

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Кулик М.С., Орлов І.О.,
Капітанчук К.І., Волянська Л.Г.**

**АВТОМОБІЛЬНІ
ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ
СТАНЦІЇ**

**Частина 2
Конструкція, експлуатація**

За редакцією заслуженого діяча науки і техніки України,
лауреата Державної премії України в галузі науки і техніки,
професора, доктора технічних наук
М.С. Кулика

Київ 2020

УДК 625.748.54:665.72(075.8)
А 224

*Рекомендовано рішенням Вченої ради
Національного авіаційного університету
Протокол № 9 від 19.11.2020*

Рецензенти:

А.А. Халатов, академік НАН України, д-р техн. наук, проф.,
керівник відділу Інституту технічної теплофізики НАН України;
В.М. Дихановський, д-р техн. наук, заст. Голови секції прикладних проблем
при Президії НАН України;
В.В. Панін, д-р техн. наук, проф., ректор Державного університету
інфраструктури та технологій

Кулик М.С., Орлов І.О., Капітанчук К.І., Волянська Л.Г.

А 224 Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції. Частина 2.
Конструкція, експлуатація : підручник / під ред. проф. М. С. Кулика. – 2-ге вид.,
допов. К.: Державний університет інфраструктури та технологій , 2020. 380 с.

ISBN 978-617-7449-15-6

Підручник «Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції»: складається з двох частин, а саме: частина 1 «Історія, сучасність, перспективи розвитку» та частина 2 «Конструкція, експлуатація».

Містить основні аспекти розв'язання проблеми використання стисненого природного газу як моторне паливо для автомобільного та внутрішнього згорання двигунів. Розглянуто принципові технологічні схеми сучасних і перспективних автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) гаражного типу. Детально проаналізовано основні технологічні процеси, що відбуваються на АГНКС. Розглянуто конструкцію основного устаткування АГНКС.

Призначений для фахівців нафтогазової галузі, студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за спеціальністю «Енергетичне машинобудування», а також може бути корисним працівникам науково-дослідних, проектно-конструкторських та інших організацій, що займаються проектуванням і експлуатацією АГНКС.

УДК 625.748.54:665.72(075.8)

ISBN 978-617-7449-15-6

© М. С. Кулик, 2020 р.
© І.О. Орлов, 2020 р.
© К. І.Капітанчук, 2020 р.
© Л.Г. Волянська, 2020 р.
© НАУ, 2020 р.

Розповсюджувати та тиражувати без офіційного дозволу НАУ забороняється

ЗМІСТ

Передмова	5
Розділ 4. Поршневі компресори: теорія і розрахунок	7
4.1. Теоретичний цикл ступеня поршневого компресора	7
4.1.1. Ізотермічний цикл ступеня поршневого компресора	10
4.1.2. Адіабатичний цикл ступеня поршневого компресора	11
4.1.3. Політропічний цикл ступеня поршневого компресора	15
4.1.4. Кількість відведеного тепла	16
4.1.5. Застосування діаграм $T-s$ та $i-s$ у розрахунках компресора	19
4.1.6. Залежність роботи від величини початкового тиску	23
4.2. Дійсний цикл ступеня поршневого компресора	24
4.2.1. Індикаторна діаграма	24
4.2.2. Коефіцієнт наповнення циліндрів	32
4.2.3. Індикаторна потужність ступеня поршневого компресора	41
4.3. Багатоступеневе стиснення, продуктивність та потужність	49
4.3.1. Цикл багатоступеневого стиснення	49
4.3.2. Розподіл стиснення між ступенями компресора	51
4.3.3. Розподіл тиску з урахуванням різниці втрат тиску між ступенями	53
4.3.4. Вибір оптимальної кількості ступенів компресора	55
4.3.5. Вплив кількості ступенів на величину поршневої сили	58
4.3.6. Проміжні тиски між ступенями компресора	61
4.3.7. Неповне охолодження газу в проміжних холодильниках та проміжний відбір частини стиснутого газу	64
4.3.8. Продуктивність компресора і секундні об'єми газу, що всмоктується ступенями	65
4.3.9. Витоки газу при стискуванні газу в компресорі	68
4.3.10. Визначення проміжних тисків продуктивності в перевірочному розрахунку компресора	72
4.3.11. Потужність компресора та коефіцієнт корисної дії	74
4.4. Компонування поршневих компресорів	76
4.4.1. Порівняння крейцкопфних та безкрейцкопфних компресорів	77
4.4.2. Типи поршневих компресорів	80
4.4.3. Схеми поршневих компресорів	89
4.4.4. Привод поршневих компресорів	97
4.4.5. Монтаж опозитних компресорів	113
4.5. Сили, що діють на кривошипний механізм	115
Розділ 5. Конструктивні елементи та системи компресорних установок АГНКС	130
5.1. Циліндри поршневих компресорів	130
5.2. Клапани поршневих компресорів	177
5.3. Поршні та поршневі кільця компресорів	187
5.4. Штоки, плунжери і сальники поршневих компресорів	204
5.5. Елементи кривошипно-шатунного механізму, станини і рами	221
5.6. Змащення компресорів	245
5.7. Холодильники	257
5.8. Вимоги до компресорів, що призначені для стиснення вибухо-небезпечних та токсичних газів	274
Розділ 6. Заходи з енергозбереження на етапах виготовлення, технічного обслуговування та ремонту основних об'єктів АГНКС	281

6.1. Загальні питання нормування паливно-енергетичних ресурсів.....	281
6.2. Розрахунок індивідуальних норм питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів	281
6.3. Визначення фактичних питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів	289
6.4. Оцінка ефективності споживання паливно-енергетичних ресурсів під час експлуатації	291
6.5. Технологічні втрати при експлуатації АГНКС	292
6.5.1. Структура основних об'єктів АГНКС	293
6.5.2. Основні технічні методи і засоби для пошуку місць витоків газу і визначення їх об'ємів	295
6.5.3. Підготовка та організація проведення замірів витоків газу на АГНКС	298
6.5.4. Технологія вимірювання і розрахунок об'ємів витоків газу	299
6.5.5. Вимоги з техніки безпеки	303
6.6. Розрахунок економії від впровадження заходів з енергозбереження	304
6.6.1. Розрахунок річної економії природного газу.....	304
6.6.2. Розрахунок річної економії електроенергії.....	307
Розділ 7. Технічне обслуговування і ремонт основних об'єктів та систем забезпечення АГНКС	308
7.1. Технічне обслуговування і ремонт компресорної установки (на прикладі компресорної установки 4HR 3KN -200/210-5-249 WLK).....	308
7.2. Технічне обслуговування і ремонт маслосистеми компресора (на прикладі компресора 4HR 3KN 4HR 3KN)	349
7.3. Технічне обслуговування і ремонт установки осушення газу БКУО-4/25	351
7.4. Технічне обслуговування і ремонт системи гарячої води	352
7.5. Технічне обслуговування і ремонт системи охолодження та насосу антифризу типу GLA-65/2/16.....	355
7.6. Технічне обслуговування і ремонт апарату повітряного охолодження (АПО)	358
7.7. Технічне обслуговування і ремонт газозаправних колонок	360
7.8. Технічне обслуговування і ремонт посудин, що працюють під тиском	361
7.9. Технічне обслуговування і ремонт трубопровідної арматури	365
7.10. Технічне обслуговування і ремонт КВПіА АГНКС	367
Список рекомендованої літератури	376
Додаток А. Коефіцієнт стиснення (Z) природного газу	379
Додаток Б. Графік робочого дня машиніста компресорної установки	380

ПЕРЕДМОВА

Історія створення автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) починається у 1930-ті роки минулого століття. Вперше концепція розвитку мережі АГНКС з'явилася в Італії і отримала подальше розповсюдження у всьому світі. На сьогодні у світі експлуатується біля 10 млн машин на стисненому природному газі (СПГ). Побудовано біля 9000 АГНКС у різних країнах.

Світовий ринок природного газу, який використовується як моторне паливо, сформувався у першій половині ХХІ сторіччя і об'єднав розрізнені національні та регіональні ринки [14, 15, 24, 41–45].

Основними індикаторами такого ринку є:

- парк газових автомобілів;
- кількість газозаправних станцій;
- запит на метан для транспорту;
- ціна на СПГ на фоні цін на бензин, дизельне паливо, а також сиру нафту.

Запит на природний газ для транспорту продовжує зростати. Окрім традиційних його споживачів – автомобілів різних класів, він стає привабливим паливом для залізничного та водного транспорту. В майбутньому можливе переведення на метан авіаційних двигунів. За даними Агентства NGV Communications Group на 2015 рік основні показники світового ринку природного газу для транспорту склали [46]:

- парк автомобілів на метані – 22,5 млн одиниць;
- газозаправна мережа – 26,5 тис станцій;
- запит на СПГ – 29,4 млрд кубічних метрів.

Далеко не всі країни надають дані про внутрішній ринок. У тому числі такі потужні споживачі як Китай, Пакистан, Таїланд, Узбекистан. У 2014 році фактичне споживання природного газу на потреби транспорту склало 40,4 млрд кубічних метрів [44].

У Європі у 2014 році на метані працювали 1,8 млн машин; побудовано майже 4700 АГНКС зі споживанням 3,67 млрд кубічних метрів природного газу. Середня ціна природного газу для транспорту в той час була на 43...47% меншою за ціну дизельного палива і бензину в перерахунку на кубічний метр.

За прогнозами на 2020 рік глобальне споживання природного газу транспортом досягне 75 млрд кубічних метрів у рік без урахування об'ємів газу для бункеровки суден водного транспорту.

Такі ж цифри надає прогноз компанії Wood Mackenzie, за яким до 2030 року споживання природного газу на транспорті зросте у чотири рази відносно 2012 року (до 160 млрд кубічних метрів). Половину цього об'єму транспорт буде споживати у зрідженому стані, тобто 10% від глобального ринку СПГ. Загальна доля транспорту у світовому споживанні природного газу може зрости до 3,4% [45].

У наш час природний газ для автомобілів використовують у 86 країнах світу. АГНКС збудовані у 2900 населених пунктах світу. На стадії будівництва знаходяться майже 1400 газових заправок. За оцінкою спеціалістів Журналу NGV Journal у 2020 р. заправку автомобілів метаном на Землі будуть виконувати 30 тис заправних колонок (dispensers), де працюватиме 800 тис людей [46]. Для України розв'язання проблеми використання природного газу як моторного палива має особливе значення, оскільки це дасть змогу істотно зменшити її залежність від імпорту нафти і нафтопродуктів та кардинально поліпшити екологічну ситуацію, ускладнену наслідками Чорнобильської катастрофи [1, 2, 13, 16].

Для цього в Україні є всі необхідні передумови, а саме [1]:

- власні ресурси природного газу набагато перевищують запаси нафти;
- понад 10 тис. кілометрів магістральних газопроводів великого діаметра і понад 30 тис. кілометрів розподільних газопроводів, що охоплюють усі регіони України [31];

– розвинута мережа АГНКС (90 станцій) по всій території України загальною потужністю 687,5 млн кубічних метрів), що забезпечує проїзд автотранспортних засобів на стисненому природному газі у будь-яку точку країни [3, 17, 18];

– потокове виробництво сталевих балонів високого тиску і серійне виробництво АГНКС;

– науково-технічні розробки світового рівня з проблем використання газу на транспорті інститутів Національної Академії наук України: Інституту газу (розробка паливних систем живлення двигунів), Інституту електрозварювання ім. Є. О. Патона (технології виробництва полегшених зварних балонів високого тиску), Науково-дослідного трубного інституту (м. Дніпропетровськ), ВАТ «Інжинірингово-виробниче підприємство «ВНПТРАНСГАЗ» (м. Київ) та ін.

Спеціалістами цих організацій розроблено Енергетичну стратегію України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкуренто-спроможність», яка передбачає заміщення нафтових моторних палив і додаткове будівництво АГНКС гаражного типу на 50 заправок на добу. Реалізація завдань програми потребує підготовки висококваліфікованих спеціалістів, спроможних вирішувати всі технічні завдання, пов'язані із застосуванням газового палива на транспорті [14].

Підручник «Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції» призначений для фахівців нафтогазової галузі, працівників науково-дослідних, проектно-конструкторських організацій та студентів вищих навчальних закладів. Вона складається з двох частин, а саме: частина 1 «Історія, сучасність, перспективи розвитку», частина 2 «Конструкція, експлуатація». Розділ 5 написано доктором технічних наук, професором М. С. Куликом та кандидатом технічних наук Л. Г. Волянською, розділи 4 та 6 — кандидатом технічних наук І. О. Орловим та кандидатом технічних наук, доцентом К. І. Капітанчуком.

4.1. Теоретичний цикл ступеня поршневого компресора

Компресор призначений для переміщення газу з області низького тиску в область високого тиску. У поршневому компресорі це досягається усмоктуванням, стискуванням і нагнітанням газу. Сукупність цих процесів, що повторюються при кожному обертанні вала, становить цикл компресора. Зрозуміло, цикл компресора не є круговим процесом у термодинамічному розумінні, тому що кількість газу в ньому змінна.

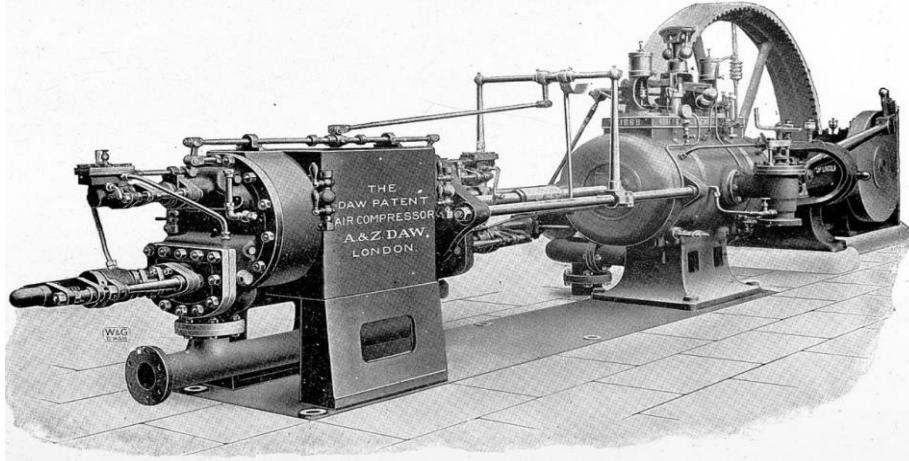


Рис. 4.1. Один з перших поршневих компресорів

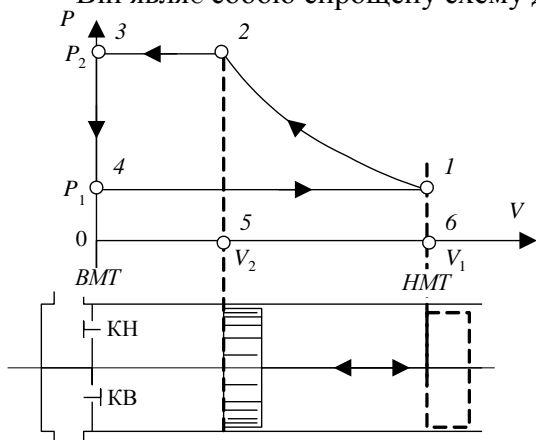
Розрізняють одноступеневе і багатоступеневе стискування і відповідно одноступеневий і багатоступеневий цикл компресора. Одноступеневе стискування застосовують при невеликому відношенні кінцевого тиску до початкового, багатоступеневе – при середньому і великому відношеннях тисків [19, 20].

Цикл окремої ступені багатоступеневого компресора не відрізняється від циклу одноступеневого компресора, що діє в умовах тих самих тисків.

Компресор, який працює за багатоступеневим циклом і називається багатоступеневим, він являє собою послідовне з'єднання одноступеневих компресорів з охолодженням газу між ними в проміжних холодильниках.

Теоретичний одноступеневий цикл подано на рис. 4.2.

Він являє собою спрощену схему дійсного циклу:



- лінія 4–1 – усмоктування газу при сталому тиску p_1 ;
- лінія 1–2 – стискування газу від тиску p_1 до тиску p_2 ;
- лінія 2–3 – нагнітання при сталому тиску p_2 .

Рис. 4.2. Схема роботи поршневого компресора і його робочий цикл у діаграмі $P-V$

Процеси всмоктування і нагнітання на відміну від стискування не є термодинамічними процесами. Вони визначають переміщення газу зі зміною кількості в циліндрі, але без зміни його стану. Всмоктування газу в циліндр через клапан KB відбувається в теоретичному циклі протягом усього ходу поршня (зліва направо).

У момент зміни ходу поршня всмоктувальний клапан закривається (точка 1) і починається стискування газу, що продовжується доти, допоки тиск у циліндрі не досягне величини за нагнітальним клапаном КН (точка 2).

При цьому відкривається нагнітальний клапан і починається нагнітання (виштовхування) стиснутого газу з циліндра, що відбувається на іншій частині ходу поршня.

У момент другої зміни ходу поршня нагнітальний клапан закривається, тиск у циліндрі падає, всмоктувальний клапан КВ знову відкривається.

У процесах усмоктування і нагнітання об'єм газу V у циліндрі змінюється разом із масою газу, але питомі об'єми v залишаються постійними. Унаслідок цього цикл компресора, зображений у координатах V, p , не може бути представлений у координатах v, p .

Розглядаючи теоретичні цикли, вважають, що процес стискування протікає по ізотермі, адіабаті або політропі. Відповідно цикл компресора називають ізотермічним, адіабатичним або політропічним.

Робота, що витрачається на здійснення теоретичного циклу, виражається площею діаграми 1-2-3-4 і дорівнює сумі робіт усмоктування, стискування і нагнітання.

Роботу, що приймається газом у компресорі, прийнято вважати позитивною, а ту, що повертається газом, – негативною.

Сила, з якою всмоктуваний газ (початковий тиск p_1) діє на поршень площею F , дорівнює $p_1 \cdot F$. При переміщенні поршня на величину ходу S газ здійснює роботу $p_1 \cdot F \cdot S = p_1 \cdot V_1$.

Враховуючи знак роботи, що повертається газом при усмоктуванні, отримуємо:

$$L_{ec} = -p_1 \cdot V_1.$$

На діаграмі їй відповідає площа 4-1-6-0.

Площа 1-2-5-6 представляє роботу стискування газу від початкового тиску p_1 до кінцевого p_2 . Елементарному переміщенню поршня в ході стискування відповідає позитивна робота ($-p \cdot dV$), де знак мінус відноситься до збільшення об'єма dV , яке при стискуванні негативне.

Отже, робота стискування:

$$L_{cm} = -\int_1^2 p dV.$$

Робота нагнітання, зображена площею 2-3-0-5:

$$L_n = p_2 \cdot V_2.$$

Результуюча робота L за цикл:

$$L = L_{ec} + L_{cm} + L_n = -p_1 \cdot V_1 - \int_1^2 p dV + p_2 V_2.$$

Враховуючи, що:

$$p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = \int_1^2 d(pV),$$

остаточно

$$L = \int_1^2 d(pV) - \int_1^2 p dV = \int_1^2 p dV + \int_1^2 V dp - \int_1^2 p dV = \int_1^2 V dp.$$

Таким чином, робота L (Дж), що витрачається на стискування m кг газу:

$$L = \int_1^2 V dp.$$

Питома робота l (Дж/кг), віднесена до 1 кг газу, виражається через питомий об'єм v :

$$l = \frac{L}{m} = \int_1^2 \frac{V}{m} dp = \int_1^2 v dp.$$

Для визначення питомої роботи необхідно знати залежність між параметрами p і v у процесі стискування.

Для ідеального газу, якщо відомо процес зміни стану, не складно знайти аналітичний вираз цієї залежності. Але для реального газу, стисливість якого відрізняється від стисливості ідеального, задача ускладнюється.

Робота буде дорівнювати:

$$l = \int_1^2 v dp = \int_1^2 R \cdot \left(\frac{T}{p} + 273,15 \cdot \beta \right) dp = R \cdot \int_1^2 \frac{T}{p} dp + 273,15 \cdot R \cdot \int_1^2 \beta dp. \quad (4.1)$$

Отже, величина роботи представлена сумою двох членів, роль яких стає зрозумілою, якщо врахувати, що [2, 35]:

$$\frac{R \cdot T}{p} = v_{i0} \quad \text{та} \quad 273,15 \cdot R \cdot \beta = b,$$

або

$$l = \int_1^2 v_{i0} dp + \int_1^2 b dp. \quad (4.2)$$

Перший член правої частини виразу (4.2) визначає роботу в циклі при стискуванні ідеального газу, а другий – надлишкову роботу, викликану відхиленням стисливості реального газу.

Враховуючи, що:

$$p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = \int_1^2 d(pV),$$

остаточно:

$$L = \int_1^2 d(pV) - \int_1^2 p dV = \int_1^2 p dV + \int_1^2 V dp - \int_1^2 p dV = \int_1^2 V dp.$$

Таким чином, робота L (Дж), що витрачається на стискування m кг газу, визначається за формулою:

$$L = \int_1^2 V dp, \quad (4.3)$$

а питома робота l (Дж/кг), віднесена до 1 кг газу, визначається через питомий об'єм v за формулою:

$$l = \frac{L}{m} = \int_1^2 \frac{V}{m} dp = \int_1^2 v dp.$$

Надлишкова робота в циклі реального газу графічно подана на рис. 4.3.

Величина надлишкової роботи показана площею 1–2–2'–1' (рис. 4.3, а), де 1–2 – процес стискування реального газу, 1'–2' – процес стискування ідеального газу.

Величина b , яка залежить від тиску і температури, змінюється в процесі стискування. Якщо величина b приймає від'ємні значення, надлишкова робота може виявитися негативною (див. рис. 4.3, в).

В області високих зведених тисків ($\pi > 8,5$), як і в області високих зведених температур ($\tau > 2,5$) величина b і додаткова робота тільки позитивні.

На рис. 4.3 б виділена надлишкова робота у вигляді інтеграла $\int_1^2 b dp$.

Розглянемо основні цикли, які використовують при розрахунках процесу стискування газу в ступені компресора, а саме: ізотермічний, адиабатичний та політропічний.

4.1.1. Ізотермічний цикл ступеня поршневого компресора

При ізотермічному стискуванні ідеального газу тиск і питомий об'єм пов'язані рівняннями:

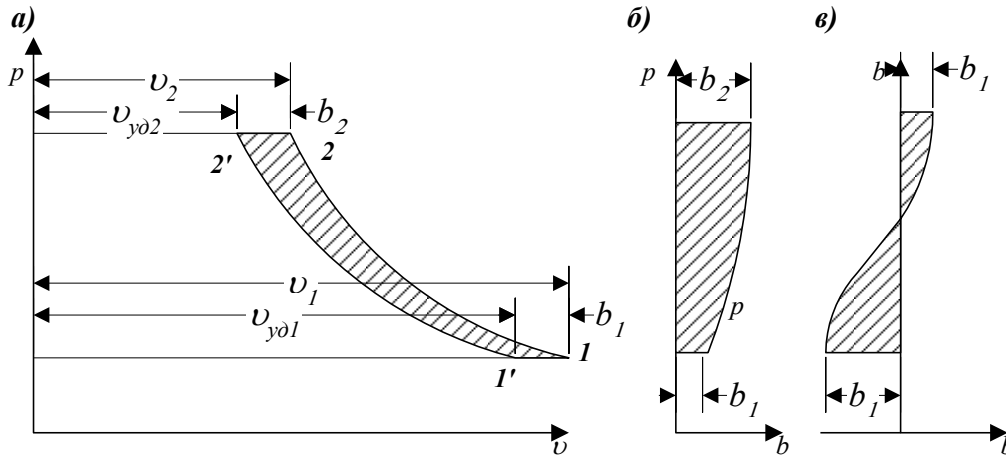


Рис. 4.3. $p - v$ діаграма стискування та змінювання величини b реального газу

$$p \cdot v = R \cdot T = const, \quad (4.4)$$

або:

$$p \cdot v = p_1 \cdot v_1. \quad (4.5)$$

Підставивши у вираз (4.1) значення v з рівняння (4.5), знаходимо питому роботу l_{iz} (дж/кг) в ізотермічному циклі ідеального газу:

$$l_{iz} = \int_1^2 v dp = p_1 \cdot v_1 \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1},$$

де p_1 і p_2 – початковий і кінцевий тиски, Н/м²;

v_1 – питомий об'єм газу на початку стискування, м³/кг

$T = const$ – температура в процесі стискування, К.

Відповідно до виразу (4.5) питома робота в ізотермічному циклі реального газу:

$$l_{iz} = R \cdot T \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p} + 273,15 \cdot R \cdot \int_1^2 \beta dp = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} + 273,15. \quad (4.6)$$

Інтеграл другого члена правої частини може бути перетворений:

$$\int_1^2 \beta dp = \int_0^2 \beta dp - \int_0^1 \beta dp = B_2 - B_1 = \Delta B_{iz}, \quad (4.7)$$

де $B_1 = \int_0^1 \beta dp$ та $B_2 = \int_0^2 \beta dp$.

Безрозмірна величина B називається показником надлишку об'ємної енергії реального газу.

Збільшення $\Delta B_{iz} = B_2 - B_1$, що є різницею величин B при кінцевому і початковому тисках в умовах $T = const$, спричинює збільшення роботи в ізотермічному циклі, що викликано відхиленням стисливості реального газу від ідеального. Величина ΔB_{iz} називається показником надлишку роботи в ізотермічному циклі.

Підставляючи вираз (4.7) у (4.6), одержимо формулу для питомої роботи в ізотермічному циклі реального газу:

$$l_{is} = R \cdot \left(T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} + 273,15 \cdot \Delta B_{is} \right) = \frac{p_1 \cdot v_1}{\xi_1} \cdot \left(\ln \frac{p_2}{p_1} + \frac{273,15}{T} \cdot \Delta B_{is} \right)$$

де ξ_1 – коефіцієнт стисливості газу при тиску p_1 і температурі T .

Значення ΔB_{is} обчислюють чисельним або графічним інтегруванням:

$$\Delta B_{is} = \int_1^2 \beta dp.$$

Користуючись для обчислення формулою Сімпсона, можна одержати наближений результат. Обмежуючись трьома значеннями β_1, β', β_2 , які відповідають тискам $p_1, p' = \frac{p_1 + p_2}{2}$ і p_2 знайдемо:

$$\Delta B_{is} = \frac{1}{6} \cdot (\beta_1 + 4 \cdot \beta' + \beta_2) \cdot (p_2 - p_1). \quad (4.8)$$

4.1.2. Адіабатичний цикл ступеня поршневого компресора

При адіабатичному стискуванні ідеального газу тиск і питомий об'єм зв'язані співвідношенням:

$$p \cdot v^k = const, \quad (4.9)$$

де $k = \frac{c_p}{c_v}$ – показник адіабати ідеального газу;

c_p та c_v – питомі теплоємності газу при постійному тиску та постійному об'ємі відповідно.

Для одноатомних газів $k=1,66\dots1,67$, двоатомних $k=1,40\dots1,41$, триатомних та багатоатомних $k=1,1\dots1,33$. Питомі теплоємності c_p та c_v залежать від температури T . У зв'язку з цим величина k також залежить від температури газу.

У табл. 4.1 наведено значення k для основних газів при різних температурах та атмосферному тиску [1, 2, 35].

Таблиця 4.1. Показник адіабати основних газів при атмосферному тиску

Газ	Температура, °C			Газ	Температура, °C		
	0	100	200		0	100	200
Азот	1,40	1,40	1,39	Окис вуглецю	1,40	1,40	1,39
Аміак	1,33	1,28	1,25	Двоокис вуглецю	1,31	1,26	1,24
Ацетилен	1,25	1,21	1,19	Пропан	1,16	1,10	1,08
Водень	1,41	1,40	1,40	Пропілен	1,16	1,13	1,10
Повітря	1,40	1,40	1,39	Сірчистий газ	1,27	1,24	1,22
Кисень	1,40	1,39	1,37	Етан	1,20	1,15	1,12
Метан	1,32	1,27	1,23	Етилен	1,26	1,19	1,16

Для газової суміші показник адіабати може бути визначений з виразу:

$$\frac{1}{k-1} = \sum \frac{r_i}{k_i-1},$$

де k – показник адіабати газової суміші; k_i – показник адіабати компонентів; r_i – об'ємна частка компонентів.

Величини тиску і питомого об'єму у процесі адіабатичного стискування, як видно з рівняння (4.9), зв'язані залежністю з початковими параметрами газу у вигляді:

$$p \cdot v^k = p_1 \cdot v_1^k.$$

Враховуючи, що $p \cdot v = R \cdot T$ та $p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1$, отримуємо

$$T = T_1 \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Для двохатомних газів при $k=1,4$ $T = T_1 \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)^{0,286}$.

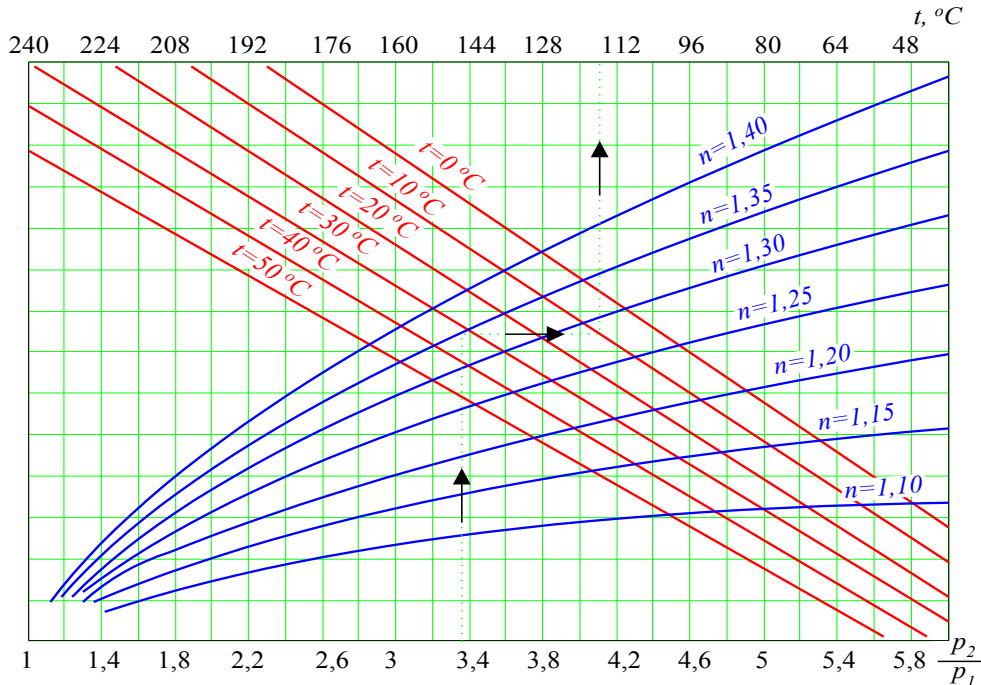


Рис. 4.4. Діаграма визначення температури газу по закінченню процесу в залежності від відношення тисків, початкової температури і показника адиабати k (або показника політропи n) [30]

Для реального газу величина $k = \frac{c_p}{c_v}$ – не відповідає показнику адиабати ідеального газу, а його параметри зв'язані більш складними залежностями, ніж для ідеального газу.

Якщо криву, що представляє адиабату стискування реального газу в координатах v , p , розбити на ряд елементарних частин і, скориставшись рівнянням:

$$p \cdot v^{k_v} = const \quad (4.10)$$

визначити для кожного з них величину показника адиабати k_v , то його значення на ділянках кривої можуть виявитися досить різними.

Змінний показник k_v , що визначає залежність v від p при адиабатичній зміні стану реального газу, називається *об'ємним показником адиабати*.

Диференціюючи рівняння (4.10), можна представити величину k_v у точці процесу у вигляді залежності [30]:

$$k_v = -\frac{v}{p} \cdot \frac{dp}{dv} \quad \text{або приблизно:} \quad k_v = -\frac{v}{p} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta v}$$

Показник k_v у реальних газів не визначає залежність температури від тиску. На малій ділянці адиабатичного процесу співвідношення між ними визначається рівнянням:

$$T'' = T' \cdot \left(\frac{p''}{p'} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}$$

де k_T – температурний показник адиабати, прийнятий сталим на цій ділянці.

Величина k_T у будь-якій точці процесу визначається за формулою А. М. Розена [1, 35]:

$$k_T = \frac{c_p}{c_p - p \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p}$$

Співставлення кривих k_T і $k = \frac{c_p}{c_v}$ для азоту при тисках до 600 Мн/м² подано на рис. 4.5..

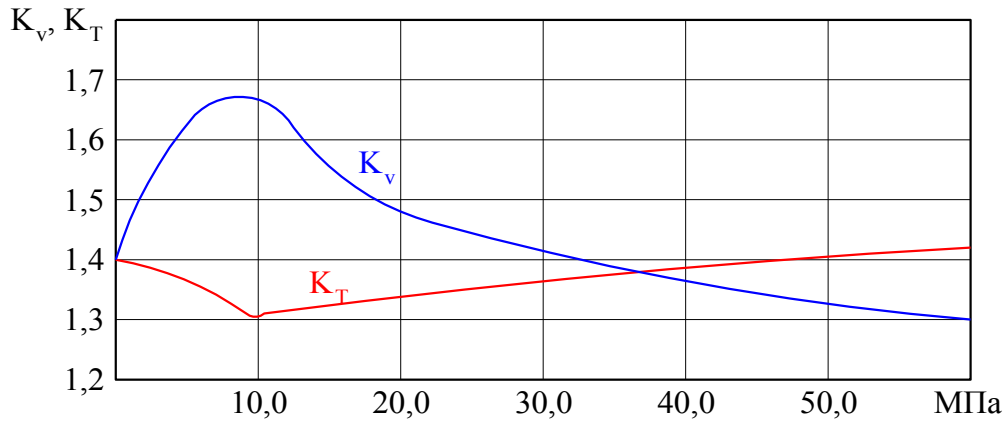


Рис. 4.5. Значення k_v та k_T для азоту при $t=25^\circ\text{C}$ [35]

На відміну від k величина k_T змінюється порівняно мало, залишаючись близькою до значення k при низьких тисках.

Значення k_T для основних газів, за даними А. М. Розена, наведені в табл. 4.5. Відзначимо, що для більшості газів у широкому діапазоні тисків характерна висока стабільність показника k .

Таблиця 4.2. Температурний показник адіабати k різних газів (за даними А. М. Розена) [35]

Газ	Температура, °C	$p_1, \text{Мн/м}^2$						
		0,1	10	20	30	60	80	100
Азот	20	1,410	1,416	1,400	1,379	1,345	1,340	1,346
	100	1,406	1,419	1,426	1,419	1,377	1,372	1,373
	200	1,400	1,409	1,409	1,408	1,387	1,380	1,374
Водень	25	1,404	1,407	1,408	1,407	1,402	1,394	1,390
	100	1,398	1,399	1,400	1,401	1,396	1,393	1,388
	200	1,396	1,397	1,398	1,399	1,396	1,394	1,392
Окис вуглецю	25	1,400	1,433	1,414	1,394	1,349	1,344	1,341
	100	1,400	1,422	1,424	1,422	1,395	1,390	1,390
	200	1,399	1,407	1,415	1,422	1,408	1,403	1,398
Метан	25	1,32	1,36	1,28	1,24	1,22	1,21	1,21
	100	1,27	1,30	1,30	1,28	1,25	1,23	1,22
	200	1,23	1,26	1,25	1,25	1,24	1,24	1,23
Аміак	150	1,271	1,335	1,086	1,073	1,079	1,083	1,094
	300	1,234	1,252	1,286	1,286	1,216	1,187	1,179
Азотно-воднева суміш (25% N ₂ +75%Н ₂)	25	1,405	1,407	1,406	1,404	1,397	1,393	1,395
	100	1,399	1,397	1,402	1,403	1,400	1,396	1,395
	200	1,398	1,400	1,402	1,407	1,403	1,398	1,395

Враховуючи порівняно невелику зміну температурного показника адиабати, можна в межах зміни тисків в одній ступені компресора вважати величину k_T сталою і рівною її дійсному значенню в середній точці процесу. Тоді:

$$T = T_1 \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \quad (4.11)$$

Величина k , зазнає великих змін, тому за нею незручно обчислювати об'єм газу. Зручніше, враховуючи стабільність значень k_T , попередньо знайти температуру в заданій точці процесу, а потім за тиском і температурою обчислити об'єм газу.

Як видно з виразу (4.9), питомий об'єм в адиабатичному процесі визначається як:

$$v = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Підставляючи цей вираз у рівняння (4.3), одержуємо залежність для питомої роботи l_{ad} (Дж/кг) в адиабатичному циклі ідеального газу:

$$\begin{aligned} l_{ad} &= \int_1^2 v dp = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot v_1 \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k}+1}} = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(p_2^{\frac{k-1}{k}} - p_1^{\frac{k-1}{k}} \right) = \\ &= p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = R \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \end{aligned} \quad (4.12)$$

де p_1 і p_2 – початковий і кінцевий тиски, Н/м²;

v_1 – питомий об'єм газу на початку стискування, м³/кг

T_1 – початкова температура, °К;

k – показник адиабати ідеального газу.

Для реального газу, відповідно до рівняння (4.1):

$$l_{ad} = R \cdot \int_1^2 \frac{T}{p} dp + 273,15 \cdot R \cdot \int_1^2 \beta dp. \quad (4.13)$$

Перетворюючи перший член правої частини останньої рівності з урахуванням (4.11), знаходимо:

$$\begin{aligned} R \cdot \int_1^2 \frac{T}{p} dp &= R \cdot \int_1^2 T_1 \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \frac{dp}{p} = \frac{R \cdot T_1}{p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k_T}}} = \frac{R \cdot T_1}{p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \cdot \frac{k_T-1}{k_T} \cdot \left(p_2^{\frac{k_T-1}{k_T}} - p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) = \\ &= R \cdot T_1 \cdot \frac{k_T-1}{k_T} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1 \right). \end{aligned}$$

Отриманий вираз представляє питому роботу стискування ідеального газу за умови, що температура в процесі дотримує залежності для адиабатичного стискування реального газу.

Позначивши інтеграл другого члена у вигляді:

$$\int_1^2 \beta dp = \Delta B_{ad},$$

де ΔB_{ad} – показник надлишку роботи в адиабатичному циклі, отримаємо:

$$l_{ad} = R \cdot \left\{ T_1 \cdot \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1 \right) + 273,15 \cdot \Delta B_{ad} \right\}. \quad (4.14)$$

Величина ΔB_{ad} може бути визначена за формулою

$$\Delta B_{ad} = \frac{1}{6} \cdot (\beta_1 + 4 \cdot \beta' + \beta_2) \cdot (p_2 - p_1), \quad (4.15)$$

яка аналогічна формулі (4.8) для ізотермічного циклу, але відрізняється тим, що значення β_1 , β' , β_2 знаходять при значеннях тиску p_1 , $p' = \frac{p_1 + p_2}{2}$ і p_2 та відповідних їм температурах T_1 , T' і T_2 у початковій, середній і кінцевій точках адіабатичного процесу.

4.1.3. Політропічний цикл

Політропічний процес характеризують як процес, що відбувається при сталій теплоємності газу $c = const$. Але у випадку реального газу при $n = const$ ця умова не витримується. При сталому показнику політропи $n = const$ процес політропічного стискування визначається рівнянням, справедливим як для ідеального, так і для реального газу у вигляді [30]:

$$p \cdot v^n = const \quad (4.16)$$

При чисельному значенні $n < k$, а в реального газу при $n < k_v$ політропічне стискування протікає з відведенням тепла; при значенні $n > k$ (чи $n > k_v$) – з підведенням^і.

З рівняння (4.16) знаходимо величину питомого об'єму:

$$v = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.17)$$

Температура ідеального газу в політропічному процесі дорівнює:

$$T = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.18)$$

Політропічний процес зміни стану реального газу на відміну від ідеального не може при заданому $n = const$ дотримувати одночасно двох залежностей: рівняння (4.17), що визначає співвідношення між тиском і об'ємом, і рівняння (4.18), що визначає співвідношення між тиском і температурою.

Отже, потрібно розрізняти політропічний процес, який проходить по об'ємній політропі з показником $n_v = const$ і по температурній політропі з показником $n_T = const$.

У практичних розрахунках процес стискування реального газу краще обумовлювати показником температурної політропи, що може бути обраний більш точно з урахуванням умов теплообміну. При заданому показнику температурної політропи величина температури в довільній точці процесу обчислюється за формулою:

$$T = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \quad (4.19)$$

При сталому показнику політропи параметри p , v і T в політропічному процесі зв'язані між собою залежностями, подібними до залежностей для адіабатичного процесу, але із заміною показника адіабати k показником політропи n , а у випадку реального газу – із заміною показника k на n_T .

Отже, питома робота $l_{пол}$ (Дж/кг) у політропічному циклі ідеального газу відповідно до рівняння (4.13) орівнює:

$$l_{пол} = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = R \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (4.20)$$

Величина питомого об'єму обернено пропорційна густині газу. Зі збільшенням показника політропи n крива процесу стискування стає більш крутою. Тому підвищується витрата роботи в циклі компресора рис. 4.6.

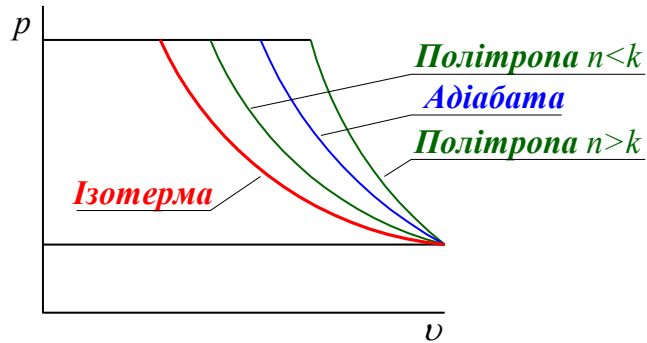


Рис. 4.6. Вплив характеру процесу стискування на роботу в циклі компресора

Вплив показника політропи на величину роботи тим сильніший, чим вище відношення тисків. Так, при відношенні тисків $p_2/p_1=3$ робота в адіабатичному циклі при двохатомному газі ($n=k=1,4$) перевищує роботу в ізотермічному циклі на 17%, а при $p_2/p_1=5$ – на 27%.

Для реального газу питома робота в політропічному циклі знаходиться за аналогією з виразом (4.14):

$$l_{пол} = R \cdot \left\{ T_1 \cdot \frac{n_T}{n_T - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right) + 273,15 \cdot \Delta B_{пол} \right\} =$$

$$= \frac{p_1 \cdot v_1}{\xi_1} \cdot \left\{ \frac{n_T}{n_T - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right) + \frac{273,15}{T_1} \cdot \Delta B_{пол} \right\},$$

де n_T – показник температурної політропи;

$\Delta B_{пол}$ – показник надлишку роботи в політропічному циклі.

При обчисленні значення $\Delta B_{пол}$ використовують формулу (4.15), значення β визначають за температурами у політропічному процесі.

4.1.4. Кількість відведеного тепла

Розглянуті цикли компресора в кінцевому рахунку розрізняються кількістю тепла, що відводиться від газу (чи підводиться до нього) у процесі стискування. У загальному випадку відведення тепла від газу або його введення відбувається під час усмокування і нагнітання, а також після виходу газу з циліндра компресора. За необхідності подальшого охолодження газу тепло відводять у холодильник.

Відповідно до першого закону термодинаміки питома кількість тепла q (Дж/кг), що відводиться від газу (або підводиться до нього) у будь-якому процесі зміни стану визначається як

$$q = \int_1^2 v dp - (i_2 - i_1) = l - (i_2 - i_1), \quad (4.21)$$

де l – витрачена питома робота, Дж/кг; i_1 і i_2 – питомі ентальпії газу на початку та в кінці процесу, Дж/кг.

Кількість тепла, отриманого стінками циліндра, є більшою за тепло, що відводиться від газу, на величину роботи тертя поршня, причому тепло і робота враховуються тільки на тій частині ходу поршня, на якій здійснюється процес.

Питома ентальпія ідеального газу залежить тільки від температури, а реального газу, крім температури, залежить також від тиску.

У процесі ізотермічного стискування ідеального газу збільшення питомої ентальпії $i_1 - i_2 = 0$, звідки:

$$q = l_{із}. \quad (4.22)$$

Отже, для здійснення ізотермічного циклу в процесі стискування від газу має бути відведена та кількість тепла, яка чисельно дорівнює всій роботі, витраченій в циклі.

Для реальних газів рівність (4.22) є несправедливою. Кількість відведеного тепла може бути більшою або меншою за кількість витраченої роботи. Докладніше це буде показано при розгляді ізотермічного циклу в діаграмі $T-s$.

У політропічному циклі ідеального газу при показнику політропи n питома кількість тепла, що відводиться (або підводиться) у процесі стискування визначається виразом [30]:

$$q = \frac{k - n}{n \cdot (k - 1)} \cdot l_{пол}$$

Зі збільшенням тепла, що відводиться, зменшується значення n і затрачувана в циклі робота $l_{із}$.

Теплообмін можливий також при усмоктуванні та нагнітанні. При усмоктуванні газ нагрівається і внаслідок цього збільшується затрачувана в циклі робота. Навпаки, теплообмін при нагнітанні на величині затрачуваної роботи не позначається.

Питоме тепло q_1 (Дж/кг), що відводиться в холодильнику, установленому за циліндром, визначається виразом:

$$q_1 = i' - i'' = c_p \cdot (t' - t''), \quad (4.23)$$

де c_p – середня питома теплоємність газу при сталому тиску, Дж/(кг·град);

i' , i'' , t' , t'' – питомі ентальпії та температури газу на вході в холодильник і виході з нього.

Стосовно до ідеального газу формула (4.23) дійсна не тільки для ізобаричного охолодження ($p = const$), але і при втраті тиску в холодильнику, бо ентальпія ідеального газу від тиску не залежить.

Середня питома теплоємність c_p ідеального газу залежить від температури, а в реального, крім того, від тиску. У формулі (4.23) зазначена середня питома теплоємність газу в процесі охолодження.

Вона приблизно дорівнює питомій теплоємності при середній температурі в холодильнику.

Мольну теплоємність C_p [Дж/(кмоль·К)] для реальних газів при різних температурах і тисках можна знайти за допомогою універсального графіка, який представлено на рис. 4.7, у вигляді різниці $C_p - C_p''$ та зведених тиску $\pi = \frac{p}{p_{лз}}$ і

температури $\tau = \frac{T}{T_{лз}}$ [30].

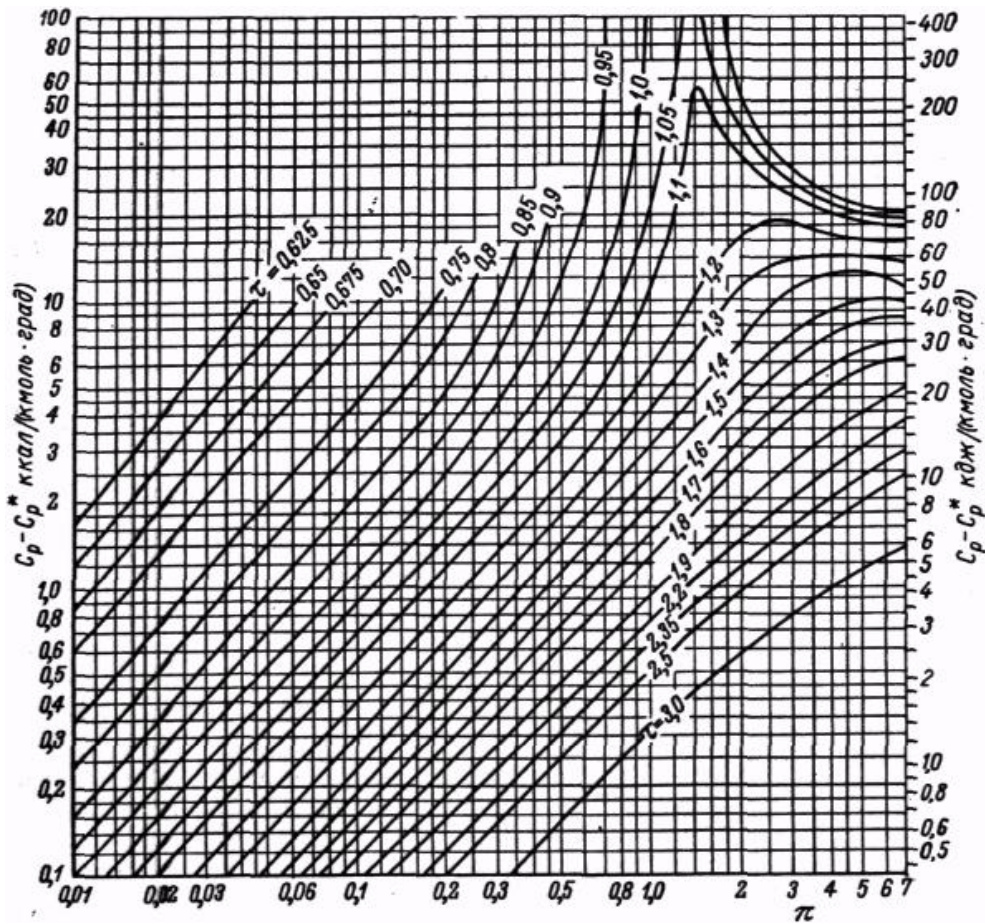


Рис. 4.7. Залежність різниці $C_p - C_p''$ від π та τ [30]

Різниця $C_p - C_p''$ визначає перебільшення мольної теплоємності C_p при заданих тиску і температурі над мольною теплоємністю C_p'' при тій же температурі, але атмосферному тиску. Питомі масова теплоємність визначається, як

$$c_p = C_p / \mu,$$

де μ – молекулярна маса газу.

Для визначення питомої теплоємності c_p суміші газів користуються правилом адитивності. Для цього, порівнюємо роботу, що витрачається в адіабатичному циклі, з кількістю тепла, що відводиться в холодильнику при охолодженні в ньому газу до початкової температури.

В адіабатичному циклі $q=0$ і відповідно до першого початку термодинаміки (4.21) робота $l_{ад}$ дорівнює збільшенню ентальпії газу в циліндрі:

$$l_{ад} = i_2 - i_1, \quad (4.24)$$

$$q_1 = i_2 - i'',$$

де i'' – ентальпія газу на виході з холодильника.

При охолодженні ідеального газу до початкової температури t_1 маємо $i'' = i_1$. Отже:

$$q_1 = i_2 - i_1 = c_p \cdot (t_2 - t_1) = l_{ад}.$$

Таким чином, ідеальний газ втрачає в холодильнику всю енергію, витрачену в адіабатичному циклі, і вона у вигляді викидного тепла відводиться з охолоджувальною водою.

Для реального газу рівність між роботою в адіабатичному циклі і теплом, що відводиться в холодильнику, порушується.

В області низьких та середніх тисків при газах з високою критичною температурою $i'' < i_1$ кількість тепла, що відводиться в холодильнику, може виявитися істотно більшою, ніж величина роботи в адіабатичному циклі.

В області високих та надвисоких тисків $i'' > i_1$ робота в циклі перевищує кількість тепла, що відводиться, а частина витраченої енергії виходить з охолодженим газом.

4.1.5. Застосування діаграм $T-s$ та $i-s$ у розрахунках компресора

Для визначення невідомих параметрів стану реального газу за іншими відомими, а також визначення їх значень в термодинамічних процесах застосовуються $T-s$ та $i-s$ діаграми.

У $T-s$ діаграмах (див. рис. 4.8), крім основної сітки, утвореної лініями $s=const$ і $T=const$, нанесені ізобари $p=const$, ізохори $v=const$ (на рисунку не показані) і криві сталої ентальпії $i=const$.

У діаграмах, що поширюються на область температур нижче критичної (нижче точки K), наносять граничну криву, під якою лежить область вологої пари. У цій області залежність між параметрами стану визначається іншими рівняннями, ніж для сухої пари або газу.

Для ідеального газу лінії $i=const$ на $T-s$ діаграмі паралельні лініям $T=const$, бо величина питомої ентальпії залежить тільки від температури. У реального газу величина питомої ентальпії, як відомо, залежить також від тиску.

Тому в області відносно низьких тисків, де коефіцієнт стискування $\zeta < 1$, криві $i=const$ зі збільшенням тиску (зменшенням ентропії) відхиляються від горизонталі, тобто убік більш високих температур, а в області відносно високих тисків при $\zeta > 1$ відхиляються вниз.

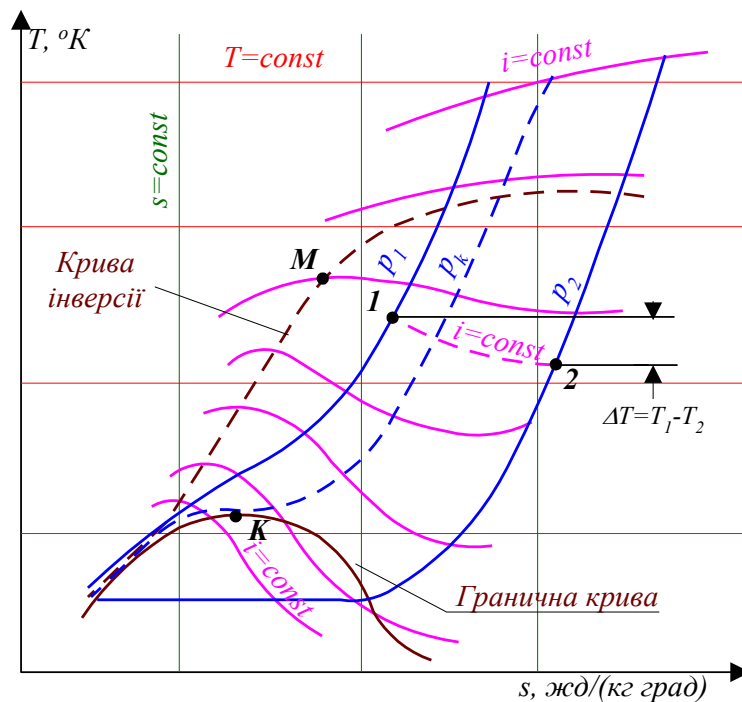


Рис. 4.8. $T-s$ діаграма

Лінію, яка розмежує ці області і визначає на кривих $i=const$ точку M , де $\zeta=1$, називають *кривою інверсії*. Отже, на кривій інверсії параметри реального газу підпорядковуються рівнянню стану ідеального газу: $pv=RT$.

Вздовж лінії $i=const$, як відомо, проходить процес дроселювання за відсутності теплообміну. У залежності від того, де знаходиться точка стану газу на $T-s$ діаграмі

(ліворуч або праворуч від кривої інверсії) дроселювання супроводжується зростанням або зниженням температури.

Величину зміни температури визначають безпосередньо із діаграми. Так, при дроселюванні від початкового тиску p_1 до кінцевого p_2 , праворуч від кривої інверсії температура газу знижується на $\Delta T = T_1 - T_2$.

Зі збільшенням температури газу крива інверсії зсувається праворуч, причому настільки, що при значеннях, які перевищують $T \approx 9 \cdot T_{кр}$, дроселювання завжди супроводжується підвищенням температури, яке при низьких тисках дуже мале.

Розрахунки зміни температури при дроселюванні часто доводиться застосовувати при регулюванні продуктивності компресора перепуском стиснутого газу.

При елементарній зміні стану газу $ds = dq/T$ елементарна кількість тепла dq , що підводиться до газу або відводиться від нього в будь-якому термодинамічному процесі, виражається добутком абсолютної температури T на збільшення ентропії ds , тобто $dq = T \cdot ds$.

Отже, у $T-s$ діаграмі величина dq зображується елементарною площею з висотою T і шириною ds .

Площа $\int_{s_1}^{s_2} T ds$, яка лежить під лінією процесу, обмежена двома крайніми

ординатами і простирається до абсолютного нуля. Вона визначає питому кількість тепла q , підведеного до газу або відведеного від нього в процесі зміни стану. З підведенням тепла ентропія газу зростає, з відведенням – убуває.

Ізотермічний процес стискування, зображений відрізком горизонталі 1–2 між ізобарами початкового і кінцевого тисків p_1 і p_2 , представлено на рис. 4.9. Площа діаграми під відрізком 1–2 визначає кількість тепла q , що відводиться в ізотермічному процесі.

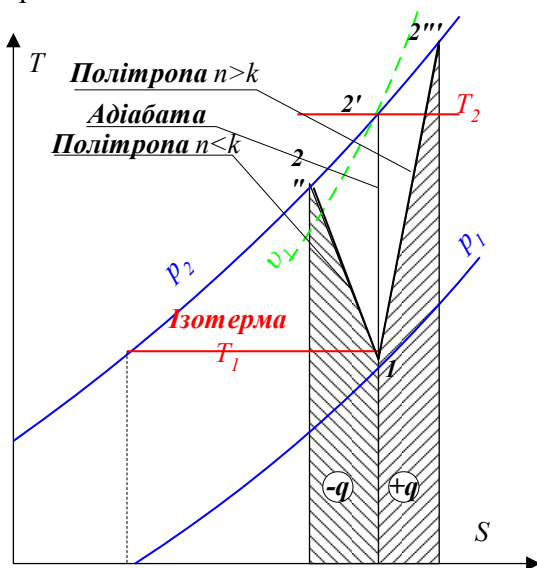


Рис. 4.9. Зображення теплоти і роботи ідеального газу на $T-s$ діаграмі

В адіабатичному процесі без тертя або при тепловідведенні, яке компенсує тертя, збільшення ентропії: $ds = dq/T = 0$.

Тому в $T-s$ діаграмі лінія адіабатичного процесу зображується відрізком вертикалі 1–2'. Її верхня точка, розташована на перетині з ізобарою p_2 , визначає температуру T_2 і питомий об'єм газу v_2 наприкінці процесу.

Політропічний процес зображується в $T-s$ діаграмі похилою кривою, напрямком якої залежить від величини показника політропи. Якщо процес стискування протікає з відведенням тепла, то політропа проходить ліворуч від адіабати (крива 1–2''), а з

підведенням тепла – праворуч (крива 1–2''). Стискування газу з підведенням тепла можливе тільки при температурі стінок циліндра вище температури газу.

Кількість тепла, що відводиться в холодильнику від 1 кг газу, охолоджуваного до температури усмоктування, визначається в $T-s$ діаграмі площею під відрізком ізобари p_2 між ізотермами T_2 і T_1 , які відповідають температурам газу при вході в холодильник і виході з нього.

Для ідеального газу кількість тепла, що відводиться від циліндра (q) і холодильника (q_1) при охолодженні до початкової температури T_1 , дорівнює роботі в циклі компресора.

В ізотермічному процесі $l=q$, отже, робота виражається площею під ізотермою. В адіабатичному циклі робота дорівнює кількості тепла q_1 , відданого холодильнику, визначається площею під ізобарою p_2 на ділянці 2'–2. У політропічному циклі робота визначається сумою кількостей тепла $\sum q = q + q_1$, що відводиться у циліндрі та холодильнику, але у випадку підведення тепла в циліндрі величина q_1 від'ємна.

Для реального газу залежність між теплом, яке сумарно відводиться, і роботою, що затрачується в циклі компресора, визначається рівнянням:

$$\sum q = l - (i'' - i_1).$$

На відміну від ідеального газу при повному охолодженні в холодильнику до температури $T''=T_1$ ентальпія охолодженого газу i'' не дорівнює ентальпії всмоктуваного газу i_1 .

Визначення теплоти і роботи реального газу в термодинамічному процесі за допомогою $T-s$ діаграми подано на рис. 4.10.

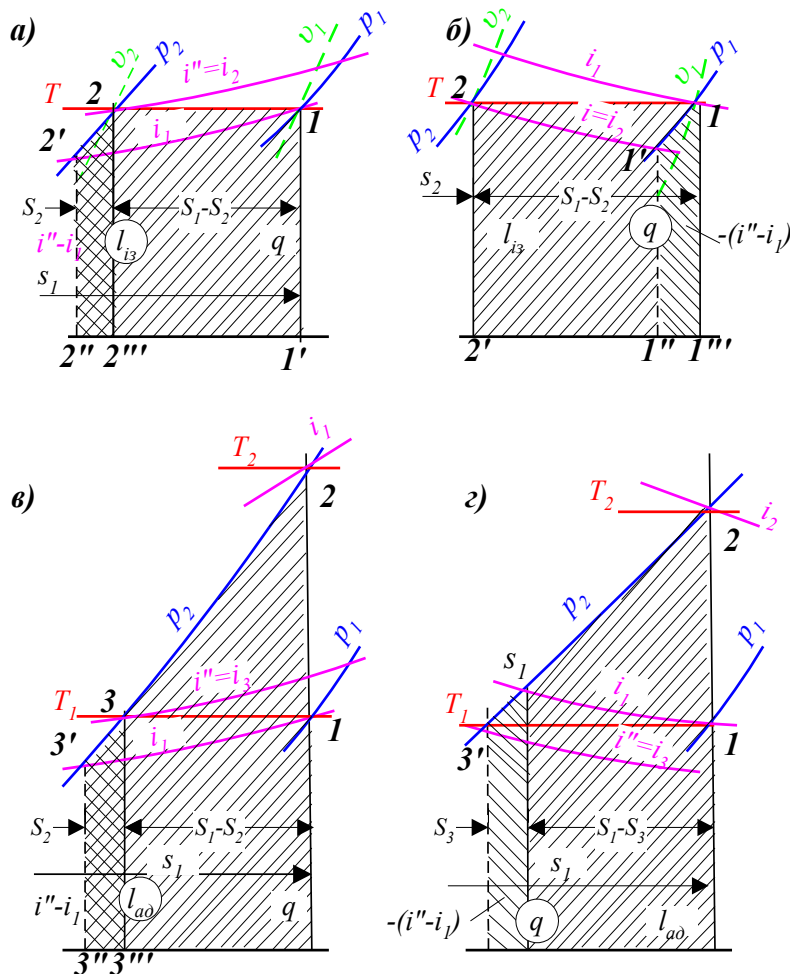


Рис. 4.10. Визначення теплоти і роботи реального газу на $T-s$ діаграмі:
а, б – ізотермічне стискування; в, г – адіабатичне стискування

В ізотермічному циклі: $l_{із} = q + (i'' - i_1)$. При цьому теплота визначається як $q = (s_1 - s_2) \cdot T$, а величина $(i'' - i_1)$ додатна.

Зі збільшенням тиску при $T = const$ ентальпія збільшується (див. рис. 4.10, а). Зі зменшенням тиску при $T = const$ величина $(i'' - i_1)$ є від'ємною, отже, ентальпія зменшується (див. рис. 4.10, б).

В адіабатичному циклі $l_{ад} = i_2 - i_1 = q_1 + (i'' - i_1)$, тому на $T-s$ діаграмі робота визначається площею під ізобарою p_2 , на ділянці між кривими i_2 і i_1 (див. рис. 4.10, в, з). Тепло, що відводиться в холодильнику, також визначається площею під ізобарою p_2 , але на ділянці між T_2 і $T'' = T_1$ (або між i_2 і i'').

Площа $3-3'-3''-3'''$, що виражає додатну або від'ємну величину різниці $i'' - i_1$, визначає надлишок або нестачу роботи, витрачену в циклі, порівняно з кількістю тепла, що відводиться в холодильнику.

На ділянці $T-s$ діаграми, де нахил кривих $i = const$ позитивний, надлишок роботи додатний (див. рис. 4.10, в), а при негативному нахилі кривих $i = const$ надлишок роботи від'ємний (рис. 4.10, з).

Це правило стосується і політропічного процесу. У загальному випадку для процесів, що протікають при високих тисках і температурах (лівіше і вище кривої інверсії в $T-s$ діаграмі), витрачена робота більша за тепло, що відводиться сумарно від газу в циліндрі та холодильнику, а для процесів, що протікають при низьких тисках і температурах (правіше і нижче кривої інверсії), вона є меншою.

Процес адіабатичного стискування в $i-s$ діаграмі подано на рис.4.11.

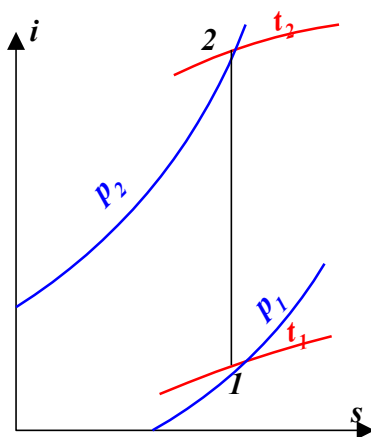


Рис. 4.11. Процес адіабатичного стискування в $i-s$ діаграмі

У $i-s$ діаграмі, як і в $T-s$ діаграмі, лінія адиабати зображується вертикаллю (початок у точці p_1, t_1 , закінчення при перетині з кривою p_2). Кінцева точка вертикалі визначає кінцеву температуру t_2 адіабатичного процесу. Її знаходять за значеннями i_1 та i_2 на початку і в кінці процесу стискування. Згідно з (4.12) $l_{ад} = i_2 - i_1$.

Використовуючи $T-s$ або $i-s$ діаграми за кінцевою температурою в процесі адіабатичного стискування реального газу, можна обчислити величину k_T для газів, не зазначених у табл. 4.2.

Знаючи k_T можна за формулою (4.14) визначити величину роботи в адіабатичному циклі більш точно, ніж за формулою (4.24), бо похибка у величині T_2 по діаграмі не так сильно впливає на результат, як похибка визначення значень i_1 та i_2 .

$i-s$ діаграмами користуються також у розрахунках кількості тепла, що відводиться від реального газу в холодильнику після чергової ступені компресора. За формулою (4.23) питома кількість тепла визначається як:

$$q_1 = i' - i''$$

де i' i'' – ентальпії газу при тиску в холодильнику і температурах на вході і виході з нього.

4.1.6. Залежність роботи від величини початкового тиску

У компресорах, призначених для стискування атмосферного повітря, величина початкового тиску залежить від висоти установки компресора над рівнем моря, а також від коливань барометричного тиску, які досягають 2,5% від його середнього значення, що показано на рис. 4.12.

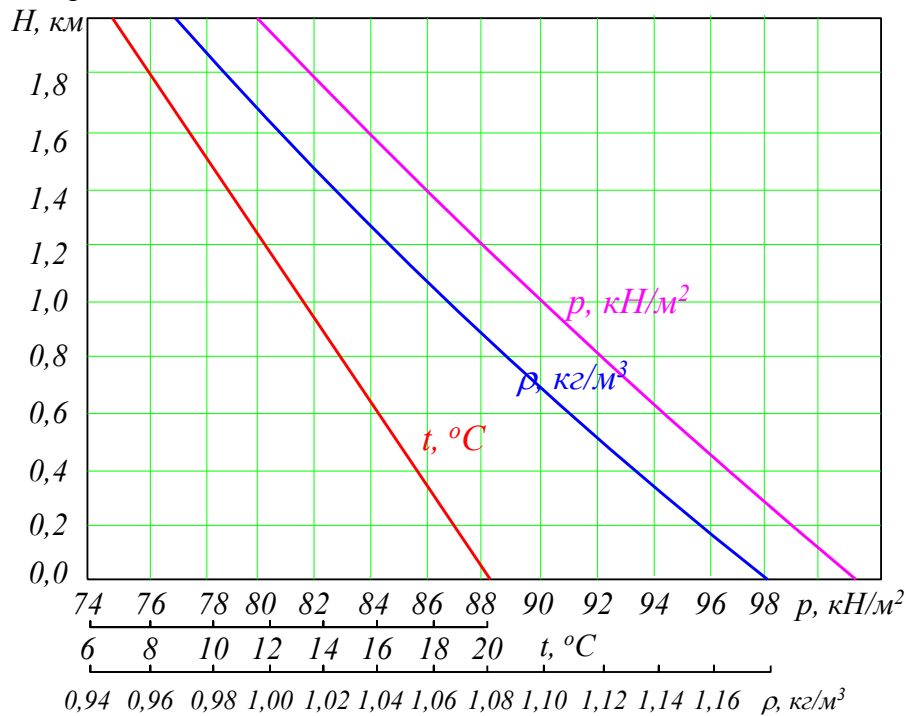


Рис. 4.12. Зміна параметрів атмосферного повітря залежно від висоти над рівнем моря (номінальні значення при $H=0$ км, $p_0=101,3$ кН/м²; $t_0=20^\circ\text{C}$; $\rho_0=1,218$ кг/м³)

У дотискальних і циркуляційних компресорах початковий тиск мало залежить від атмосферного, але часто за умовами виробництва змінюється в широких межах.

Із зіставлення теоретичних діаграм одноступеневого компресора, наведених на рис. 3.13, видно, що якщо відношення тисків є малим (діаграма I), то зниження початкового тиску спочатку збільшує величину витраченої в циклі роботи (діаграма II), але потім її зменшує (діаграма III).

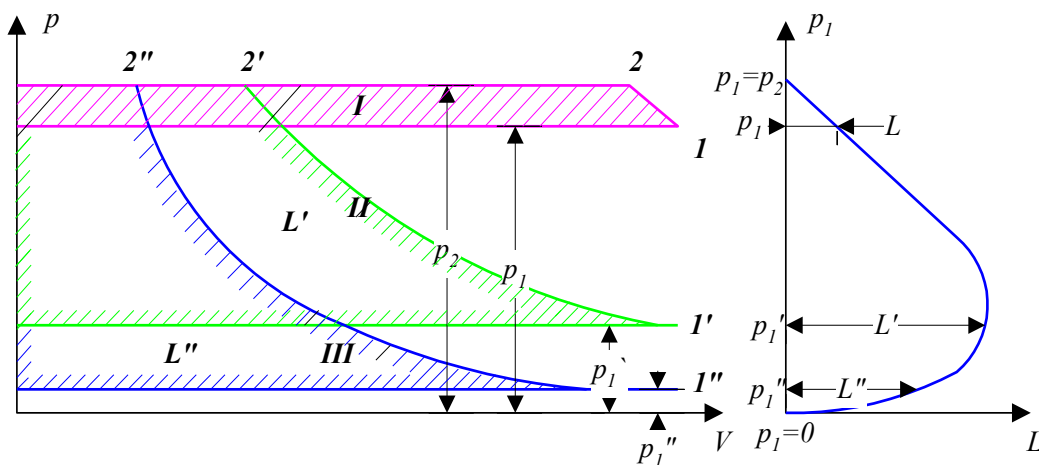


Рис. 4.13. Вплив початкового тиску на величину витраченої роботи

Користуючись виразом (4.20), знаходимо відношення тиску, яке визначає при змінному початковому тиску максимальну роботу в політропічному циклі. Прирівнюючи до нуля похідну L по p_1 , маємо:

$$\frac{dL}{dp_1} = \frac{d}{dp_1} \cdot \left(p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \right) = 0$$

або

$$\frac{d}{dp_1} \cdot \left(p_1^{\frac{1}{n}} \cdot p_2^{\frac{n-1}{n}} - p_1 \right) = 0.$$

Тоді:

$$\frac{1}{n} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 = 0$$

і остаточно:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = n^{\frac{n}{n-1}},$$

де ε – відношення значень тиску по закінченню процесу до початкового.

Максимуму роботи відповідають значення:

в адіабатичному циклі ($k=1,4$):

$$\varepsilon = 1,4^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 3,24;$$

у політропічному циклі ($n=1,2$):

$$\varepsilon = 1,2^{\frac{1,2}{1,2-1}} = 2,99;$$

в ізотермічному циклі ($n=1$):

$$\varepsilon = \left(n^{\frac{n}{n-1}} \right)_{n \rightarrow 1} = e = 2,718.$$

Отже, максимальна робота досягається при відношенні тисків, що дорівнює числу e – основі натуральних логарифмів.

У дійсному циклі внаслідок наявності мертвого простору зниження початкового тиску супроводжується зменшенням об'єма всмоктуваного газу. Тому максимум роботи знаходиться при менших значеннях ε , ніж у теоретичному циклі. Так, при відносному мертвому просторі $a=0,1$ і адіабатичному стискуванні та розширенні ($k=1,4$) максимуму роботи відповідає значення $\varepsilon=2,69$, а при ізотермічному – $\varepsilon=2,22$.

На практиці, при початковому значенні $\varepsilon < 2,6 \dots 2,8$ зниження тиску всмоктування спричинює збільшення споживаної потужності, а при $\varepsilon > 2,6 \dots 2,8$ – її зменшення.

4.2. Дійсний цикл ступеня поршневого компресора

4.2.1. Індикаторна діаграма

Дійсний цикл поршневого компресора зображується *індикаторною діаграмою*, яка показує зміну тиску газу в циліндрі по ходу поршня або величину тиску при зміні об'єма робочої порожнини циліндра [2, 30].

На рис. 4.14 подана індикаторна діаграма поршневого компресора.

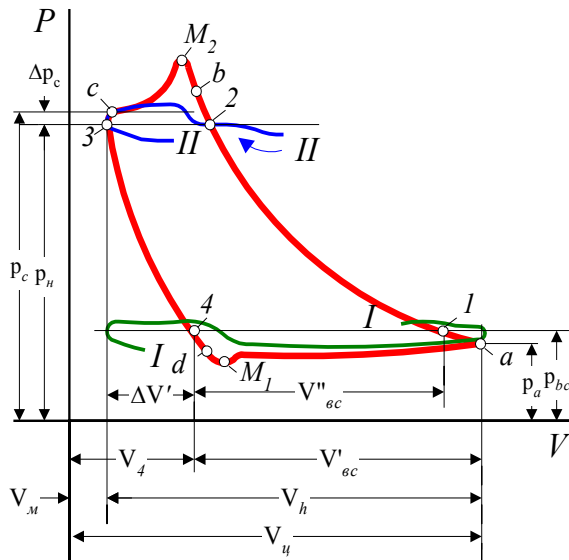


Рис. 4.14. Індикаторна діаграма поршневого компресора:
I-I – тиск перед всмоктувальним клапаном;
II-II – тиск за нагнітальним клапаном

На індикаторній діаграмі точка *a* відповідає закінченню закриття всмоктувального клапана, точка *b* – початку відкриття нагнітального, точка *c* – закінченню закриття нагнітального клапана, а точка *d* – початку відкриття всмоктувального клапана.

Лінія *da* відображує процес всмоктування, *ab* – процес стискування, *bc* – процес нагнітання і *cd* – процес розширення газу, що залишився до кінця нагнітання в мертвому просторі. Мертвим простором вважають частину порожнини циліндра, яка розташована за межами описуваного поршнем робочого об'єму.

Мертвий простір знаходиться головним чином у клапанах і каналах до них, а також у невеликому зазорі між поршнем і кришкою. Розширення газу, що знаходиться в мертвому просторі, зменшує об'єм всмоктування, тому мертвий простір називають також шкідливим [2, 30, 31].

Форма індикаторної діаграми відбиває вплив клапанів на хід процесів всмоктування і нагнітання, коливання тиску в патрубках циліндра, витоку газу і теплообміну між газом і стінками циліндра.

Вплив клапанів

У сучасних компресорах замість розподільних пристроїв примусової дії, що застосовувалися раніше, використовуються самодійні клапани, що відкриваються під тиском газу в напрямку потоку, а з припиненням потоку закриваються під дією пружини.

Всмоктувальний клапан відкривається наприкінці розширення газу, що залишився в мертвому просторі, коли тиск у циліндрі знижується до величини трохи меншої, ніж у всмоктувальному патрубку. В результаті цього виникає надлишок тиску на пластину, який, долаючи силу пружини й інерцію пластини, відкриває клапан. Нагнітальний клапан відкривається наприкінці стискування, коли тиск у циліндрі стає трохи вищим за тиск у нагнітальному патрубку [30, 31].

Самодійні клапани відкриваються без попередження. Відкриття відбувається також без великого запізнення, причому при роботі компресора у змінному режимі початок відкриття клапана змінюється відповідно до тисків всмоктування або нагнітання. Розподільні органи примусової дії такої переваги не мають. Початок відкриття в них фіксований. Тому при зміні відношення тисків всмоктування і нагнітання починаються несвоєчасно.

На індикаторній діаграмі це відображується стрибком тиску вгору або вниз наприкінці стискування і розширення тим більшим, чим більшим є відхилення реального відношення тисків від заданого.

Тиск у робочій порожнині під час всмоктування і нагнітання відрізняється від тисків у патрубках циліндра на величину втрат у клапанах.

На початку відкриття всмоктувального клапана щілина є малою і внаслідок викликаного цим підвищеного опору клапана відбувається значне зниження тиску (до точки M_1 на рис. 4.14). Аналогічно цьому, на початку нагнітання тиск підвищується (до точки M_2). Прилипання пластини клапана до сідла, що іноді спостерігається, затримує початок його відкриття, ще більше підсилюючи ці відхилення у формі діаграми.

Самодіючі клапани на більшій частині ходу всмоктування або нагнітання цілком відкриті. Але і за цієї умови величина втрат тиску в клапані змінна, бо швидкість газу в ньому змінюється, наслідуючи зміну швидкості поршня. Таким чином, навіть при постійному тиску у патрубках циліндра клапани, що відкриваються миттєво і цілком, лінії всмоктування і нагнітання індикаторної діаграми відхиляються від горизонтальних прямих у теоретичному циклі.

Тиск потоку газу на пластину іноді недостатній для утримання клапана цілком відкритим. У цьому випадку пластина, що знаходиться між сідлом і обмежником підйому, знаходиться у режимі автоколивального руху. Отже, змінний опір клапана відображується на індикаторній діаграмі у вигляді коливань тиску всмоктування або нагнітання. Клапан має закриватися у мертвій точці. При слабкій пружині закриття запізнюється і внаслідок цього криві стискування і розширення зміщуються на діаграмі у напрямку ходу поршня, що відображено на рис. 4.15.

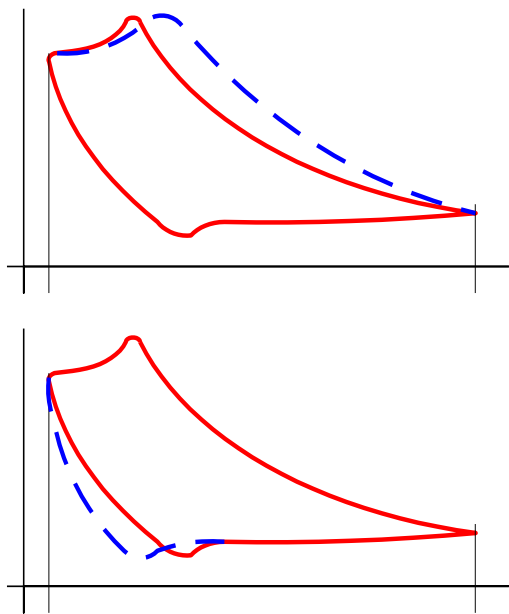


Рис. 4.15. Індикаторні діаграми при запізненні закриття всмоктувального (а) і нагнітального (б) клапанів (штриховими лініями позначено діаграми при самодіючих клапанах)

При надто сильній пружині клапан закривається передчасно, стискування починається при зниженому, а розширення при підвищеному тиску. Ці відхилення помітні на діаграмі, особливо при низькому тиску газу.

Коливання тиску в патрубках циліндра

Коливання тиску в патрубках циліндра викликається пульсуючим характером потоку газу в трубопроводах. У разі резонансу це коливання підсилюється, досягаючи найбільшої величини.

У багатоступеневих компресорах нагнітання газу в міжступеневий простір з попередньої ступені і всмоктування його наступною можуть відбуватися не одночасно. Викликана цим періодична зміна кількості газу в міжступеневому просторі теж служить причиною коливання тиску в патрубках циліндра [8, 17, 22, 31].

Розглянемо індикаторні діаграми, повернуті за кутом повороту кривошипа, що подані на рис. 4.16. Криві тиску у всмоктувальному і у нагнітальному патрубках,

наведені на рис. 4.16, а та рис. 4.16, в у збільшеному масштабі. Вони співставлені з рис. 4.16, б з кривими тиску в робочих порожнинах циліндра подвійної дії.

Зазначимо, що діаграми отримані індицируванням першої ступені компресора продуктивністю $1,67 \text{ м}^3/\text{с}$ при частоті обертання $2,78 \text{ сек}^{-1}$. Амплітуда коливання тиску в патрубках циліндра при її порівняно невисокій частоті обертання виявилась досить великою.

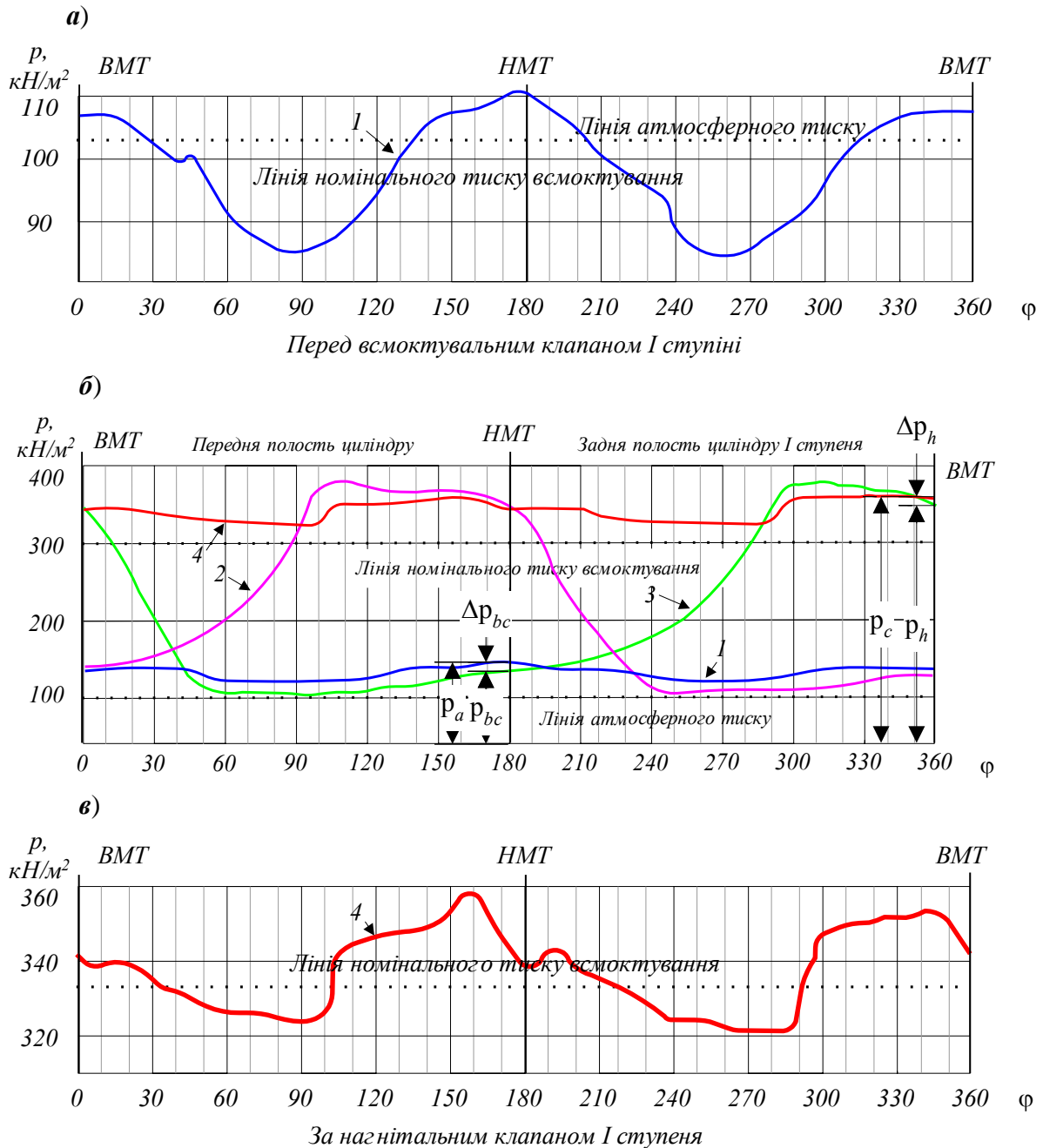


Рис. 4.16. Індикаторні діаграми, повернуті за кутом повороту кривошипа 1 - тиск у всмоктувальному патрубку; 2 і 3 - у порожнинах циліндра 4 - у нагнітальному патрубку

Криві наочно показують вплив коливання тиску в патрубках на хід процесів усмоктування і нагнітання. Під час всмоктування і нагнітання коливання тиску в патрубках поширювалось через клапани на порожнину циліндра, що добре видно при накладенні повернутих за кутом повороту кривошипа індикаторних діаграм порожнини і патрубків циліндра.

Місце визначення номінального тиску має бути встановлено, бо різниця між номінальними і дійсними тисками в порожнині циліндра визначає втрату тиску або тільки у всмоктувальному, або тільки у нагнітальному клапанах.

Крім того, втрата тиску відбувається на ділянках, що примикають до циліндрів, комунікації, фільтри на вході в компресор, трубопроводах і апаратах.

На індикаторних діаграмах, що надані на рис. 4.17, нанесені номінальні тиски всмоктування p_{ec} і нагнітання p_n , які представляють величину середнього інтегрального за часом тиску в патрубках циліндра. Ці номінальні значення тиску відповідають показникам манометрів з інерцією, достатньою, щоб не реагувати на коливання тиску.

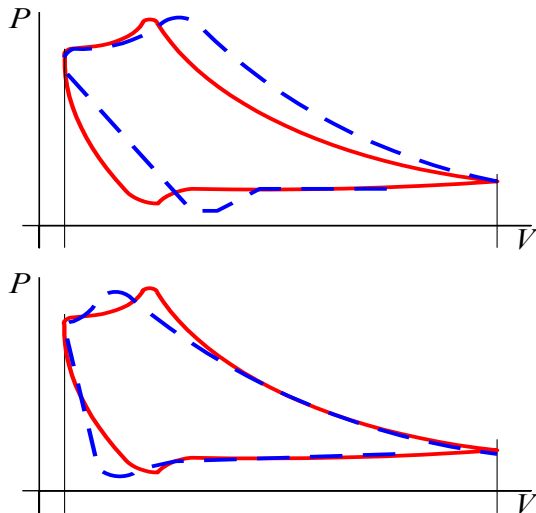


Рис. 4.17. Зміна індикаторних діаграм під впливом перетоків:
a – непитома вага всмоктувального клапана;
б – непитома вага нагнітального клапана (штриховими лініями показані діаграми при щільних клапанах)

У практичних розрахунках замість змінних за величиною дійсних значень тиску усмоктування і нагнітання доводиться користуватися номінальними, враховуючи можливі відхилення. Як номінальні можна приймати значення тиску не тільки в патрубках циліндра. У компресорі, що всмоктує повітря безпосередньо із атмосфери, номінальним тиском усмоктування першої ступені зручно вважати атмосферний тиск.

Для всіх ступенів багатоступеневого компресора, крім останньої, як номінальний тиск нагнітання доцільно приймати середній тиск у всмоктувальному патрубку циліндра наступної ступені, вважаючи номінальний тиск нагнітання попередньої ступені рівним номінальному тиску всмоктування наступної.

Нарешті, номінальний тиск нагнітання останньої ступені часто може бути прийнято рівним середньому тиску в ресивері – збірнику газу, що встановлюється за компресором.

Колівання тиску у всмоктувальному патрубку впливає на наповнення циліндра тим більше, чим вище або нижче стає тиск наприкінці всмоктування. Амплітуда коливання тиску в патрубках в окремих випадках досягає 25% номінального тиску, а вплив таких коливань є дуже великим.

Вплив витоків газу

При витoku газу з порожнини циліндра, що виникає внаслідок нещільності всмоктувального клапана, поршневого кілець або сальника, крива стискування на діаграмі має більш пологий вигляд, а крива розширення більш крутіший вигляд у порівнянні з нормальною кривою (див. рис. 4.17, *a*).

При цьому величина показника політропи стискування є меншою, а показника політропи розширення більшою за дійсне значення за відсутності витoku.

Навпаки, при витoku газу в порожнину циліндра через нагнітальний клапан або нещільний поршень з боку суміжного циліндра більш високого тиску крива стискування стає більш крутішою, а крива розширення більш пологою (див. рис. 4.17, *б*). При цьому показник політропи стискування є більшим, а показник політропи розширення меншим за дійсне значення у справному компресорі.

Запізнення закриття клапана, що спостерігається при слабкій пружині, прилипання пластини до обмежника підйому або при заїданні, також викликає витік газу (рис. 4.15).

Витік, викликаний нещільністю клапана, називають статичним, а витік із запізненням закриття - динамічним.

Вплив теплообміну

У період нагнітання віддача тепла від газу стінкам продовжується. Температура стінок циліндра і поршня внаслідок їхньої теплової інерції виявляється проміжною між температурами всмоктуваного газу і газу, що нагнітається. Тому при всмоктуванні газ, проходячи каналами і уздовж стінок циліндра, трохи нагрівається [30].

До початку стискування температура газу все ж таки є меншою за температуру стінок циліндра і, особливо, стінок поршня. Тому початок стискування відбувається з підведенням тепла до газу, тобто при показнику політропи більшому, ніж показник адіабати.

У процесі стискування температура газу зростає, а різниця температур газу і стінок, поступово зменшуючись, в деякий момент часу починає дорівнювати нулю і далі змінює свій знак. Температура газу стає більшою температури стінок і він починає віддавати тепло стінкам. У результаті теплообміну між газом і стінками показник політропи змінюється від $n > k$ на початку стискування до $n < k$ наприкінці, що відображено на рис. 4.18.

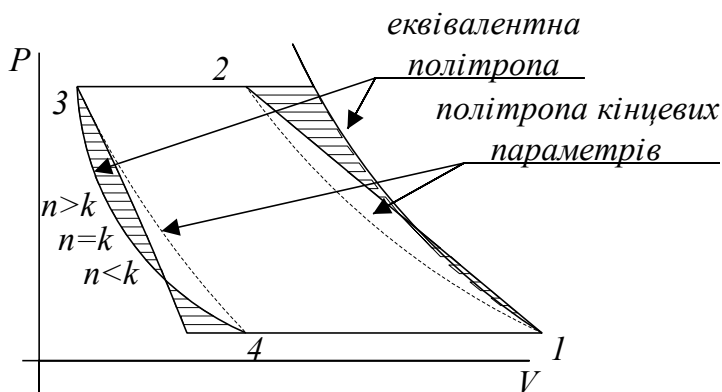


Рис. 4.18. Криві стискування і розширення у співствленні з еквівалентними політропами (адіабатами) і політропами кінцевих параметрів

Процес розширення починається при температурі меншій, ніж температура закінчення процесу стискування, але поки температура газу не досягне температури стінок відбувається віддача тепла при $n > k$.

Подальше розширення газу супроводжується зростаючим підведенням тепла від стінок до газу, і процес протікає при постійно зменшуваному значенні $n < k$.

Індикаторна діаграма, відображуючи цикл у координатах p-V, не вказує на зміну температури газу і напрямків теплового потоку. Вони можуть бути наочно показані в T-s діаграмі.

На рис. 4.19 представлено дві T-s діаграми за даними Кольмана [7], побудовані для другої ступені невеликого двоступінчастого повітряного компресора з робочим об'ємом циліндра $2,21 \text{ дм}^3$ при частотах обертання $2,72$ і $1,05 \text{ сек}^{-1}$. Дослідження проведено при температурах охолоджувальної води на вході $8,8^\circ\text{C}$, на виході $18,1^\circ\text{C}$.

Діаграма (рис. 4.19, a) показує, що при всмоктуванні (лінія ad) і стискуванні (лінія ab) до $0,5 \text{ МН/м}^2$ повітря відбирає тепло від стінок, але потім, особливо після $0,9 \text{ МН/м}^2$, починає його віддавати. У результаті кінцева температура повітря виявляється 185°C замість 217°C при адіабатичному стискуванні.

Нагнітання (лінія bc) супроводжується зниженням температури з 185°C до 147°C . У процесі розширення (лінія cd) до $1,7 \text{ МН/м}^2$ повітря, що залишилося, інтенсивно віддає тепло і охолоджується до 97°C замість 127°C , як це було б при адіабатичному розширенні. Подальше розширення до точки d супроводжується підведенням тепла від стінок до повітря.

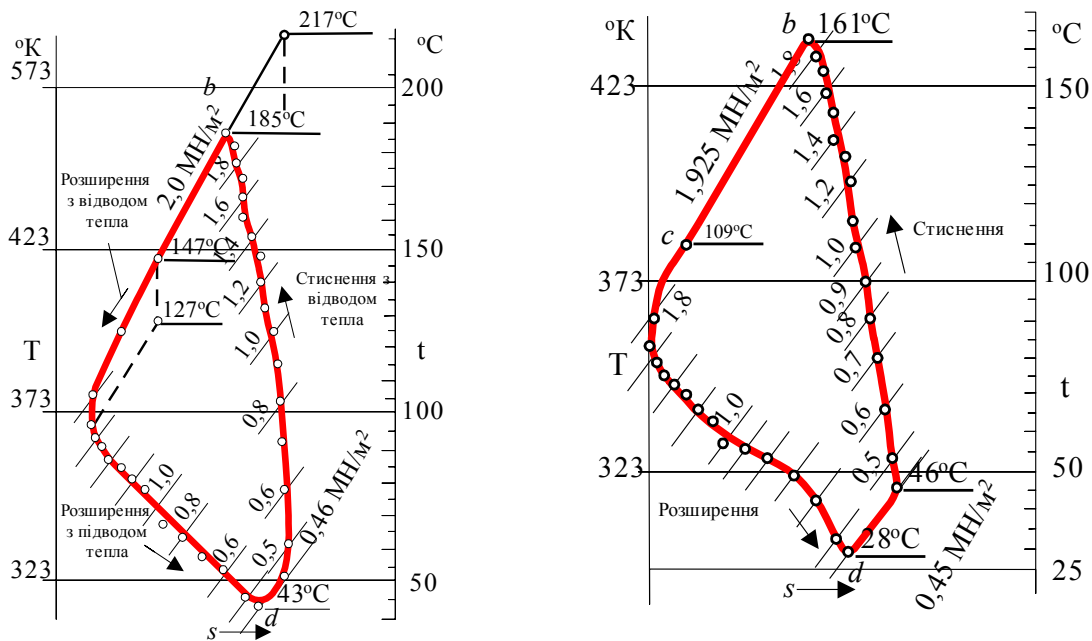


Рис. 4.19. Процеси стискування та розширення в $T-s$ діаграмі при частоті обертання колінчастого вала $2,72 \text{ сек}^{-1}$ (а) та $1,05 \text{ сек}^{-1}$ (б) [7]

Температура, при якій тепловий потік змінює напрямок, виявилася при розширенні більшою, ніж при стискуванні (97°C та 60°C , відповідно).

Причина у тім, що стінки неоднаково нагріті по довжині циліндра і в кінці його, де відбувається розширення газу, отже, мають більш високу температуру.

Зіставлення діаграм (рис. 4.19, а) і (рис. 4.19, б) дозволяє виявити таку тенденцію: з підвищенням частоти обертання процеси стискування і розширення наближуються до адіабатичних, а відстань між кривими, що представляють їх у в $T-s$ діаграмі, зменшується. Отже, з підвищенням частоти обертання вплив теплообміну стає слабкішим.

Теплообмін між газом і стінками залежить також від розмірів циліндрів. Як відомо, при подібності геометричних форм поверхня циліндрів пропорційна квадрату діаметра, а об'єм – кубу. Тому на одиницю об'єма циліндра в малих компресорів припадає більша теплопередавальна поверхня і теплообмін виявляється в них сильнішим, ніж у великих [30].

У сучасних багатообертових великих компресорах теплообмін виявляється слабким, а процеси стискування і розширення протікають по кривих, близьких до адіабат.

Важливо відзначити, що в $T-s$ діаграмі площа, обмежена кривими процесів стискування і розширення, представляє викликану теплообміном втрату роботи, що припадає на кожен кілограм газу, який залишається в мертвому просторі циліндра і бере участь у круговому процесі $abcd$. Отже, мертвий простір зменшує економічність компресора. Він не впливає на питому витрату індикаторної роботи лише за умови, що площа $abcd$ дорівнює нулю.

Така умова витримується при стискуванні і розширенні по адіабатах, якщо нагнітання не супроводжується охолодженням газу, тобто якщо температури на початку розширення і наприкінці стискування однакові. Відзначимо, що відведення тепла від газу в процесі нагнітання збільшує площу $abcd$, отже, і витрату енергії.

Крім прямого впливу на витрату енергії, доводиться враховувати і непрямий вплив, пов'язаний із необхідністю збільшення розмірів циліндра при великому мертвому просторі. При цьому зменшується механічний ККД, бо збільшуються втрати від тертя в циліндрі та в механізмі руху.

Крива зміни температури повітря в порожнині циліндра, отримана при $2,72 \text{ сек}^{-1}$, співставлена на рис. 4.20 з індикаторною діаграмою, повернутою по ходу поршня.

Графік дає уявлення про зміну температури у різних фазах циклу і показує, що при малих частотах обертання середня температура газу, що нагнітається, істотно нижче температури наприкінці стискування.

Вода, яка охолоджує стінки циліндра, несе із собою тепло, передане стінкам у різних процесах, головним чином у процесі нагнітання, а також тепло тертя. Проте вона відводить багато тепла не тільки від робочої порожнини циліндра, але і від нагнітального патрубку, бо в ньому протікає гарячий газ. Тому сумарна кількість тепла, що забирається водою, набагато більша, ніж відводиться від газу в процесі стискування [31].

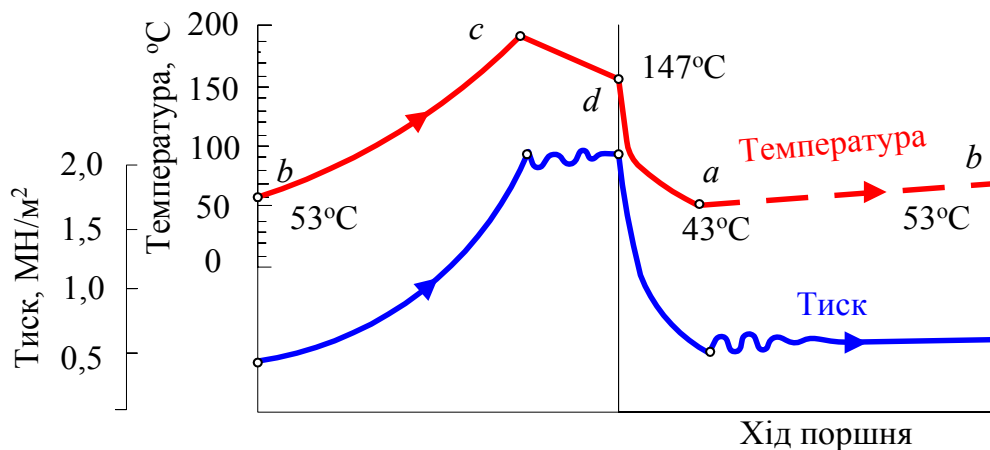


Рис. 4.20. Зміна температури і тиску газу по ходу поршня при частоті обертання $2,72 \text{ сек}^{-1}$

Істотно і те, що внаслідок теплової інерції стінок потік тепла від стінок циліндра до охолоджувальної води стабільний, а теплообмін між газом і стінками циліндра змінюється навіть за знаком – значна частина тепла, переданого стінкам, не переходить до охолоджувальної води, а повертається до газу.

Таким чином, кількість тепла, що забирається охолоджувальною водою, не виражає величини q у термодинамічній залежності для політропічного процесу і, відповідно, не визначає величини показника політропи стискування.

Для аналізу індикаторної діаграми точки 1 і 2 політропи стискування і точки 3 і 4 політропи розширення можна з'єднати теоретичними політропами, показник яких постійний (див. рис. 4.18).

Будемо їх називати політропами кінцевих параметрів. Знаючи значення показника політропи кінцевих параметрів, легко обчислити параметри газу наприкінці стискування і розширення.

Дійсні криві стискування і розширення, як це видно з рис. 4.18, проходять зовні контура, що замикається політропами кінцевих параметрів, і охоплюють діаграму більшої площі. Отже, знакозмінний теплообмін, що протікає в процесах стискування і розширення, збільшує індикаторну роботу.

Для обчислення величини індикаторної роботи зручніше за все скористатися еквівалентними політропами, проведеними з точок 1 і 3 і спрямованими так, що площі, які зрізуються і додаються ними, взаємно компенсують одна одну.

У розрахунках компресорів еквівалентні політропи стискування і розширення можна вважати адіабатами.

4.2.2. Коефіцієнт наповнення циліндрів

Коефіцієнт наповнення λ_n – це відношення об'єму газу всмоктування до робочого об'єму циліндра [2, 19, 30]:

$$\lambda_n = V_{ec} / V_h, \quad (4.25)$$

де V_{ec} – об'єм газу на всмоктуванні при номінальному тиску p_{ec} і номінальній температурі T_{ec} у всмоктувальному патрубку циліндра, м³;

$V_h = F \cdot S$ – робочий об'єм циліндра, м³; F – площа поршня, м²; S – хід поршня, м.

Частина робочого об'єму циліндра, яка дорівнює різниці $\Delta V^{\wedge} = V_4 - V_m$, залишається невикористаною через розширення газу із мертвого простору. Вона являє собою втрату робочого об'єму.

Якщо допустити, що в процесі всмоктування тиск у циліндрі дорівнює номінальному p_{ec} і відсутнє підведення тепла, то об'єм газу, що надходить у циліндр, дорівнює: $V_{ec}^{\wedge} = V_h - \Delta V^{\wedge}$.

Відношення об'ємів V_{ec}^{\wedge} і V_h , яке характеризує вплив мертвого простору на наповнення циліндра, називається **об'ємним коефіцієнтом**, який позначається:

$$\lambda_v = V_{ec}^{\wedge} / V_h. \quad (4.26)$$

Тиск газу p_a наприкінці всмоктування, як правило, нижче номінального тиску p_k . Тиск p_k досягається лише по ходу стискування в точці 1, причому $\Delta V'' = V_{ec}'' - V_{ec}''$ становить другу втрату робочого об'єму.

Відношення об'ємів V_{ec}'' і V_{ec}' , яке позначається λ_p і характеризує вплив тиску наприкінці всмоктування на наповнення циліндра, називається **коефіцієнтом тиску**:

$$\lambda_p = \frac{V_{ec}''}{V_{ec}'} = 1 - \frac{\Delta V''}{V_{ec}'}. \quad (4.27)$$

Добуток коефіцієнта тиску та об'ємного коефіцієнта позначається λ_{ec} і називається **коефіцієнтом всмоктування**:

$$\lambda_{ec} = \lambda_p \cdot \lambda_v. \quad (4.28)$$

Цей коефіцієнт може бути визначений безпосередньо з індикаторної діаграми як відношення: V_{ec}'' / V_h .

Об'єм V_{ec}'' – це уявний об'єм газу всмоктування. Він завжди більше об'єму V_{ec} , який визначається за станом у всмоктувальному патрубку, бо газ, що надходить у циліндр і розширився із мертвого простору, під час всмоктування нагрівається.

Крім того, при всмоктуванні відбувається деяке дроселювання газу, а наступне збільшення його тиску до первинного також супроводжується помітним підвищенням температури.

Відношення об'ємів V_{ec}'' і V_{ec} , що характеризує вплив усіх теплових явищ при наповненні циліндра, називається **тепловим коефіцієнтом** і позначається λ_T :

$$\lambda_T = V_{ec}'' / V_{ec}. \quad (4.29)$$

З огляду на залежність (4.25) та витрати для λ_p , λ_v , λ_T отримаємо:

$$\lambda_n = \lambda_p \cdot \lambda_v \cdot \lambda_T. \quad (4.30)$$

Об'ємний коефіцієнт

Величина $V'_{\text{вс}}$ дорівнює різниці:

$$V'_{\text{вс}} = V_{\text{ц}} - V_4$$

де $V_{\text{ц}} = V_h + V_m$ – об'єм циліндра; V_m – об'єм мертвого простору; V_4 – об'єм газу після розширення з мертвого простору до тиску $p_{\text{вс}}$.

Для ідеального газу об'єм:

$$V_4 = V_m \cdot \left(\frac{p_c}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n}} \approx V_m \cdot \left(\frac{p_h}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n}},$$

де p_c – тиск наприкінці нагнітання, який приблизно дорівнює номінальному тиску нагнітання p_h ;

n – показник політропи кінцевих параметрів у процесі розширення.

Позначимо відношення номінальних тисків у вигляді:

$$\varepsilon = \frac{p_h}{p_{\text{вс}}}, \quad \text{тоді} \quad V_4 = V_m \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n}}.$$

Таким чином,

$$V'_{\text{вс}} = V_h - V_m - V_m \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n}} = V_h - V_m \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = V_h \cdot \left[1 - a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right],$$

де $a = V_m/V_h$ – відносний мертвий простір.

Підставивши цей результат у вираз (4.25), отримуємо формулу об'ємного коефіцієнта для ідеального газу:

$$\lambda_v = 1 - a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right). \quad (4.31)$$

Для середніх і великих компресорів при радіальному розміщенні всмоктувальних і нагнітальних клапанів на бічних стінках циліндрів відносний мертвий простір ступенів низького тиску знаходиться в межах 6...12%, а для ступенів високого тиску досягає 12...18% [31].

Для клапанів, розташованих в кришці циліндра, мертвий простір значно менший, ніж для клапанів, розміщених на бічній поверхні. Використанням комбінованих клапанів (всмоктувальний і нагнітальний клапан у загальному вузлі), розміщених у кришці циліндра, можна зменшити мертвий простір до 5...8%.

Якщо діаметри циліндрів рівні і абсолютні мертві простори однакові, то відносні мертві простори більші для компресорів з коротким ходом поршня. За відсутності стискування, коли тиск нагнітання дорівнює тиску всмоктування ($\varepsilon=1$), об'ємний коефіцієнт $\lambda_v = 1$. Зі збільшенням ε об'ємний коефіцієнт зменшується і, коли весь газ, стиснутий у циліндрі до тиску нагнітання, уміщається в мертвому просторі, досягає нуля.

На індикаторній діаграмі кінці ліній стискування і розширення збігаються (рис. 4.21) і компресор припиняє нагнітання, а відповідно, і всмоктування.

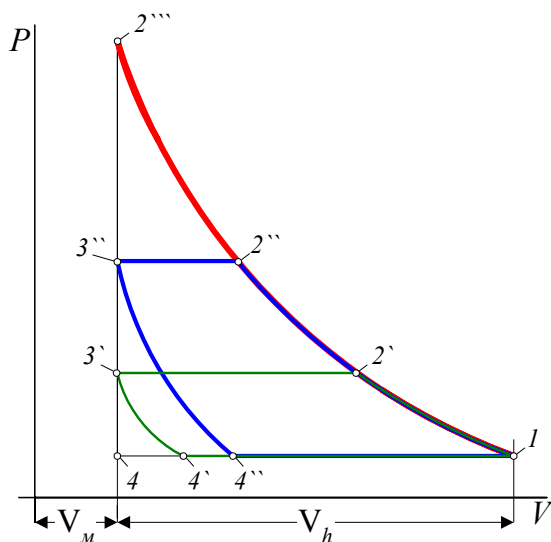


Рис. 4. 21. Зменшення об'ємів газу всмоктування при збільшенні відношення тисків

Значення ε , при якому це відбувається, легко визначити з умови:

$$\lambda_v = 1 - a \cdot \left(\varepsilon^n - 1 \right) = 0.$$

Звідки

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{a} + 1 \right)^n. \quad (4.32)$$

Якщо прийняти, наприклад, $a=0,1$, а показники політропи кінцевих параметрів у процесі розширення рівними $n=1,0$; $1,2$ та $1,4$, то граничні значення ε , при яких припиняється подача газу, дорівнює відповідно $11,0$, $17,8$ та $28,7$.

При високих відношеннях тисків об'ємний коефіцієнт низький, і щоб покращити використання робочого об'єма циліндра, необхідно максимально зменшити мертвий простір. Конструктивно це вимагає звуження прохідних перерізів клапанів і підвідних каналів до них, що викликає підвищення швидкості газу і зайву втрату енергії [31].

Показник політропи кінцевих параметрів n у процесі розширення, як правило, нижче, ніж у процесі стискування. Причина в тому, що геометрична форма порожнини, яка утворює у циліндрі мертвий простір, відрізняється більшим відношенням поверхні до об'єму, а це сприяє нагріванню газу, що розширюється.

До того ж температура стінок циліндра різна уздовж його осі та найвища наприкінці циліндра, біля кришки. Ретельне охолодження циліндра і насамперед його кришки збільшує показник політропи розширення, підвищуючи об'ємний коефіцієнт.

У багатоступеневому компресорі масова продуктивність різних ступенів у більшості випадків майже однакова, але поверхня теплообміну у циліндрів низького тиску більша, ніж у високого.

Підвищення коефіцієнта тепловіддачі, що спостерігається при збільшенні тиску, не компенсує зменшення поверхні теплообміну. З цієї причини показник політропи розширення збільшується з ростом тиску, наближаючись у ступенях високого тиску до показника адіабати [31].

Як правило, для двохатомних газів значення показника політропи розширення на ступенях низького тиску складає величину $n=1,2...1,25$, середнього тиску - $n=1,25...1,35$ і високого тиску - $n=1,30...1,40$ [30].

Значення n зростають при збільшенні діаметра циліндра, частоти обертання і відносного об'єма мертвого простору. Для різних компресорів, крім машин малої продуктивності, орієнтовні значення n наведені в табл. 4.3 в залежності від тиску всмоктування ступені і показника адіабати газу k .

Таблиця 4.3. Показник політропи n залежно від тиску всмоктування ступеня і показника адіабати газу k

Тиск всмоктування $p_{вс}$, МН/м ²	Значення показника політропи n	
	для будь-якого k	для $k=1,4$
до 0,15	$1 + 0,50 \cdot (k - 1)$	1,20
від 0,15 до 0,4	$1 + 0,62 \cdot (k - 1)$	1,25
0,40 ... 1,0	$1 + 0,75 \cdot (k - 1)$	1,30
1,00 ... 3,0	$1 + 0,88 \cdot (k - 1)$	1,35
3,00	$n = k$	1,40

При відомих λ_p і λ_T можна знайти коефіцієнт наповнення значення λ_n і значення об'ємного коефіцієнта за формулою (4.31) для ідеального газу, користуючись номограмою, що надана на рис. 4.22. Об'ємний коефіцієнт для реального газу визначають з урахуванням його стисливості.

Позначимо коефіцієнти стисливості на початку розширення через ξ_c і в кінці розширення через ξ_4 . Тоді:

$$\frac{p_c \cdot V_m}{\xi_c \cdot T_c} = \frac{p_4 \cdot V_4}{\xi_4 \cdot T_4}$$

Отже, об'єм газу, що розширився із мертвого простору:

$$V_4 = V_m \cdot \frac{\xi_4}{\xi_c} \cdot \frac{T_4}{T_c} \cdot \frac{p_c}{p_4}$$

Враховуючи, що $p_4 = p_{вс}$ і припускаючи, що на початку розширення тиск газу в циліндрі дорівнює номінальному тиску нагнітання, а температура газу не відрізняється від температури у нагнітальному патрубку, тобто, що $p_c = p_n$, $T_c = T_n$ і, відповідно, $\xi_c = \xi_4$ знаходимо:

$$V_4 = V_m \cdot \frac{\xi_4}{\xi_n} \cdot \frac{T_4}{T_n} \cdot \frac{p_n}{p_{вс}}$$

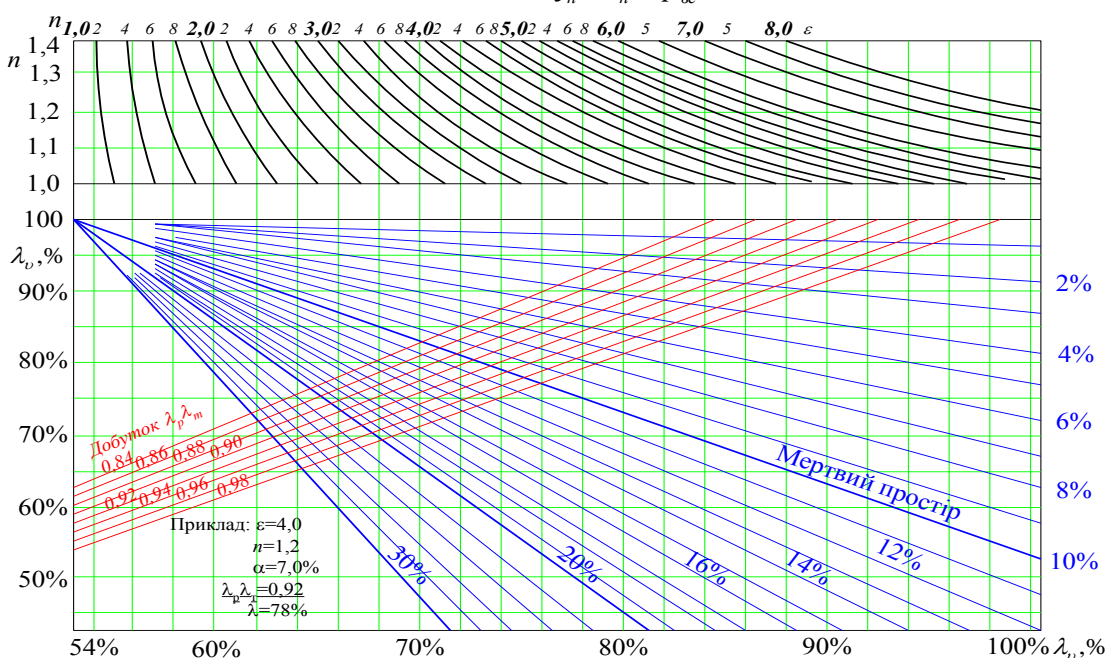


Рис. 4.22. Номограма для визначення λ_v та $\lambda_n = \lambda_p \cdot \lambda_v \cdot \lambda_T$

Однак $\frac{p_h}{p_{\text{вс}}} = \varepsilon$ та $\frac{T_h}{T_4} = \varepsilon^{\frac{n_T-1}{n_T}}$,

де n_T – показник температурної політропи кінцевих параметрів в процесі розширення.

Відповідно $V_4 = V_m \cdot \frac{\xi_4}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n_T}}$.

Газ, що розширився, займає певну частину робочого об'єма циліндра:

$$V_4 - V_m = V_m \cdot \frac{\xi_4}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n_T}} - V_m = V_m \cdot \left(\frac{\xi_4}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n_T}} - 1 \right).$$

Інша частина об'єма циліндра, заповнювана газом, що надійшов у циліндр:

$$V_{\text{вс}}' = V_h - V_m \cdot \left(\frac{\xi_4}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n_T}} - 1 \right).$$

Звідси об'ємний коефіцієнт для реального газу:

$$\lambda_v = \frac{V_{\text{вс}}'}{V_h} = 1 - a \cdot \left(\frac{\xi_4}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{n_T}} - 1 \right), \quad (4.33)$$

де величина ξ_4 відповідає температурі T_4 наприкінці розширення:

$$T_4 = \frac{T_h}{\varepsilon^{\frac{n_T-1}{n_T}}}.$$

У ступенях високого тиску теплообмін між газом і стінками циліндра проявляє себе порівняно слабо ($T_4 \approx T_{\text{вс}}$, $\varepsilon_4 \approx \varepsilon_{\text{вс}}$ та $n_T \approx k_T$). Отже, в цьому випадку:

$$\lambda_v = 1 - a \cdot \left(\frac{\xi_{\text{вс}}}{\xi_h} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{k_T}} - 1 \right). \quad (4.34)$$

де $\xi_{\text{вс}}$, ξ_h – коефіцієнти стисливості при тиску і температурі у всмоктувальному та нагнітальному патрубках відповідно.

Об'ємний коефіцієнт, обчислений з урахуванням стисливості реального газу, може виявитися значно вищим або нижчим, ніж знайдений за формулами для ідеального газу. Знижені значення λ_v можливі тільки при низьких і середніх тисках реальних газів, що мають високу критичну температуру [30].

Коефіцієнт тиску

Втрату об'єму $\Delta V''$ знаходять зі співвідношення:

$$\frac{V_u - \Delta V''}{V_u} = \left(\frac{p_a}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \left(\frac{p_{\text{вс}} - \Delta p_a}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n_1}}.$$

де n_1 – показник політропи на початку процесу стискування.

При малому Δp_a :

$$\frac{\Delta V''}{V_u} = \frac{1}{n_1} \cdot \frac{\Delta p_a}{p_{\text{вс}}}.$$

Підставляємо отриманий результат з (4.27), беручи до уваги (4.26) і враховуючи, що:

$$V_y = V_h + V_M = (1 + a) \cdot V_h,$$

де V_M – об'єм мертвого простору; $a = \frac{V_M}{V_h}$ – його відносна величина.

Отже,

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + a}{n_1 \cdot \lambda_v} \cdot \frac{\Delta p_a}{p_{ec}}. \quad (4.35)$$

При $a=0,05\dots0,10$, $n_1 \approx 1,5$ (для двоатомних газів) і $\lambda_v=0,8\dots0,9$ знаходимо:

$$\lambda_p \approx 1 - (0,9\dots0,8) \cdot \frac{\Delta p_a}{p_{ec}} \quad (4.36)$$

або, допускаючи похибку, що становить 10...20% малої величини Δp_a , отримаємо:

$$\lambda_p \approx 1 - \frac{\Delta p_a}{p_{ec}} = \frac{p_a}{p_{ec}}. \quad (4.37)$$

На величину λ_p впливають зусилля пружини всмоктувального клапана і коливання тиску в усмоктувальному трубопроводі. При надто сильній пружині клапан закривається передчасно, тиск до кінця всмоктування падає і, відповідно, коефіцієнт тиску зменшується.

Колівання тиску відіграють тим більшу роль, чим більша їх амплітуда, але цей вплив на величину λ_p є різним. Якщо всмоктування завершується у фазі підвищеного тиску, то кінцевий тиск газу в циліндрі близький до номінального тиску p_k або вищий за нього. В останньому випадку $\lambda_p > 1$.

Індикаторні діаграми відповідають випадку, коли тиск p_a наприкінці всмоктування більше номінального тиску p_k . При довгих трубопроводах перевищення тиску буває настільки значним, що продуктивність компресора зростає на 10% і більше. Однак можливі випадки, коли всмоктування закінчується у фазі зниженого тиску, і продуктивність зменшується.

Помітне зниження λ_p може також відбутися через недостатність прохідних перерізів усмоктувальних клапанів, але лише за умови, що швидкість газу в них є дуже великою.

Коефіцієнт тиску першої ступені компресора, що працює при атмосферному тиску, $\lambda_p=0,95\dots0,98$, причому нижня межа відповідає клапанам малого перерізу або клапанам із надто сильними пружинами. Для інших ступенів багатоступеневого компресора і першої, що працює як дожимна, у яких тиск усмоктування є більшим, тому пружини не викликають помітного дроселювання, у розрахунках допускають $\lambda_p=1$.

Тепловий коефіцієнт

Величина коефіцієнта λ_T залежить від двох обставин: підведення до газу тепла (ΔQ_{ec}) під час усмоктування і від витрати роботи (ΔL_{ec}) на проштовхування газу через усмоктувальний клапан, що на момент вирівнювання тисків по обидва боки клапана цілком переходить у тепло.

Після досягнення наприкінці всмоктування номінального тиску p_{ec} , (точка 1) робота, що являє втрату енергії у клапані, перетвориться в передане газу тепло. Таким

чином, підвищення температури газу, який надійшов у циліндр під час усмоктування, визначається підведенням енергії $\Delta Q_{\text{вс}} + \Delta L_{\text{вс}}$ [21, 30].

За відсутності мертвого простору, у якому залишається деяка кількість газу, теоретичне підвищення температури газу:

$$\Delta T_{\text{вс}} = \frac{\Delta Q_{\text{вс}} + \Delta L_{\text{вс}}}{m_{\text{вс}} \cdot c_p}, \quad (4.38)$$

де $m_{\text{вс}}$ – маса всмоктуваного газу; c_p – питома теплоємність газу при постійному тиску, Дж/(кг·град).

При цьому теоретична температура наприкінці всмоктування:

$$T_1^{\cdot} = T_{\text{вс}} + \Delta T_{\text{вс}}$$

визначає значення теплового коефіцієнта:

$$\lambda_T = \frac{T_{\text{вс}}}{T_1^{\cdot}} = \frac{T_1^{\cdot} - \Delta T_{\text{вс}}}{T_1^{\cdot}} = 1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_1^{\cdot}} \approx 1 - \frac{T_{\text{вс}}}{T_{\text{вс}}}. \quad (4.39)$$

У дійсному циклі внаслідок наявності мертвого простору частину тепла, що підводиться під час всмоктування, забирає газ, який розширився з мертвого простору, і температура T_1 наприкінці всмоктування (у точці 1) визначається зі співвідношення:

$$T_1 = \frac{m_4 \cdot T_4 + m_{\text{вс}} T_1^{\cdot}}{m_4 + m_{\text{вс}}}, \quad (4.40)$$

де m_4 – маса газу, що розширився з мертвого простору; T_4 , – температура газу наприкінці розширення (у точці 4).

У ряді випадків $T_4 \approx T_{\text{вс}}$. Неважко показати, що за такої умови:

$$T_1 = T_{\text{вс}} + \frac{\lambda_v}{1+a} \cdot T_{\text{вс}}. \quad (4.41)$$

При незмінному підведенні тепла різниця температур T_1 і T_1^{\cdot} не впливає на точність формули (4.39). Значення температури залежить від маси газу. Загальне ж збільшення об'єму газу не залежить від того, чи підведена певна кількість тепла до всього газу, чи тільки до його частини. Точно так само, на величину λ_T не впливає змішування всмоктуваного газу з тим, що розширився з мертвого простору; незалежно від різниці температур того чи іншого об'єм суміші дорівнює сумі первинних об'ємів.

Враховуючи, що:

$$\Delta T_{\text{вс}} = \frac{\Delta Q_{\text{вс}} + \Delta L_{\text{вс}}}{m_{\text{вс}} \cdot c_p} = \Delta T_{\text{вс}}^{\cdot} + \Delta T_{\text{вс}}^{\cdot\cdot},$$

де $\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot} = \frac{\Delta Q_{\text{вс}}}{m_{\text{вс}} \cdot c_p}$ та $\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot\cdot} = \frac{\Delta L_{\text{вс}}}{m_{\text{вс}} \cdot c_p}$,

представимо тепловий коефіцієнт у вигляді добутку:

$$\lambda_T = 1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_{\text{вс}}} = 1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot}}{T_{\text{вс}}} - \frac{\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot\cdot}}{T_{\text{вс}}} \approx \left(1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot}}{T_{\text{вс}}}\right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot\cdot}}{T_{\text{вс}}}\right) = \lambda_T^{\cdot} \cdot \lambda_T^{\cdot\cdot},$$

де $\lambda_T^{\cdot} = 1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}^{\cdot}}{T_{\text{вс}}}$ – *перший тепловий коефіцієнт*, що враховує вплив безпосереднього нагрівання газу в циліндрі;

$\lambda_T'' = 1 - \frac{\Delta T_{\text{вс}}''}{T_{\text{вс}}}$ – *другий тепловий коефіцієнт*, що враховує вплив втрати роботи

на проштовхування газу через всмоктувальний клапан.

Якщо для коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки прийняти таку саму залежність від діаметра циліндра D і щільності газу ρ , як при поздовжній течії в трубі, врахувати співвідношення між поверхнею циліндра і масою газу в ньому та вважати, що швидкість газу, який омиває стінки, пропорційна середній швидкості поршня c_{cp} , то для виразу $\Delta T_{\text{вс}}'$ можна запропонувати таку приблизну залежність:

$$\Delta T_{\text{вс}}' = \frac{0,06 \cdot T_{\text{вс}}}{(D \cdot \rho \cdot c_{cp})^{0,2}} \cdot \left(\frac{S}{D} + 1\right) \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right),$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; c_{cp} – середня швидкість поршня, м/сек;
 ρ – густина газу, кг/м³.

При цьому величина першого теплового коефіцієнта визначається за формулою:

$$\lambda_T' = 1 - \frac{0,06}{(D \cdot \rho \cdot c_{cp})^{0,2}} \cdot \left(\frac{S}{D} + 1\right) \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right). \quad (4.42)$$

При незмінному S/D коефіцієнт λ_T' , як видно з формули (4.42), тим більший, чим більшим є діаметр циліндра, густина газу і середня швидкість поршня. Зі збільшенням відношення S/D при збереженні середньої швидкості поршня та інших величин коефіцієнт λ_T' зменшується.

Коефіцієнт λ_T' залежить від конструкції оболонки охолодження. При зниженні температури рідини охолодження λ_T' збільшується.

На нагрівання всмоктуваного газу досить відчутно впливає теплообмін з поршнем, температура якого завжди значно вища, ніж у стінок циліндра. При диференціальному поршні з циліндричною поверхнею, що омивається газом, нагрівання набагато сильніше, ніж при дисковому, коли газом омиваються тільки торці.

Переходячи до визначення величини другого теплового коефіцієнта, скористаємося виразом першого початку термодинаміки:

$$\Delta L_{\text{вс}} = m_{\text{вс}} \cdot \Delta i_{\text{вс}} = m_{\text{вс}} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{вс}}'', \quad (4.43)$$

де $\Delta i_{\text{вс}}$ – збільшення питомої ентальпії газу за увесь період усмоктування, що завершується з досягненням у циліндрі номінального тиску $p_{\text{вс}}$ (точка 1) за умови відсутності теплообміну.

Робота, що здійснюється всмоктуваним газом при постійному тиску всмоктування:

$$L_{\text{вс}} = p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{вс}} = m_{\text{вс}} \cdot R \cdot T_{\text{вс}} = m_{\text{вс}} \cdot (c_p - c_v) \cdot T_{\text{вс}}, \quad (4.44)$$

де $V_{\text{вс}}$ – об'єм газу, що надходить у циліндр.

Враховуючи наведене вище:

$$\frac{\Delta L_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}}} = \frac{c_p}{c_p - c_v} \cdot \frac{\Delta T_{\text{вс}}''}{T_{\text{вс}}}$$

знаходимо:

$$\Delta T_{\text{вс}}'' = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta L_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}}} \cdot T_{\text{вс}}. \quad (4.45)$$

Відповідно:

$$\lambda_T^{\ddot{}} = 1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta L_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}}} \quad (4.46)$$

Замінюючи $\Delta L_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{вс}}$ ($\Delta p_{\text{вс}}$ – середня втрата тиску в процесі всмоктування), отримуємо:

$$\lambda_T^{\ddot{}} = 1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}} \quad (4.47)$$

Для двоатомних газів ($k=1,4$) при $T_{\text{вс}} \approx 300^0 \text{ K}$:

$$\Delta p_{\text{вс}}^{\ddot{}} = 85,6 \cdot \frac{\Delta L_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}}} = 85,6 \cdot \frac{\Delta p_{\text{вс}}}{p_{\text{вс}}} \quad (4.48)$$

Зокрема, при втраті роботи (або тиску) у 5% $\lambda_T^{\ddot{}} = 0,986$, а підвищення температури $\Delta T_{\text{вс}}^{\ddot{}} = 4,3 \text{ K}$.

У всмоктувальних клапанах втрата тиску зростає при збільшенні густини газу, середньої швидкості поршня та опору клапана. Зазвичай на ступенях низького тиску відносна втрата дорівнює 2...7%, а на ступенях середнього і високого тиску – 1...3% [31].

Втрати роботи в клапанах дозволяють обчислити з достатньою точністю значення $\lambda_T^{\ddot{}}$. Формула (4.42) не враховує дійсних умов теплообміну при всмоктуванні, тому дає похибки при розрахунку $\lambda_T^{\dot{}}$, якщо відсутні експериментальні дані. Причина їхньої відсутності у труднощах виміру миттєвих температур на початку і в кінці процесу всмоктування по всьому об'єму газу в циліндрі. Визначити теплообмін непрямим шляхом за його впливом на продуктивність компресора заважають неминучі витоки газу, які також зумовлюють зменшення продуктивності.

Найбільш ймовірні значення $\lambda_T^{\dot{}}$ представлені на рис. 4.23 областю між пунктирними кривими у залежності від відношення тисків ε . Межі області обчислені за формулою (4.42) з урахуванням значень D , ρ , $c_{\text{сп}}$ і співвідношення S/D .

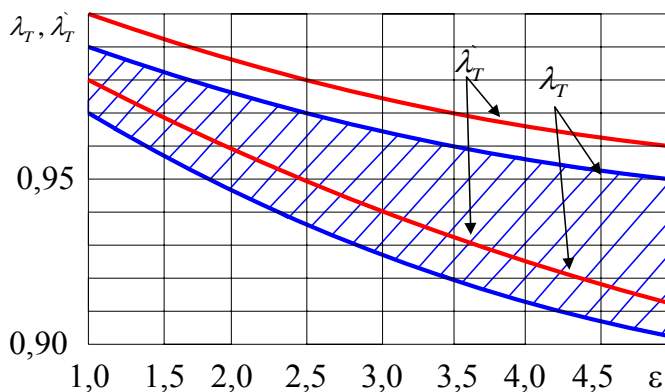


Рис. 4.23. Тепловий коефіцієнт λ_T і перший тепловий коефіцієнт $\lambda_T^{\dot{}}$ залежно від ε

Значення теплового коефіцієнта $\lambda_T = \lambda_T^{\dot{}} \cdot \lambda_T^{\ddot{}}$ подані на графіку заштрихованою областю. Вони подані з урахуванням $\lambda_T^{\ddot{}} = 0,99$, що відповідає середній втраті тиску $\Delta p_{\text{вс}} \cdot p_{\text{вс}} = 3,5\%$.

Значення λ_T і $\lambda_T^{\dot{}}$, в області верхньої межі відносяться до компресорів великої продуктивності і швидкохідних за умови гарного охолодження циліндра і невисоких швидкостей газу у всмоктувальних клапанах, а в нижній межі – до компресорів тихохідних малої продуктивності і з повітряним охолодженням.

У розрахунках компресора для стискування водню, азотно-водневої суміші та інших газових сумішей з переважним вмістом водню значення λ_T і λ_T^* рекомендується трохи знижувати, бо висока теплопровідність цього газу сприяє теплообміну [30].

Тепловий коефіцієнт помітно покращується при охолодженні кришок і всмоктувальних каналів циліндрів. Навпаки, наявність втулок, встановлюваних іноді в чавунних циліндрах для усунення браку лиття або заміни при великому зносі, знижує λ_T . Варто уникати неохолоджуваних перегородок у циліндрах і кришках, що розділяють усмоктувальні і нагнітальні канали. У таких перегородок внаслідок великих швидкостей газу по обидва їхні боки і високих значень коефіцієнта тепловіддачі відбувається інтенсивне підведення тепла до всмоктуваного газу.

4.2.3. Індикаторна потужність ступеня поршневого компресора

Потужність, яка витрачається у дійсному циклі, називають **індикаторною**. Її величину знаходять індицируванням робочих порожнин ступені або шляхом розрахунку. Перший спосіб точніший, другим користуються при проектуванні компресора.

При визначенні потужності індицируванням середній індикаторний тиск p_{ind} (н/м²) обчислюється за формулою:

$$p_{ind} = m_p \cdot \frac{f_{ind}}{S_{ind}} \quad (4.49)$$

де m_p – масштаб тиску, f_{ind} – площа індикаторної діаграми, см²; f_{ind} – довжина індикаторної діаграми, см.

Індикаторна потужність для циліндра одинарної дії (окремої порожнини циліндра) N_{ind} (Вт) дорівнює:

$$N_{ind} = p_{ind} \cdot F \cdot S \cdot n \quad (4.50)$$

де F – площа поршня м²; n – частота обертання вала компресора, сек.⁻¹.

Для циліндра подвійної дії або декількох паралельно діючих циліндрів індикаторну потужність знаходять як суму індикаторних потужностей порожнин.

На рис. 4.24 подано номінальну індикаторну роботу $L_{ном}$ і втрати роботи $\Delta L_{вс}$ та ΔL_n .

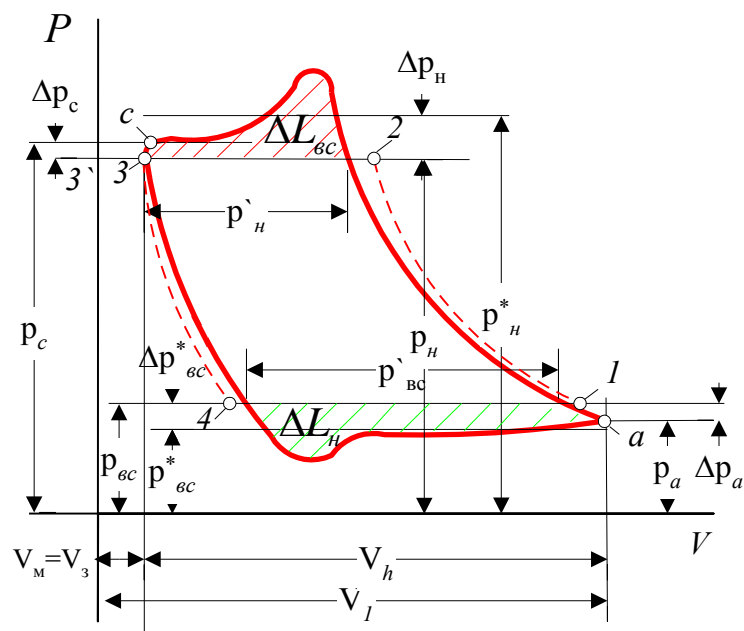


Рис. 4.24. Номінальна індикаторна робота $L_{ном}$ і втрати роботи $\Delta L_{вс}$ та ΔL_n

При визначенні індикаторної потужності розрахунковим шляхом площу діаграми ділять на три частини лініями номінальних тисків всмоктування p_k і нагнітання p_n .

Індикаторна робота $L_{інд}$ знаходиться як сума номінальної індикаторної роботи $L_{ном}$ та роботи, витраченої на подолання опору при всмоктуванні $\Delta L_{ес}$ та нагнітанні ΔL_n [30].

$$L_{інд} = L_{ном} + \Delta L_{ес} + \Delta L_n.$$

Замінюючи $\Delta L_{ес}$ та ΔL_n сумарною величиною ΔL отримуємо:

$$L_{інд} = L_{ном} + \Delta L. \quad (4.51)$$

Номінальна індикаторна робота $L_{ном}$ визначається площею 1-2-3-4, яка дорівнює різниці пл. (1-2-3-4) = пл. (1-2-3'-4') - пл. (3-4-4'-3'),

де площа (1-2-3'-4') представляє роботу $\int_1^2 V dp$, яка витрачається в теоретичному циклі

подачі газу в область високого тиску, а площа (3-4-4'-3') – представляє роботу $\int_3^4 -V dp$,

що отримується в теоретичному циклі повернення газу в область низького тиску.

Положення на діаграмі точок 1 і 3, що відповідають початку стискування і розширення, визначається тисками p_a і p_c наприкінці всмоктування і нагнітання, що, у свою чергу, залежать від коливань тиску в трубопроводах і тому не можуть бути задані з достатньою точністю.

У розрахунку $L_{ном}$ їхні значення вважають рівними номінальним тискам $p_{ес}$ і p_n , що в більшості випадків призводить до ситуації, що обчислена робота є більшою за дійсну на 2...3%. Похибка, яка при цьому допускається, визначається зсувом кривих стискування і розширення в положення, показане пунктиром на індикаторній діаграмі (див. рис. 4.24).

Дійсні процеси стискування і розширення протікають по політропах зі змінним показником, величина якого на початку процесу є більшою, а наприкінці меншою за показник адіабати: криві стискування і розширення перетинаються з адіабатами, проведеними із загальних початкових точок 1 і 3 (див. рис. 4.18).

Припустивши, що заштриховані площі, які лежать по обидва боки адіабат, дорівнюють одна одній, можна приблизно вважати, що стискування і розширення протікають по цих кривих.

При розширенні ідеального газу з показником адіабати k :

$$V = V_3 \cdot \left(\frac{p_3}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$$

звідки:

$$\begin{aligned} \int_3^4 -V dp &= V_3 \cdot p_3^{\frac{1}{k}} \cdot \int_3^4 -\frac{dp}{p^{\frac{1}{k}}} = \frac{V_3 \cdot p_3^{\frac{1}{k}}}{1 - \frac{1}{k}} \cdot \left(p_3^{\frac{k-1}{k}} - p_4^{\frac{k-1}{k}} \right) = V_3 \cdot p_3^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}} \right) = \\ &= p_n \cdot V_3 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} \right) \end{aligned}$$

Із виразу для питомої роботи в адіабатичному циклі:

$$l_{ад} = R \cdot T_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

отримаємо:

$$\int_1^2 V dp = p_{ec} \cdot V_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right).$$

Відповідно:

$$L_{ном} = p_{ec} \cdot V_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) - p_n \cdot V_3 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} \right).$$

Виражаючи:

$$V_1 = V_h + V_m = (a+1) \cdot V_h \text{ та } V_3 = V_m = a \cdot V_h$$

та підставляючи $p_n = \varepsilon \cdot p_{ec}$, знаходимо:

$$\begin{aligned} L_{ном} &= p_{ec} \cdot V_h \cdot \left[(1+a) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) - a \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \varepsilon^{\frac{k}{k}} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] = \\ &= p_{ec} \cdot V_h \cdot \left[1 - a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \end{aligned}$$

Позначаючи вираз в квадратних дужках через λ_{v-ad} , получим:

$$\lambda_{v-ad} = 1 - a \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1 \right), \quad (4.52)$$

де λ_{v-ad} – **об'ємний коефіцієнт** за умови адіабатичного розширення.

Знаходимо величину номінальної індикаторної роботи $L_{ном}$ (Дж):

$$L_{ном} = p_{ec} \cdot V_h \cdot \lambda_{v-ad} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.53)$$

З огляду на те, що при $p_a = p_{ec}$ $\lambda_p = 1$, згідно з (4.25) та (4.30) $V_h = \frac{V_{ec}}{\lambda_v \cdot \lambda_T}$.

Отже,

$$L_{ном} = p_{ec} \cdot V_{ec} \cdot \frac{\lambda_{v-ad}}{\lambda_v \cdot \lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.54)$$

$n = k$, звідки $\lambda_v = \lambda_{v-ad}$. Тому:

$$L_{ном} = \frac{p_{ec} \cdot V_{ec}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.55)$$

При визначенні номінальної індикаторної потужності $N_{ном}$ робочий об'єм V_h у формулі (4.53) замінюється секундним робочим об'ємом $\overline{V}_h = n \cdot V_h$ (n – частота обертання вала компресора, сек.⁻¹). Тоді $N_{ном}$ (вт):

$$N_{ном} = p_{ec} \cdot \overline{V}_h \cdot \lambda_{v-ad} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right), \quad (4.56)$$

де \overline{V}_h – секундний робочий об'єм, м³/сек.; p_{ec} – тиск всмоктування (н/м²).

При розрахунку за секундним об'ємом усмоктуваного газу $\overline{V_{ec}} = n \cdot V_{ec}$, який дорівнює: $\overline{V_{ec}} = \overline{V_h} \cdot \lambda_v \cdot \lambda_T$

$$N_{ном} = p_{ec} \cdot \overline{V_{ec}} \cdot \frac{\lambda_{v-ad}}{\lambda_v \cdot \lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.57)$$

З рівняння (4.54) випливає, що при заданому V_{ec} витрата енергії пропорційна відношенню об'ємних коефіцієнтів $\frac{\lambda_{v-ad}}{\lambda_v}$, що істотно більше одиниці тільки у ступенях низького тиску. Коефіцієнт λ_T сильніше впливає на витрату енергії: при низькому λ_T компресор менш економічний, ніж при низькому λ_v .

Значення ΔL_{ec} і ΔL_n залежать від опору всмоктувального і нагнітального клапанів, холодильника, масловідокремлювача і трубопроводів, що примикають до них.

Середні значення відносних втрат тиску між ступенями високого тиску менше, ніж між ступенями низького тиску [31].

Наприклад, між I і II ступенями в середньому по ряду компресорів вони становили близько 17% від тиску всмоктування II ступені, між III і IV ступенями - 9%, а між V і VI - 6% від тиску всмоктування наступної ступені. Це пояснюється меншими швидкостями газу в клапанах і трубах ступенів високого тиску.

Відносна втрата тиску на шляху газу з будь-якого i -го ступеня в наступний визначається виразом:

$$\delta = \frac{p_{n-i}^* + p_{n-i+1}^*}{p}. \quad (4.58)$$

де p – проміжний тиск (номінальний) у всмоктувальному патрубку наступного ступеня; p_{n-i}^* - середній тиск нагнітання i -го ступеня; p_{n-i+1}^* - середній тиск всмоктування $(i+1)$ -го ступеня (див. рис. 4.24).

Середні значення відносних втрат тиску, обчислені за даними випробувань за формулою (4.58), перебувають в такій залежності від проміжного тиску p ($н/м^2$):

$$\delta = \frac{7,6}{p^{0,3}}. \quad (4.59)$$

Величина δ являє собою суму: $\delta = \delta_{n-i} + \delta_{n-i+1}$

де $\delta_{n-i} = \frac{p_{n-i}^* + p}{p}$ – відносна втрата тиску при нагнітанні з попередньої ступені,

$\delta_{n-i+1} = \frac{p - p_{n-i+1}^*}{p}$ – відносна втрата тиску при всмоктуванні в наступний ступінь.

Залежність значень δ_{ec} і δ_n від номінального тиску p , при якому відбувається відповідно всмоктування або нагнітання в будь-який ступінь, наведена на рис. 4.25.

Величина δ_{ec} , що враховує втрату тиску тільки у всмоктувальному клапані, прийнята рівною $0,3 \cdot \delta$.

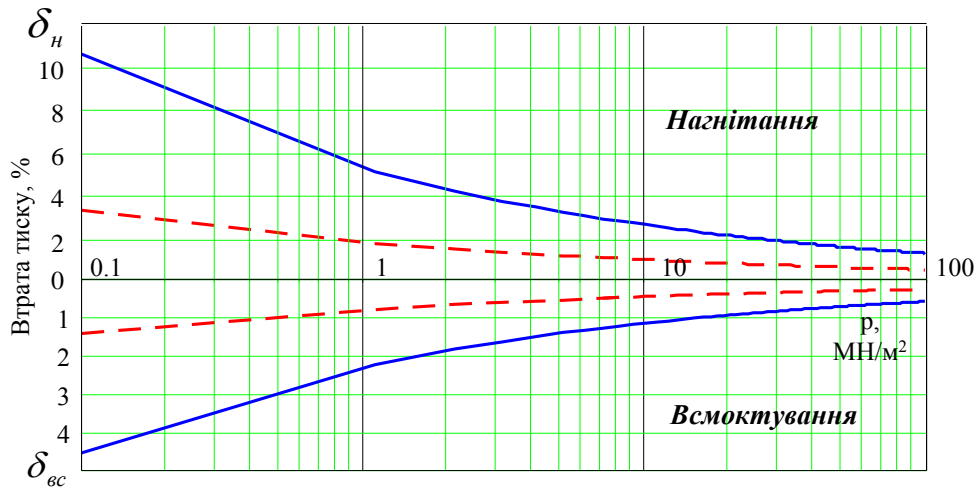


Рис. 4.25. Відносна втрата тиску при всмоктуванні $\delta_{вс}$ та нагнітанні δ_n за середніми даними (суцільні лінії) та за заниженими даними для нових компресорів (штрихові лінії)

Величина δ_n , що враховує втрату тиску в нагнітальному клапані, а також у холодильнику, маслороздільнику та трубопроводах, що примикають до них, прийнята рівною $0,7 \cdot \delta$. Криві $\delta_{вс}$ і δ_n (суцільні лінії) побудовані з урахуванням значень δ .

У знову спроектованих компресорах устрій клапанів і газової комунікації з урахуванням гідравлічних опорів є більш досконалим, а швидкості потоку у них досить помірні для того, щоб відносні втрати тиску виявилися нижче значень δ , визначених за формулою (4.59).

У ступенях низького тиску відносні втрати тиску більші, ніж у ступенях високого тиску, що дозволяє досягти більшого зниження сумарних втрат. Тому при проектуванні нових компресорів підвищеної економічності рекомендується величину δ визначати, користуючись такою трохи видозміненою залежністю від проміжного тиску p (н/м²):

$$\delta = \frac{2,66}{p^{0,25}}. \quad (4.60)$$

Цій формулі відповідають криві $\delta_{вс}$ і δ_n , показані на графіку штриховими лініями. Графік побудований для повітря і газів, близьких до нього за питомою вагою, і для машин із середньою швидкістю поршня $c_{cp} \approx 3,5$ м/сек. При користуванні ним для інших газів і при інших c_{cp} уточнені значення $\delta_{вс}$ і δ_n необхідно знаходити шляхом перерахунку:

$$\delta_{вс}' = \frac{c_{cp}^2 \cdot \rho}{15,85} \cdot \delta_{вс}. \quad (4.61)$$

$$\delta_n' = \frac{c_{cp}^2 \cdot \rho}{15,85} \cdot \delta_n. \quad (4.62)$$

де c_{cp} – середня швидкість поршня проектного компресора, м/сек;
 ρ – питома вага газу при температурі 0°C и тиску 101,3 кН/м².

Якщо величина питомої ваги газу береться до уваги при виборі прохідних перерізів у клапанах і комунікації, то втрата тиску змінюється не пропорційно густині, а меншою

мірою. Аналогічним чином зміна $\delta_{\text{вс}}$ і $\delta_{\text{н}}$ зазвичай виявляється не пропорційною квадрату значення $c_{\text{сп}}$, а є меншою.

Як видно з рис. 4.24, робота, витрачена внаслідок опору при всмоктуванні:

$$\Delta L_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{вс}}^{\wedge}, \quad (4.63)$$

а при нагнітанні:

$$\Delta L_{\text{н}} = \Delta p_{\text{н}} \cdot V_{\text{н}}^{\wedge}, \quad (4.64)$$

де $\Delta p_{\text{вс}} = \delta_{\text{вс}} \cdot p_{\text{вс}}$ і $\Delta p_{\text{н}} = \delta_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}$ – середні втрати тиску на ділянках всмоктування і нагнітання;

$V_{\text{вс}}^{\wedge}$ і $V_{\text{н}}^{\wedge}$ – об'єми газу, що всмоктується і нагнітається, зумовлені станом усередині циліндра.

Припускаючи, що $V_{\text{вс}}^{\wedge} = V_{\text{н}} \cdot \lambda_{\text{в}}$, маємо:

$$\Delta L_{\text{вс}} = \delta_{\text{вс}} \cdot p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{н}} \cdot \lambda_{\text{в}}, \quad (4.65)$$

Для визначення роботи $\Delta L_{\text{н}}$ при нагнітанні враховуємо, що:

$$V_{\text{н}}^{\wedge} = V_{\text{вс}}^{\wedge} \cdot \varepsilon^{-\frac{1}{k}}, \quad \text{де } \varepsilon = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}.$$

Тоді з рівняння (4.64):

$$\Delta L_{\text{н}} = \delta_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}} \cdot V_{\text{вс}}^{\wedge} \cdot \varepsilon^{-\frac{1}{k}} = \delta_{\text{н}} \cdot p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{н}} \cdot \lambda_{\text{в}} \cdot \varepsilon^{-\frac{k-1}{k}}. \quad (4.66)$$

Сумарна втрата індикаторної роботи:

$$\Delta L = \Delta L_{\text{вс}} + \Delta L_{\text{н}} = p_{\text{вс}} \cdot V_{\text{н}} \cdot \lambda_{\text{в}} \cdot \left(\delta_{\text{вс}} + \delta_{\text{н}} \cdot \varepsilon^{-\frac{k-1}{k}} \right). \quad (4.67)$$

Відношення індикаторної роботи (або потужності) до номінальної виражається індикаторним коефіцієнтом $C_{\text{інд}}$:

$$C_{\text{інд}} = L_{\text{інд}} / L_{\text{ном}} = N_{\text{інд}} / N_{\text{ном}}. \quad (4.68)$$

Перевага індикаторної потужності над номінальною індикаторною:

$$\Delta N = N_{\text{інд}} - N_{\text{ном}} = \Delta C_{\text{інд}} N_{\text{інд}}, \quad (4.69)$$

де

$$\Delta C_{\text{інд}} = C_{\text{інд}} - 1 \quad (4.70)$$

являє собою **коефіцієнт втрати індикаторної роботи** (або потужності).

Значення коефіцієнта $\Delta C_{\text{інд}}$ подані на рис. 4.26 у вигляді залежності від номінального тиску $p_{\text{вс}}$ і відношення тисків ε у ступені. Графік відповідає значенням $\delta_{\text{вс}}$ і $\delta_{\text{н}}$ (див. рис. 4.25) – суцільні криві відносяться до компресорів середньої економічності, а штрихові лінії – підвищеної. При побудові графіка прийнято, що газ є ідеальним; процеси стискування і розширення протікають по адіабаті і відносний мертвий простір $a=0,1$.

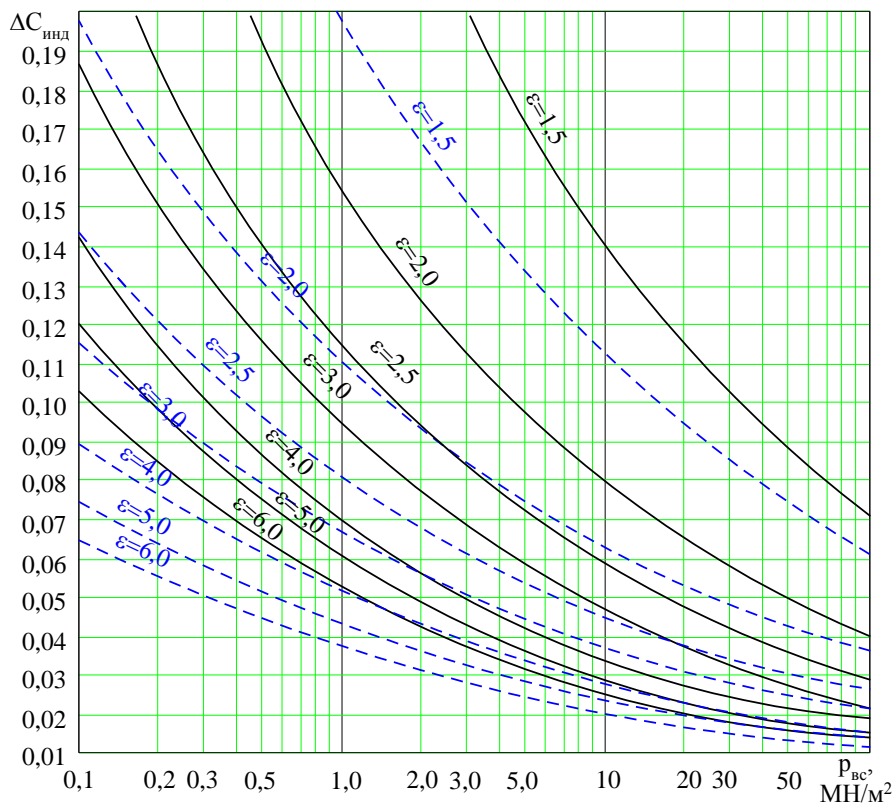


Рис. 4.26. Коефіцієнт втрати індикаторної потужності ΔC_{ind} при середніх (суцільні лінії) та знижених (штрихові лінії) втратах тиску

Для компресорів, що стискають гази, які значно відрізняються питомою вагою від повітря, або середня швидкість поршня в яких $c_{cp} \neq 3,5$ м/сек, значення ΔC_{ind} знайдені за рис.4.26, як і значення δ_{oc} і δ_n у формулах (4.61) і (4.62), мають бути скориговані множенням на $\frac{c_{cp}^2 \cdot \rho}{15,85}$.

Як видно з графіка, коефіцієнт ΔC_{ind} найбільший для ступенів низького тиску при малих ε . У теоретичних дослідженнях багатоступеневого стискування застосовується також спосіб приблизного визначення L_{ind} і N_{ind} .

Розрахунок ведуть за формулами для номінальної роботи або потужності, але втрати тиску в процесах всмоктування і нагнітання враховують підвищенням тиску нагнітання, обираючи нове відношення тисків з умови:

$$\varepsilon' = \varepsilon \cdot (1 + E \cdot \delta_{oc} + \delta_n) = \varepsilon \cdot (1 + \delta_o), \quad (4.71)$$

де $\varepsilon = \frac{p_n}{p_{oc}}$ – відношення номінальних тисків;

$\delta_o = E \cdot \delta_{oc} + \delta_n$ – сума приведених до нагнітання відносних втрат тиску (у спрощених розрахунках можна прийняти $\delta_o = \delta_{oc} + \delta_n$);

E – співвідношення між втратами роботи ΔL_{oc} і ΔL_n при довільному, але рівному значенні відносної втрати тиску δ_1 :

$$E = \frac{\Delta L_{oc}}{\Delta L_n} = \frac{\delta_1 \cdot p_{oc} \cdot V_{oc}}{\delta_1 \cdot p_n \cdot V_n} = \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (4.72)$$

Здійснивши зазначену заміну у формулі (4.55), одержуємо вираз для індикаторної роботи за умови, що газ розглядається як ідеальний, а політропа кінцевих параметрів у процесі розширення є адіабатою:

$$L_{інд} = \frac{p_{ес} \cdot V_{ес}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \quad (4.73)$$

Заміняючи ε на E в інших формулах для $\Delta L_{ном}$ і $\Delta N_{ном}$, отримаємо вираз для $\Delta L_{ном}$ і $\Delta N_{ном}$ для інших умов.

Користуючись виразом (4.73) і враховуючи (4.71), визначаємо співвідношення між $\Delta C_{інд}$ і δ_0 , тобто між коефіцієнтом втрати індикаторної роботи і відносною втратою тиску:

$$\Delta N_{інд} = \frac{\frac{p_{ес} \cdot V_{ес}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} \cdot (1 + \delta_0)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] - \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right)}{\frac{p_{ес} \cdot V_{ес}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right)}$$

Зробивши розкладання чисельника в ряд Тейлора за параметром ε і враховуючи тільки перші два члени розкладання, одержуємо:

$$\Delta L = f(\varepsilon + \delta_0 \cdot \varepsilon) - f(\varepsilon) = \delta_0 \cdot \varepsilon \cdot f'(\varepsilon) = \frac{p_{ес} \cdot V_{ес}}{\lambda_T} \cdot \frac{\delta_0 \cdot \varepsilon}{\varepsilon^{\frac{1}{k}}} = \frac{p_{ес} \cdot V_{ес}}{\lambda_T} \cdot \delta_0 \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$$

Отже,

$$\Delta N_{інд} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\varepsilon^{\frac{k}{k-1}} - 1} \cdot \delta_0 \quad (4.74)$$

Графік, показаний на рис. 4.27, представляє залежність (4.74) для $k=1,4$ (суцільні лінії) і $k=1,2$ (штрихові лінії). При $\varepsilon \approx 3,2$ маємо $\Delta C_{інд} = \delta_0$.

За графіком рис. 4.27 при заміні δ_0 величинами $E \cdot \delta_{ес}$ або δ_n можна визначити значення $\Delta C_{ес}$ і ΔC_n , підстановка яких у формулу (4.69) замість $\Delta C_{інд}$ дозволяє обчислити окремо втрати потужності $\Delta N_{ес}$ і ΔN_n при всмоктуванні і нагнітанні. Якщо ж відомі значення $\Delta N_{ес}$ і ΔN_n , знайдені за дійсним опором клапанів і комунікації, то за графіком можна визначити величини $E \cdot \delta_{ес}$ і δ_n і, знаючи значення E за формулою (4.72), знайти $\delta_{ес}$, а потім обчислити середні втрати тиску $p_{ес}$ і p_n [31].

Зазвичай відношення тисків у компресорах знаходиться у межах 2,8...3,5. Отже, з достатньою точністю можна вважати, що співвідношення між втратами тиску і потужності в середньому дорівнює одиниці. Це означає, що втрати тиску викликають відносно збільшення роботи $L_{інд}$ в такій самій мірі, якою вони збільшують відношення тисків.

Дослідження показують, що у різних компресорів втрати тиску між ступенями неоднакові. Причина цього полягає в різних прохідних перерізах і конструкціях клапанів, міжступеневих газопроводів та апаратурі.

При раціональному виконанні цих вузлів можна значно знизити споживану компресором потужність і підвищити його ККД.

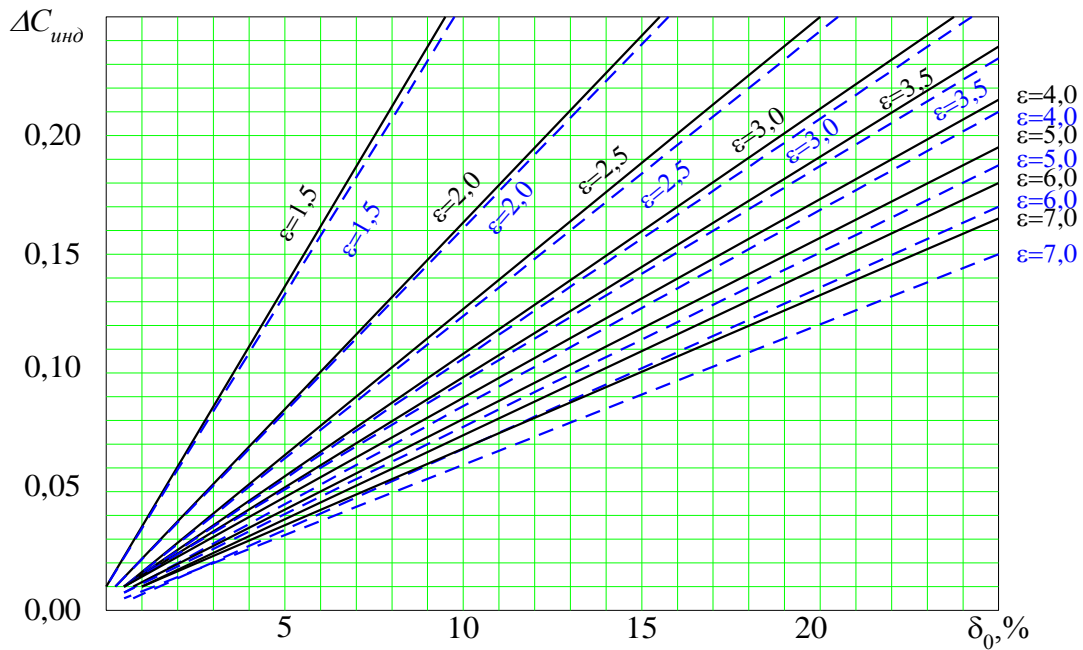


Рис. 4.27. Залежність ΔC_{ind} від δ

4.3. Багатоступеневе стискування, продуктивність та потужність

4.3.1. Цикл багатоступеневого стискування

При одноступеневому стискуванні з ростом відношення тисків адиабата все більш відхиляється від ізотерми. Час стискання такий малий, що навіть ретельне охолодження циліндра істотно не наближає процес стискування до ізотермічного.

Для зменшення витраченої роботи при високому відношенні кінцевого тиску до початкового, стискування газу проводять в кількох ступенях. Газ, стиснутий у першому ступені до деякого проміжного тиску, спрямовують у холодильник, потім стискають у другому ступені, який має менший об'єм циліндра. Якщо двох ступенів недостатньо, газ знову охолоджують і спрямовують у третій ступінь і т.д. [4, 5, 19, 25].

Процес багатоступеневого стискування подано на рис. 4. 28, а його теоретичний цикл на рис. 4. 29.

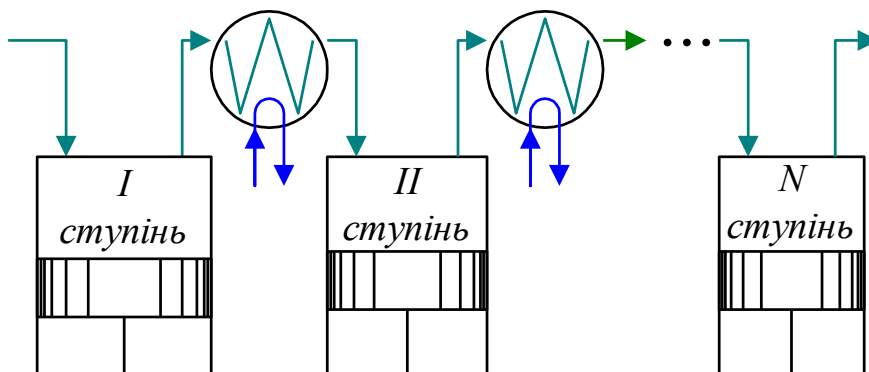


Рис. 4.28. Процес багатоступеневого стискування

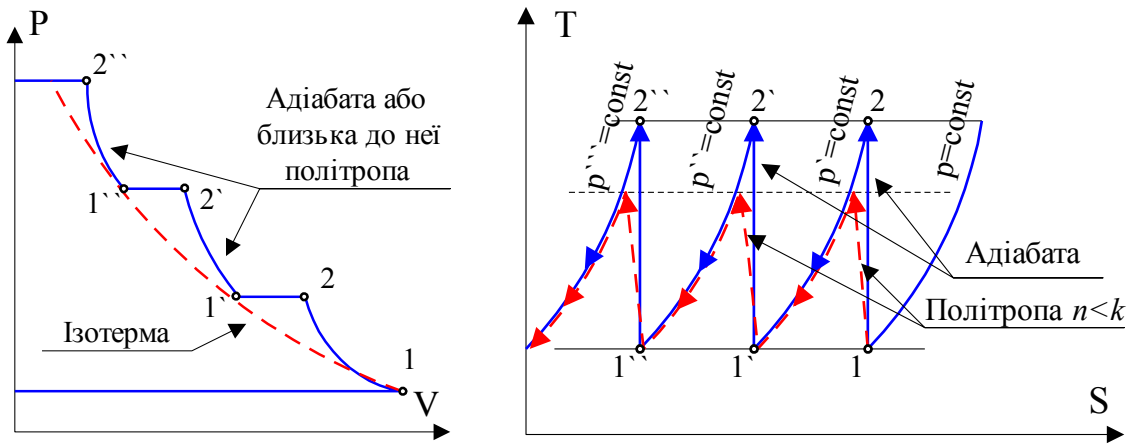


Рис. 4.29. Теоретичний багатоступеневий цикл стискування в $P-V$ діаграмі та в $T-S$ діаграмі

Багатоступеневий теоретичний цикл відрізняється від одноступеневого процесом стискування: адіабатичний або політропічний процес стискування у циліндрах чергується з ізобаричним стискуванням у проміжних холодильниках. Багатоступеневий теоретичний цикл являє собою сукупність одноступеневих, а робота в ньому дорівнює сумі робіт в одноступеневих циклах.

Діаграма двоступеневого стискування подана на рис.4.30.

У двоступеневому циклі (див. рис. 4.30) у I ступені газ стискають до проміжного тиску p (адіабата 1–2), потім охолоджують при постійному тиску до первинної температури. При цьому обсяг газу зменшується на величину, представлену відрізком 2–1'.

У II ступені процес стискування починається від тиску p , завдяки проміжному охолодженню точка початку стискування потрапляє на вихідну ізотерму 1–1', і процес протікає по адіабаті 1'–2'. Економія роботи при переході на двоступеневе стискування визначається заштрихованою площею 2–2''–2'–1'.

Як відомо, температура нагнітання T_n залежить від температури всмоктування $T_{вс}$ і відношення тиску ε . Вона дорівнює: $T_n = T_{вс} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$. Тому перевагами багатоступеневого стискування є економія роботи та зниження температури нагнітання.

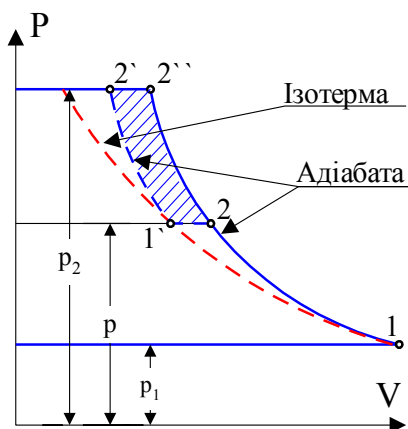


Рис. 4.30. Діаграма двоступеневого стискування

При великому відношенні тисків температура в циліндрі може досягти небажаної або неприпустимої величини – починається розкладання масла, що викликає збільшення зношування поверхонь тертя.

У повітряних компресорах виникає небезпека запалювання і вибуху масляного нагару, який накопичується в циліндрі і трубопроводах, і в них температура нагнітання

допускається не вище 190°C. Лише в деяких спеціальних повітряних компресорах вона може бути більшою.

В ацетиленових компресорах при високій температурі настає розкладання гомологів, що супроводжується виділенням тепла і переростає у вибух великої сили. У цих машинах температуру нагнітання не допускають більшою 100...110°C.

При стискуванні неочищених коксового і сланцевого газів, а також пірогазу при температурах більше 90...100°C виникає посилена полімеризація вищих вуглеводнів, які містяться в них, з виділенням смолистого нагару, що покриває клапани, трубопроводи і холодильники настільки рясно, що нормальна робота компресорів стає неможливою.

Обмежуючи температуру нагнітання, часто збільшують число ступенів стискування. При цьому враховують, що у одноступеневому компресорі високий кінцевий тиск створює велику поршневу силу, тоді як у багатоступеневому компресорі тиск діє на поршень меншої площі і поршнева сила навіть у сумі із силами, що виникають на інших ступенях, значно менша, ніж у першому випадку.

4.3.2. Розподіл стискування між ступенями компресора

Робота в двоступеневому теоретичному циклі дорівнює сумі робіт у циклах I і II ступенів. При початковому тиску всмоктування p_1 , кінцевому тиску нагнітання p_2 і проміжному тиску p для ідеального газу і стискування по адіабаті сумарна робота становить величину:

$$l_2 = p_1 \cdot \nu_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + p \cdot \nu \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

де цифровий індекс l відповідає числу ступенів стискування.

У результаті охолодження після I ступені до первинної температури (на всмоктуванні) параметри газу повертаються на вихідну ізотерму. Отже:

$$l_2 = p_1 \cdot \nu_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right]$$

Для визначення найвигіднішого проміжного тиску, при якому робота l_2 мінімальна, порівнюємо до нуля першу похідну l_2 по p . Тоді:

$$\frac{dl_2}{dp} = p_1 \cdot \nu_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{d}{dp} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] = 0$$

або

$$\frac{k}{k-1} \cdot p_1^{-\frac{k-1}{k}} \cdot p^{\frac{1}{k}} - \frac{k-1}{k} \cdot p_2^{\frac{k-1}{k}} \cdot p^{-\frac{2 \cdot k-1}{k}} = 0.$$

Отже,

$$p^{\frac{2 \cdot k-1}{k}} = p_1^{\frac{k-1}{k}} \cdot p_2^{\frac{k-1}{k}}$$

та кінцево

$$p^2 = p_1 \cdot p_2.$$

З останнього виразу знаходимо:

$$\frac{p}{p_1} = \frac{p_2}{p}. \quad (4.75)$$

Отже, робота в двоступеневому циклі мінімальна, якщо відношення тисків по ступенях рівні.

Перемноживши обидві частини рівності (4.75), одержуємо:

$$\frac{p}{p_1} \cdot \frac{p_2}{p} = \frac{p_2}{p_1}$$

звідки:

$$\frac{p}{p_1} = \frac{p_2}{p} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$$

Тобто для досягнення мінімуму роботи відношення тисків у кожній ступені двоступеневого компресора має дорівнювати квадратному кореню із загального відношення тисків.

Аналогічну залежність можна одержати для пошуку стискування при будь-якій кількості ступенів.

Робота z -ступеневого компресора з проміжним охолодженням газу після кожної ступені до первинної температури при загальному стискуванні від тиску p_1 до p_2 , визначається за формулою [1, 2, 30]:

$$l_2 = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p''}{p'} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \left(\frac{p_2}{p^{(z-1)}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - z \right],$$

де проміжні тиски відповідно до ступенів позначені p' , p'' і т.д.

Для визначення найвигідніших проміжних тисків, при яких робота була б найменшою, скористаємося правилом: функція кількох змінних досягає мінімуму при тих значеннях, при яких частинні похідні першого порядку по кожній з незалежних змінних дорівнюють нулю.

Визначаючи частинну похідну по p' , маємо:

$$\frac{\partial l_2}{\partial p'} = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\frac{k-1}{k} \cdot p_1^{-\frac{k-1}{k}} \cdot p'^{\frac{1}{k}} - \frac{k-1}{k} \cdot p''^{-\frac{k-1}{k}} \cdot p'^{\frac{2-k-1}{k}} \right] = 0$$

або

$$p'^{2 \cdot \frac{k-1}{k}} = p_1^{\frac{k-1}{k}} \cdot p''^{\frac{k-1}{k}}.$$

Спрощуючи останній вираз, знаходимо:

$$p'^2 = p_1 \cdot p''$$

та отримуємо

$$\frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'}.$$

Далі

$$\frac{\partial l_2}{\partial p''} = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\frac{k-1}{k} \cdot p'^{-\frac{k-1}{k}} \cdot p''^{-\frac{1}{k}} - \frac{k-1}{k} \cdot p'''^{-\frac{k-1}{k}} \cdot p''^{\frac{2-k-1}{k}} \right] = 0$$

або

$$p''^{2 \cdot \frac{k-1}{k}} = p'^{\frac{k-1}{k}} \cdot p'''^{\frac{k-1}{k}}.$$

Аналогічно до попереднього $\frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''}$.

Інші часткові похідні дають: $\frac{p'''}{p''} = \frac{p^{iv}}{p'''}; \frac{p^{iv}}{p'''} = \frac{p^v}{p^{iv}} \dots \frac{p^{(z-1)}}{p^{(z-2)}} = \frac{p_2}{p^{(z-1)}}.$

Отже,
$$\frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''} = \dots = \frac{p_2}{p^{(z-1)}}.$$

Після перетворень отримаємо:
$$\frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''} = \dots = \frac{p_2}{p^{(z-1)}} = \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}}.$$

Тобто z -ступеневий компресор найбільш економічний, якщо відношення тисків по ступенях однакові та дорівнюють кореню z -го ступеня із загального відношення тисків.

Рівність відношень тисків у всіх ступенях компресора не тільки знижує сумарну витрату роботи. Температури нагнітання в цьому випадку теж рівні по ступенях і більш низькі, ніж при різних відношеннях тисків.

При рівних відношеннях тисків і адіабатичному стискуванні по ступенях робота, затрачувана у багатоступеневому теоретичному циклі ідеального газу, знаходиться за формулою:

$$l_z = z \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{z \cdot k}} - 1 \right].$$

Для реального газу завдання економічного розподілу стискування між ступенями є складнішим, ніж для ідеального. Воно вирішується елементарно лише за умови, що величина показника надлишку об'ємної енергії реального газу не змінюється з температурою.

У цьому випадку надлишкова робота в циклі реального газу не залежить ні від характеру процесу стискування, ні від охолодження газу між ступенями і при заданих початковому та кінцевому тисках є постійною величиною, що додається до роботи в циклі ідеального газу. Тоді відхилення стисливості реального газу не може впливати на розподіл стискування, і мінімум витрати роботи як і в ідеального газу досягається при рівності відношення тисків по ступенях [1, 2, 30].

Ця умова відноситься, насамперед, до водню та гелію, що мають найнижчі критичні температури. Інші гази і пари умові незалежності показника надлишку об'ємної енергії від температури задовольняють лише в області високих тисків.

В одно- та двоатомних газів розходження кривих надлишку об'ємної енергії для різних температур, що спостерігається головним чином при низьких і середніх тисках, порівняно невелика. В області таких тисків величина надлишку об'ємної енергії до того ж мало впливає на витрату роботи. Тому розподіл стискування по ступенях компресора здійснюють, передбачаючи рівні відношення тисків. У три- та у багатоатомних газів при тисках, близьких до критичних, і температурах, що мають місце в компресорі, криві надлишку об'ємної енергії розходяться дуже сильно. Ця обставина відбивається на оптимальних значеннях проміжних тисків і повинна враховуватися при розподілі тисків. Але вибір проміжних тисків доводиться робити підбором їхніх значень.

Для реального газу рівність відношень тисків по ступенях компресора вже не означає рівності витрачених робіт. У ступенях високого тиску робота, що витрачається, може виявитися значно меншою чи більшою, ніж у ступенях низького чи середнього тисків.

4.3.3. Розподіл тиску з урахуванням різниці втрат тиску між ступенями

У багатоступеневому компресорі на шляху газу зі ступені в ступень спостерігаються втрати тиску, причому відносна величина цих втрат між ступенями низького тиску більше, ніж між ступенями високого тиску. Інакше кажучи, зі збільшенням проміжних тисків відносні величини міжступеневих втрат зменшуються.

Отже, якщо перерозподілити відношення тисків між ступенями компресора, збільшивши їх у ступенях низького тиску і зменшивши в ступенях високого тиску, то проміжні тиски зростуть і втрати енергії при перетіканні газу зі ступеня в ступінь трохи зменшаться і, відповідно, знизиться і споживана компресором потужність.

Міжступенева втрата тиску викликає збільшення тиску нагнітання попереднього ступеня, практично не впливаючи на тиск усмоктування наступної.

Враховуючи формулу (4.58) і відносну малість величин δ , можна відзначити, що

$$p_{n-i} = p_{n-i+1} \cdot (\delta + 1)$$

де p_{n-i} – середній тиск нагнітання в циліндрі i -го ступеня; p_{n-i+1} – середній тиск всмоктування в циліндрі $(i+1)$ -го ступеня; δ – відносна втрата тиску між ступенями.

Згідно з формулою (4.59)

$$p_{n-i} = p_{n-i+1} + A \cdot p_{ec}^{1-q}.$$

Користуючись формулою (4.73) для визначення питомої роботи в кожній ступені компресора, але без урахування величини теплового коефіцієнта λ_T , впливом якого зневажаємо, одержимо для z -ступеневого компресора таке рівняння [1, 30]:

$$l_z = p_{ec-1} \cdot v_{ec-1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-1}}{p_{ec-1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + p_{ec-2} \cdot v_{ec-2} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-2}}{p_{ec-2}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) +$$

$$+ p_{ec-3} \cdot v_{ec-3} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-3}}{p_{ec-3}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \dots + p_{ec-z} \cdot v_{ec-z} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-z}}{p_{ec-z}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.76)$$

де $\frac{p_{n-1}}{p_{ec-1}}, \frac{p_{n-2}}{p_{ec-2}}, \frac{p_{n-3}}{p_{ec-3}}, \dots, \frac{p_{n-z}}{p_{ec-z}}$ – відношення тисків в ступенях компресора;

$v_{ec-1}, v_{ec-2}, v_{ec-3}, \dots, v_{ec-z}$ – питомі об'єми газу на всмоктуванні.

Внаслідок недоохолодження газу в проміжних холодильниках температура всмоктування у всіх ступенях вища, ніж у першому ступені, а тому маємо такі рівності:

$$p_{ec-2} \cdot v_{ec-2} = p_{ec-3} \cdot v_{ec-3} = \dots = p_{ec-z} \cdot v_{ec-z} = p_{ec-1} \cdot v_{ec-1} \cdot \frac{T_{ec-2}}{T_{ec-1}}$$

де T_{ec-1} – температура всмоктування I ступеня; T_{ec-2} – температура всмоктування інших ступенів.

Підставляючи ці рівності у формулу (4.77) і враховуючи залежність для p_{ni} , одержуємо:

$$l_z = p_{ec-1} \cdot v_{ec-1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left\{ \left(\left(\frac{p_{ec-2} + A \cdot p_{ec-2}^{1-q}}{p_{ec-1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \frac{T_{ec-2}}{T_{ec-1}} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-3} + A \cdot p_{ec-3}^{1-q}}{p_{ec-2}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \right\} +$$

$$+ \frac{T_{ec-2}}{T_{ec-1}} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-4} + A \cdot p_{ec-4}^{1-q}}{p_{ec-3}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \dots + \frac{T_{ec-2}}{T_{ec-1}} \cdot \left(\left(\frac{p_{n-z}}{p_{ec-z}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right). \quad (4.77)$$

Робота l_z мінімальна, коли частинні похідні роботи з тисків всмоктування всіх ступенів, крім першого, дорівнюють нулю.

Частинна похідна по тиску всмоктування другого ступеня дорівнює:

$$\frac{\partial l_z}{\partial p_{\text{вс}_2}} = p_{\text{вс}_1} \cdot v_{\text{вс}_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left\{ \frac{k-1}{k} \cdot p_{\text{вс}_1}^{\frac{k-1}{k}} \cdot (p_{\text{вс}_2} + A \cdot p_{\text{вс}_2}^{1-q})^{\frac{1}{k}} \cdot [1 + A \cdot (1-q) \cdot p_{\text{вс}_2}^{1-q}] - \frac{T_{\text{вс}_2}}{T_{\text{вс}_1}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot (p_{\text{вс}_3} + A \cdot p_{\text{вс}_3}^{1-q})^{\frac{k-1}{k}} \cdot p_{\text{вс}_2}^{\frac{-2 \cdot k-1}{k}} \right\}.$$

Прирівнюючи похідну до нуля і спрощуючи рівняння, отримуємо

$$p_{\text{вс}_2}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{p_{\text{вс}_2} + A \cdot (1-q) \cdot p_{\text{вс}_2}^{1-q}}{(p_{\text{вс}_2} + A \cdot p_{\text{вс}_2}^{1-q})^{\frac{1}{k}}} = \frac{T_{\text{вс}_2}}{T_{\text{вс}_1}} \cdot p_{\text{вс}_1}^{\frac{k-1}{k}} \cdot (p_{\text{вс}_3} + A \cdot p_{\text{вс}_3}^{1-q})^{\frac{k-1}{k}}.$$

Часткова похідна за тиском всмоктування III ступеня за аналогією дорівнює

$$p_{\text{вс}_3}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{p_{\text{вс}_3} + A \cdot (1-q) \cdot p_{\text{вс}_3}^{1-q}}{(p_{\text{вс}_3} + A \cdot p_{\text{вс}_3}^{1-q})^{\frac{1}{k}}} = p_{\text{вс}_2}^{\frac{k-1}{k}} \cdot (p_{\text{вс}_4} + A \cdot p_{\text{вс}_4}^{1-q})^{\frac{k-1}{k}}.$$

Аналогічний вид мають часткові похідні за тиском всмоктування інших ступеней.

Для тиску всмоктування останнього ступеня

$$p_{\text{вс}_z}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{p_{\text{вс}_z} + A \cdot (1-q) \cdot p_{\text{вс}_z}^{1-q}}{(p_{\text{вс}_z} + A \cdot p_{\text{вс}_z}^{1-q})^{\frac{1}{k}}} = p_{\text{вс}_{z-1}}^{\frac{k-1}{k}} \cdot p_{\text{н}_z}^{\frac{k-1}{k}}.$$

В отриманій системі $(z-1)$ рівнянь з такою самою кількістю невідомих відомими тисками є тільки тиски всмоктування першого ступеня $p_{\text{вс}_1}$ і нагнітання останнього $p_{\text{н}_z}$.

Задача визначення проміжних тисків зводиться до розв'язання цієї системи рівнянь і стає тим більш складною, чим більше в компресора ступенів.

Розв'язання системи рівнянь втрати тиску приймається відповідно до формули (4.60) з використанням формули

$$\delta = \frac{2,66}{p_{\text{вс}_{i+1}}^{0,25}},$$

де $p_{\text{вс}_{i+1}}^{0,25}$ – тиск всмоктування наступного ступеня, заданий у Н/м².

Формула (4.60) прийнята з урахуванням, що в нових компресорах втрати тиску будуть нижче середніх статистичних по виконаних компресорах.

При розв'язанні отриманої системи рівнянь з урахуванням різниці величин $T_{\text{вс}_1}$ і $T_{\text{вс}_2}$, відношення тисків у першому ступені виявляється значно більшим, ніж в інших ступенях, що пояснюється більш низькою температурою всмоктування першого ступеня. Такий розподіл відношень тисків викликав би зниження об'ємного коефіцієнта першого ступеня, а відповідно, і збільшення робочого об'єму циліндра цього ступеня та загальної маси машини. Тому при складанні номограми відношення температур усмоктування із системи рівнянь виключено.

У ступенях високого тиску охолодження циліндрів малоефективне, внаслідок чого показник політропи стискування і, відповідно, температури у циліндрах вище, ніж у ступенях низького тиску. Зниження відношення тисків у ступенях високого тиску вирівнює вплив температури нагнітання по ступенях, покращує умови змащення і підвищує надійність компресора.

4.3.4. Вибір оптимальної кількості ступенів компресора

В компресоробудуванні реалізовано різні співвідношення між кількістю ступенів і кінцевим тиском. В сучасних компресорах з початковим тиском, який дорівнює

атмосферному, граничні значення кінцевого тиску (МН/м^2) залежно від числа ступенів, приймаються такими:

Один	до 0,7
Два	0,5...3,0
Три	1,3...15
Чотири	3,5...40

П'ять	15...100
Шість	20...110
Сім	45...110

При збільшенні числа ступенів компресора його теоретичний цикл все більше наближується до ізотермічного, але додаткова економія роботи, що досягається введенням нового ступеня, зменшується. Додавання кожного додаткового ступеня поєднано з ускладненням конструкції та додатковими витратами роботи внаслідок утрат тиску в клапанах і в додатковій міжступеневій комунікації. Вибір оптимальної кількості ступенів виконують з урахуванням обох обставин.

Аналіз впливу кількості ступенів на роботу може бути зроблений на основі ізотермічного індикаторного ККД

$$\eta_{із\ інд} = \frac{l_{із}}{\sum l_{інд}} \quad (4.78)$$

де $l_{із}$ – робота в ізотермічному циклі, що не залежить від числа ступенів;

$L_{інд}$ – сумарна індикаторна робота в багатоступеневому компресорі.

Формулу (4.78) можна подати у вигляді:

$$l_{із} = p_{ес\ -1} \cdot v_{ес\ -1} \cdot \ln \varepsilon_k,$$

де $p_{ес\ -1}$ і $v_{ес\ -1}$ – тиск і об'єм газу, що надходить, за станом у всмоктувальному патрубку циліндра першого ступеня;

ε_k – відношення кінцевого тиску в компресорі до початкового.

Використовуючи рівняння (4.73) для визначення сумарної індикаторної роботи z -ступеневого компресора з рівними відношеннями тисків у ступенях ($\varepsilon = \sqrt[k]{\varepsilon_k}$) і враховуючи неповне проміжне охолодження, отримаємо [19, 21, 30]:

$$\sum l_{інд} = \frac{p_{ес\ -1} v_{ес\ -1} k}{\lambda_T (k-1)} \cdot \left\{ \left(\varepsilon_1^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \frac{T_{ес2}}{T_{ес1}} \left[\left(\varepsilon_2^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \left(\varepsilon_3^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) + \dots + \left(\varepsilon_z^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \right] \right\}$$

де λ_T – тепловий коефіцієнт;

$\varepsilon \approx \varepsilon \cdot (1 + E \cdot \delta_{ес} + \delta_n)$ – відношення тисків у ступенях компресора з урахуванням втрат (4.72);

$T_{ес1}$ – абсолютна температура газу перед I ступенем;

$T_{ес2}$ – абсолютна температура газу перед кожним наступним ступенем;

$\delta_{ес}$ і δ_n – відносні втрати тисків усмоктування і нагнітання.

Залежність величини $\eta_{інд}$ від кінцевого тиску при різному числі ступенів показана на рис. 4.31.

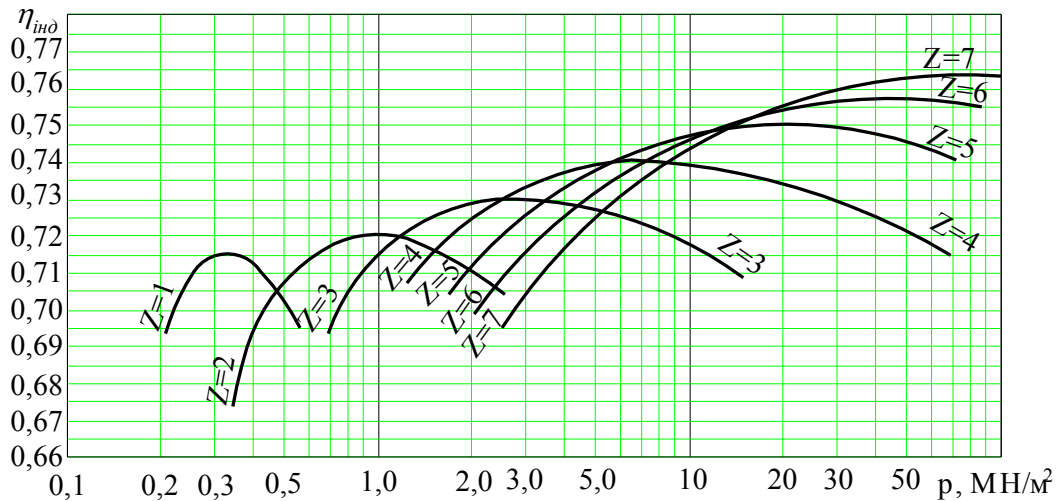


Рис. 4.31. Залежність η_{ind} від кінцевого тиску для компресорів з різною кількістю ступенів

Графік побудований для двоатомного газу ($k=1,4$) при початковому тиску $0,1 \text{ МН/м}^2$ і температурах $T_{ec1}=300^\circ\text{К}$ і $T_{ec2}=310^\circ\text{К}$. Величини δ_{ec} і δ_n обрані щодо середніх утрат тиску. Точки перетину суміжних кривих розмежують області найбільш економічних чисел ступенів для різних тисків. Наприклад, для кінцевих тисків до $0,45 \text{ МН/м}^2$ при одноступеневому стискуванні ізотермічний індикаторний ККД вище, ніж при двоступеневому. Двоступеневе стискування найбільш економічне для тисків $0,45 \dots 1,1 \text{ МН/м}^2$; триступеневе – для тисків $1,1 \dots 2,4 \text{ МН/м}^2$.

Графік побудований без урахування теплового коефіцієнта λ_T . Криві η_{ind} з урахуванням λ_T , як це неважко показати, були б розташовані на графіку нижче, а точки їхнього перетину змістилися б ліворуч. Отже, число ступенів, зумовлене графіком, з погляду витрати енергії не перевищує найбільш економічне за значенням витрати енергії.

При стискуванні багатоатомних газів ($k < 1,4$) відношення тисків вигідніше брати більш високими, ніж для двоатомних. Іноді компресори, призначені для таких газів, можуть бути виконані з меншим числом ступенів.

У компресорах для водню або інших газів з малою питомою вагою втрати тиску між ступенями нижче середніх значень. У цих випадках доцільно знизити відношення тисків і прийняти число ступенів більшим, ніж у компресорах для повітря або інших, близьких до нього за питомою вагою газів.

При виборі найбільш вигідного числа ступенів прагнуть не тільки до економії енергії, але й керуються іншими висновками, і обране число ступенів може виявитися меншим, ніж за графіком. Так для тиску $2,4 \text{ МН/м}^2$ значення η_{ind} однакове при трьох і чотирьох ступенях. Однак не тільки для цього, але й для трохи більш високого тиску триступеневе стискування більш економічне [10, 11, 44].

При меншому числі ступенів погіршується ККД, але при цьому спрощується конструкція і знижується вартість компресора. Питання про оптимальне число ступенів треба обирати, беручи до уваги не тільки вартість енергії, але і витрати на виготовлення компресора, регулярність його роботи та амортизаційний термін служби.

Річні витрати на енергію S при мінімальній потужності на валу компресора N_k (число ступенів відповідає найвищому значенню η_{ind}) за умови роботи M діб на рік, B год на добу і вартості $1 \text{ кВт} \cdot \text{год}$ у Q коп. становлять [42].

$$S = \frac{N_k \cdot M \cdot B \cdot Q}{100}, \text{ грн} \quad (4.79)$$

При цілодобовій роботі частка енергії в загальних витратах на експлуатацію в стаціонарних компресорних установках досягає 80%.

Якщо устаткування працює частину доби, амортизаційні відрахування скорочуються, але не пропорційно робочому часу, а менше. Вартість же енергії знижується пропорційно робочому часу. Отже, при неповному завантаженні компресора частка витрат на енергію зменшується і може виявитися, що у компресорі, призначеному для роботи протягом частини доби, оптимальне число ступенів буде меншим, ніж у запроєктованого для цілодобової роботи [33, 34, 35].

Різниця між економічним за витратами енергії і оптимальним числом ступенів особливо велика у разі, коли компресор призначений для короткочасної роботи з великими інтервалами. За таких умов питання про витрату енергії не має такого значення, як вартість установки, тому компресор може бути виконаний з меншим числом ступенів, зумовленим гранично допустимими температурами в циліндрах.

4.3.5. Вплив кількості ступенів на величину поршневої сили

Чим менше поршнева сила, тим легше і компактніше механізм руху, менше маса і вартість компресора і вище його механічний ККД.

Величина поршневої сили від тиску газу на поршень, а в складних схемах – на поршні всіх ступенів, розташованих послідовно в ряді компресора, змінна за ходом поршня. Вона досягає максимуму на початку нагнітання, а на іншій частині ходу поршня трохи знижується внаслідок зменшення втрат тиску [19, 20, 28].

Поршкову силу наприкінці ходу поршня, обчислену за номінальними тисками всмоктування і нагнітання, будемо називати **номінальною поршневою силою**. Від істинної поршневої сили вона відрізняється тим, що не враховує втрат коливання тисків.

В одноступеневому компресорі подвійної дії при однаковій площі $F/2$ по обидва боки поршня площею F (м²) і номінальних тисках усмоктування p_{ec} і нагнітання p_n (н/м²) величина номінальної поршневої сили Π (Н) дорівнює:

$$\Pi = (p_n - p_{ec}) \cdot \frac{F}{2}$$

або

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot p_{ec} \cdot F \cdot (\varepsilon - 1), \quad (4.80)$$

де ε – відношення номінальних тисків.

У багатоступеневому компресорі, що складається з циліндрів подвійного дії з однаковою по обидва боки площею поршня, при однакових відношеннях тисків по ступенях стискування та ідеальному газі, номінальні поршневі сили у всіх ступенях рівні.

Дійсно, при рівних температурах газу, що надходить, і однакових коефіцієнтах наповнення номінальні тиски всмоктування зворотно пропорційні площам поршнів. Тому для всіх ступенів:

$$p_{ec_{-1}} \cdot F_1 = const \quad (4.81)$$

і поршневі сили:

$$\Pi' = \Pi'' = \dots = \Pi^{(z)} = \frac{1}{2} \cdot p_{ec_{-i}} \cdot F_i \cdot (\varepsilon - 1) = \frac{1}{2} \cdot p_{ec_{-1}} \cdot F_1 \cdot (\varepsilon - 1).$$

При будь-якому числі рядів z -ступеневого багаторядного компресора сума номінальних поршневих сил у всіх рядах:

$$\Pi_z = \Pi' + \Pi'' + \dots + \Pi^{(z)} = \frac{z}{2} \cdot p_{ec_{-1}} \cdot F_1 \cdot (\varepsilon - 1).$$

Якщо загальне відношення тисків у компресорі ε_k , то для кожного ступеня $\varepsilon = \sqrt[z]{\varepsilon_k}$, і залежність номінальної поршневої сили компресора від кількості ступенів визначається формулою:

$$P_z = \frac{z}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot (\sqrt[z]{\varepsilon_k} - 1). \quad (4.82)$$

При визначенні величини P_z виходимо з умови, що всі ступені компресора подвійної дії та поршневі сили по ходу поршня до вала і від вала урівняні. Формулу (4.82) можна застосовувати і при нерівності поршневих сил, але у цьому випадку величина P_z являє собою алгебраїчну півсуму для всіх рядів по ходу до вала і від вала.

Зі збільшенням кількості ступенів поршневі сили значно знижуються. Наприклад, у теоретичному двоступеневому компресорі при тиску всмоктування 100 кН/м^2 і нагнітанні 900 кН/м^2 поршнева сила у два рази менша, ніж в одноступеневому. Дійсно:

$$\frac{P_{z=2}}{P_{z=1}} = \frac{\frac{2}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot (\sqrt{9} - 1)}{\frac{1}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot (9 - 1)} = \frac{1}{2}.$$

Реальна різниця у поршневих силах ще більша, бо зі збільшенням кількості ступенів відношення тисків у кожному з них знижується, а внаслідок зменшення впливу мертвих просторів зростають об'ємні коефіцієнти, і діаметри циліндрів виходять меншими. При цьому зростають і втрати тиску, які збільшують поршневі сили, однак вплив зміни об'ємних коефіцієнтів також більший, ніж від втрати тиску, і поршневі сили зі збільшенням числа ступенів додатково зменшуються.

При нескінченному числі ступенів номінальна поршнева сила компресора досягає мінімуму. Позначивши її через P_∞ знаходимо відповідно до виразу (4.82):

$$P_\infty = \lim_{z \rightarrow \infty} \left[\frac{z}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot (\sqrt[z]{\varepsilon_k} - 1) \right] = \frac{1}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot \frac{(\sqrt[z]{\varepsilon_k} - 1)}{\left(\frac{1}{z}\right)} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot \frac{\varepsilon_k^{\frac{1}{z}} \cdot \ln \varepsilon_k \cdot \left(\frac{1}{z}\right)}{\left(\frac{1}{z}\right)} = \frac{1}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot \ln \varepsilon_k \quad (4.83)$$

$$\text{бо} \quad \lim_{z \rightarrow \infty} \left[\varepsilon_k^{\frac{1}{z}} \right] = 1.$$

При відношенні тисків у ступенях, нескінченно близькому одиниці, $\lambda_v \approx 1$, $\lambda_T \approx 1$. Отже, при $\lambda_p = 1$ коефіцієнт наповнення $\lambda_n \approx 1$ та $V_h \approx V_{ec}$.

$$\text{Звідси} \quad F_1 = \frac{V_{h1}}{S} = \frac{V_{ec1}}{S}.$$

Таким чином, мінімальна поршнева сила компресора:

$$P_\infty = \frac{p_{ec-1} \cdot V_{ec-1}}{2 \cdot S} \cdot \ln \varepsilon_k, \quad (4.84)$$

де V_{ec-1} – об'єм газу, що надходить у компресор за 1 оберт вала, м^3 ;

S – хід поршня, м.

Неважко помітити, що величина P_∞ дорівнює середній індикаторній силі в ізотермічному циклі в компресора подвійної дії і знаходиться як відношення роботи в такому циклі до подвоєної довжини ходу поршня.

Сумарна поршнева сила Π_∞ усіх рядів багаторядного z -ступеневого компресора з урахуванням коефіцієнта наповнення і втрат тиску при всмоктуванні і нагнітанні визначається у вигляді:

$$\Pi_z = \frac{z}{2} \cdot p_{ec-1} \cdot F_1 \cdot \Delta \cdot (\sqrt[z]{\varepsilon_k} - 1) = z \cdot \frac{p_{ec-1} \cdot F_1}{2 \cdot S \cdot \lambda_n} \cdot \Delta \cdot (\sqrt[z]{\varepsilon_k} - 1). \quad (4.85)$$

де λ_n – коефіцієнт наповнення, прийнятий для всіх ступенів однаковим;

Δ – коефіцієнт впливу втрат тиску, що враховує також вплив хвильових явищ у газовому тракті ($\Delta = 1, 10 \dots 1, 25$).

Залежність сумарної поршневої сили Π_z від кінцевого тиску і кількості ступенів компресора подана на рис. 4.32.

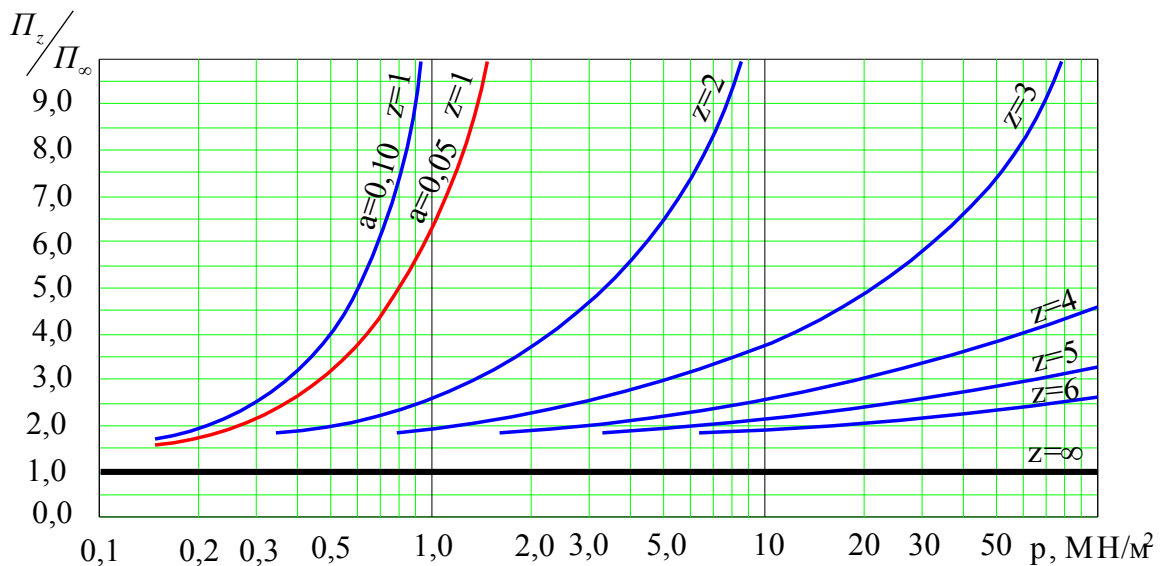


Рис. 4.32. Залежність поршневої сили від кінцевого тиску і числа ступенів

Величина Π_z виражена у відношенні до мінімальної поршневої сили компресора Π_∞ і визначається за формулою (4.84).

Криві, що представляють поршневі сили при одноступеневому стискуванні, подані для мертвих просторів від 5 до 10%. При побудові інших кривих мертвий простір прийнятий 10%. Усі криві побудовані без урахування відхилення стисливості газу і втрат тиску, тобто для $\Delta = 1$.

Механізм руху і раму, тобто базу компресора, розраховують за найбільшою поршневою силою у кожному із рядів [21, 30, 31].

Для її зменшення поршневі сили урівнюють, домагаючись рівності по рядах і усередині кожного ряду. Якщо відношення тисків і мертві простори по ступенях рівні, а газ можна розглядати як ідеальний, то урівнювання поршневих сил по рядах досягається при однаковому числі ступенів стискування у кожному ряду, а всередині ряду – при виконанні всіх ступенів подвійної дії або одинарної, але з попарним розміщенням у ряді з боку вала і кришки циліндрів.

У компресорах, виконаних за несиметричними схемами з неоднаковою кількістю ступенів, повернутих у протилежні сторони ряду, немає рівності поршневих сил. Іноді, щоб урівняти поршневі сили, перерозподіляють відношення тисків між ступенями, трохи збільшуючи їх у ступенях, розташованих з боку меншої поршневої сили, і зменшуючи в ступенях, повернутих у протилежну сторону, де поршнева сила більша.

Тієї ж мети можна досягти, збільшивши мертві простори у ступенях з боку меншої поршневої сили, що спричиняє збільшення діаметрів циліндрів. Обидва шляхи урівнювання пов'язані з деякою втратою енергії.

Відхилення стисливості реального газу вносить у формулу (4. 81) похибку тим більшу, чим сильніше відрізняються у різних ступенях коефіцієнти стисливості в умовах усмоктування. У ступенях високого тиску поршнева сила часто виявляється набагато більшою, ніж в інших ступенях. Це призводить до значного порушення рівності поршневих сил при ході поршня в один або в інший бік.

4.3.6. Проміжні тиски між ступенями компресора

При пуску компресора проміжні тиски стабілізуються не відразу. Сталий режим досягається після більш-менш тривалої роботи компресора, коли припиняється накопичення газу у міжступеневих ємностях. Але перш ніж звернутися до залежностей, що визначають тиски на сталому режимі, розглянемо процес наростання тисків під час запуску компресора.

До запуску компресора всі проміжні тиски дорівнюють атмосферному (або тиску у вхідному газопроводі). При першому оберті вала I ступінь подає порцію газу в трубопровід, що пов'язує його із II ступенем, і кількість газу в міжступеновому просторі I-II ступенів збільшується. Одночасно частково кількість газу в міжступеновому просторі зменшується на порцію газу, прийняту II ступенем, об'єм якого є меншим, ніж I ступеня.

Під час першого оберта I ступінь починає нагнітати газ при атмосферному тиску і стискує його при нагнітанні. При другому оберті відповідно до тиску, досягнутого у міжступеновому просторі, нагнітання передуює деякий стиск.

При наступних обертах компресора відбувається подальше підвищення тиску. Потім між ступенями встановлюється тиск, при якому II ступінь спроможний прийняти увесь газ, що подається I ступенем.

Наростання тисків між іншими ступенями відбувається в основному аналогічно, але тим швидше, чим вище порядковий номер ступеня. Але тиск нагнітання останнього ступеня, за умови, що ємність, в яку відбувається нагнітання, є досить великою, нарощується повільніше. Можливе не тільки відносно, але й абсолютне відставання росту тиску нагнітання останнього ступеня від росту його в попередньому ступені.

У цьому випадку надлишком тиску в попередньому ступені відкриваються всмоктувальні і нагнітальні клапани останнього ступеня, і газ, не стискуючись, транзитом проходить через неї в нагнітальну мережу.

Тоді в міжступеновому просторі перед останнім ступенем тиск залежить вже не від об'єму всмоктування останнього ступеня, а від тиску в нагнітальній мережі та тих опорів, які зустрічає газ у тракці останнього ступеня.

Якщо тиск у нагнітальній мережі нижче тиску всмоктування передостаннього ступеня, то і через неї газ буде перетікати, не піддаючись стискуванню. Може трапитися таке, що газ буде протікати через декілька ступенів підряд. Ці ступені почнуть включатися в роботу лише по мірі підвищення кінцевого тиску.

Компресор, призначений для наповнення балонів, систематично працює в режимі наростання кінцевого тиску. На рис. 4.33 представлені криві наростання тисків по ступенях чотириступінчастого компресора такого призначення.

Іноді при запуску компресора тиск у нагнітальній мережі вже дорівнює кінцевому. Найчастіше це буває при паралельній роботі декількох компресорів на загальну мережу.

У цьому випадку останній ступінь компресора, у нагнітальній лінії якої підтримується високий тиск, а у всмоктувальній у початковий момент – атмосферний тиск, починає роботу при вкрай високому відношенні тисків (див. рис. 4.34).

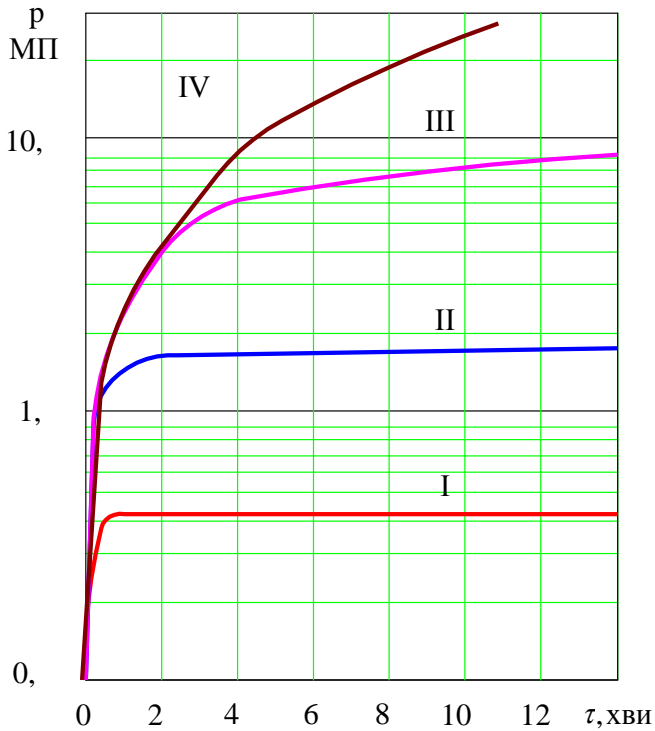


Рис. 4.33. Криві наростання тисків по ступенях чотириступеневого омпресора при заповненні ємності великого об'єму

Тому в області відносно низьких тисків, де коефіцієнт стискування $\xi < 1$, криві $i = const$ зі збільшенням тиску (зменшенням ентропії) відхиляються від горизонталі, тобто убік більш високих температур, а в області відносно високих тисків при $\xi > 1$ відхиляються вниз.

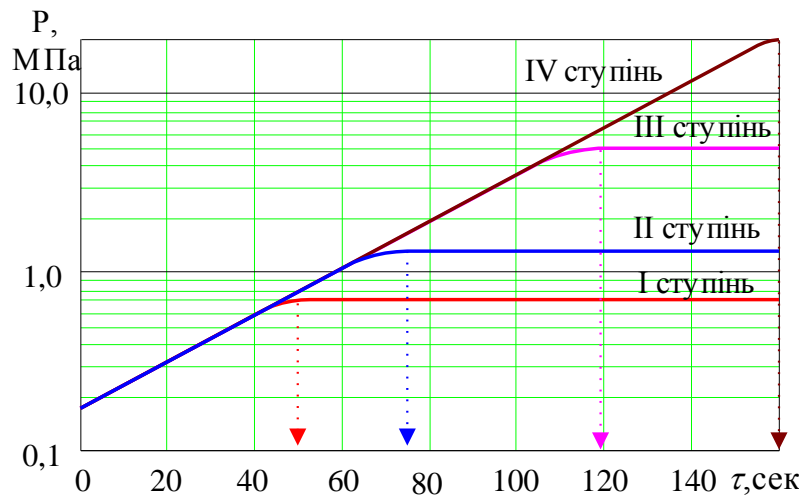


Рис. 4.34. Зміна тисків по ступенях компресора 2ГМ4-1,3/12-250 при його запуску

Можливо, що при перших обертах компресора повного стискування до значення кінцевого тиску в останньому ступені ще не відбудеться, бо вже при меншому відношенні тисків увесь всмоктуваний газ уміститься в його мертвому просторі і подача ступеня буде дорівнювати нулю. Температура кінця стискування досягне при цьому неприпустимих меж.

Небезпека виникнення високих температур в останньому ступені усувається установкою в нагнітальній мережі зворотного клапана, розташовуваного так, щоб між циліндром і клапаном був об'єм, який в декілька разів перевищує об'єм циліндра.

Співвідношення об'ємів має бути не меншим тих, які є між об'ємами нагнітаючого циліндра і міжступеневого простору на ступенях середнього стискування. Тоді тиск за останнім ступенем буде рости розмірено, відповідно до протікання температур в останньому ступені. Під час запуску можна йти і іншим шляхом, який застосовується у компресорах середньої та великої продуктивності.

Він полягає у тому, що ділянку нагнітальної мережі між циліндром останньої ступені і зворотним клапаном з'єднують байпасною (перепускною) лінією зі всмоктувальною трубою I ступеня або з атмосферою (у компресорах для повітря).

Перед запуском компресора байпас повністю відкривають, а в період запуску поступово прикривають так, щоб кінцевий тиск підвищувався приблизно пропорційно до проміжного тиску перед останнім ступенем.

У перші моменти роботи компресор всмоктує кількість газу більше нормальної величини, бо коефіцієнт наповнення I ступеня близький до одиниці. По мірі зростання тиску він зменшується, а разом із ним зменшується і об'єм всмоктуваного газу.

При сталому режимі роботи компресора маса газу, що нагнітається в міжступеневий простір попереднього ступеня дорівнює масі газу, який всмоктується наступним.

При повному охолодженні в проміжних холодильниках температури газу, які всмоктуються всіма ступенями, рівні. Отже, для досягнення розрахункових проміжних тисків необхідно, щоб об'єми газу, які всмоктуються ступенями, зменшувалися обернено пропорційно до величин цих тисків.

У дійсності, при виборі розмірів циліндрів об'єми всмоктування за ступенями компресора зменшують, враховуючи стисливість газу, його неповне охолодження в проміжних холодильниках, різницю значень теплового коефіцієнта, проміжні відбори і виділення зі стисненого газу вологи.

Вплив кінцевого тиску на проміжні. У ряді випадків компресор працює при кінцевому тиску, який відрізняється від розрахункового. За відсутності мертвих просторів у циліндрах ця обставина позначилася б тільки на відношенні тисків у останньому ступені.

Вплив мертвих просторів виявляється таким чином, що з ростом кінцевого тиску збільшується відношення тисків останньої ступені, зменшується її об'ємний коефіцієнт і, відповідно, об'єм всмоктування. Але остання ступень має прийняти увесь газ, який нагнітає попередня, і тому в останній ступені тиск усмоктування зростає в зворотному відношенні до об'єму всмоктування [2, 19, 30].

Разом з тим збільшуються тиск нагнітання і відношення тисків у попередніх ступенях. У свою чергу, хоча і меншою мірою, це призводить до зниження об'ємного коефіцієнта передостаннього ступеня, збільшення тисків усмоктування в цьому ступені та нагнітання в попередньому.

Таким чином, збільшення кінцевого тиску викликає підвищення всіх проміжних тисків, а зменшення – їхнє зниження. Цей процес пов'язаний із зворотнім перерозподілом стискування, що найбільше проявляється в останньому ступені, і прогресивно знижується до першого.

Початковий тиск впливає на проміжні безпосередньо. За відсутності мертвих просторів проміжні тиски змінилися б пропорційно початковому. Зворотній перерозподіл стискування, викликаний наявністю мертвих просторів, дещо зменшує зміну. Ця зміна більш помітна в останніх ступенях.

Інші причини зміни проміжних тисків. Нещільність клапанів, поршневих кілець та інші несправності, внаслідок яких відбувається витік газу, впливають на тиски. Наявність таких несправностей у I ступені зменшує продуктивність компресора. При цьому всі проміжні тиски між ступенями знижуються.

Якщо ж несправність виникає в будь-якому іншому ступені і викликає зменшення всмоктуваного ним об'єму, то проміжний тиск перед цим ступенем зростає, оскільки він має прийняти всю кількість газу, що надходить.

Маса газу, що надходить у компресор, пропорційна добутку $\lambda_{p_{-1}} \cdot p_{ec_{-1}}$, де $\lambda_{p_{-1}}$ – коефіцієнт тиску I ступеня та $p_{ec_{-1}}$ – його номінальний тиск всмоктування.

Зміна $\lambda_{p_{-1}}$, що виникає залежно від частоти обертання компресора, довжини всмоктувального трубопровода або сили пружин всмоктувальних клапанів I ступеня, може також стати причиною зміни продуктивності та всіх проміжних тисків.

Підвищення опору всмоктувальної лінії, викликане забрудненням фільтра, знижує тиск усмоктування I ступеня і всі проміжні. Навпаки, підвищення опору в комунікації між ступенями збільшує тільки тиск нагнітання ступеня перед опором, а тиск усмоктування після опору практично не змінюється.

При погіршенні охолодження в проміжному холодильнику збільшується об'єм газу, що надходить у наступний ступінь, і проміжний тиск підвищується. Варто пам'ятати, що зміна проміжних тисків при постійних умовах всмоктування в I ступені і нагнітання з останньої та при незмінній температурі рідини охолодження є ознакою несправності компресора.

4.3.7. Неповне охолодження газу в проміжних холодильниках та проміжний відбір частини стиснутого газу

Межа можливого охолодження газу в холодильнику визначається початковою температурою води, що надходить. Навіть при рівності температур газу, всмоктуваного I ступенем, і води, що надходить, неповне охолодження неминуче. У зимовий час, коли температура всмоктуваного газу нижче за температуру охолоджувальної води, неповне охолодження є ще більшим [2, 19, 30].

Необхідність дотримання необхідних проміжних тисків змушує збільшувати розміри циліндрів ступенів, розташованих за холодильником, з таким розрахунком, щоб відносне зростання об'ємів всмоктуваного газу було пропорційно відносному підвищенню абсолютної температури газу, викликаному недоохолодженням, тобто:

$$\frac{\Delta V_{ec}}{V_{ec}} = \frac{\Delta T_{ec}}{T_{ec}}.$$

Якщо середня температура всмоктуваного газу близько 27°C або 300°K, то кожному градусу недоохолодження газу відповідає збільшення його об'єму на 33,3 %. Але робота пропорційна об'єму всмоктуваного газу. Отже, кожен градус недоохолодження газу викликає в наступному за холодильником ступені збільшення роботи на 33,3 %.

Площа 1–2–2'–1' на рис. 4.35 відображує збільшення роботи ступеня при неповному охолодженні.

У двоступеневому компресорі при рівності робіт по ступенях недоохолодження газу в проміжному холодильнику на 1°C викликає відносне збільшення всієї індикаторної роботи на 17%.

В z-ступеневому компресорі при однаковому недоохолодженні в усіх проміжних холодильниках кожен градус недоохолодження збільшує сумарну індикаторну роботу на величину

$$\frac{\Delta L}{L_z} = \frac{1}{3} \cdot \frac{z-1}{z} \% = \frac{1}{3} \cdot \left(1 - \frac{1}{z}\right) \%.$$

Отже, зі збільшенням кількості ступенів втрата роботи від неповного охолодження газу зростає.

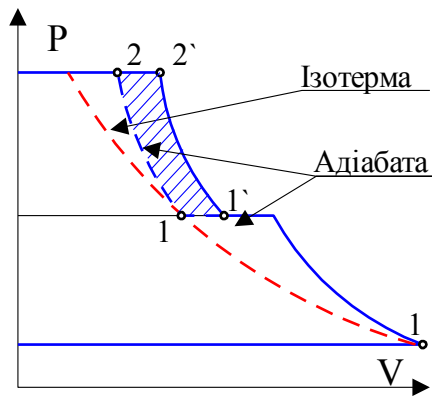


Рис. 4.35. Збільшення роботи у двоступеневому компресорі при недоохолодженні газу між ступенями

В економічних холодильниках стаціонарних компресорів перевищення кінцевої температури газу над початковою температурою охолодної води дорівнює 8°C , але часто величина недоохолодження становить $10...15^{\circ}\text{C}$.

Збільшення об'ємів газу, що всмоктується II ступенем (див. рис. 4.35) або кожним із наступних, можливе лише за умови, що об'єм циліндра ступеня, що всмоктує недоохолоджений газ, заздалегідь обраний із надлишком.

Якщо неповне охолодження не було враховане або виявилось більше передбачуваного, то внаслідок нестачі об'єму всмоктування підвищується міжступеневий тиск. У цьому випадку збільшення роботи, викликане недоохолодженням газу, відбувається не на ступені, що всмоктує недоохолоджений газ, а на попередньому. Однак на величину сумарної роботи у компресорі такий перерозподіл практично не впливає.

В одноступеневому компресорі витрачувана робота не залежить від температури всмоктуваного газу, а в багатоступеневому компресорі вона змінюється з температурою всмоктуваного газу або охолодної води. При пропорційній зміні абсолютних температур всмоктуваного газу у всіх ступенях компресора величина роботи залишається постійною.

Слід зазначити, що при цьому зберігаються незмінними і міжступеневі тиски. Але вони зростають як при зниженні температури газу, що всмоктується I ступенем, так і при підвищенні температури газу після міжступеневих холодильників.

За умовами експлуатації іноді необхідно відвести від компресора частину стиснутого газу при проміжному тиску, а решту стиснути до кінцевого споживача з більш високим тиском. Можлива і протилежна вимога – прийняти додаткову кількість газу при проміжному тиску.

У тому або іншому випадку процес стискування у компресорі розподіляють на дві ділянки, обираючи для кожної з них необхідну кількість ступенів:

- стискування до тиску відбору (або підведення);
- стискування від тиску відбору до кінцевого.

Відношення тисків у ступенях ділянок звичайно неоднакові. Відбір (або підведення) газу впливає на розміри циліндрів. Об'єми ступенів другої ділянки мають бути змінені пропорційно до кількості стисненого газу.

При змінному тиску масова продуктивність ступенів другої ділянки стискування змінюється пропорційно тиску. Якщо необхідно зберегти її постійною, то застосовують спеціальні регульовальні пристрої, які при збільшенні тиску зменшують об'єм газу, що надходить у перший за відбором ступінь.

4.3.8. Продуктивність компресора і секундні об'єми газу, що всмоктується ступенями

Об'ємною продуктивністю компресора називають об'єм газу, який нагнітається за одиницю часу, наприклад, за секунду, заміряний на виході з компресора, але

перерахований на умови всмоктування, тобто на тиск і температуру в усмоктувальному патрубку циліндра I ступеня.

При перерахунку враховують відношення тисків і температур, відхилення стисливості газу і додають об'єм пари, що відповідає волозі, яка виділилася.

За наявності проміжного відбору (або підведенні) газу розрізняють об'ємну продуктивність до і після відбору (підведення). Величину продуктивності ступеней до відбору визначають за витратою газу, який нагнітається останньою із ступеней, приведеною до умов усмоктування I ступеня. Для ступеней після відбору цю величину знаходять за кінцевою витратою газу, перерахованою на умови всмоктування першого із ступенів після відбору [2, 19, 30].

Об'ємна продуктивність компресора, особливо при декількох ступенях стискування, дуже мало залежить від зовнішніх умов: температури всмоктуваного газу, його тиску і вологості, тобто від його стану, і є параметром, що характеризує компресор.

Масова продуктивність компресора (\bar{m} , кг/сек) знаходиться добутком об'ємної ваги (\bar{V} , м³/сек) на густину всмоктуваного газу (ρ , кг/м³)

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho$$

Густина газу залежить від зовнішніх умов, не пов'язаних з роботою компресора. Тому масова продуктивність не є його параметром. Нею, однак, користуються як паспортною величиною компресорів, що працюють у дотискувальному режимі, де вона мало залежить від атмосферного тиску і вологості газу, але наочніше, ніж об'ємна, характеризує компресор.

Матеріальну кількість газу, що нагнітається, визначають також **подачею** - об'ємною витратою сухого газу, віднесеною до нормальних умов, наприклад до стандартного атмосферного тиску ($p=101325$ Н/м²) і температури ($t_0=20^\circ\text{C}$).

Величина подачі, що представляє інтерес для споживачів газу, так само, як і масова продуктивність, залежить від початкових параметрів p_{ec_1} та T_{ec_1} і парціального тиску водяної пари. Тому вона не може бути параметром компресора і на відміну від масової продуктивності не враховує наявності водяної пари у всмоктуваному газі.

Подача V_0 (м³/сек) і об'ємна продуктивність V пов'язані між собою співвідношенням

$$\bar{V}_0 = \lambda_{c.z.} \cdot \frac{p_{ec_1}}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_{ec_1}} \cdot \bar{V}.$$

де $\lambda_{c.z.}$ - відносний об'єм сухого газу в об'ємі вологого, що надходить у компресор.

Секундний об'єм газу \bar{V}_{ec_i} (м³/сек), всмоктуваного кожним i -м ступенем, залежить від продуктивності:

$$\text{для ідеального газу: } \bar{V}_{ec} = \mu_{ec_i} \cdot \frac{p_{ec_1}}{p_{ec_i}} \cdot \frac{T_{ec_i}}{T_{ec_1}} \cdot \bar{V};$$

$$\text{для реального газу: } \bar{V}_{ec} = \mu_{ec_i} \cdot \frac{p_{ec_1}}{p_{ec_i}} \cdot \frac{T_{ec_i}}{T_{ec_1}} \cdot \frac{\xi_{ec_i}}{\xi_{ec_1}} \cdot \bar{V}.$$

де p_{ec} , T_{ec} і ξ_{ec} - тиск, абсолютна температура і коефіцієнт стисливості газу за станом у всмоктувальному патрубку першого та i -го ступенів;

μ - коефіцієнт співвідношення об'ємів, який відображає відношення дійсного об'єму газу, всмоктуваного i -ю ступенню, до об'єму, що відповідає продуктивності:

$$\mu = \mu_y \cdot \mu_{ex} \cdot \mu_0,$$

де μ_y – *коефіцієнт витoku*, що визначає відносне збільшення об'єму всмоктуваного газу для покриття наступних витоків;

$\mu_{вл}$ – *коефіцієнт виділення вологи*, що показує відносне зменшення об'єму всмоктуваного газу внаслідок конденсації вологи в холодильниках попередніх ступенів;

μ_0 – *коефіцієнт відбору*, що виражає відносну зміну об'єму всмоктуваного газу внаслідок відбору або підведення його після кожної з попередніх ступенів.

Коефіцієнт відбору визначають за формулою:

$$\mu_0 = \frac{\overline{V'}}{\overline{V}},$$

де $\overline{V'}$ і \overline{V} – об'ємна продуктивність до і після відбору при однакових умовах (наприклад, всмоктування у I ступінь), м³/сек.

Для I ступеня $\mu_{вл_1} = 1$ і $\mu_{0_1} = 1$ та величина секундного об'єму газу, що всмоктується:

$$\overline{V_{вс_1}} = \mu_{y_1} \cdot \overline{V}, \quad (4.86)$$

де μ_{y_1} – коефіцієнт витoku для I ступеня.

Секундний об'єм, всмоктуваний будь-яким ступенем, залежить від величини її робочого об'єму:

$$\overline{V_{вс_i}} = \lambda_{n_i} \cdot V_{n_i} \cdot n = \lambda_{n_i} \cdot \overline{V_{h_i}}$$

де λ_{n_i} – коефіцієнт наповнення i-го ступеня;

V_{n_i} – його робочий об'єм, м³;

$\overline{V_{h1}} = V_{h1} \cdot n$ – секундний робочий об'єм, м³/сек;

n – частота обертання вала компресора, сек⁻¹.

Таким чином, об'ємна продуктивність компресора, секундний об'єм газу, всмоктуваного I ступенем, і його секундний робочий об'єм пов'язані рівностями:

$$\overline{V} = \frac{\overline{V_{вс_1}}}{\mu_{y_1}} = \frac{\lambda_{n_1} \cdot \overline{V_{h_1}}}{\mu_{y_1}} = \lambda \cdot \overline{V_{h_1}},$$

де $\lambda = \frac{\lambda_{n_1}}{\mu_{y_1}} = \lambda_e \cdot \lambda_{n_1}$ – *коефіцієнт продуктивності компресора*, що показує

співвідношення між продуктивністю компресора і секундним робочим об'ємом його I

ступеня, причому $\lambda_e = \frac{1}{\mu_{y_1}}$ – *коефіцієнт герметичності компресора*.

Так само, при відборі після i-го ступеня об'ємна продуктивність $\overline{V'}$ усіх наступних ступенів і об'єми $\overline{V_{вс_(i+1)}}$ та $\overline{V_{h_(i+1)}}$ першої після відбору ступеня знаходяться у співвідношеннях:

$$\overline{V} = \frac{\overline{V_{вс_(i+1)}}}{\mu_{y_(i+1)}} = \frac{\lambda_{n_(i+1)} \cdot \overline{V_{h_(i+1)}}}{\mu_{y_(i+1)}}.$$

4.3.9. Витоки газу при стискуванні газу в компресорі

При стискуванні газу в компресорі відбуваються його втрати через нещільності, наприклад, сальникові ущільнення, поршневі кільця, прокладки, клапани тощо.

Ці втрати підвищують витрату енергії у зв'язку з тим, що компресор стискує більшу кількість газу, ніж подає в нагнітальний трубопровід.

Втрати газу через нещільності підрозділяються на зовнішні (витоки) і внутрішні (перетікання). Газ, стиснений у компресорі, проходить усі ступені стиснення, утворюючи потік послідовно через циліндри, холодильники, масло-відокремлювачі і з'єднувальні газопроводи.

Усі вони складають внутрішню газову комунікацію компресора, зосереджену між всмоктувальною лінією і запірним вентилям на нагнітанні.

Клапани циліндрів розділяють внутрішню комунікацію на відсіки по ступенях тиску, причому під час всмоктування або нагнітання порожнини циліндрів по черзі включаються у відсіки попередньої або наступної ділянки комунікації, а при закритих клапанах утворюють окремі відсіки, у яких тиск є змінним. Всмоктувальна лінія до внутрішньої комунікації компресора не входить. Порожнина циліндра I ступеня під час всмоктування з'єднується зі всмоктувальною лінією і на цей час виключається з внутрішньої комунікації.

Витоки газу можуть відбуватися в атмосферу, всмоктувальну лінію або поєднані з нею порожнини, наприклад, картер або зрівнювальні порожнини циліндрів, що зустрічаються в деяких конструкціях компресорів з диференціальним (ступеневим) поршнем і служать для урівнювання поршневих сил. Витоки зменшують прямий потік газу і знижують продуктивність компресора.

У циліндрах компресора причинами витоків є нещільні всмоктувальні клапани I ступеня, що закриваються з запізненням, і нещільні сальники. Витоки газу виникають також через нещільності поршнів, з іншого боку яких розташована зрівнювальна порожнина, з'єднана зі всмоктувальною лінією компресора, або порожнина картера (у бескрейцкопфних машин).

У комунікаціях витоки найчастіше відбуваються через запобіжні клапани, вентиля і фланцеві з'єднання. Особливо великі вони при руйнуванні корозією трубчатки холодильників.

Значні витоки часто виникають у пристроях регулювання продуктивності та розвантаження, причому головним чином через ущільнюючі кільця, у пневматичних регуляторах, сервомеханізмах і перемикачах поршневого типу.

Перетікання газу не пов'язані з його втратою – стиснутий газ з відсіків більшого тиску перетікає у відсіки меншого тиску, у яких він знову попадає в прямий потік і піддається повторному стискуванню. Так утворюються циркулюючі потоки газу, що збільшують кількість газу, стисненого в окремих ступенях. Не впливаючи безпосередньо на продуктивність, перетікання викликають втрату енергії і, на відміну від витоків, підвищують проміжні тиски.

Джерелами перетікань є нещільності всмоктувальних і нагнітальних клапанів усіх ступеней, окрім I ступеня, і тих поршнів, з іншого боку яких знаходяться робочі або зрівнювальні порожнини, які не сполучаються зі всмоктуванням або атмосферою. У комунікації перетікання виникають при нещільності вентилів внутрішніх пропускних ліній.

Секундний об'єм газу, всмоктуваного в I ступінь:

$$\overline{V}_{sc_1} = \overline{V}_{sc_x} + \overline{V}_y$$

де \overline{V}_y – секундний об'єм усіх витоків у всмоктувальну лінію.

Таким чином:

$$\overline{V}_{sc_1} = \overline{V} + (\overline{V}_y + \overline{V}_y) = \overline{V} + \overline{V}_y \quad (4.87)$$

де \overline{V}_y – сумарний секунльний об'єм зовнішніх витоків, м³/сек.

Враховуючи отриману залежність і формулу (4.87), знаходимо величину коефіцієнта витоків для I ступеня:

$$\mu_{y-1} = \frac{\overline{V}_{vc-1}}{\overline{V}} = 1 + \frac{\overline{V}_y}{\overline{V}}$$

Витрату газу на покриття усіх витоків становить паразитний потік витоків, а повернення газу до місця виникнення перетікань – паразитний потік перетікань. Перший поступово убуває, а другий спочатку накопичується. При цьому в загальному паразитному потоці часто більше газу надходить не в I ступінь, а в один з наступних. Втрати та перетікання у шестиступеневому компресорі подано на рис. 4.36.

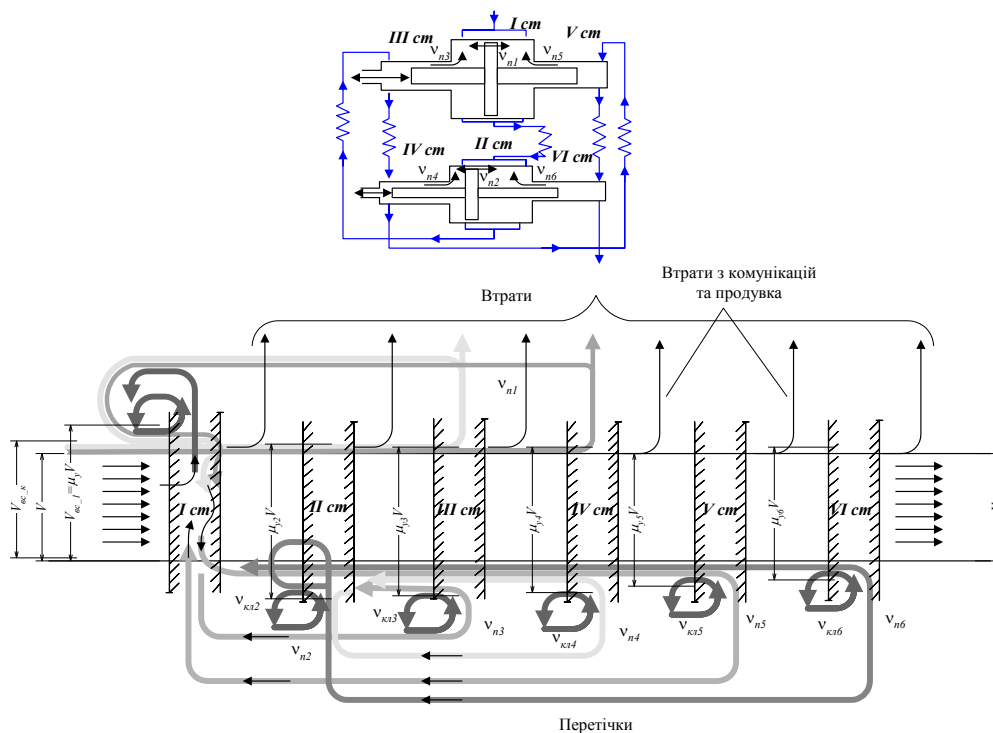


Рис. 4.36. Втрати та перетікання у шестиступеневому компресорі

Загальний паразитний потік витоків і перетікань надходить до кожного ступеня понад ту кількість, що визначає продуктивність. Відношення повної витрати газу в ступені до продуктивності виражає коефіцієнт витоків для кожного ступеня.

Позначимо через V окреме витікання (або перетікання) в частках об'ємної продуктивності компресора. Тоді коефіцієнт витоків для i -го ступеня:

$$\mu_{y-1} = \sum V_i$$

де $\sum V_i$ – сумарна відносна витрата газу, що становить паразитний потік витоків і перетікань, які надходять в i -й ступінь.

Для досягнення заданої продуктивності та необхідних проміжних тисків, а іноді для обґрунтування вибору схеми важливо у розрахунку компресора правильно врахувати величину очікуваних витоків. При цьому не враховують малі витоки або такі, яких у справному компресорі не повинно бути, і обмежуються основними витокими через клапани $V_{кл}$, поршні V_n і сальники V_c .

Величини витоків у сучасних компресорах для повітря (відносна витрата) такі [2, 19, 30]:

через клапани внаслідок нещільності і запізнювання закриття

$$v_{кл} = 0,01 \dots 0,04$$

через поршні ступенів одинарної дії:

$$v_n = 0,01 \dots 0,05$$

через поршні ступенів подвійної дії:

$$v_n = 0,003 \dots 0,015$$

У компресорах з диференціальним поршнем витікання через поршень наступного ступеня надходить безпосередньо в циліндр попередньої ступені. Але на об'ємі, що остання всмоктує, позначається тільки частина витікання, яка припадає на періоди розширення і всмоктування та дорівнює близько $0,5 \cdot v_n$ (v_n – відносна величина витікання зі ступені, яка втрачає газ).

Компресорам малої продуктивності зі зниженою швидкістю поршня, а також ступеням високого тиску властиві великі значення V .

Витіки через сальники визначаються залежно від величини тиску газу. Це приблизно: $v_c = (0,0002 \dots 0,0010) \cdot \sqrt{(0,7 \cdot \varepsilon + 1) \cdot p_{вс}}$,

де $p_{вс}$ – тиск газу, всмоктуваного ступенем, на якому встановлено сальник, МН/м²; ε – відношення тисків у цьому ступені.

Слід зазначити, що витіки через поршневі кільця і сальники знижуються зі збільшенням частоти обертання, причому в компресорах зі змащенням циліндрів не тільки відносно, але і за абсолютною величиною.

При стискуванні відносно легких газів витіки збільшуються. Так, при стискуванні водню вони у 4 рази більші, ніж при стискуванні повітря, гелію – у 2,4 рази і азотно-водневої суміші (75% Н₂ + 25% N₂) – у 1,85 рази.

Для газів, густина яких істотно відрізняється від повітря, варто вводити виправлення на величину:

$$v_{газк} = v_{нов} \cdot \sqrt{\frac{(k \cdot R)_{газк}}{(k \cdot R)_{нов}}}$$

де k – показник адиабати; R – газова стала.

Ущільнення в компресорах для легких газів повинні виконуватися більш ретельно і тому вихідні значення V потрібно вибирати без завищення. Обчислення сум $\sum v_i$ усіх ступеней зручно робити табличним способом. Варто мати на увазі, що витік (або перегікання) через поршень ступені подвійної дії і клапани є місцевим і має братися у розрахунок тільки при обчисленні об'єма газу, що надходить у ступень.

Витік же через поршень одинарної дії і сальник викликає паразитний потік, щодо надходження в ступень, де він виникає, проходить через деякі або через усі попередні ступені в залежності від схеми компресора.

Порядок обчислення сум $\sum v_i$ і значень коефіцієнтів μ_{y_i} для шести-ступеневого компресора (див. рис. 4.36) поданий у табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Визначення коефіцієнтів втрат для шестиступеневого компресора

Місце втрат газу	Відносні витрати газу на поповнення втрат за ступенями компресора					
	I	II	III	IV	V	VI
Клапани						
I ступінь	вкл_1	-	-	-	-	-
II ступінь	-	вкл_2	-	-	-	-
III ступінь	-	-	вкл_3	-	-	-