскільки стиснуте повітря в цьому об'ємі розширюється й обмежує наповнення робочої камери свіжим повітряним зарядом при всмоктуванні.

«Мертвий» об'єм складає 5–7% від робочого об'єму, у цьому випадку приймаємо:

$$V_m = 0,05 \cdot V_a. \quad (3.17)$$

Ступінь стиску при одиничному значенні V_a :

$$D = \frac{V_a}{V_m}; \quad (3.18)$$

$$D = \frac{100}{5} = 20.$$

Повний об'єм робочої камери

$$V_a = V_n + V_m = V_n + 0,05 V_a, \quad (3.19)$$

де $V_n = 0,95 V_a$

Отже,

$$V_a = \frac{V_n}{0,95}; \quad (3.20)$$

$$V_a = \frac{450}{0,95} = 473,7 = 474 \text{ см}^3,$$

а «мертвого» простору:

$$V_m = 0,05 \cdot V_a; \quad (3.21)$$

$$V_m = 0,05 \cdot 474 = 23,7 \text{ см}^3 = 24 \text{ см}^3.$$

Зі зміною тиску змінюється і температура газу:

$$T_i = T_a \left(\frac{P_i}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (3.22)$$

З урахуванням підігріву повітря завдяки гарячим стінкам поверхні робочої камери приймає температуру на початку процесу стиску $T_a = 300 \text{ K}$, або $+27 \text{ }^\circ\text{C}$.

Якщо вважати, що за нормальних умов температура навколишнього середовища $+20 \text{ }^\circ\text{C}$, то величина підігріву складає всього $7 \text{ }^\circ\text{C}$.

При роботі компресора послідовно протікають процеси:

- всмоктування – заповнення робочого об'єму свіжим ваговим зарядом через впускне вікно з атмосфери;
- стиснення – процес підвищення тиску після закриття впускного вікна за рахунок зміни об'єму робочої камери під час руху ротора;

– нагнітання – виштовхування через нагнітальний клапан стисненого повітря до пневматичної магістралі;

– розширення – стиснене повітря з “мертвого” простору при збільшенні робочого об’єму розширюється до атмосферного тиску, тим самим, займаючи частину об’єму V_a , зменшує ваговий заряд робочої камери. Цей паразитний ефект не дозволяє одержувати тиск вище 16 бар в одноступеневих компресорах.

При ручному методі розрахунку, звичайно, користуються табличним способом, тому скористаємось цим методом для розрахунку процесів, що протікають у середині камер роторно-поршневого компресора.

Зміну об’єму при обертанні ексцентрикового валу можливо представити виразом для камер А і Б, відповідно:

$$V_A = \frac{V_n}{2} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos \frac{\varphi}{2} \right); \quad (3.23)$$

$$V_B = \frac{V_n}{2} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \cos \frac{\varphi}{2} \right), \quad (3.24)$$

де

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_a}{V_m} = 20; \\ V_{\max} = V_a = V_n + V_{\min} = V_n + V_m = 474 \text{ см}^3; \\ \varepsilon = \frac{V_n}{V_{\min}} + 1 = \frac{V_n}{V_m} + 1. \end{cases} \quad (3.25)$$

В межах допусків на виготовлення ротора при однакових положеннях камер А і Б щодо епітрохoidного корпусу поточні й екстремальні об’єми камер А і Б рівні між собою

$$V_{A \max} = V_{B \max} = V_{\max} = \varepsilon \frac{V_n}{\varepsilon - 1}; \quad (3.26)$$

$$V_{A \min} = V_{B \min} = V_{\min} = \frac{V_n}{\varepsilon - 1}. \quad (3.27)$$

При обертанні ексцентрикового валу від початкового положення $\varphi = 0$ об’єм V_A збільшується, а об’єм V_B зменшується. У камері А починається процес розширення:

$$p_H V_{\min}^{n_p} = p_A V_A^{n_p}; \quad (3.28)$$

$$p_A = p_H \left[\frac{2}{\varepsilon + 1 - (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi}{2}} \right]^{n_p}. \quad (3.29)$$

Розширення закінчується, коли досягається $p_A = p_{BC}$, отже, кут повороту валу α , відповідний закінченню розширення, буде:

$$\varphi_d = 2 \arccos \frac{\varepsilon + 1 - 2 \left(\frac{p_A}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_p}}}{\varepsilon - 1} ; \quad (3.30)$$

$$\varphi_d = 2 \arccos \frac{20 + 1 - 2 \left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,23}}}{20 - 1} \approx 20^\circ .$$

При виведенні цієї формули було зроблене допущення, що товщина радіальної пластини ущільнення дорівнює нулю. Таке допущення різко спрощує математичне рівняння виразу кута, при якому закінчується процес розширення газу з “мертвого” простору, при достатній для практичних розрахунків погрішності.

Щоб відбулось повне розширення газу усередині камери А без викиду його через впускне вікно і вікно нагнітального клапана у впускний колектор і камеру Б, необхідний початок впускного вікна – точку d – розташувати на епітроході в тому місці, де знаходиться вершина ротора при повороті валу на кут φ_d . У камері Б закінчується всмоктування при інерційному дозаповненні. При великих кутах φ_d відбуватиметься зворотний викид газу з камери Б до впускного колектора. На ділянці від 0 до φ_d спостерігається рівняння:

$$p_B = p_{BC},$$

а результуюча газова сила

$$P_{\Gamma} = F(p_A - p_B) = F \left\{ p_H \left[\frac{2}{\varepsilon + 1 - (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi}{2}} \right]^{n_p} - p_{BC} \right\}, \quad (3.31)$$

де p_A і p_B – тиск в камерах А і Б;

F – площа поперечного розрізу ротора по великій осі симетрії;

$$F = 2(R + r)H, \quad (3.32)$$

де R – радіус епітроходи;

r – радіус еквідистанти;

H – ширина робочої камери.

При проходженні вершиною ротора впускного вікна від точки d до точки f камери А і Б з'єднані між собою і з впускним колектором – тиск в камерах не змінюється, тобто має місце так званий холостий хід, чому відповідає умова:

$$\begin{cases} p_A = p_B \\ p = 0 \end{cases}. \quad (3.33)$$

Кутова протяжність газообмінних вікон φ_{df} визначається розрахунком або задається при розробці компресора за умови отримання застосовних значень продуктивності, споживаної потужності, рівня шуму, міцності та допустимого зносу епітрохідного корпусу в зоні газообміну їх вікон. Для скорочення холостого ходу нагнітальний клапан слід розташовувати так, щоб друга вершина ро-

тора проходила по його вікну, в той час, коли перша проходить від точки d до точки f , а також прагне до допустимого зменшення φ_d .

Після проходження вершиною ротора газообмінних вікон камера Б ізолюється від камери А і впускного колектора, у ній починається процес стиску:

$$p_{Bf} V_{Bf}^{n_c} = p_B V_B^n, \quad (3.34)$$

де p_{Bf} – тиск у камері Б на початку стиску;

V_{Bf} – об'єм камери Б.

$$p_{Bf} = p_{BC} \quad (3.35)$$

Для визначення об'єму V_{Bf} необхідно в умові

$$V_B = \frac{V_n}{2} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \cos \frac{\varphi}{2} \right) \quad (3.36)$$

поточне значення φ замінити конкретним значенням:

$$\varphi_i = \varphi_d + \varphi_{df}. \quad (3.37)$$

Тоді

$$p_B = p_{BC} \left[\frac{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi_f}{2}}{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi}{2}} \right]^{n_c}. \quad (3.38)$$

Досягши тиску в порожнині Б такого ж, як в магістралі високого тиску

$$p_B = p_H \quad (3.38)$$

стиск закінчується і починається нагнітання.

$$p_B = p_{BC} \left[\frac{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi_f}{2}}{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi}{2}} \right]^{n_c}. \quad (3.39)$$

Якщо підставити в рівняння (3.39) p_H замість p_B , то знайдемо кут повороту валу φ_i , відповідний закінченню нагнітання в камері Б. Радіальна планка ущільнювача пройде в точку i . У камері А починається всмоктування:

$$p_A = p_{BC} \quad (3.40)$$

$$i \quad \varphi_{d1} = 2 \arccos \frac{\varepsilon + 1 - (\varepsilon + 1) \left(\frac{p_A}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_c}} + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi_f}{2}}{(\varepsilon - 1) \left(\frac{p_A}{p_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_c}}}, \quad (3.41)$$

$$\varphi_{d1} = 2 \arccos \frac{20 + 1 - (20 + 1) \left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,34}} + (20 - 1) \cos \frac{10}{2}}{(20 - 1) \left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,34}}} = 268,7^\circ$$

На ділянці стиснення від φ_f до φ_i сила від тиску газу змінюється згідно із законом:

$$P = F p_{BC} \left\{ 1 - \left[\frac{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi_f}{2}}{\varepsilon + 1 + (\varepsilon - 1) \cos \frac{\varphi}{2}} \right]^{n_c} \right\}. \quad (3.42)$$

На ділянці нагнітання від φ_1 до 2π в камері Б відбувається нагнітання

$$p_B = p_H, \quad (3.43)$$

а в камері А відбувається всмоктування

$$p_A = p_{BC}, \quad (3.44)$$

і сили тиску газу дорівнюють:

$$P_\Gamma = F(p_{BC} - p_H). \quad (3.45)$$

Після повороту ексцентрикового валу на кут $\varphi = 2\pi$ камери А і Б міняються місцями, і цикл повторюється.

4. ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ

4.1. Ступінь відцентрового компресора

Робоче колесо (*а*), кільцевий відвід (дифузор) (*б*), направляючий апарат (*в*) та зворотний спрямовуючий апарат (*г*), узяті спільно, називають ступенем тиску або просто ступенем компресора (рис. 4.1). Робоче колесо та зворотний спрямовуючий апарат розділені діафрагмою (*е*). У багатоступеневих компресорах ступені включені в потік газу послідовно.

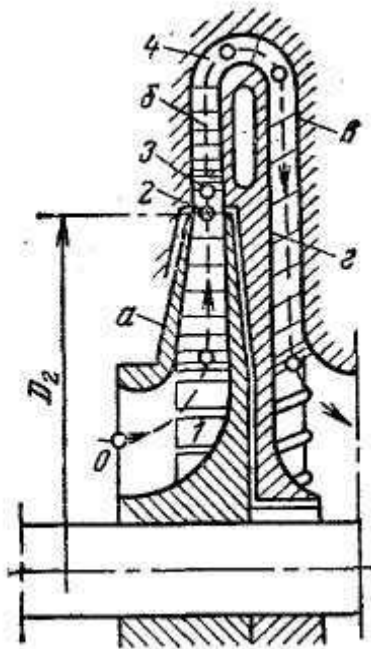


Рис. 4.1 – Схема ступеня відцентрового компресора

При протіканні газу через канали ступеня стан його змінюється в результаті передачі енергії потоку робочим колесом, газового тертя, вихроутворення й теплообміну із середовищем, що оточує компресор. Запишемо баланс енергії потоку на ділянці 1–2, Дж/кг, (див. рис. 4.1).

Енергія газу в перерізі (1) на вході у міжступеневі канали:

$$l_1 = \frac{c_1^2}{2} + c_p T_1. \quad (4.1)$$

Енергія, передана газові робочими лопастями, за рівнянням Ейлера:

$$l = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}. \quad (4.2)$$

Енергія газу у вихідному перерізі двох міжлопасних каналів:

$$l_2 = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2. \quad (4.3)$$

Якщо від газу, що проходить через робоче колесо, передається в навколишнє середовище кількість теплоти q , то рівняння балансу енергії можна записати так:

$$\frac{c_1^2}{2} + c_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - q = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2. \quad (4.4)$$

Отже, кінцева температура стиску в колесі:

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{c_p}. \quad (4.5)$$

Припускаючи, що процес є ізентропним, одержуємо:

$$T_{2a} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})]. \quad (4.6)$$

При ізоентропному стиску газу:

$$\frac{T_{2a}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.7)$$

Із двох останніх рівнянь випливає:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.8)$$

Рівняння (4.5) і (4.8) зв'язують термодинамічні фактори T , p і порівняні із розмірами, частотою обертання й формою лопастей робочого колеса компресора. Ці рівняння дослідами не підтверджуються, тому що дійсний процес стиску в робочому колесі неізоентропний.

Високі швидкості газу в міжлопастних каналах ступеня обумовлюють істотні втрати від тертя й вихроутворення та перехід частини енергії газового потоку в теплоту. При цьому дійсний процес стиску виявляється близьким до політропного з показником n :

$$pv^n = \text{const}.$$

Водночас відвід теплоти від потоку газу в колесі в зовнішнє середовище незначний, і для процесу стиску в цьому випадку можна прийняти $q = 0$ й

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (4.9)$$

У практиці розрахунків та оцінки ступенів відцентрових компресорів з неінтенсивним охолодженням користуються ізоентропним ККД.

Розв'язавши спільно рівняння (4.5) і (4.8) за умови $q = 0$, використавши вираження z_a через ступені стиску при ізоентропному і політропному процесах, одержимо:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.10)$$

Ізоентропний ККД стаціонарних відцентрових компресорів лежить в межах $z_a = 0,8$ ч $0,9$. Рівнянням (4.10) можна користуватись для орієнтовного розрахунку кінцевого тиску в робочому колесі ступеня компресора.

У направляючих апаратах компресора енергія потоку газу ззовні не передається; тут відбувається тільки перетворення кінетичної енергії в потенційну або навпаки.

Якщо припустити, що теплообміну з навколишнім середовищем немає, то енергетичний баланс потоку на ділянці 3–4 буде:

$$c_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = c_p T_4 + \frac{c_4^2}{2}, \quad (4.11)$$

Звідси випливає:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right), \quad (4.12)$$

При оберненій пропорційності $\frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4}$, що виходить із закону $rc_u = \text{const}$, одержимо:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right). \quad (4.13)$$

Вважаючи, що процес у відводі політропний, отримаємо:

$$p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}}. \quad (4.14)$$

Показник політропи залежить від умов охолодження та для звичайних конструкцій компресорів близький до $n = 1,5$.

4.2. Потужність відцентрового компресора

Користуючись ізоентропним ККД, можна визначити внутрішню роботу ступеня:

$$l = l_a / \eta_a. \quad (4.15)$$

При розрахунку потужності на валу компресора варто враховувати енергію, що витрачається на подолання механічного тертя в підшипниках і газовому терті неробочих поверхонь коліс, введенням механічного ККД:

$$\eta_m = l / l_k. \quad (4.16)$$

Для звичайних конструкцій компресорів $\eta_m = 0,96-0,98$. Витоки газу через ущільнення у відцентрових компресорах становлять не більше 1,5% номінальної подачі, і їхній вплив при орієнтовних розрахунках можна не враховувати.

Питома енергія компресора з урахуванням механічних втрат:

$$l_k = \frac{l_a}{\eta_a \eta_m}. \quad (4.17)$$

Обчисливши l_a за рівнянням (4.17) і задавшись η_a й η_m , можна визначити за (4.15).

При масовій подачі компресора m , кг/с, потужність компресора для привода робочого колеса зі ступеня:

$$N = \frac{m l_a}{1000 \eta_a \eta_m}. \quad (4.18)$$

Потужність багатоступеневого компресора представляється сумою потужностей окремих ступенів.

Розрахунок ступеня. Розрахунок ступеня складається у визначенні основних розмірів робочого колеса й напрямних апаратів.

Існуючі способи розрахунку ґрунтуються на положеннях струминної теорії й умовах подібності при значному використанні експериментальних даних з термодинаміки й аеродинаміки елементів ступеня. Тут розглядається метод наближеного розрахунку, що дає загальне уявлення про геометричні розміри сту-

пеня компресора стаціонарного типу, що працює при дозвукових швидкостях газу.

При розрахунку задаються:

- 1) об'ємна Q або масова M подача ступеня;
- 2) початкове p_1 й кінцеве p_2 тиску;
- 3) початкова температура T_1 газу;
- 4) термодинамічні характеристики газу при нормальних умовах k, R, c .

Частота обертання вала компресора визначається типом привідного двигуна. Для привода компресорів застосовують асинхронні й синхронні двигуни із частотою обертання до 3000 об/хв і більше, що обумовлює малі розміри і масу конструкції.

У деяких випадках між двигуном і компресором включають передачу, що підвищує частоту обертання вала компресора.

При більших потужностях застосовують переважно синхронні електродвигуни, що істотно поліпшують коефіцієнт потужності електричної системи й стабілізуючу напругу в ній.

Зручним привідним двигуном при середніх і високих потужностях є парова турбіна із частотою обертання 3500 об/хв і вище. У цьому випадку допускається свобода вибору частоти обертання; агрегат у цілому виходить компактним і зручним відносно регулювання подачі зміною частоти обертання.

Стаціонарні компресори повинні мати високий ККД. Умова компактності й малої маси не є тут вирішальним. За цими міркуваннями окружна швидкість на виході з робочого колеса обмежена приблизно 200 м/с. Колеса стаціонарних компресорів виконують з lopастями, загнутими назад.

Тому для одержання високого тиску потрібна багатоступенева конструкція.

Кількість ступенів тиску визначається повним його підвищенням, заданим для компресора, і тиском, створюваним окремими ступеннями.

Наближений розрахунок робочого колеса. Поздовжній розріз робочого колеса на рис. 4.2. Вважаючи, що вхід на робочі lopасті радіальний (рис. 11.3), з рівняння (4.10) одержуємо:

$$p_2 = p_1 \left[1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} (c_1^2 - c_2^2 + 2u_2 c_{2u}) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.19)$$

Ізоентропний ККД ступеня може бути прийнятий рівним близько 0,85. Окружна швидкість u_2 приймається від 150 до 250 м/с. За відомим значенням n й u_2 розраховують зовнішній діаметр колеса: $D_2 = 60u_2 / (\pi n)$

Відношення вхідного й вихідного діаметрів вибирають рівним приблизно 0,5. Можливі відхилення від – 0,48 до 0,60.

Lопастний кут на вході визначають із паралелограма швидкостей (рис. 4.3).

Кут атаки робочої lopасті можна приймати $i = 0-5^\circ$.

Настановний кут lopасті на вхід $\beta_{1e} = \beta_1 + i$.

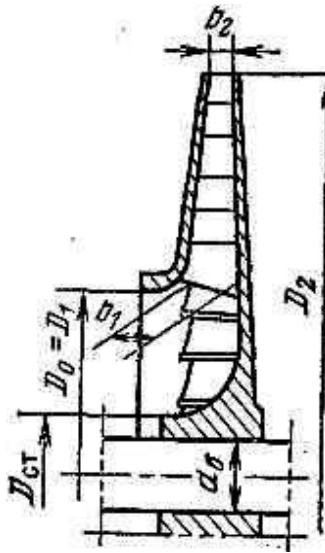


Рис.11.2 – Поздовжній розріз колеса відцентрового компресора

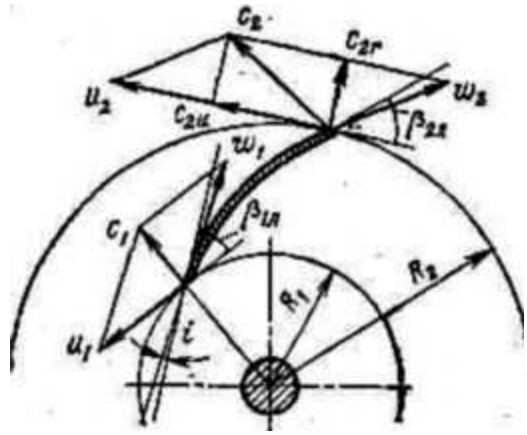


Рис.11.3 – Паралелограми швидкостей робочого колеса з радіальним входом на лопасті

З рівняння (4.19) випливає:

$$c_1^2 - c_2^2 + 2u_2c_{2u} = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (4.20)$$

Швидкість c_1 може бути прийнята рівною швидкості входу c_o в робоче колесо, обумовленою з рівняння витрати для вхідного перерізу колеса. З паралелограма швидкостей на виході (рис. 4.3) слідує, що $c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2$. Вважаючи $c_{2r} = c_1$, що є звичайним для коліс відцентрових машин, з рівняння (4.20) одержуємо:

$$2u_2c_{2u} - c_2^2 = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = B. \quad (4.21)$$

Права частина рівняння, позначена B , може бути обчислена за заданими й прийнятими величинам $p_1, p_2, T_1, c_p, k, z_a$. З рівняння (4.21) маємо:

$$c_2^2 - 2u_2c_{2u} + B = 0; \quad (4.22)$$

$$c_{2u} = u_2 \pm \sqrt{u_2^2 - B}.$$

Зв'язок з вихідними параметрами, з огляду на вплив кінцевого числа лопастей за формулою Стодоли, зручно, виражається у вигляді:

$$c_{2u} = u_2 \left(1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (4.23)$$

Кількість робочих лопастей приймають, $z = 16 - 32$

Формула (4.23) дозволяє знайти необхідне значення кута β_2 .

Кінцеву температуру стиску в робочому колесі визначають за допомогою залежностей:

$$T_{2a} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad (4.24)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_a}.$$

Питомі обсяги газу на вході та виході знаходять за рівнянням стану, а потім за заданого масовою подачею розраховують об'ємні витрати.

Рівняння витрати $Q = pDbc_{rM_T}$, застосоване до вхідного й вихідного перерізів, дозволяє визначити ширину лопастей. При цьому варто мати на увазі, що внаслідок витоків через ущільнення переднього диска фактична витрата робочого колеса більше заданої на 1–1,5%.

Розміри вхідного (нормального для осі) перерізу робочого колеса визначають за рівнянням витрат:

$$Q = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{cm}^2)c_0, \quad (4.25)$$

де розмір D_{cm} приймається з конструктивних міркувань залежно від діаметра вала.

Форма робочих лопастей визначається за показниками кутів $\beta_{1Л}$ і $\beta_{2Л}$ і способом побудови середньої лінії лопасті (рис. 4.4).

Розрахунок безлопастного дифузора. Розрахунок такого дифузора, застосовуваного в стаціонарних компресорах, полягає у визначенні геометричних розмірів і стану газу на виході. В основі розрахунку лежать закон і рівняння балансу енергії.

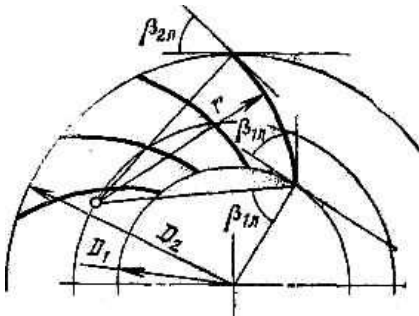


Рис. 4.4 – Побудова лопасті з дугою окружності

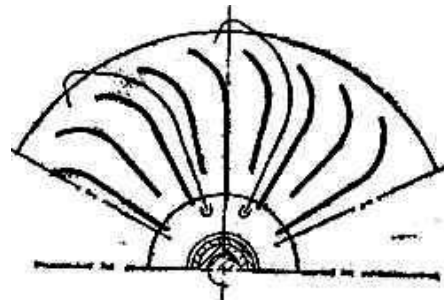


Рис. 4.5 – Форма лопасті зворотного напрямного апарата відцентрового компресора

Ширину й радіальний розмір дифузора можна розрахувати за виробленими практикою співвідношеннями:

$$\begin{aligned} b_3 &= b_4 \approx b_2 \\ D_4 &= (1,6 - 1,8)D_2 \end{aligned} \quad (4.26)$$

Кільцева складова швидкості на виході з дифузора:

$$C_{4u} = c_{2u} \frac{D_2}{D_4}. \quad (4.27)$$

Радіальна складова:

$$c_{4r} = \frac{Q_4}{\pi D_4 b_4}. \quad (4.28)$$

Через те що об'ємна витрата Q_4 може бути визначена тільки при відомому питомому обсязі газу, використання останнього рівняння пов'язане з попереднім завданням Q_4 і перевіркою його наприкінці розрахунку.

Кут виходу потоку з дифузора:

$$\alpha_4 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{4u}}. \quad (4.29)$$

Підвищення тиску в дифузорі можна розрахувати за рівнянням:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.30)$$

Розрахунок лопастного дифузора. Лопастні дифузори, звичайно, застосовують при $\alpha_2 \leq 20^\circ$. Розміри їх можуть бути прийняті на підставі практичних даних:

$$b_3 = b_4 = (1,1 \div 1,2)b_2;$$

$$D_3 \approx 1,1D_2;$$

$$D_4 = (1,3 \div 1,55)D_2.$$

Вхідний кут β_{3L} лопастей дифузора буде рівним вихідному куту β_2 робочого колеса. Вихідний кут β_{3L} знаходиться, звичайно, в межах $30\text{--}40^\circ$. Число лопастей дифузора не повинне дорівнювати і бути кратним числу робочих лопастей. У звичайних конструкціях $z_{\text{диф}} = 20\text{--}28$. Лопасті дифузора окреслюються дугою кола. Форма лопастей зворотного напрямного апарата наведена на рис. 4.5.

4.3. Конструкції відцентрових компресорів

Відцентрові компресори в більшості випадків мають кілька ступенів. При невеликій подачі їх виготовляють секційними з поділом на окремі секції з розміщенням у площинах, перпендикулярних до осі машини.

Компресори середньої та високої подачі, як правило, виготовляються з розміщенням корпусу в горизонтальній площині аналогічно сучасним паровим турбінам. У цьому випадку прямий і зворотний направляючі апарати становлять одне ціле з половинами корпусу або ж, що зустрічається частіше, розміщуються на діафрагмах, щільно вставлених у корпус. Діафрагми мають роз'єми в горизонтальній площині.

Охолодження корпусу компресора, бажане з енергетичної точки зору, ускладнює конструкцію корпусу. Тому компресори будують із підрозділом ступенів на групи в окремих корпусах і розташуванням проміжних охолоджувачів між корпусами. Таким чином, можливі компресори одно-, двох- і трьохкорпусні.

Проміжні охолоджувачі можна розташовувати й між групами ступенів, укладених в одному корпусі.

На рис. 4.6 представлений поздовжній переріз другого корпусу шестиколісного турбокомпресора з подачею $9000 \text{ м}^3/\text{г}$ при тиску $0,7 \text{ МПа}$, частота обертання становить 10200 об/хв при потужності на валу 1200 кВт . Перший корпус цього компресора має одне колесо із двобічним підведенням. Повітря, стиснуте у першому ступені, переходить через трубчастий охолоджувач і надходить до приймального патрубка другого корпусу, в якому розміщені п'ять коліс, що становлять ступінь кінцевого стиску.

Повітря проходить послідовно через колесо (2) і дифузор і надходить до колеса (8). Потім, пройшовши через прямий і зворотний направляючі апарати, попадає в колесо (4), звідки направляється через проміжний охолоджувач і канал у п'яту (5) і шосту (6) ступені. Основними елементами конструкції тут є: литий чавунний корпус (7), замикаючі кришки (8) й (9) корпуса, несучі патрубки і коробки підшипників 1 (на рисунку не показані).

Усередині корпусу розташовують діафрагми, що несуть лопасті зворотного направляючого апарата.

Урівноважування осьової сили досягається зворотним розташуванням п'ятого й шостого ступенів й упорним сегментним підшипником, що знаходяться між корпусами компресора.

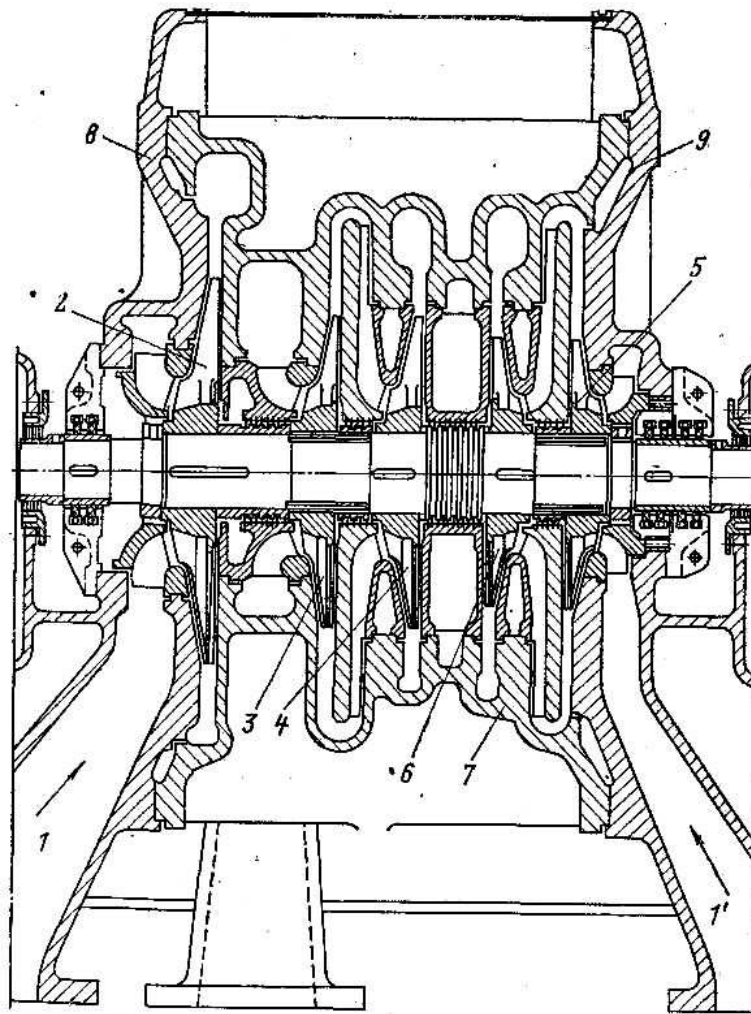


Рис. 4.6 – Поздовжній переріз другого корпуса турбокомпресора

Між ступенями розташовують гребінчасті ущільнення. Вал у кришках має графітовугільне ущільнення.

Колеса всіх ступенів виконані зі сталевих кувань; контур лопастей здійснюється фрезеруванням. Лопасті консольні, що кріпляться тільки на маточині; вони не мають ні основного, ні покривного диска. Кріплення робочих коліс на валу виконується, шпонками й затяжними гайками.

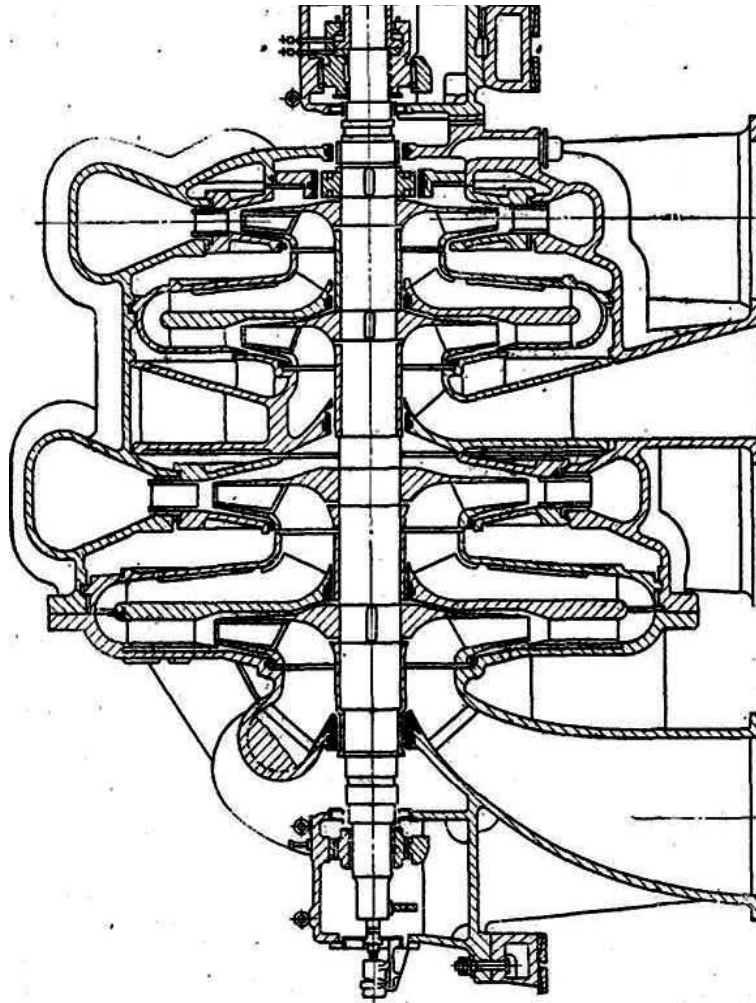


Рис. 4.7 – Доменний компресор К-3250-41-2

Підшипники – ковзного тертя із примусовою подачею масла від роторного насоса, що приводить у рух від валика шестірні редуктора.

Привод компресора здійснюється електродвигуном з $n = 3000$ об./хв; підвищення частоти обертання до 10200 об./хв досягається зубчастим варіатором. Обидва корпуси компресора й варіатор установлюються на масивній чавунній рамі, що кріпиться до фундаментних балок. Електродвигун установлюється на рамі, жорстко сполучений з рамою компресора й фундаментом.

На рис. 4.7 показано поздовжній розріз чотирьохступеневого компресора типу К-3250-41-2, застосовуваного в доменному процесі. Подача такого компресора $Q = 2840 - 3250 \text{ м}^3/\text{г}$ при кінцевому тиску $P = 0,36-0,42 \text{ МПа}$. Привід компресора відбувається від парової турбіни АКВ-12-IV із частотою обертання 2500-3400 об./хв. Охолодження проводиться виносним охолоджувачем між третім і четвертим ступенями.

Рис. 4.8 дає уявлення про шестиступеневий компресор К-100-61-2, застосовуваний в блоках виробництва кисню шляхом поділу атмосферного повітря. Подача його – $90 \text{ м}^3/\text{хв}$ при кінцевому тиску 0,8 МПа. Компресор має вбудовані в корпус охолоджувачі (після кожних двох ступенів), що дає більшу економію розмірів і маси компресорної установки.

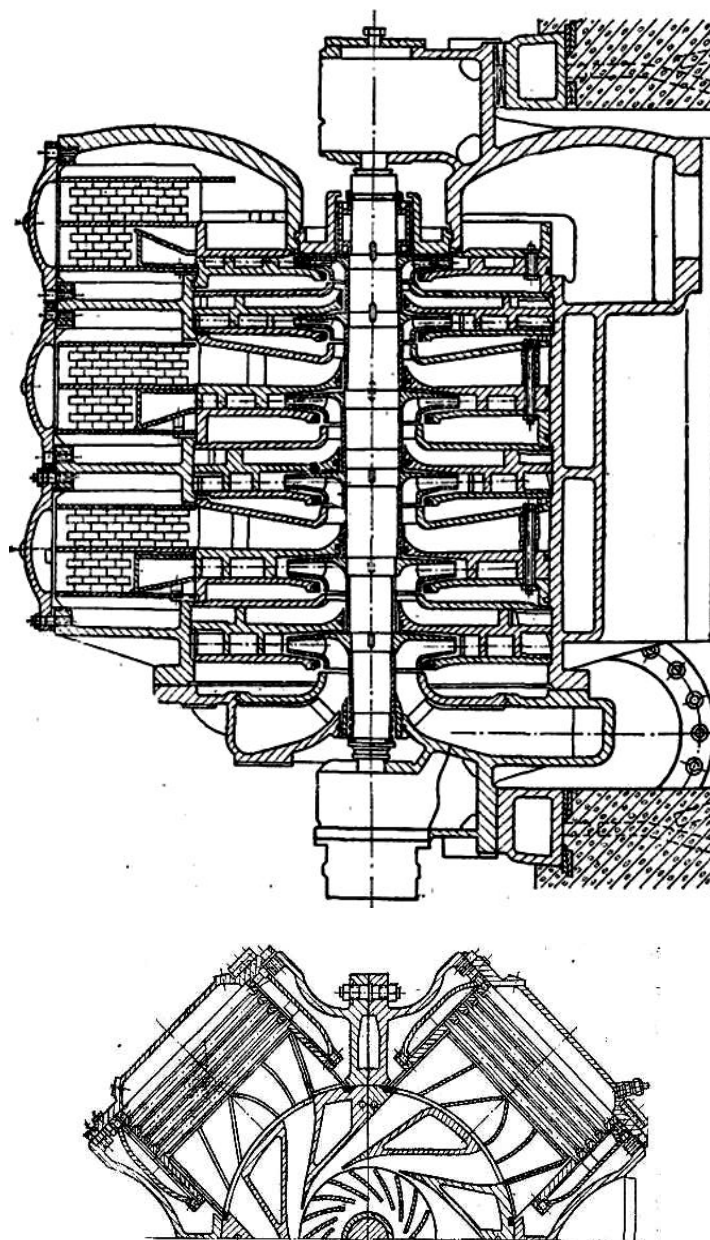
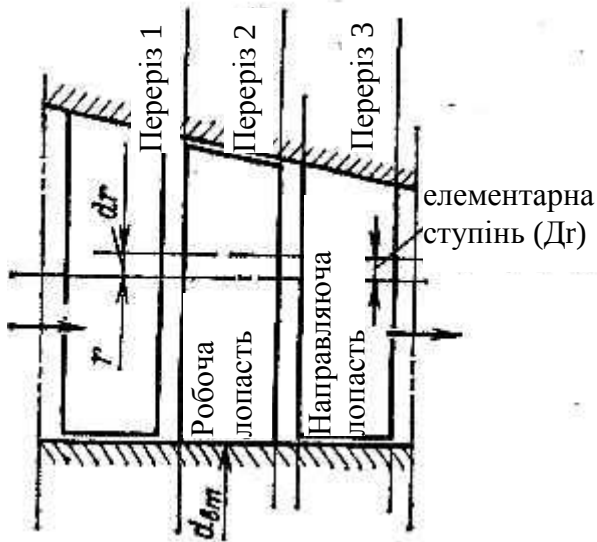


Рис. 4.8 – Компрессор К –100–61–2 із вбудованими охолоджувачами

5. ОСЬОВІ КОМПРЕСОРИ

5.1. Ступінь осьового компресора

Основні поняття. Осьовий компресор, як видно на конструктивній схемі (рис. 5.1), комбінується з декількох ступенів тиску. Кожний ступінь складається з обертового вінця, робочого і нерухомого вінців напрямних лопастей, що представляють собою кругові плоскі лопатні ґрати. Робочі лопасті закріплені на дисках або барабані ротора, напрямні – жорстко посаджені в корпусі компресора.



Перший ступінь компресора може виконуватись з вхідними напрямними лопастями й без них. Останній ступінь завжди виконується з вихідними напрямними лопастями, призначення яких у цьому випадку полягає в розкручуванні потоку та зменшенні вихідних втрат енергії. Виділимо, як зазначено на рис. 5.1 й 5.2, ступінь малої радіальної довжини Dr , названу елементарним ступенем. У межах довжини елементарного ступеня паралелограми швидкості незмінні.

Рис. 5.1 – Ступінь осьового компресора

Радіус елементарного ступеня $r = \text{const}$ й енергія, передана газу робочими лопастями осьового компресора, при $u_1 = u_2 = u$ визначається формулою (див. п. 1.6) Використовуючи рівняння нерозривності й геометричні співвідношення між елементами паралелограмів швидкостей, одержуємо:

$$l_t = uc_{1a} \left(\text{ctg} \beta_1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \text{ctg} \beta_2 \right). \quad (5.1)$$

Приблизно одержуємо:

$$l_t = uc_{1a} (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2). \quad (5.2)$$

Якщо припустити, що процес у робочому колесі протікає без втрат, то енергія, що підводиться до газу, обумовлена за (5.1) або (5.2), підвищує його енергію й визначається різницею ентальпій загальмованого потоку. Отже,

$$uc_a (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2) = i_2^* - i_1^*. \quad (5.3)$$

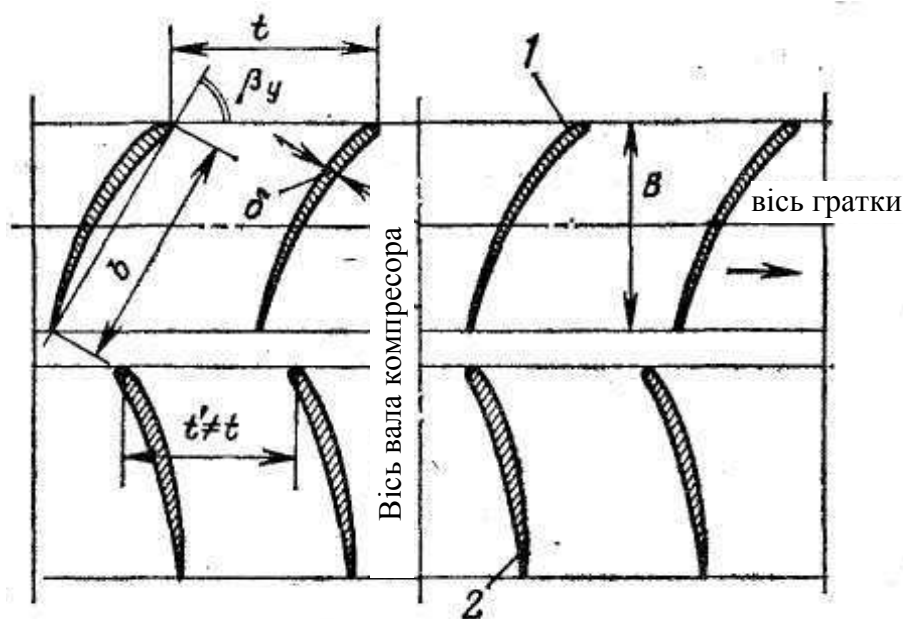


Рис. 5.2 – Ґрати лопасті ступеня осьового компресора: t – крок робочих лопастей; t' – крок напрямних лопастей; b – хорда профілю; B – ширина ґрат; β_y – кут установки профілю; δ – максимальна товщина профілю; 1 – робочі лопасті; 2 – напрямні лопасті

ККД елементарного ступеня. Рівняння енергії потоку:

$$l_T = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_{p.k} + \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{n.a}, \quad (5.4)$$

де $l_{p.k} + l_{n.a} = l_{cm}$ – втрати енергії ступеня, що складаються із втрат енергії в робочих каналах і напрямних апаратах.

Останнє рівняння зводиться до вигляду:

$$l_T = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}. \quad (5.5)$$

Дійсна енергія, що здобуває потік газу в компресорному ступені,

$$l = l_T - l_{cm} = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}. \quad (5.6)$$

Аеродинамічну досконалість ступеня прийнято оцінювати відношенням l/l_T , названим *внутрішнім ККД* (позначається індексом i):

$$\eta_i = \frac{l}{l_T} = \frac{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}}{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}}. \quad (5.7)$$

Якщо процес ступеня протікає політропно, то дійсна питома енергія обчислюється за відомим співвідношенням, і в цьому випадку внутрішній ККД ступеня, що обчислюється за (5.7), називають *внутрішнім політропним ККД* η_{in} .

$$l = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}.$$

Вище було зазначено, що оцінка досконалості компресорів з неінтенсивним охолодженням проводиться за допомогою ізоентропного ККД. Тому для ступенів осьових компресорів зручно застосовувати внутрішній ізоентропний ККД, значення якого можна обчислити за (5.7), якщо прийняти процес, описуваний чисельником цієї формули, ізотропним. Перетворення рівності (5.7) у цьому випадку приводять до наступних формул для обчислення z_{ia} за параметрами гальмування:

$$\eta_{ia} = \frac{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1}; \quad (5.8)$$

$$\eta_{ia} = \frac{i_{3a}^* - i_{ia}^*}{i_3^* - i_1^*}.$$

Значення z_{ia} й z_{in} ступеня осьового компресора відрізняються не більше ніж на 0,5%, і тому використання z_{ia} практично цілком допустимо.

Для ступенів сучасних стаціонарних осьових повітряних компресорів ступінь підвищення тиску $e = 1,1-1,3$. За цих умов:

$$\eta_{ia} = 0,85 \div 0,95.$$

Рівень реактивності ступеня. Ступені осьових компресорів прийнято характеризувати рівнем реактивності p . Застосуємо формулу:

$$\rho = \frac{l_{\text{ндо}}}{l} = \frac{u(c_{2u} - c_{1u}) - \left(\frac{c_{2u}^2}{2} - \frac{c_{1u}^2}{2} \right)}{u(c_{2u} - c_{1u})}. \quad (5.9)$$

Перетворення цього рівняння з урахуванням співвідношень $c_1^2 = c_{1u}^2 + c_{1a}^2$, $c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2a}^2$ наступних з паралелограмів швидкостей, приводить до найпростішого типу виразу для ступеня реактивності:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{1a}}{2u}. \quad (5.10)$$

Ступені осьових компресорів виконуються з $c = 0,5-1,0$. Розглянемо особливості грат ступеня з рівнями реактивності 0,5 й 1,0.

Ступінь із $c = 0,5$. З (5.10) випливає: $c_{1u} = u - c_{2u}$; $c_{2u} = u - c_{1u}$. Паралелограми швидкостей, що задовольняють ці умови, показані на рис. 5.3, з якого очевидні співвідношення:

$$\omega_1^2 = c_2 u^2 + c_{a2};$$

$$\omega_2^2 = c_1 u^2 + c_{a2}$$

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = c_1 u_2 - c_2 u_2 \quad (5.11)$$

Грати робочих лопастей збільшують закручення потоку: $c_{2u} > c_{1u}$, отже, $c_1 u_2 - c_2 u_2 < 0$ і $\omega_2^2 - \omega_1^2 < 0$. Звідси випливає $\omega_2 < \omega_1$.

Остання нерівність показує, що міжступеневі канали робочого колеса ступеня з $p = 0,5$ є дифузорами. У них відбувається зменшення відносної швидкості й перетворення кінетичної енергії відносного руху в потенційну енергію.

Ступінь реактивності $p = 0,5$ обумовлює таке співвідношення між елементами планів швидкостей і такі форми міжступеневих каналів, при яких втрати енергії в ступені виявляються малими.

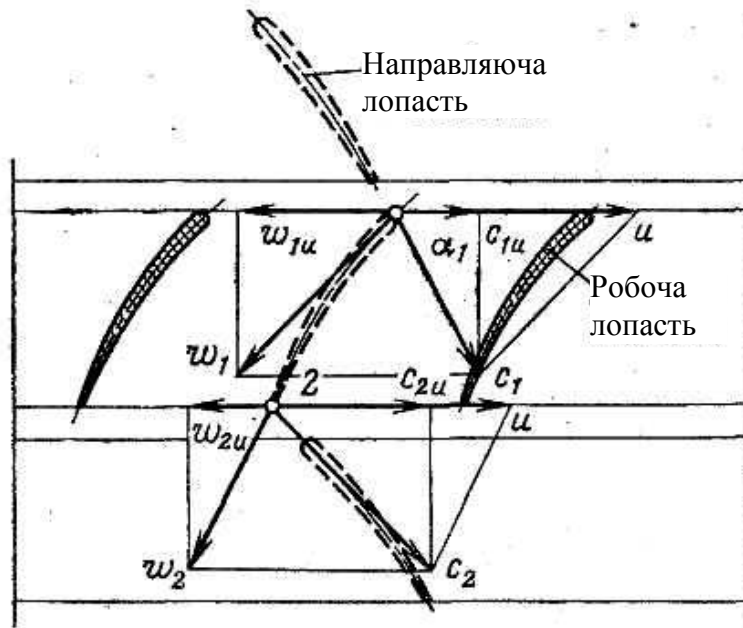


Рис. 5.3 – Паралелограми швидкостей ступеня, $c = 0,5$

Цим зумовлене широке застосування ступенів з $p = 0,5$ у стаціонарних осьових компресорах.

Ступінь із $p = 1,0$. Із рівняння (5.10) для цього випадку маємо $c_{1u} = -c_{2u}$; паралелограми швидкостей подано на рис. 5.4.

Геометрично очевидні співвідношення:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= c_{a2} + (u + c_{1u})^2; \\ \omega_2^2 &= c_{a2} + (u - c_{2u})^2; \end{aligned} \quad (5.12)$$

з яких випливає: $\omega_2 < \omega_1$
 $\omega_1^2 - \omega_2^2 = 4u c_{1u}$.

Тому збільшення енергії тиску (стиск) у робочому колесі ступеня без урахування втрат становить:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = 2u_c i_u. \quad (5.13)$$

З паралелограмів швидкостей (рис. 5.4) за умови $c_{1u} = -c_{2u}$ необхідно, щоб $c_1 = c_2$.

У ступенях з $c = 1,0$ (100% – реактивність) енергія виходить у ступені тільки в потенційній формі (тиск). Стиск відбувається в міжлопасних каналах робочого колеса.

Напрямні лопастні вінці, розташовані між робочими лопастними гратами, у

цьому випадку не змінюють значення абсолютної швидкості, але змінюють лише її напрямки відповідно до необхідних кутів β_1 й β_2 .

Ступінь із осьовими входом і виходом. Розглянемо випадок, коли газ підводиться до ступеня й відводиться від нього в наступний ступінь в осьовому напрямку: $c_{1u} = c_{2u} = 0$ (рис. 5.5).

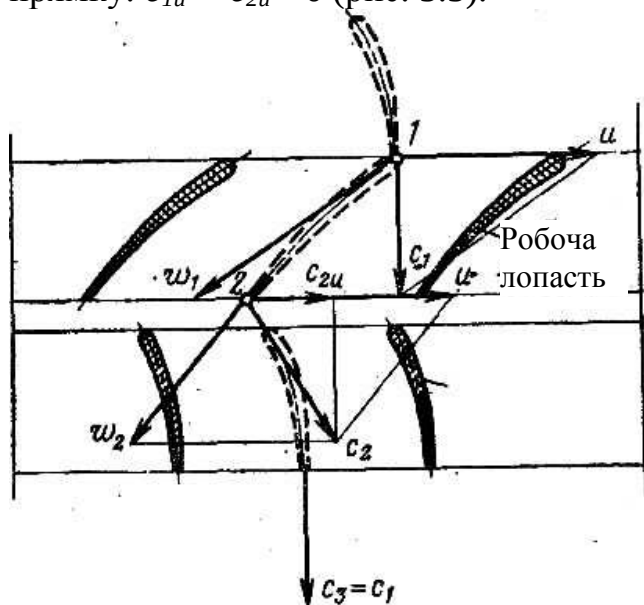


Рис. 5.4 – Паралелограми швидкостей ступеня, $c = 0,75$

Нехай $c_{2u} = 0,5 u$. Рівень реактивності такого ступеня за (5.10)

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 0.75.$$

Очевидно, $2 \beta_1 < \pi$, і отже, у міжлопасних каналах робочого колеса відбувається підвищення тиску як результат зменшення кінетичної енергії відносного руху. Без урахування втрат енергії приріст енергії тиску, Дж / кг:

$$\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = \frac{c_{a2} + u_2 - c_{a2} - \frac{u_2}{4}}{2} = \frac{3}{8} u_2. \quad (5.11)$$

Напрямний апарат ступеня з $c = 0,75$ має властивості дифузора, тому що в ньому відбувається зниження швидкості абсолютного руху від c_2 до $c_3 = c_1$. Результатом цього є підвищення тиску, еквівалентне зменшенню кінетичної енергії абсолютного руху. Ступені такого типу широко застосовуються в стаціонарному компресоробудуванні.

5.2. Конструктивні форми осьових компресорів

Осьові компресори будуються, як правило, багатоступеневими. Проточна порожнина утвориться міжлопасними каналами вінців робочих і напрямних лопастей і поверхнями корпусу та втулки.

Залежності від форми внутрішньої поверхні корпусу й зовнішньої поверхні втулки розрізняють два основних геометричних типи проточної порожнини (рис. 5.6):

$$\left. \begin{aligned} 1) d_{bm} = \text{const}; d_k = \text{var}; \\ 2) d_{bm} = \text{var}; d_k = \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

В обох випадках радіальна довжина робочих і напрямних лопастей зменшується в напрямку від першого ступеня до останнього. Зміна довжини лопастей обумовлено зменшенням обсягу газу при збереженні постійного значення осьо-

вої швидкості. Остання умова не є обов'язковою, і в деяких випадках зменшують осьову швидкість в останніх ступенях з метою зменшення втрат енергії в них.

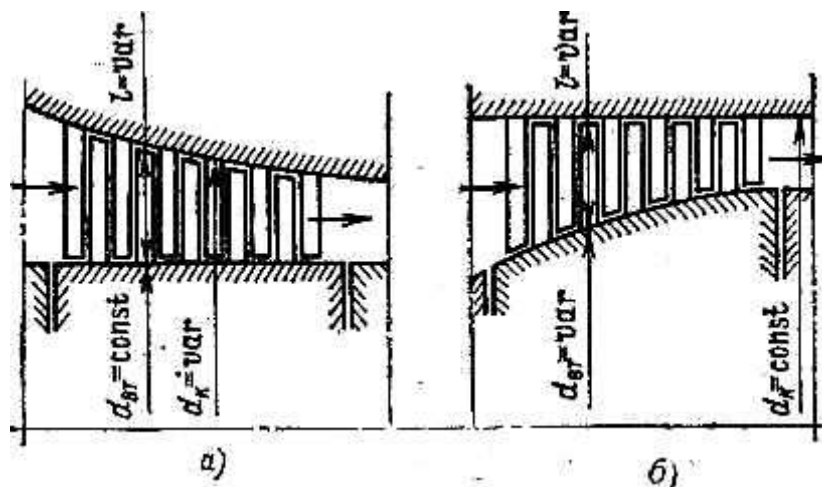


Рис. 5.6 – Проточна порожнина осьового компресора

Мінімальна висота лопасті останнього ступеня приблизно дорівнює 40 мм.

Зміна довжини лопасті в напрямку руху газу призводить до зміни характерного для осьових машин значення втулкового відношення $n = d_{gm} / d_k$.

Для перших ступенів $n_{вх} = 0,5-0,8$, для останніх $n_{вих} = 0,7-0,9$.

З'ясуємо особливості геометричних типів компресорів, обумовлених умовами (5.11).

1) $d_{gm} = const$; $d_k = var$. У цьому випадку втулка – циліндрична й виготовлення її нескладне. Кореневі частини й кріплення робочих лопастей всіх ступенів у втулці зовсім однакові. Останні лопасті в цьому варіанті мають при інших рівних умовах довжини, більші, ніж у варіанті з $d_k = const$. У цьому легко переконатись, складаючи рівняння нерозривності для обох варіантів і приймаючи осьові швидкості однаковими. Збільшена довжина лопастей хвостових ступенів зменшує втрати енергії в них.

2) $d_{gm} = var$; $d_k = const$. У цій схемі спрощуються обробка корпусу й кріплення у ньому напрямних лопастей. Спрощуються і є більш надійними обробка і пригін зовнішніх кінців робочих лопастей. Завдяки цьому допускаються менші радіальні зазори між кінцями робочих лопастей і внутрішньою поверхнею корпусу, що підвищує об'ємний ККД ступенів. Окружні швидкості лопастей у цьому випадку вище, ніж при $d_{gm} = const$; це збільшує роботу ступенів, і при заданому рівні стиску компресора число ступенів виходить меншим, ніж у першому випадку. Недоліком цієї конструктивної схеми щодо малих подач є малі довжини лопастей хвостових ступенів: ККД хвостових ступенів знижується.

Крім розглянутих схем побудови проточної порожнини, іноді застосовують й інші схеми з $d_{gm} = var$ й $d_k = var$, що не мають, однак, переваг перед розглянутими. Для стаціонарних осьових компресорів застосовують у більшості випадків схему з $d_{gm} = const$.

Істотний вплив на енергетичну ефективність осьового компресора робить аеродинаміка підводячих і відвідних каналів. Вони конструюються, як правило,

у вигляді спіральних й осьових каналів змінного перерізу (конфузорів і дифузорів).

Розглянемо конструктивні форми робочих і напрямних лопастей і спосіб їхнього кріплення у втулці й корпусі компресора. Лопасті осьових компресорів у рідких випадках є циліндричними. Звичайно, вони розраховуються зі змінним по довжині коефіцієнтом реактивності або за умови $r_{cu} = \text{const}$. Це призводить до зміни кута встановлення елементів лопасті по її довжині, і лопасть виходить гвинтовою. Кореневий переріз лопасті (1) жорстко сполучається із сухарем (2), що служить для закріплення лопасті у втулці. Лопасть й сухар, звичайно, виконуються з одного шматка металу; у деяких випадках зварюються. Бічні грані сухаря мають криволінійні рифи (зубці) (3) для кріплення в канавках, проточених у втулці. Сухарі вводяться в канавку через спеціальний замковий колодязь і розводяться по канавці до щільного зіткнення торцевими площинами (рис. 5.7).

Після набору в канавку сухарів повного вінця лопастей у замковий колодязь заставляється з невеликим натягом холостий (без лопасті) сухар, що стопориться спеціальним гвинтом.

У деяких конструкціях колодязь для введення хвостовиків лопастей виконується один на дві кільцеві канавки. Це спрощує конструкцію кріплення.

Напрямні лопасті можуть кріпитись до корпусу або аналогічно кріпленню робочих лопастей до втулки, або способом, показаному на рис. 5.8. У цьому випадку лопасті групуються за допомогою циліндричних бандажних стрічок 1 й 2 у дві секції; одна кріпиться до верхньої половини корпусу компресора, інша – до нижнього. Стики секцій – у привалочних площинах половин корпусу. Способи кріплення лопастей до бандажів і бандажів до корпусу показані на рис. 5.8.

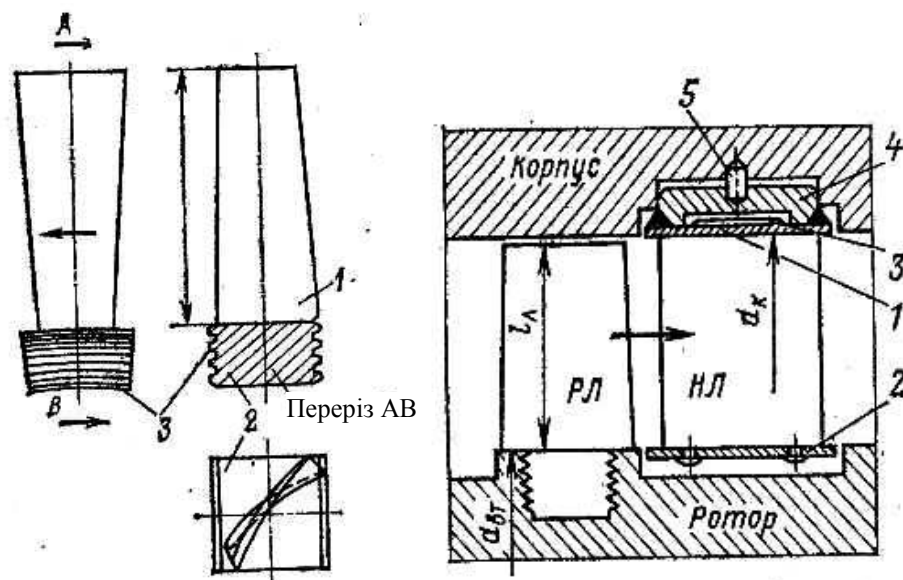


Рис. 5.7 – Конструкція робочої сфери

На зовнішніх кінцях напрямних лопастей відфрезеровані хвостовики (3), що проходять через наскрізні отвори в бандажі. Із зовнішнього боку хвостовик приварюється до бандажу.

На внутрішніх кінцях направляючих лопастей відфрезеровані стерженці, що пропускають через отвори в бандаж (2) і розклепують у ньому.

Для збільшення жорсткості пакета до зовнішнього бандажа (1) приварюється кільце жорсткості (4), що щільно входить у циліндричне виточення в корпусі. Весь пакет захищається від провертання в корпусі штифтом (5).

5.3. Метод розрахунку основних розмірів ступеня компресора

Розглянемо метод наближеного розрахунку ступеня, що ґрунтується на використанні дослідних даних продувки плоских грат лопастей.

У цьому методі використовують наступні безрозмірні коефіцієнти ступеня:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \tilde{n}_a / u \\ \psi &= \frac{l_a}{u_2 / 2} \\ \rho &= L_{cm} / L \\ \mu &= c_u / u \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

де c_a – осьова швидкість компресора; L_a – ізоентропна питома робота ступеня; L_{cm} – статична питома робота ступеня; L – повна питома робота ступеня; $Dc_u = c_{2u} - c_{1u}$ – абсолютне значення закручення потоку робочим колесом ступеня.

Багаторазово проведені дослідження компресорних грат показують, що тиск, створюваний ступенем, приблизно дорівнює тиску елементарного ступеня, що лежить на середньому діаметрі ступеня (1). Тому в нестрогих наближених розрахунках, проведених із залученням дослідних матеріалів із продувки грат, швидкість u , що визначає коефіцієнти φ , ψ і μ , є середньою швидкістю лопасті:

$$u_{cp} = \frac{\pi d_{cp} n}{60}, \quad (5.14)$$

де $d_{cp} = (d_{em} + d_k) / 2$, d_{em} й d_k – діаметри втулки й кінців лопастей.

Для розрахунку повинні бути задані: масова подача m , газова постійна R , початковий і кінцевий тиски p_1 й p_2 , початкова температура газу T_1 .

Окружну швидкість u_k кінців робочих лопастей дозвукових компресорів приймають до 250 м/с.

Коефіцієнт витрати й втулкове відношення задають у межах:

$$\varphi = 0,45 \div 0,70;$$

$$v = 0,5 \div 0,9.$$

Застосовуючи рівняння нерозривності, розраховують діаметр окружності кінців робочих лопастей:

$$\left. \begin{aligned} Q &= 0.785(d_k^2 - d_{em}^2)c_a = 0.785d_k^2(1 - v_2)c_a \\ d_k &= \sqrt{\frac{Q}{0.785(1 - v_2)c_a}} \end{aligned} \right\} \quad (5.15)$$

За отриманим значенням d_k і прийнятому значенню u_k визначають необхідну частоту обертання вала компресора, об./хв:

$$n = \frac{60u_k}{\pi d_k}. \quad (5.16)$$

Діаметр втулки, м:

$$d_{em} = n d_k.$$

Середній діаметр, м:

$$d_{cp} = (d_k + d_{em}) / 2.$$

Довжина лопасті, м:

$$l = (d_k - d_{em}) / 2.$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі, м/с:

$$u_{cp} = (\pi d_{cp} n) / 60$$

Коефіцієнт витрати:

$$\zeta = c_{1a} / u_{cp}.$$

Приймають відповідно до раніше зроблених вказівок $c = 0,5-1,0$ і густоту $b / t = 1 \div 2$.

Користуючись дослідними графіками, отриманими продувкою ґрат (рис. 5.9) за ρ / φ (маючи у вигляді прийняте значення густоти ґрати), визначають m / ζ , а з нього коефіцієнт закручення μ . Далі можна скористатись відомим зв'язком між коефіцієнтами напору та закручення й ізоентропним ККД: $\psi = 2\mu\eta_a$, з якого, прийнявши $\eta_a = 0,85-0,95$, визначити ψ . З (рис. 5.9) визначають ізоентропну роботу ступеня:

$$L_{act} = \psi u_{cp2} / 2. \quad (5.17)$$

За ізоентропною роботою компресора l_a й отриманою ізоентропною роботою ступеня визначають орієнтовно число ступенів.

Далі розподіляють роботу між ступенями, відносячи на останні з них трохи менші значення.

Після орієнтовного розрахунку останнього ступеня знаходять довжину її лопасті: прийнявши схему компресора з $d_{em} = \text{const}$ або $d_k = \text{const}$ і виконавши детальний термогазодинамічний розрахунок всіх ступенів.

Звичайно, при проектуванні компресорів проводять розрахунок низки варіантів з різними характеристичними коефіцієнтами й геометричними характеристиками ґрат. Найкращим є варіант, що дає при заданих умовах найменші габарити й масу компресора при високих енергетичних показниках.

Приклад 12.1. Розрахувати основні розміри першого ступеня осьового компресора.

Визначити орієнтовно число ступенів. Дані для розрахунку: $m = 50$ кг /с; $p_1 = 100$ кПа; $e = 5$; $t_1 = 20^\circ\text{C}$.

Розв'язання. З рівняння стану

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{100000}{287 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$Q_1 = 50/1,2 = 41,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Приймаємо $u_k = 220$ м/с; $v_1 = 0,65$; $\varphi_1 = 0,60$. Осьова швидкість усереднена за перерізом, $c_a = \varphi_1 u_k = 0,6 \cdot 220 = 132$ м/с.

Зовнішній діаметр першого ступеня за

$$d_{k1} = \sqrt{\frac{41.5}{0.785(1-0.65^2)132}} = 83 \text{ мм}.$$

Необхідна частота обертання

$$n = \frac{60 \cdot 220}{3.14 \cdot 0.83} = 5100 \text{ об/хв.}$$

Отримана частота обертання можлива при паро- і газотурбінному приводі.

У випадку приводу від електродвигуна із синхронною частотою обертання 3000 об./хв. необхідне включення між двигуном і компресором підвищувальної передачі з відношенням 1:1,7.

Діаметр втулки $d_{em1} = 0,65 \cdot 0,83 = 0,54$ м.

Довжина лопасті першого ступеня $l_1 = (0,83 - 0,54) / 2 = 0,145$ м.

Середній діаметр ступеня $d_1 = (0,54 + 0,83) / 2 = 0,685$ м.

Середня окружна швидкість лопасті $u_1 = (3,14 \cdot 0,685 \cdot 5100) / 60 = 183$ м/с.

Коефіцієнт витрати за середньою швидкістю $\varphi = c_{1a} / u_1 = 132 / 183 = 0,72$.

Приймаємо $c = 0,75$; $b / t = 1,5$.

За графіком рис. 5.9 при $\rho / \varphi = 0,75 / 0,72 = 1,04$ маємо $\mu / \varphi = 0,75$, звідки маємо $\mu = 0,75 \cdot 0,72 = 0,54$.

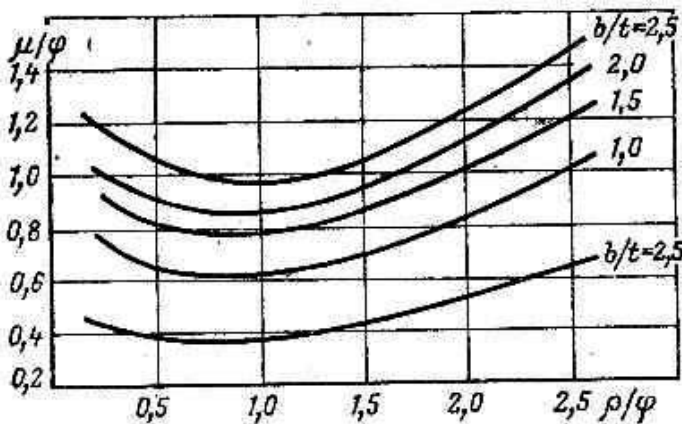


Рис. 5.9 – Графік залежності між відносними значеннями коефіцієнта закручення і ступеня реактивності ґрат різної густоти

$$l_a = \frac{1}{1.4-1} 287 \cdot 293 \left(5^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) = 168000 \text{ Дж / } \hat{e} \hat{a}.$$

Число ступенів

$$z = \frac{l_a}{l_{act}} = \frac{168000}{16400} \approx 10.$$

Приклади конструкцій

На рис. 5.10 зображені бічний вид і поздовжній розріз двадцятиступеневого осьового компресора. Компресор має проміжний відбір після восьмого ступеня й, отже, подає повітря двох тисків.

Приймаючи $\eta_a = 0,9$, визначимо коефіцієнт напору $\psi = 2\mu\eta_a = 2 \cdot 0,54 \cdot 0,9 = 0,98$.

Ізотропна робота ступеня:

$$l_{act} = 0.98 \frac{183^2}{2} = 16400 \text{ Дж / } \hat{e} \hat{a}$$

Ізотропна робота компресора за заданими параметрами:

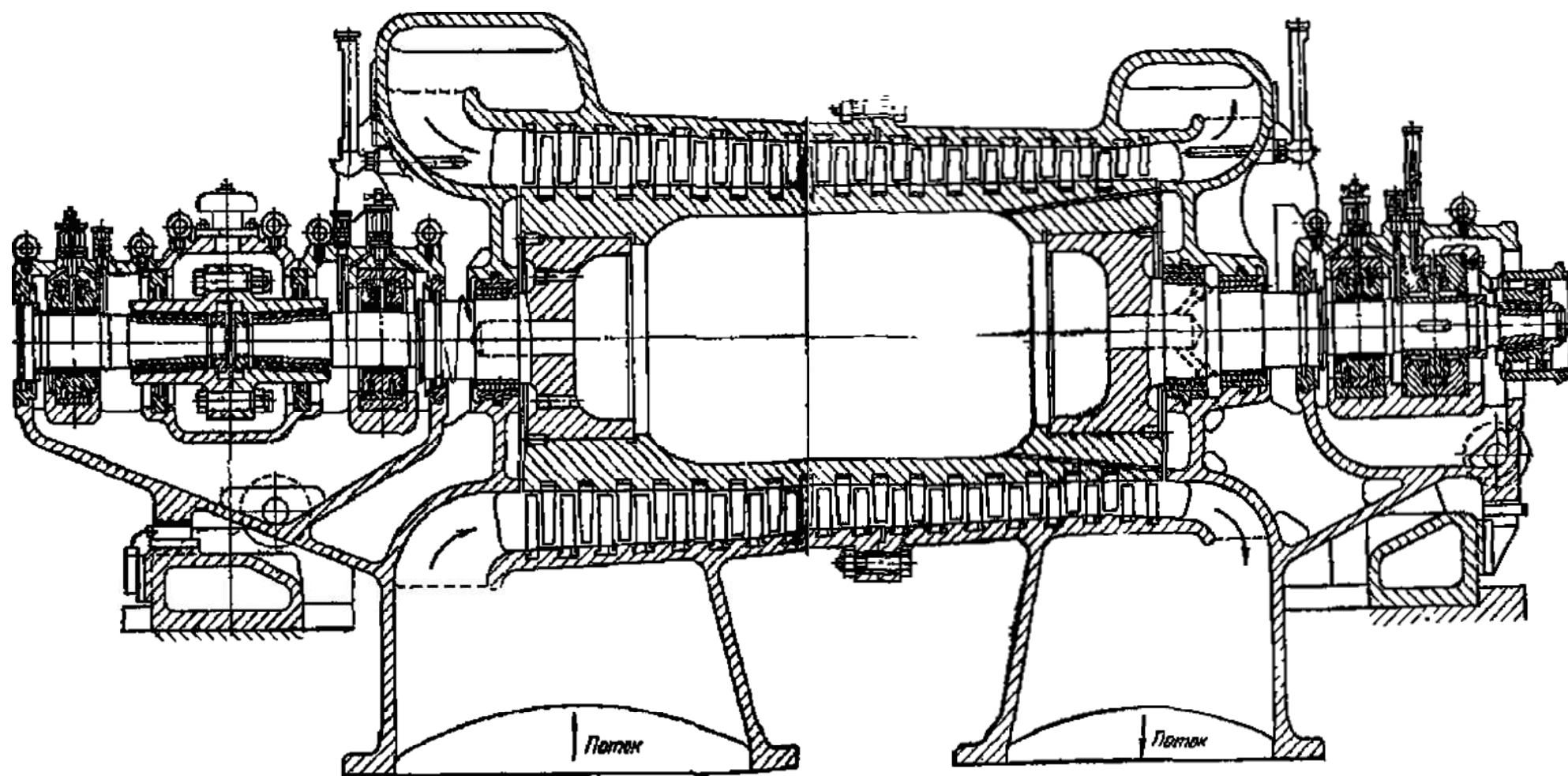


Рис. 5.14 – Осьовый компрессор

Компресор виконаний з постійним внутрішнім діаметром корпусу. Корпус має рознімання в горизонтальній площині. Підведення й виведення повітря – в осьовому напрямку. Ротор великий, зі значною масою.

Підшипники ковзного тертя. Сприйняття осьової сили – упорним підшипником, розташованим з боку двигуна.

Для полегшення технології корпусу вхідна й вихідна кришки його виконані роздільними.

Ущільнення вала на вході й виході гребінчасті. Конструкція в цілому типова для стаціонарних компресорів.

Рис. 5.10 дає уявлення про конструкцію стаціонарного осьового компресора. Компресор виконаний за схемою з постійними діаметром ротора й конічним корпусом. Підведення й відведення повітря в поперечному напрямку знизу через патрубки, що становлять одне ціле з лівою й правою половинами корпусу.

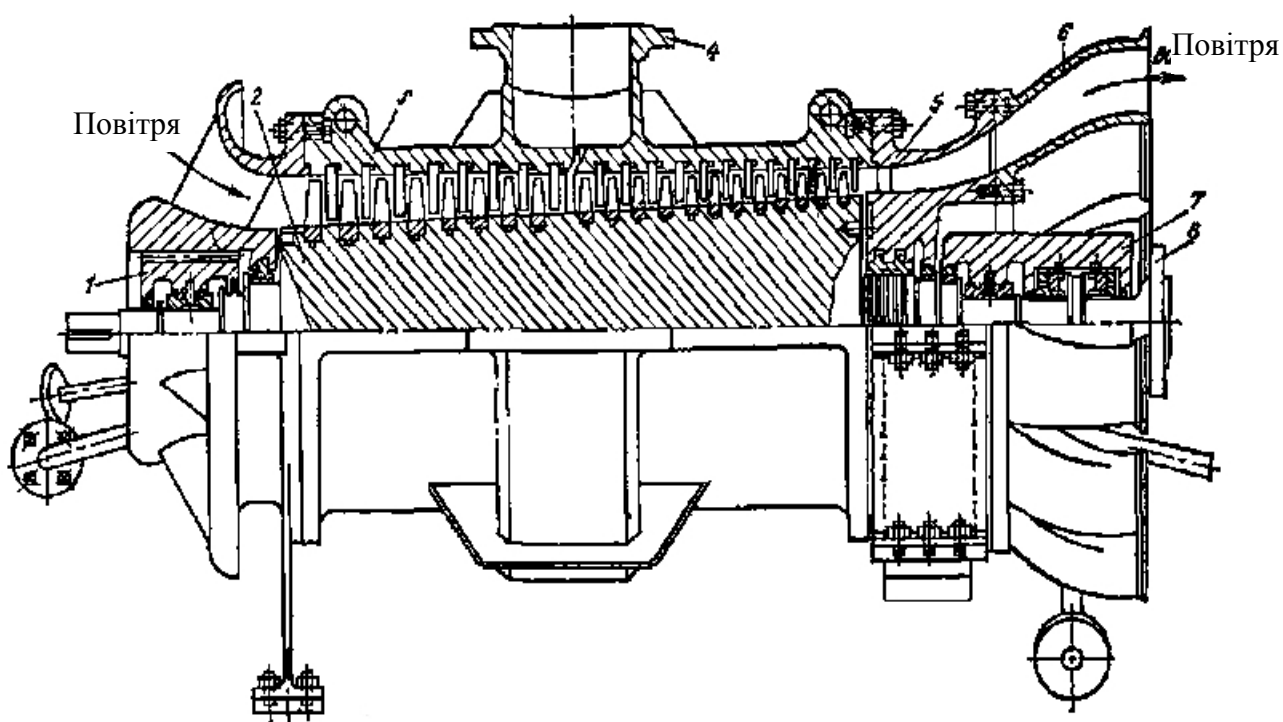


Рис. 5.10 – Осьовий компресор: 1 – опорний підшипник; 2 – барабан; 3 – корпус; 4 – патрубок проміжного відбору; 5 – дифузор; 6 – перехідні патрубки; 7 – опорно-упорний підшипник; 8 – фланець жорсткої муфти.

Через велику довжину корпусу він виконаний із двох половин, що стикуються в площині, нормальній до осі вала.

Ротор полегшений, оригінальної конструкції, виконаний із двох основних частин: циліндра, що несе вінці робочих лопастей, і торцевих вставок, жорстко посаджених у циліндр, що становлять одне ціле з валами. Підшипники ковзного тертя. Підп'ятник гідродинамічний сегментного типу. Кінцеві ущільнення гребінчасті, кріпляться до шийок валів спеціальними втулками. З'єднання із двигуном жорсткою муфтою. Подача компресора близько $70000 \text{ м}^3/\text{г}$ при ступені підвищення тиску 3,4.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Колієнко А. Г. Термодинаміка: Навчальний посібник. / А. Г. Колієнко – Львів: Екоінформ, 2006. – 130 с.
2. Вукалович М. П. Термодинамика. / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
3. Техническая термодинамика./ Под ред. В. И. Крутова. – М.: Высшая школа, 1971. – 472 с.
4. Далека В. Х. Технічна експлуатація міського електричного транспорту: Навчальний посібник. / В. Х. Далека, В. Б. Будниченко, Е. І Карпушин, В. І. Коваленко. – Х.: ХНАМГ, 2007. – 286 с.
5. Далека В. Х. Практикум з технічної експлуатації міського електричного транспорту: Навчальний посібник. / В. Х. Далека, В. Б. Будниченко, В. І. Коваленко, М. В. Хворост, А. Д. Храмцов. – Х.: ХНАМГ, 2007. – 171 с.
6. Максимов А. Н. Городской электротранспорт. Троллейбус. / А. Н. Максимов. – М.: Академия, 2004. – 256 с.
7. Скуріхін І. Л. Механічне обладнання рухомого складу міського електротранспорту / І. Л. Скуріхін, А. В. Коваленко / За заг. ред. В. Х Далеки. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 226 с.
8. Герц Э. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. / Э. В. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
9. Погорелов В. И. Газодинамические расчеты пневматических приводов. / В. И. Погорелов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 184 с.
10. Щукин А. А. Теплотехника. Учебник. / А. А. Щукин, И. Н. Сушкин, Р. Г. Зах. – М.: Металлургия, 1973. – 480 с.
11. Михеев М. А. Короткий курс теплопередачи. Учебник. / М. А. Михеев, И. М. Михеева, – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 208 с.
12. Теплотехнический справочник. / Под общ.ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. В 2-х т. Т.1 и Т.2. – М.: Энергия, 1975/1976 – 744/896 с.
13. Бачинський А. И. Справочник по физике. / А. И. Бачинський, В. В. Путилов, Н. П. Суворов. – М. Госучпедиздат МП РСФСР, 1951. – 380 с.
14. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем./ Х. Кухлинг. – М.: Мир, 1982. – 520 с.
15. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. / В. М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

Навчальне видання

ДАЛЕКА Василь Хомич,
ГОЛТВ'ЯНСЬКИЙ Микола Антонович,
КОВАЛЕНКО Андрій Віталійович,
СКУРІХІН Владислав Ігорович

КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Навчальний посібник

Редактори *К. В. Дюкар, С. В. Тимощук*
Відповідальний за випуск *В. Х. Далека*
Дизайн обкладинки *Т. Є. Клочко*

Підп. до друку 17.12.2013 р.
Друк на ризографі
Тираж 300 пр.

Формат 60x84 ¹/₁₆
Ум. друк. арк. 5,3
Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4705 від 28.03.2014