

13. ТЕРМОДИНАМІКА ПРОЦЕСІВ ОХОЛОДЖЕННЯ, ХОЛОДИЛЬНІ ЦИКЛИ

- Поняття про зворотні теплові цикли, їх характеристики
- Цикл повітряної холодильної установки
- Цикл парокompресійної холодильної установки
- Цикл пароежекторної холодильної установки
- Поняття про цикл абсорбційної холодильної установки
- Цикл термоелектричної холодильної установки
- Принцип роботи та схема теплового насоса
- Методи отримання зріджених газів

13.1. Поняття про зворотні теплові цикли, їх характеристики

Процес охолодження – це процес отримання штучного холоду. Охолодження тіл до температури нижчої, ніж температура навколишнього середовища здійснюється за допомогою холодильних установок, які працюють за зворотним тепловим циклом (рис. 13.1, а, б). Нагадаємо, що зворотним називають цикл, в якому робота стиснення перевищує роботу розширення і за рахунок підведеної роботи, теплота передається від холодного джерела до гарячого.

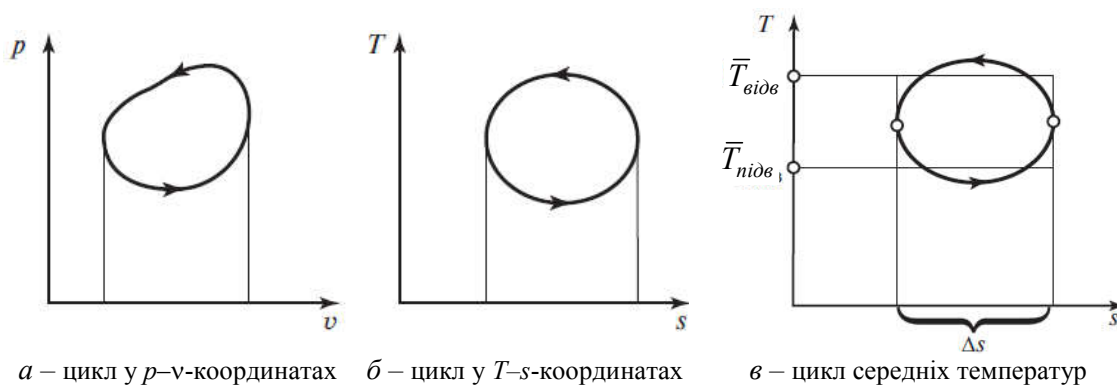


Рис. 11.1 – Загальний вигляд зворотних циклів холодильних машин

Надалі при аналізі зворотних циклів приймаємо такі самі позначення, що й для прямих: теплоту, що відбирається з холодного джерела, позначимо Q_2 ; теплоту, що віддається гарячому джерелу, – Q_1 ; роботу циклу – L_u (відповідно, на 1 кг робочого тіла – q_2 , q_1 та l_u). Очевидно, що

$$q_1 = q_2 + l_u, \quad (13.1)$$

тобто, гарячому джерелу у зворотному циклі передається теплота q_1 , рівна сумі теплоти q_2 , відібраної від холодного джерела, і теплоти, еквівалентній підведеної у циклі роботі l_u .

Подібно до теплосилової, холодильна установка включає в себе пристрій для стиснення робочого тіла (компресор чи насос) і пристрій, в якому відбувається його розширення (робоче тіло холодильних установок називають **холодоагентом**); розширення робочого тіла може бути з виконанням корисної роботи (у поршневій машині чи турбомашині) і без неї, тобто (при дроселюванні). Машини, які використовують у холодильних установках для охолодження робочого тіла у процесі його розширення з виконанням роботи, називають **детандерами** (фр. detendre – ослаблювати). Із T – s -діаграми випливає, що при розширенні від тиску p_1 до тиску p_2 найбільше зниження температури буде досягнуто у випадку, коли воно відбудеться за ізоентропою. Тому детандери ретельно теплоізують, щоб процес розширення був по можливості близький до адіабатного. Детандери поділяють на поршневі і турбінні (турбодетандери). Принципова схема поршневого детандера схожа до схеми поршневого двигуна, а турбодетандера – до схеми турбіни.

Для характеристики ефективності циклу холодильної установки застосовують так званий **холодильний коефіцієнт**:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_u}, \quad (13.2)$$

або, враховуючи співвідношення (13.1) та поняття середніх температур підведення і відведення теплоти в циклі (див. рис. 13.1, в), можна записати:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{\bar{T}_{\text{відв.}}}{\bar{T}_{\text{підв.}} - \bar{T}_{\text{відв.}}}. \quad (13.3)$$



Чим більше значення ε , тим ефективніший цикл холодильної установки: чим вищий холодильний коефіцієнт, тим меншу роботу l_u необхідно затратити, щоб відвести від тіла, що охолоджується одну й ту саму кількість теплоти q_2 .

Для холодильних циклів, які не використовують процесу дроселювання, можна встановити співвідношення, яке поєднує термічний к.к.д. η_m , що характеризує прямий тепловий цикл, з холодильним коефіцієнтом ε : замінюючи у рівнянні (13.2) роботу циклу l_u за допомогою виразу $l_u = q_1 \cdot \eta_m$, а q_2 / q_1 – за допомогою залежності $\eta_m = 1 - q_2 / q_1$, отримуємо:

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta_m} - 1. \quad (13.4)$$

Однією з основних характеристик теплосилової установки є її потужність. Для холодильної установки це буде **холодопродуктивність** – кількість теплоти, що відбирається від охолоджуваного об'єкта за одиницю часу (у кДж/год або Вт).

Розглянемо цикл ідеальної холодильної установки, у якій виконується зворотний оборотний цикл Карно. У цьому циклі, який здійснюється між гарячим джерелом з температурою $T_{\text{гар.дж.}}$ і холодним джерелом з температурою $T_{\text{хол.дж.}}$, стиснений холодоагент (газ чи пара), стан якого у T – s -координатах (див. рис. 13.2) відповідає точці 1, оборотно розширюється за адіабатою 1–2, виконуючи роботу (наприклад, переміщуючи поршень). Температура холодоагента у процесі адіабатного розширення знижується від T_1 до T_2 . Це розширення холодоагента відбувається, поки його температура не стане рівною величині T_2 , яка на безкінечно малу величину dT менша, ніж температура $T_{\text{хол.дж.}}$:

$$T_2 = T_{\text{хол.дж.}} - dT.$$

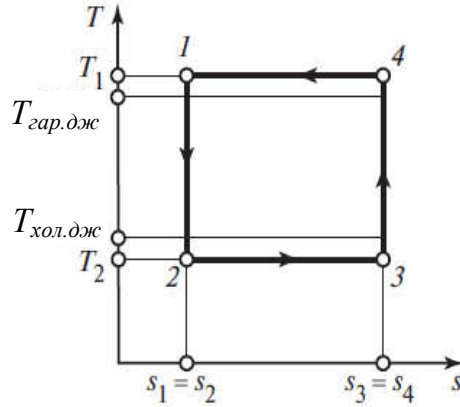


Рис. 13.2 – Зворотний оборотний цикл Карно

Далі відбувається ізотермічне розширення холодоагента ($T_2 = \text{const}$) 2–3, у процесі якого до нього підводиться від холодного джерела теплота:

$$q_2 = T_2(s_3 - s_2). \quad (10.5)$$

Після досягнення точки 3 відбувається адіабатне стиснення холодоагента від температури T_2 до температури T_1 , яка визначається співвідношенням:

$$T_1 = T_{\text{гар.дж.}} + dT.$$

Потім відбувається ізотермічний ($T_1 = \text{const}$) процес відведення теплоти від холодоагента до верхнього джерела теплоти:

$$q_1 = T_1(s_4 - s_1). \quad (13.6)$$

За рахунок відведення теплоти, питомий об'єм холодоагента зменшується і він повертається у початковий стан 1. Цикл замикається. З урахуванням того, що $s_1 = s_2$ та $s_3 = s_4$, з рівнянь (13.5) та (13.6) отримуємо:

$$l_y = q_1 - q_2 = (T_1 - T_2)(s_3 - s_2), \quad (13.7)$$

а далі, з урахуванням залежностей (13.4) та (13.7), із (13.2) отримуємо для цього циклу значення холодильного коефіцієнта:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.8)$$

Як бачимо, оборотний холодильний цикл Карно є найбільш ефективним з усіх холодильних циклів, які відбуваються у заданому інтервалі постійних температур. Природно, що так само як і для теплосилових циклів, цикли реальних холодильних установок суттєво відрізняються від циклу Карно.

Холодильні установки за видом холодоагентів поділяють на дві основні групи:

1) **газові** (зокрема, повітряні), у яких холодоагент (повітря) знаходиться у стані, далекому від лінії насичення;

2) **парові**, у яких як холодоагент використовують пари різних речовин.

Парові холодильні установки, у свою чергу, поділяють на **парокомпресійні**, **пароежекторні** та **абсорбційні**.

Окрему групу складають **термоелектричні** холодильні установки, принцип дії яких полягає у використанні ефекту Пельтьє, а також установки, основані на термомагнітному ефекті Нерста–Етінгсхаузена. У холодильних установках цього типу холодоагент відсутній.

Холодильні агрегати, які працюють за температур нижче 173 К, прийнято називати холодильними машинами глибокого охолодження.

До холодильних установок відносять і пристрої для отримання гранично низьких температур з використанням процесів, пов'язаних з немеханічною роботою, наприклад, адіабатного розмагнічування парамагнітних солей, що мають іони деяких тривалентних металів.

Розглянемо умови та принципи роботи холодильних установок основних типів.

13.2. Цикл повітряної холодильної установки

Повітряна холодильна установка була одним із перших типів установок, застосованих на практиці. Схема повітряної холодильної установки представлена на рис. 13.3.

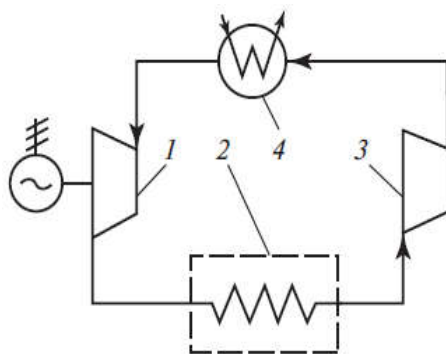


Рис. 13.3 – Принципова схема повітряної холодильної установки

Холодоагент (повітря) розширюється у детандері 1 від тиску p_1 до тиску p_2 , виконуючи роботу, яка віддається детандером зовнішньому споживачу (наприклад, виробляючи електроенергію за допомогою під'єданого до детандера електрогенератора). Повітря, охолоджене детандером у результаті адіабатного розширення від температури T_1 до температури T_2 , поступає в охолоджуваній об'єм 2, з якого воно відбирає теплоту. Процес передачі теплоти від охолоджуваного об'єму до повітря відбувається за його постійного тиску, тобто $p_2 = \text{const}$. Відведення теплоти з охолоджуваного об'єму можливе тільки у випадку, коли температура повітря протягом всього ізобарного процесу відбору теплоти буде меншою, ніж температура охолоджуваного об'єму. У принципі температура повітря на виході із охолоджуваного об'єму T_3 може зрівнятися з температурою тіл, що охолоджуються; однак, на практиці вона завжди дещо нижча цієї температури. Після виходу із охолоджуваного об'єму, повітря направляється в компресор (або турбокомпресор) 3, де його тиск підвищується від p_2 до p_1 (при цьому температура повітря зростає від T_3 до T_4). Стиснене повітря поступає в охолоджувач 4, який являє собою теплообмінник поверхневого типу, де температура повітря знижується внаслідок віддачі теплоти воді, яка циркулює через охолоджувач. В принципі температура повітря на виході з охолоджувача T_1 може бути як завгодно близькою до температури охолоджувальної води, але на практиці вона завжди дещо вища температури води. Процес в охолоджувачі відбувається за постійного тиску повітря ($p_1 = \text{const}$).

Цикл такої установки в p - v -координатах зображений на рис. 13.4, а. Тут 1–2 – адіабатний процес розширення повітря у детандері; 2–3 – ізобарний процес відведення теплоти з охолоджуваного об'єму; 3–4 – процес стиснення у компресорі; 4–1 – ізобарний процес охолодження повітря в охолоджувачі. На цій діаграмі 3–4–1 – лінія стиснення повітря, а 1–2–3 – лінія розширення. Робота затрачена на привід компресора, відповідає площі m –4–3– n – m , а робота, виконана повітрям у детандері, – площі m –1–2– n – m . Отже, робота l_u , затрачена у циклі повітряної холодильної установки, відповідає площі 1–2–3–4–1.

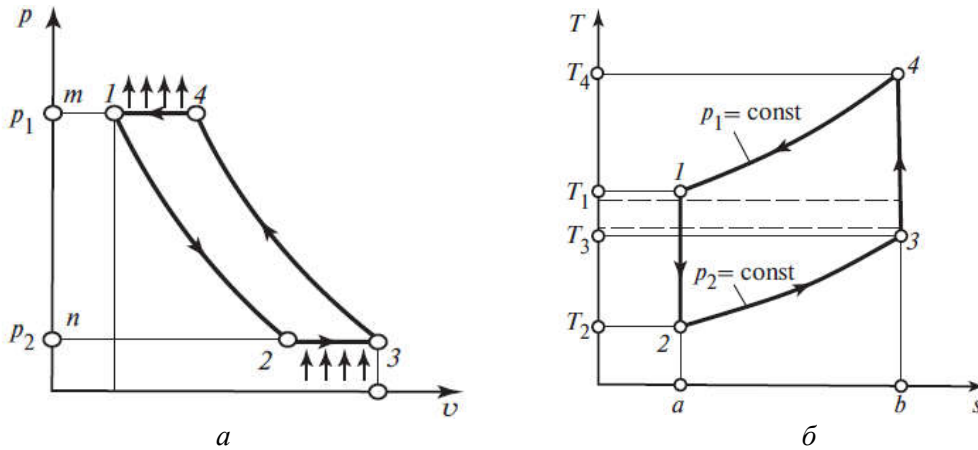


Рис. 13.4 – Цикл повітряної компресійної холодильної установки

Процес у компресорі може відбуватися за адіабатою, ізотермою або за політропою з показником $1 < n < k$. За одного і того самого відношення тисків p_1/p_2 , найбільше збільшення температури газу в компресорі має місце при адіабатному стисненні. Тепло-відведення від повітря інтенсифікується при збільшенні температурного перепаду між повітрям і водою. Однак, при заданій температурі охолоджувальної води збільшення температури повітря тягне за собою збільшення затрати роботи.

Цикл цієї холодильної установки у $T-s$ -координатах представлений на рис. 13.4, б. У цій діаграмі лінія 1–2 – процес адіабатного розширення повітря у детандері; 2–3 – ізобарний процес в охолоджуваному об'ємі; 3–4 – процес адіабатного стиснення повітря у компресорі і 4–1 – ізобарний процес в охолоджувачі. Як видно з діаграми, цикл повітряної холодильної машини можна розглядати як оборотний цикл газотурбінної установки із згоранням при $p = \text{const}$ та адіабатним стисненням повітря у компресорі.

На $T-s$ -діаграмі (див. рис. 13.4, б) теплота q_2 , що відводиться із охолоджуваного об'єму, зображається площею $a-2-3-b-a$; затрачена робота циклу l_u – площею 1–2–3–4–1 і теплота, що віддається охолоджувачу, q_1 – площею 1–a–b–4–1.

Тиск повітря у повітряних холодильних установках зазвичай невеликий (як правило, не вище 500 кПа, тобто $\approx 5 \text{ кгс/см}^2$). Холодильні установки можуть підтримувати температуру в охолоджуваному об'ємі у досить широкому діапазоні, тому при розрахунках їх циклів повітря, у загальному випадку, слід розглядати як реальний газ. Однак, коли температура в охолоджуваному об'ємі значно вища критичної температури повітря (остання дорівнює $-140,7^\circ\text{C}$ або $132,5 \text{ K}$), його можна вважати ідеальним газом з постійною теплоємністю.

Теплота q_2 , що відбирається повітрям із охолоджуваного об'єму (холодне джерело) в ізобарному процесі 2–3, дорівнює:

$$q_2 = h_3 - h_2, \quad (13.9)$$

а теплота q_1 , що віддається повітрям охолоджувальній воді в охолоджувачі (гаряче джерело) в ізобарному процесі 4–1, дорівнює:

$$q_1 = h_4 - h_1. \quad (13.10)$$

Вважаючи повітря ідеальним газом з постійною теплоємністю, із виразів (13.9) та (13.10) отримуємо:

$$q_2 = c_p(T_3 - T_2);$$

$$q_1 = c_p(T_4 - T_1).$$

Підставляючи ці значення у рівняння (13.3), отримуємо наступний вираз для холодильного коефіцієнта циклу повітряної холодильної установки:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)} = \frac{1}{\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} - 1}. \quad (13.11)$$

Залежність температури від тиску для адіабатного процесу 3–4 має вигляд:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (13.12)$$

та аналогічно для адіабатного процесу 1–2:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (13.13)$$

Оскільки для ізобарних процесів 4–1 та 2–3 тиски $p_1 = p_4$ та $p_2 = p_3$, то з (13.12) та (13.13) очевидно, що:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (13.14)$$

З урахуванням цього співвідношення нескладно показати, що:

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (13.15)$$

Підставляючи (13.15) у (13.11), отримуємо:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.16)$$

Замінюючи у (13.16) співвідношення T_1/T_2 за допомогою виразу (13.13), отримуємо холодильний коефіцієнт для циклу повітряної холодильної установки у іншому вигляді:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (13.17)$$

За зовнішнім виглядом друга частина рівняння (13.16) збігається з рівнянням (13.8) для холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно. Однак, цей збіг суто зовнішній: у циклі Карно T_2 – це температура, що прямує до температури охолоджуваного об'єму (по-

значимо її T_{II}), тоді як у циклі повітряної холодильної машини T_2 значно нижче, ніж T_{II} (у цьому циклі T_{II} прямує до температури T_3). Звідси випливає, що при одному і тому самому значенні T_1 холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно вищий холодильного коефіцієнта циклу повітряної холодильної машини. Це видно з T - s -діаграми (рис. 13.5, а), на якій зображені здійснювані в одному і тому самому інтервалі температур від T_1 (так позначена температура охолоджувальної води, тобто гарячого джерела) до T_{II} зворотний цикл Карно ($1-2k-3-3k-1$) і цикл повітряної холодильної установки ($1-2-3-4-1$).

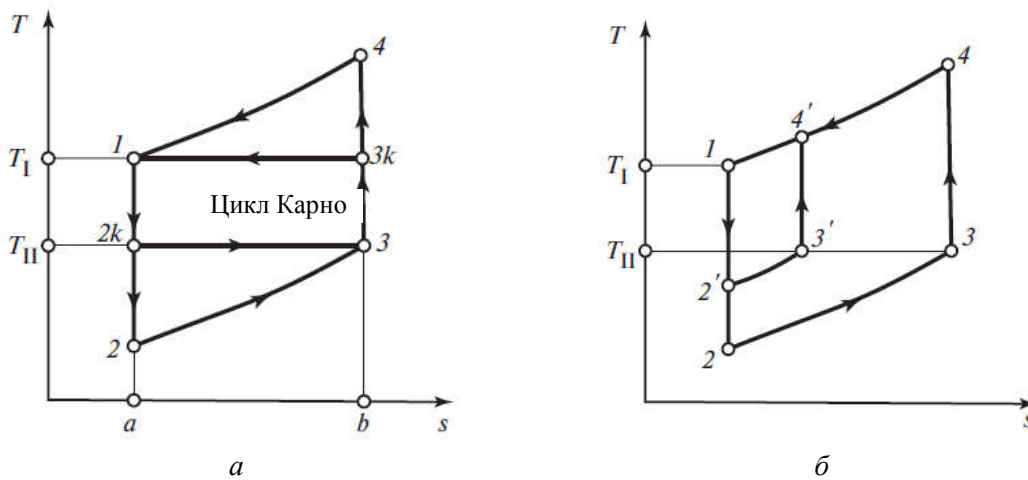


Рис. 13.5 – Оцінка ефективності повітряної холодильної установки:
а) порівняння реального циклу та ідеального зворотного циклу Карно;
б) порівняння “широкого” і “вузького” циклів

Як видно з діаграми, у циклі цієї установки відводиться менше теплоти, ніж у зворотному циклі Карно (відповідно, площі $a-2-3-b-a$ та $a-2k-3-b-a$), а робота, затрачена у циклі повітряної холодильної установки (площа $1-2-3-4-1$), більша, ніж у зворотному циклі Карно (площа $1-2k-3-3k-1$). Варто відмітити, що різниця значень холодильного коефіцієнта повітряної холодильної установки і зворотного циклу Карно доволі значна. Розглянемо, наприклад, ці цикли, які виконують в інтервалі температур від $T_1 = 20^\circ\text{C}$ до $T_{II} = -5^\circ\text{C}$. Будемо вважати при цьому, що у циклі повітряної холодильної машини $p_1 = 390$ кПа та $p_2 = 98$ кПа. І в циклі Карно, і в циклі повітряної холодильної установки приймемо $T_1 = T_1 = 20^\circ\text{C}$ (293,15 К). Очевидно, що в зворотному циклі Карно $T_2 = T_{II} = -5^\circ\text{C}$ (268,15 К), а у циклі повітряної холодильної установки відповідно до виразу (13.13):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Приймаючи значення показника адиабати для повітря рівним $k = 1,4$ і, підставляючи прийняті значення T_1 , p_1 та p_2 , отримуємо, що $T_2 = 204$ К. Тоді відповідно до рівняння (13.8) для зворотного циклу Карно будемо мати:

$$\varepsilon_K = \frac{268,15}{293,15 - 268,15} = 10,7,$$

а за рівнянням (13.16) для циклу повітряної холодильної машини:

$$\varepsilon_{\text{пов}} = \frac{204}{293,15 - 204} = 2,29,$$

тобто, в 4,68 разів менше, ніж у зворотному циклі Карно.

Отже, при одній і тій самій затраті роботи повітряна холодильна установка має значно меншу холодопродуктивність, ніж установка, яка працює за зворотним циклом Карно. Тому повітряні холодильні установки потребують досить значних затрат повітря.

Недоліки, які властиві цим установкам, визначаються тим, що процеси відведення теплоти здійснюються не по ізотермі, а по ізобарі і в цьому випадку середня температура відведення теплоти $\bar{T}_{\text{відв.}} > T_I$, а $\bar{T}_{\text{відв.}} < T_{II}$. Щоб це обійти, необхідно забезпечити близькість цих температур, шляхом “звуження” циклу (див. рис. 13.5, б): $1-2-3-4-1$ та $1-2'-3'-4'-1$ здійснюються в одному і тому самому інтервалі температур. Із рисунка видно, що величини $\bar{T}_{\text{відв.}}$ та $\bar{T}_{\text{відв.}}$ у більш “вузькому” циклі ближчі відповідно до T_I та T_{II} , ніж у “широкому” циклі $1-2-3-4-1$. Однак, хоча це і теоретично підвищує значення холодильного коефіцієнта, але призводить до суттєвого зниження холодопродуктивності.

Повітряні холодильні установки з поршневим компресором було поширені у другій половині XIX ст., однак вже з початку XX ст. вони практично перестали використовуватися у промисловості через їх низьку економічність. На сьогодні широко використовуються установки з турбокомпресорами і з регенерацією, завдяки чому збільшується їх економічність та розширюється область їх використання.

13.3. Цикл парокомпресійної холодильної установки

Здійснити в холодильній установці підведення і відведення теплоти по ізотермам можна у випадку, коли як холодоагент використовувати вологу пару будь-якої легко закипаючої рідини, тобто рідини, у якій температура кипіння за атмосферного тиску менша температури навколишнього середовища ($t_s \leq 20^\circ\text{C}$). У цьому сенсі такий цикл нагадує теплосиловий цикл Ренкіна, який відбувається у вологій парі з метою забезпечення ізотермічних процесів підведення і відведення теплоти.

Схема холодильної установки, яка здійснює робочий цикл з вологою парою, представлена на рис. 13.6, а, а її цикл в T - s -координатах – на рис. 13.6, б.

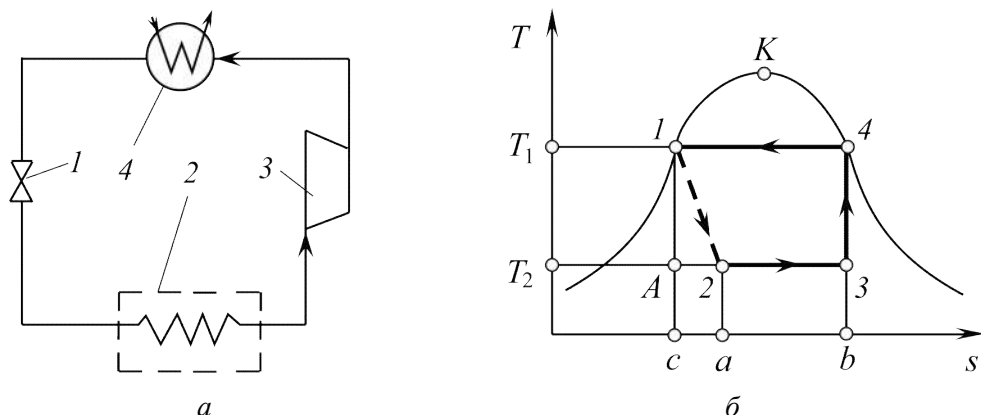


Рис. 13.6 – Принципова схема парокомпресійної холодильної установки (а) та її робочий цикл (б)

Стиснена у компресорі 3 до тиску p_1 волога пара поступає в охолоджувач (конденсатор) 4, де за рахунок відведення теплоти до охолоджувальної води відбувається конденсація пари. Процес конденсації здійснюється по ізобарі-ізотермі 4-1, тому із конденсатора виходить рідина у стані насичення (т. 1 на T - s -діаграмі). У випадку, коли процес відведення теплоти відбувається по ізотермі, різниця температур конденсованої пари і охолоджувальної води може бути досить незначною.

Можна було б і далі продовжувати направляти рідкий холодоагент у детандер. Однак, створення детандера, у якому розширюється і виконує роботу не газ і не пара, а насичена рідина, є досить складною задачею. Тому в холодильних установках, які застосовують як холодоагент вологу пару легко закипаючих рідин, як правило, детандери не використовують і замість процесу розширення з відведенням зовнішньої роботи використовують процес розширення без виконання такої роботи, тобто процес дроселювання. Нагадаємо, що у двофазній області всюди $\alpha_h^{\partial\phi} > 0$, тобто дроселювання вологої пари завжди відбувається з пониженням температури. Також адіабатне дроселювання супроводжується зростанням ентропії за незмінної ентальпії речовини.

Рідина при тиску p_1 і температурі T_1 (т. 1 на T - s -діаграмі, див. рис. 13.6, б) направляється у дросельний (або редуційний) вентиль 1, де вона дроселюється до тиску p_2 . Із вентиля виходить волога пара при температурі T_2 і з низьким ступенем сухості. Необоротний процес дроселювання у редуційному вентилі зображається у T - s -координатах лінією 1-2 (нагадаємо, що взагалі-то, необоротні процеси не можуть бути зображені у діаграмах стану, тому зображення лінії розширення при дроселюванні в T - s -діаграмі є умовне).

Після виходу з вентиля, волога пара направляється у розміщений в охолоджувальному об'ємі випарник 2 (рис. 13.6, а), де за рахунок теплоти, що відводиться від охолоджуваних тіл, рідина, що є у вологій парі випаровується; ступінь сухості пари при цьому зростає. Ізобарно-ізотермічний процес підведення теплоти до холодоагента у випарнику від охолоджуваного об'єму, показаний у T - s -координатах на рис. 13.6, б лінією 2-3. Тиск p_2 обирається таким, щоб температура насичення, яка відповідає йому, була дещо нижчою температури охолоджуваного об'єму. На відміну від детандера, редуційний вентиль дозволяє здійснювати плавне регулювання температури в охолоджувальному об'ємі за допомогою зміни відкриття вентиля, що обумовлює тиск та температуру вологої пари у випарнику.

Із випарника пара високого ступеня сухості направляється у компресор, де вона адіабатно стискується від тиску p_2 до p_1 (лінія 3-4). У цьому процесі (див. рис. 13.6, б) ступінь сухості пари ще зростає. Зазвичай пара після охолоджуваного об'єму сепарується для відділення вологи і у компресор поступає суха насичена пара; це приводить до підвищення внутрішнього відносного к.к.д. компресора. У подальшому, у різних режимах роботи установки можливі випадки, коли пара, що виходить з компресора, може бути як насичена, так і перегріта (див. рис. 13.7). Потім пара направляється в конденсатор 4, і цикл замикається.

Такого типу установка називається парокомпресійною, оскільки в ній стиснення вологої пари здійснюється за допомогою компресора. Розглянутий цикл відрізняється від зворотного циклу Карно лише тим, що охолодження холодоагента від температури T_1 до температури T_2 замість оборотної адіабати розширення у детандері (1-4 у T - s -діаграмі на рис. 13.6, б) відбувається за необоротною адіабатою розширення 1-2 у дросельному вентилі. Необоротність процесу дроселювання призводить до деякого зменшення холодопродуктивності циклу, порівняно із зворотним циклом Карно. Справді, із рис. 13.6, б видно, що кількість теплоти q_2 , що відбирається від охолоджуваного об'єму в циклі парокомпресійної холодильної установки, зображується площею $a-2-3-b-a$, тоді як кількість

теплоти q_2 , що відбирається у зворотному циклі Карно, який здійснюється у тих самих інтервалах температури та ентропії, зображується більшою площею $c-A-3-b-c$.

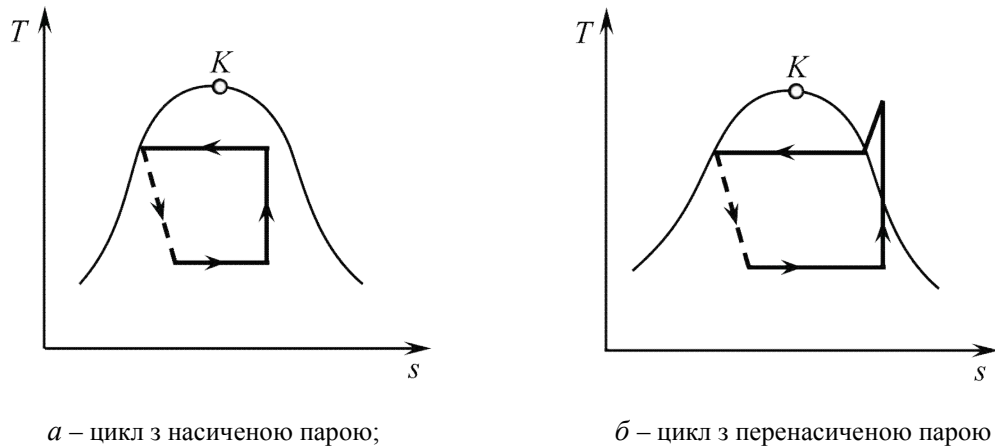


Рис. 13.7 – Різновидності робочого циклу парокомпресійної холодильної установки

У розглянутому циклі парокомпресійної холодильної установки робота, затрачена на привід компресора, що виконує адіабатне стиснення холодоагента, дорівнює:

$$l_k = h_4 - h_3. \quad (13.18)$$

Оскільки розширення холодоагента у цьому циклі відбувається без виконання зовнішньої роботи (у процесі розширення $h_1 = h_2$), очевидно, що робота, затрачена у циклі, дорівнює роботі компресора l_k , тобто відповідно до (13.18):

$$l_u = h_4 - h_3. \quad (13.18a)$$

Теплота, що підводиться до холодоагента в охолоджуваному об'ємі, дорівнює:

$$q_2 = h_3 - h_2. \quad (13.19)$$

Підставляючи ці значення l_u та q_2 у рівняння (13.2), отримуємо наступний вираз для холодильного коефіцієнта парокомпресійного циклу:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3}. \quad (13.20)$$

Як показують розрахунки, холодильний коефіцієнт циклу парокомпресійної установки відрізняється від такого параметра холодильного циклу Карно значно менше, ніж циклу повітряної холодильної установки. Таким чином, парокомпресійна холодильна установка має порівняно з повітряною, значно більший холодильний коефіцієнт, і забезпечує більшу холодопродуктивність. Отже, парокомпресійна холодильна установка при невеликому температурному інтервалі термодинамічно більш досконала, ніж повітряна, а при великому температурному інтервалі – більш вигідною є газова холодильна установка.

Основні вимоги, що висувають до холодоагентів парокомпресійних установок, зводяться до того, щоб, по-перше, інтервал температур, у якому відбувається цикл (тобто між T_1 та T_2 , див. рис. 13.6, b), має бути між критичною та потрійною точками речовини (тобто, щоб у цьому інтервалі температур могла існувати волога пара); по-друге, потрібно, щоб у

цьому інтервалі температур тиск насичених парів холодоагента був, з одного боку, не надто низьким (що вимагає застосування глибокого вакууму в установці і тим самим значно її ускладнює), а з іншого боку, – не надто високим (що також призвело би до її ускладнення).

Верхня температура циклу парокомпресійної холодильної установки T_1 приблизно однакова для циклів, які відбуваються з різними речовинами, оскільки вона визначається значенням температури охолоджувальної води, що поступає у конденсатор. Так само, як і у конденсаторах теплоелектростанцій, у конденсаторах холодильників, температура охолоджувальної води може змінюватися у межах від 0 до 30 °С. В середньому, за різними видами розрахунків, можна прийняти, що $T_1 = 20$ °С, і за цим значенням верхня температура циклу (тобто, температура конденсації при верхньому тиску циклу p_4) дорівнює $T_1 = T_1 + (5 \dots 10)$ °С.

Нижня температура циклу T_2 задається заздалегідь, залежно від призначення холодильної установки. Парокомпресійні холодильні установки застосовують для отримання в охолоджуваному об'ємі температур від 0 до –120 °С, а інколи і нижче. Зрозуміло, що при конструюванні холодильної установки вибір холодоагента визначається інтервалом температур, у якому вона працює. Бажано, щоб при нижній температурі циклу T_2 тиск насичених парів холодоагента був близьким до атмосферного: це дозволило би спростити установку, висуваючи до неї менше вимог відносно вакуумної щільності.

З рис. 13.6, б випливає, що кількість теплоти q_2 , що відводиться з охолоджуваного об'єму за один цикл (площа $a-2-3-b-a$), тим більша, чим більша різниця ентропії (s_3-s_2), оскільки:

$$q_2 = T_2(s_3 - s_2), \quad (13.21)$$

а різниця (s_3-s_2) тим більша, чим “ширший” цикл, тобто чим більша різниця ентропії (s_4-s_1), причому:

$$s_4 - s_1 = \frac{r}{T_1}, \quad (13.22)$$

де r – теплота пароутворення заданого холодоагента при температурі T_1 .

Звідси випливає, що при одних і тих самих витратах холодоагента в установці, холодопродуктивність циклу тим вища, чим більша його величина r при верхній температурі циклу. Таким чином, теплота пароутворення може бути одним із критеріїв для оцінки холодоагента.

Для парокомпресійних холодильних установок запропоновано достатньо холодоагентів, тому розглянемо найбільш широко застосовувані. Відмітимо на початок, що для заданого інтервалу температур, вода не може використовуватися як холодоагент, оскільки, по-перше, температура потрібної точки води дорівнює 0,01 °С (а, отже, нижче цієї температури двофазна суміш складається не з пари і води, а з пари та льоду) і, по-друге, тиск насичення води при температурах навіть вище потрібної точки доволі малий (у потрібній точці $p_3 = 610,8$ Па, а при 5 °С – 871,8 Па). Тому водяна пара не може застосовуватися в холодильних установках, які би забезпечували температуру $T_2 < 3$ °С.

На рис. 13.8, а наведена залежність тиску насичення різних холодоагентів (у логарифмічній шкалі) від температури, в інтервалі від –100 до +50 °С, а на рис. 13.8, б – залежність теплоти пароутворення холодоагентів у тому самому інтервалі температур.

Як видно із графіка на рис. 13.8, а, діоксид вуглецю, що був одним із перших холодоагентів, які застосовувалися у холодильній техніці, має при $T_1 = 20$ °С значний тиск насичених парів (5700 кПа), що призводить до ускладнення холодильної апаратури, де використовується цей холодоагент; навіть за $T_2 = -30$ °С тиск парів становить 1430 кПа.

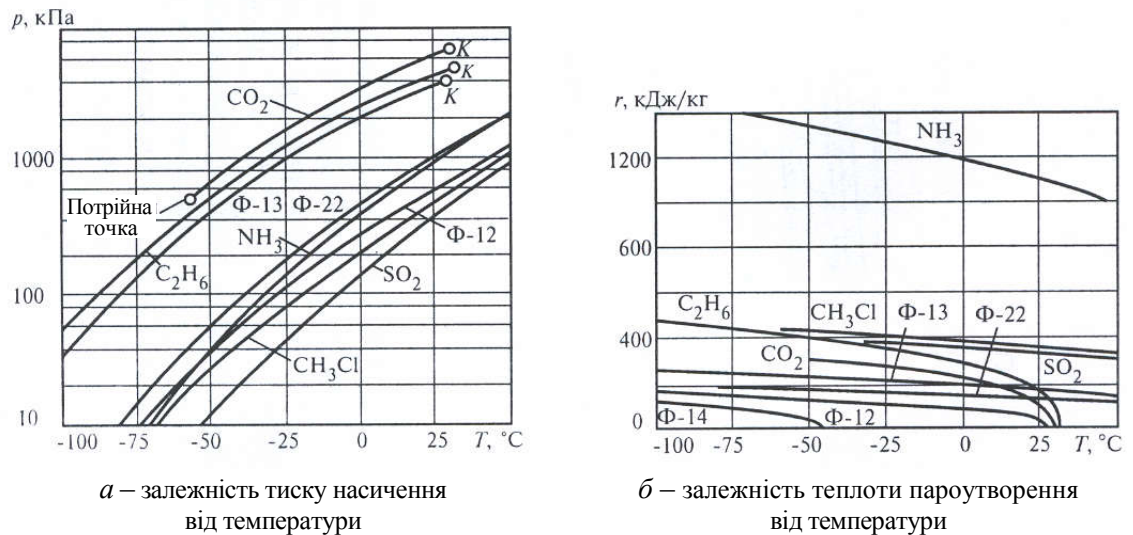


Рис. 13.8 – Характерні параметри різних холодоагентів у робочому інтервалі температур

Хорошим холодоагентом є аміак NH_3 . При $T_1 = 20^\circ\text{C}$ тиск насичених парів аміаку становить 857 кПа, тоді як атмосферному тиску (98 кПа) відповідає температура насичення, рівна -34°C . Отже, створення аміачної парокомпресійної холодильної установки на температурі $T_2 \geq -34^\circ\text{C}$ не вимагає застосування вакууму, що значно спрощує конструкцію. Варто відмітити також, що як видно із залежності $r = f(T)$, представленої на рис. 13.8, б, порівняно з будь-якими іншими холодоагентами, аміак має значно більшу теплоту пароутворення і, відповідно, забезпечує більшу холодопродуктивність на 1 кг. Ці властивості роблять аміак одним із кращих холодоагентів, які широко застосовуються у промислових холодильних установках. Недоліками аміаку є токсичність і корозійна активність щодо кольорових металів, внаслідок чого у побутових холодильниках його не застосовують.

Як видно з графіка на рис. 13.8, а, непоганим холодоагентом є хлористий метил CH_3Cl . У деяких випадках як холодоагент використовують етан C_2H_6 . Сірчистий ангідрид SO_2 також має відмінні властивості, але через високу токсичність його не застосовують.

Широке використання в якості холодоагентів отримали так звані фреони – фторхлорпохідні найпростіших граничних вуглеводнів (в основному метану). Відмітними якостями фреонів є їх хімічна стійкість, нетоксичність, відсутність взаємодії з конструкційними матеріалами (при $T < 200^\circ\text{C}$). Температура кипіння за атмосферного тиску для фреонів різних типів також змінюється у широкому інтервалі температур. Так, фреон-14 (CF_4) при атмосферному тиску кипить за $T = -128^\circ\text{C}$; фреон-13 (CClF_3) – за $T = -82^\circ\text{C}$; фреон-22 (CHClF_2) – за $T = -40,8^\circ\text{C}$; фреон-12 (CCl_2F_2) – за $T = -29,8^\circ\text{C}$.

Слід відмітити, що поява холодоагентів цього типу була викликана саме потребами промисловості, яка виготовляла холодильні установки – ці нові речовини були вперше синтезовані у 1928 р. американським хіміком Т. Мідглеєм, який працював в одній із холодильних лабораторій. Вони вигідно відрізнялись від низки попередніх холодоагентів тим, що не мали запаху, були нетоксичними і негорючими. Торгову назву “фреон” холодоагенти цієї групи отримали дещо пізніше.

Найбільш поширеним із них є фреон-12, який використовується, зокрема, у багатьох побутових холодильниках, які, як правило, виконуються парокомпресійними, з поршневим компресором. За своїми термодинамічними властивостями фреон-12 схожий з аміаком, однак має меншу, ніж аміак, теплоту пароутворення.

У таблиці 13.1, для ілюстрації властивостей різних холодоагентів, наведені результати розрахунку циклу парокомпресійної холодильної установки для $T_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $T_2 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ при холодопродуктивності 14000 кДж/год. У ній подані значення тиску насичених парів холодоагентів при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ і при $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, значення холодильного коефіцієнта циклу і витрата холодоагента, необхідна для забезпечення заданої холодопродуктивності. Також наводиться відношення холодильного коефіцієнта циклу парокомпресійної установки до холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно, який відбувається у тому ж інтервалі температур.

Таблиця 13.1 – Порівняння основних параметрів холодоагентів для холодильних установок

Холодоагент	Тиск насичених парів, кПа		Холодильний коефіцієнт ϵ	$\frac{\epsilon}{\epsilon_K}$	Витрата холодоагента, кг/год
	при $T_2 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$	при $T_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$			
Будь-яка речовина у циклі Карно	–	–	5,74	1	–
Діоксид вуглецю	2305	7163	2,56	0,447	96,0
Аміак	236	1167	4,85	0,845	11,2
Фреон-12	182	744	4,72	0,823	106,8
Сірчистий ангідрид	81	458	4,74	0,825	38,4
Хлористий метил	144	658	4,67	0,817	38,6
Пропан	289	1070	4,88	0,850	44,9

Як видно з таблиці, парокомпресійний холодильний цикл забезпечує значення ϵ , яке не набагато відрізняється від значення зворотного циклу Карно (порівнюючи з повітряним холодильним циклом). Єдиним винятком є цикл з парами діоксиду вуглецю. Порівняно низьке значення ϵ в холодильному циклі з діоксидом вуглецю пояснюється тим, що, оскільки температура T_1 , що рівна $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, близька до критичної температури діоксиду вуглецю ($31,0\text{ }^{\circ}\text{C}$), теплота конденсації при цій температурі досить мала, цикл “вузький” і, відповідно, різко зростає вплив неізоентропності процесу розширення у редукційному вентилі. Аміак забезпечує високий холодильний коефіцієнт циклу за досить малої витрати холодоагента; установки з фреоном-12, мало поступаючись аміачним установкам за значенням ϵ , потребують значно більшої витрати холодоагента (внаслідок низької теплоти пароутворення фреону-12).

Вперше парокомпресійну холодильну установку, що працювала на парах ефіру, було створено у 1834 р. Пізніше, як холодоагенти в установках цього типу застосовували метиловий ефір та сірчистий ангідрид. У 1874 р. німецький інженер Карл Лінде створив аміачну, а у 1881 р. – парокомпресійну установку з діоксидом вуглецю. До 1920-х років у парокомпресійних установках використовували виключно поршневі компресори, а потім, при створенні великих холодильних установок, – ротаційні, гвинтові та турбокомпресори. У подальшому розвитку (1930-ті роки) у холодильній техніці як холодоагенти парокомпресійних установок було вперше використано синтезовані на той період фреони.

На сьогодні парокомпресійні холодильні установки, в області помірних температур охолодження, є найбільш ефективними, порівняно з іншими типами; вони широко застосовуються у промисловості та побуті.

Важливим технологічним процесом холодильної промисловості є процес отримання твердого діоксиду вуглецю. Твердий діоксид вуглецю виробляється у парокомпресійній холодильній установці, в якій як холодоагент циркулює пара діоксиду вуглецю. Спосіб отримання твердого діоксиду вуглецю доволі простий: насичений рідкий діоксид вуглецю дрослюється у редукційному вентилі до тиску меншого, ніж тиск потрійної точки. У цьому випадку на виході із вентиля отримують двофазну суміш, яка складається із сухої насиченої пари діоксиду вуглецю і кристаликів твердої фази, що знаходяться у рівновазі.

Тверда фаза (у кількості, яка відповідає степеню сухості цієї двофазної суміші) випадає і відбирається, а газ знову направляється у компресор, і увесь цикл повторюється. Втрата діоксиду вуглецю, яка випадає у вигляді твердої фази, поповнюється додаванням в контур установки нових порцій вуглекислого газу.

Зазвичай в установках для виробництва твердого діоксиду вуглецю застосовуються триступінчасті поршневі компресори з проміжним водяним охолодженням. Принципова схема установки для отримання твердого діоксиду вуглецю зображена на рис. 13.9, а. Тут 1 – редукційний вентиль; 2 – камера для твердого діоксиду вуглецю; 3 – введення у контур додаткового газу; 4, 6 і 8 – відповідно, перша, друга і третя ступені компресора; 5, 7 – холодильники для проміжного охолодження стисненого діоксиду вуглецю; 9 – конденсатор.

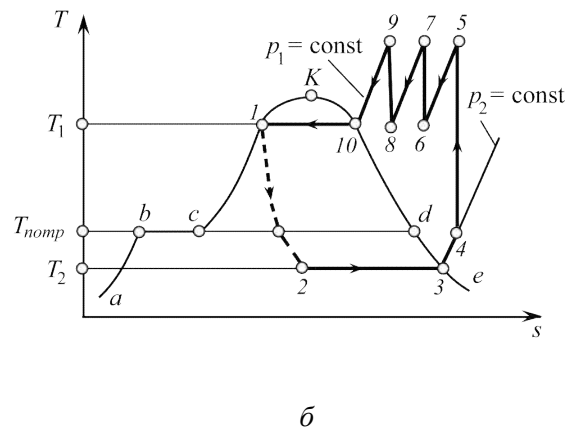
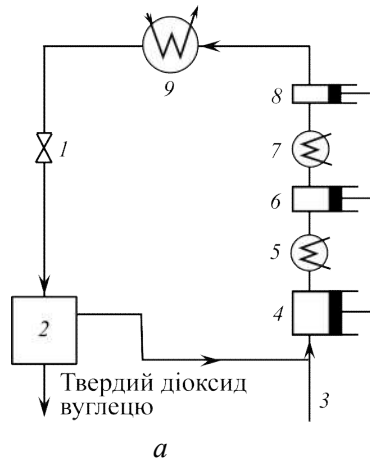


Рис. 13.9 – Установка для отримання твердого діоксиду вуглецю:
а) принципова схема; б) її робочий цикл

Цикл установки у $T-s$ -координатах представлений на рис. 13.9, б. На цій діаграмі зображені двофазна область “рідина-пара” ($c-k-d-c$) і двофазна область “тверда фаза-пара” ($a-b-c-d-e$), які розділені ізотермою потрібної точки $T_{номп} = \text{const}$ (пряма $b-c-d$). Лінія $a-b$ відповідає стану насичення твердої фази, а лінія $e-d$ – сухої насиченої пари, яка знаходиться у рівновазі з твердою фазою. На діаграмі, лінія 1-2 – процес дроселювання у редукційному вентилі (при переході через температуру потрібної точки ця лінія зазнає злам; оскільки у двофазній області $\alpha_h = dT / dp$, а у потрібній точці нахил кривої сублімації відрізняється від нахилу кривої кипіння, походження цього зламу очевидне); 2-3 – процес, що відповідає відокремленню сухої насиченої пари від твердої фази; 3-4 – незначний перегрів пари, обумовлений змішуванням сухої насиченої пари з невеликою кількістю додаткового газу, що вводиться в контур (цей газ, зазвичай, вводиться при атмосферному тиску і температурі $\approx 20^\circ\text{C}$). Ізоентропи 4-5, 6-7 та 8-9 відповідають процесам стиснення у першому, другому і третьому ступенях компресора, відповідно, а ізобари 5-6 та 7-8 – проміжному охолодженню газу. Виконання процесу в компресорі за схемою, що наведена у $T-s$ -координатах на рис. 13.9, б, тобто з нагрівом у кожному ступені до однієї і тієї самої температури, є необов’язковим. Лінія 9-10-1 відповідає ізобарному процесу відведення теплоти у конденсаторі (тут 9-10 – охолодження газу до температури насичення і 10-1 – процес конденсації). Варто відмітити, що у сучасних установках передбачається стиснення у кожному ступені до все більших температур (з проміжним охолодженням). Процес розширення виконується також ступеневим.

У цих установках виробляють твердий діоксид вуглецю з температурою $-78,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (теплота пароутворення при цій температурі 573 кДж/кг). Твердий діоксид вуглецю відомий під назвою “сухий лід”. Він широко застосовується у харчовій промисловості.

На сьогодні для його отримання застосовують більш досконалий цикл з попереднім охолодженням CO_2 за допомогою фреонового чи аміачного парокомпресійного циклу.

Необхідно відмітити, що ступінчасте стиснення в циклах холодильних установок використовують не тільки на виробництві твердого діоксиду вуглецю. Якщо, наприклад, в охолоджуваному об'ємі необхідно підтримувати температуру нижче $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, то це складно навіть для такого холодоагента, як аміак, оскільки для досягнення більш низьких значень T_2 при одному і тому самому значенні T_1 , необхідний значний перепад тисків на редукційному вентилі або більш високий ступінь підвищення тиску в компресорі. Тому при значеннях температури T_2 приблизно від -25 до $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ використовують двоступінчасте стиснення, а при значеннях від -55 до $-85\text{ }^{\circ}\text{C}$ – тріступінчасте.

13.4. Цикл пароежекторної холодильної установки

Цикл пароежекторної холодильної установки, так само і цикл парокомпресійної установки, виконується з холодоагентом у вигляді вологої пари. Основна різниця полягає у тому, що якщо у циклі парокомпресійної установки стиснення пари після виходу із охолоджуваного об'єму відбувається за допомогою компресора, то у пароежекторній установці для цієї мети застосовують паровий ежектор. З'ясуємо, чим це викликано.

Для отримання у холодильних установках не надто низьких температур (в межах від 3 до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$), як холодоагент може бути використана водяна пара. Однак, при температурі біля $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ питомий об'єм пари досить значний (наприклад, при $T = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ $v'' = 147,2\text{ м}^3/\text{кг}$). Поршневий компресор, який стискає пару такої малої густини, був би досить громіздким. Саме тому у циклі холодильної установки, яка працює на водяній парі, застосовують значно компактніший, хоч і менш досконалий апарат – паровий ежектор, у якому використовується дешева пара з низькими енергетичними параметрами.

Пароежекторна установка є одною із найстаріших типів холодильних установок, принципова схема якої зображена на рис. 13.10, а.

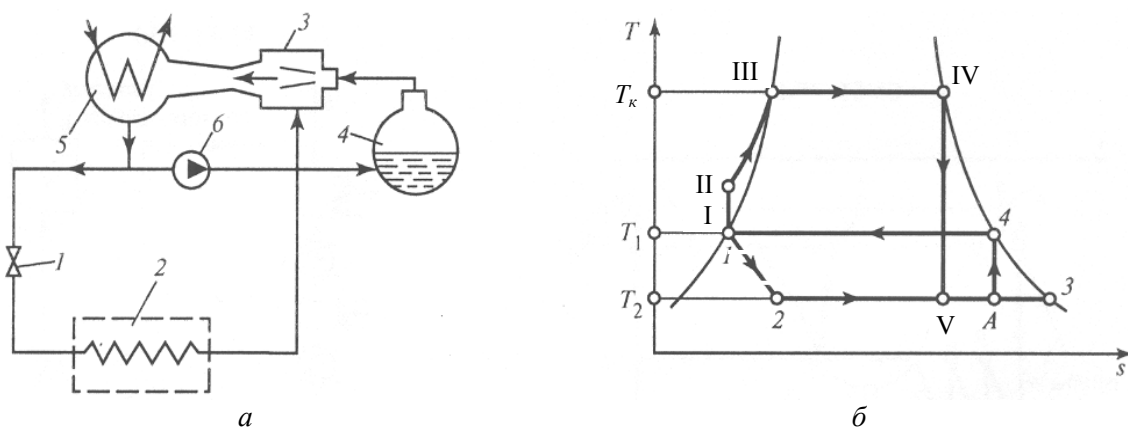


Рис. 13.10 – Принципова схема (а) та робочий цикл пароежекторної холодильної установки (б)

Водяна пара, що утворилася при розширенні насиченої води в редукційному вентилі 1 від тиску p_1 до тиску p_2 , поступає у випарник 2, розміщений в охолоджуваному об'ємі.

Температура у випарнику може бути нижчою температури потрібної точки води (0,01 °C), якщо як холодоагент використовувати водний розчин солі. Із випарника пара високого степеня сухості, при тиску p_2 направляється у камеру змішування парового ежектора 3. У сопло ежектора подається пара із котла 4, з тиском p_k . Витрату пари, що подається у камеру змішування ежектора із випарника і у сопло ежектора із котла, підбирають таким чином, щоб тиск пари на виході з дифузора ежектора дорівнював p_1 . З ежектора суха насичена пара направляється у конденсатор 5, де конденсується, віддаючи теплоту охолоджувальній воді. Потік конденсату при тиску p_1 , який виходить з конденсатора, роздвоюється – більша частина води направляється у холодильний контур, на вхід редукційного вентиля 1, а менша – до насоса 6, у якому тиск води підвищується до p_k і подається у котел. Пароутворення відбувається за рахунок теплоти, яка підводиться до котла.

Суттєвою відмінністю пароежекторної установки від парокомпресійної є те, що для привода компресора необхідна механічна енергія (електричного чи іншого двигуна), а для стиснення пари за допомогою ежектора – кінетична енергія пари, що утворюється у котлі.

Цикл пароежекторної установки зображений у T - s -координатах на рис. 13.10, б. Тут, як і для циклу парокомпресійної установки, лінія 1–2 відповідає процесу адіабатного дроселювання насиченої води у редукційному вентилі, а лінія 2–3 – ізобарно-ізотермічний процес у випарнику (зазначимо, що з випарника виходить суха насичена пара).

На цій же діаграмі зображений цикл, який здійснюється тією частиною пари, яка циркулює у контурі “котел–ежектор–конденсатор–котел”. Не варто забувати про умовний характер зображення цього циклу – витрати пари у кожному з двох контурів установки різні, тоді як у T - s -координатах обидва цикли зображені у розрахунку на 1 кг пари. Тут I–II – процес підвищення тиску води у насосі; II–III–IV – процес підведення теплоти у котлі за ізобарою $p_k = \text{const}$ (I–III – нагрів до кипіння, III–IV – пароутворення), а IV–V – процес розширення пари у соплі ежектора. Пара розширюється у ньому до тиску p_2 (т. V) і потім змішується з парою того самого тиску, який поступив в ежектор з випарника (т. 3). У результаті змішування вологої пари у стані V із сухою насиченою парою у стані 3 отримуємо пару проміжного (між V і 3) степеня сухості – точку A.

Лінія A–4 відповідає підвищенню тиску обох потоків пари у дифузори ежектора від p_2 до p_1 , а лінія 4–1 – процесу конденсації цієї кількості пари у конденсаторі установки.

Оскільки у циклі установки робота зовні не підводиться (роботою насоса, який подає воду у котел, $h_{II} - h_I$ нехтуємо внаслідок її незначності, тобто вважаємо, що $h_I \approx h_{II}$), а замість неї підводиться теплота у котлі, ефективність циклу такої установки характеризується **коефіцієнтом тепловикористання**:

$$\xi = \frac{q_2}{q_{ka}}, \quad (13.23)$$

де q_2 – теплота, що відводиться із охолоджуваного об’єму, а q_{ka} – теплота, що підводиться у котел.

Користуючись позначеннями на рис. 13.10, б, можна записати це співвідношення у наступному вигляді:

$$\xi = \frac{h_3 - h_2}{(h_{IV} - h_I)g}, \quad (13.24)$$

де g – відношення кількості пари з тиском p_{ka} , яке подається у сопло ежектора із котла, до кількості пари, яка поступає у камеру змішування ежектора з випарника.

Коефіцієнт тепловикористання не можна безпосередньо порівнювати з холодильним коефіцієнтом ϵ , оскільки у виразі для ϵ фігурує затрачена у циклі робота l_u , а у виразі

для ξ – затрачена у циклі теплота $q_{ка}$. Із цього очевидно, що безпосереднє порівняння ефективності циклів парокомпресійної і пароежекторної установок методично складне.

Температура T_2 у циклі установки цього типу знаходиться у межах від 3 до 10 °С (тиск насичених парів води для цих температур змінюється, відповідно, від 0,7 до 1,2 кПа). Верхня температура циклу T_1 зазвичай підтримується у межах від 30 до 40 °С (тиск насиченої пари відповідно – від 4,2 до 7,4 кПа).

Тиск p_k сухої насиченої пари, який подається у сопло ежектора із котла, зазвичай вибирається у межах від 0,3 до 1 МПа (температура у котлі $T_{ка}$ досягає 180 °С).

З точки зору термодинаміки цикл пароежекторної холодильної установки недосконалий порівняно з циклом парокомпресійної установки, оскільки процес змішування в ежекторі супроводжується значними втратами роботоздатності внаслідок принципової необоротності цього процесу. Тим не менше, завдяки своїй простоті (компактність, відсутність рухомих частин, за виключенням водяного насоса) і можливістю використання дешевої пари низькоенергетичних параметрів пароежекторні холодильні установки знаходять своє застосування.

Пароежекторні установки працюють не лише з водяною парою: як холодоагенти у них можуть використовуватися, наприклад, і фреони.

13.5. Поняття про цикл абсорбційної холодильної установки

Ще одним різновидом холодильних циклів, у яких використовують холодоагент у вигляді вологої пари, є цикл абсорбційної холодильної установки. Від уже розглянутих циклів парових холодильних установок – парокомпресійної і пароежекторної – він відрізняється способом стиснення пари, що виходить з випарника.

У цій установці використовують явище абсорбції пари рідким розчином. **Абсорбцією** називають поглинання речовини усім об'ємом поглинаючого тіла. Як відомо, пара чистої речовини може бути поглинута (сконденсована) цією самою речовиною у рідкому стані лише у тому випадку, якщо рідина має температуру меншу, ніж температура пари. На цьому принципі, зокрема, засновані змішувальні регенеративні підігрівачі.

На відміну від чистих речовин, розчини мають високу здатність абсорбувати (поглинати) пари розчину одного складу рідким розчином іншого складу, навіть у випадку, коли температура рідини вища температури пари. Саме цю властивість розчину і використовують в абсорбційних холодильних установках.

Температура кипіння бінарного розчину за постійного тиску залежить від його складу. При цьому температура кипіння буде тим вищою, чим більша у розчині частка компонента з більш високою температурою кипіння. Залежність температури кипіння бінарного розчину за постійного тиску від його складу ілюструє крива кипіння у T – G -діаграмі (див. рис. 13.11, *a*), де G – масова частка компонента з високою температурою кипіння (крива кипіння – суцільна лінія).

Характерною особливістю розчинів є те, що пара, яка утворилася при кипінні розчину, має інший склад, ніж рідкий розчин, що знаходиться з нею у рівновазі – пара збагачена компонентом з низькою температурою кипіння. Крива пари – лінія складу пари, що знаходиться у рівновазі з рідиною, зображена на цьому рисунку штриховою лінією. Як видно з нього, при температурі T_1 у рівновазі з рідким розчином складу G_M знаходиться пара розчину складу G_N , а при температурі T_2 – рідкому розчину складу G_m відповідає пара складу G_n . Якщо тепер пару складу G_n , що має температуру T_2 , привести у контакт з рідким розчином складу G_M при температурі T_1 , відносно якого пара складу G_n є переохолодженою, то очевидно, що вона почне конденсуватися (абсорбуватися рідким розчином). Тиск рідини і

пари у цьому процесі один і той самий. Теплота пароутворення, яка виділяється у процесі абсорбції, за температури T_1 відводиться з розчину, в результаті чого отримуємо розчин складу G , причому $G_m < G < G_N$.

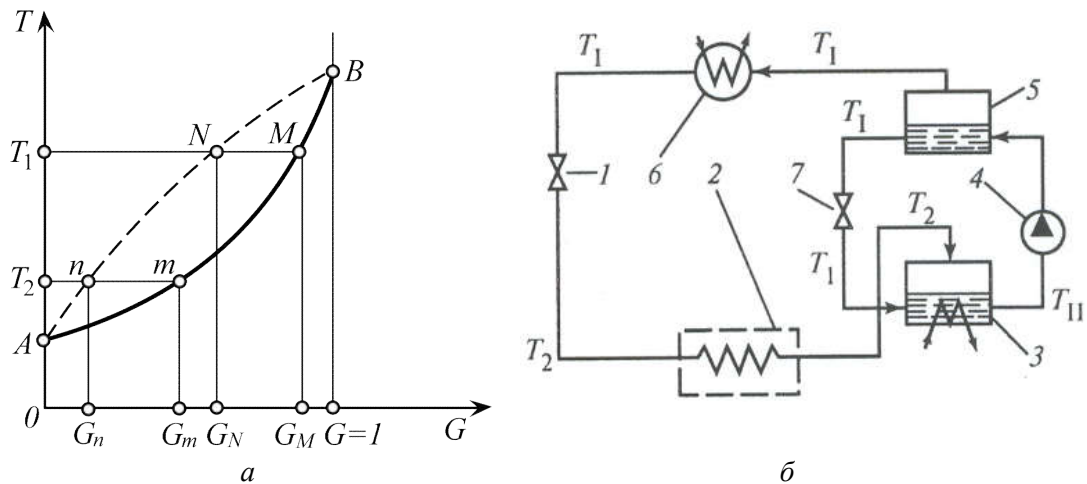


Рис. 13.11 – Принцип дії (а) та схема (б) абсорбційної холодильної установки

Схема абсорбційної холодильної установки наведена на рис. 13.11, б. Як один із можливих холодоагентів у цій установці використовують вологу пару аміаку. Рідкий насичений аміак, дроселюючись у редукційному вентилі 1 від тиску p_1 до тиску p_2 , охолоджується від температури T_1 до температури T_2 . Після цього волога пара аміаку поступає у випарник 2, де його степінь сухості зростає до $x = 1$ за рахунок надходження теплоти q_2 від охолоджуваного об'єму. Суха насичена пара аміаку за температури T_2 поступає в абсорбер 3, куди також подається водний розчин аміаку, що має температуру T_1 . Оскільки при одному і тому самому тиску вода кипить при значно вищій температурі, ніж аміак, то легко закипаючим компонентом у цьому розчині виступає аміак. Цей розчин абсорбує пару аміаку; теплота абсорбції $q_{абс}$, що виділяється при цьому, відводиться охолоджувальною водою (при розчиненні аміаку у воді температура розчину зростає, однак при цьому зменшується його розчинність. Тому, якщо не відводити від розчину теплоту, то процес абсорбції призупиняється).

Концентрація аміаку в розчині у процесі абсорбції збільшується, і, відповідно, із абсорбера виходить збагачений розчин (при температурі $T_2 < T_{II} < T_1$ і тиску p_2). За допомогою насоса 4 тиск збагаченого розчину підвищується від p_2 до p_1 , і розчин подається у генератор аміачної пари 5, де за рахунок теплоти $q_{нг}$, що підводиться до розчину від зовнішнього джерела, здійснюється його випаровування. Пара, що при цьому виділяється, значно більше збагачена аміаком, ніж розчин, із якого його отримують. Практично з розчину виділяється майже чиста аміачна пара, оскільки парціальний тиск водяної пари у газовій фазі за цих температур надзвичайно малий. Ця аміачна пара при температурі T_1 і тиску p_1 поступає у конденсатор 6, де конденсується, і рідкий аміак у стані насичення направляється у редукційний вентиль 1. Щодо розчину, що виходить із парогенератора 5, вміст аміаку в якому значно знижений у результаті випаровування, то цей збіднілий розчин дроселюється у редукційному вентилі 7 від тиску p_1 до тиску p_2 і потім поступає в абсорбер 3, де, як уже зазначалося, він збагачується аміаком за рахунок абсорбуючої аміачної пари. Варто відмітити, що при дроселюванні у вентилі 7 температура збіднілого розчину практично не змінюється, тобто практично $T_1 = T_1$.

Із наведеної схеми установки видно, що її абсорбційний вузол, який складається з абсорбера 3, генератора аміачної пари 5, насоса 4 і редукційного вентиля 7, слугує у кінцевому підсумку для стиснення аміачної пари від тиску p_2 на виході з випарника до тиску p_1 на вході у конденсатор. Перевага цього способу стиснення аміачної пари полягає в тому, що якщо у звичайній парокомпресійній установці на стиснення пари витрачається значна робота, то у випадку абсорбційної установки насос підвищує тиск рідини (водоаміачний розчин), причому затрати роботи на привід цього насоса досить малі порівняно із затратною роботою у компресорі, та й сам насос компактніший і конструкційно простіший. У цілому, виграв у роботі, яка витрачається на привід компресора, компенсується затратною теплотою у генераторі аміачної пари 5. Ця теплота відводиться у подальшому охолоджувальною водою в абсорбері 3, так що $q_{abc} = q_{n2}$ (якщо знехтувати роботою насоса).

Коефіцієнт тепловикористання абсорбційної холодильної установки визначається співвідношенням:

$$\xi = \frac{q_2}{q_{n2}}, \quad (13.25)$$

де q_2 – теплота, що відводиться із охолоджуваного об'єму, а q_{n2} – теплота, що підводиться у генераторі аміачної пари.

До недоліків абсорбційних холодильників можна віднести їх низьку економічність – їх не можна відключати від джерела енергії; і значну інерційність – вони досить повільно “набирають” холод.

Абсорбційні холодильні установки в свій час були широко розповсюджені, однак з розвитком компресорної техніки були витіснені компресійними холодильними установками. Однак абсорбційне охолодження і зараз іноді застосовується у холодильній техніці (у т.ч. в деяких типах побутових холодильників). Як правило, такі холодильники мають невеликий розмір, вони використовуються як автомобільні мініхолодильники, для офісів, мінібари для готелів тощо. Зазвичай такі установки використовують для отримання холодної води у системах кондиціювання повітря. Ці холодильні установки доцільно використовувати і у випадку, коли для випаровування аміаку із розчину в генераторі аміачної пари може бути використана відпрацьована пара або інші теплоносії низькотемпературного потенціалу.

13.6. Цикл термоелектричної холодильної установки

Термоелектричний метод охолодження заснований на використанні ефекту Пельтьє – явищі виділення або поглинання теплоти на контактах двох різнорідних провідників при проходженні через них електричного струму.

Явище було відкрито у 1834 р. французьким фізиком Жаном Пельтьє (1785–1845). Сам Пельтьє не зовсім розумів суть відкритого ним явища, істинний зміст якого був встановлений і пояснений дещо пізніше, у 1838 р. видатним російським фізиком-електротехніком, ректором Санкт-Петербурзького університету Е.Х. Ленцем (1804–1865).

У заглиблення на з'єднанні двох провідників із вісмуту та сурми Ленц розміщав краплину води. При проходженні струму в одному напрямку вода замерзала, якщо струм проходив у протилежному напрямі – лід, що утворювався, танув. Так було встановлено, що при проходженні через контакт струму, крім джоулевої теплоти, виділяється або поглинається додаткова теплота, яка отримала назву **теплоти Пельтьє**.

Кількість теплоти Q , яка поглинається або виділяється у спаї, пропорційна силі струму в електричному ланцюгу $Q = \alpha_{\Pi} I T$, де α_{Π} – коефіцієнт термоЕДС, T – температура, I – сила струм.

Якщо температуру середовища, у яке поміщений спай, що виділяє теплоту, позначити через T_1 , а температуру середовища, у яке поміщений спай, що поглинає теплоту – T_2 , то вираз для кількості теплоти, що виділяється (Q_1) і поглинається (Q_2) у спаях, можна записати наступним чином:

$$Q_1 = \alpha_{\Pi} T_1 I; \quad (13.26)$$

$$Q_2 = \alpha_{\Pi} T_2 I. \quad (13.27)$$

Звідси випливає, що якщо температура $T_1 > T_2$, то й $Q_1 > Q_2$, тобто в гарячому спаї виділяється більша кількість теплоти, ніж поглинається у холодному. Очевидно, що різниця:

$$Q_1 - Q_2 = \alpha_{\Pi} I (T_1 - T_2), \quad (13.28)$$

відповідає затраті електроенергії від зовнішнього джерела. Ця енергія витрачається на виконання роботи перенесення струму проти різниці електричних потенціалів, яка виникає у ланцюгу через нерівності температур T_1 та T_2 і відповідно до закону Зеебека. Оскільки різниця потенціалів у ланцюгу становить $\Delta E = \alpha_{\Pi} (T_1 - T_2)$ то, відповідно, робота електричного струму у цьому випадку дорівнює добутку сили струму на різницю потенціалів: $L = \alpha_{\Pi} I (T_1 - T_2)$, що збігається з виразом (13.28).

Отже, якщо помістити спай, що поглинає теплоту, в охолоджуваній об'єм (температура спаю T_2), а спай, що виділяє теплоту, – в область більш високої температури (T_1), то отримаємо термоелектричну холодильну установку (рис. 13.12), цикл якої представляє собою зворотний цикл термоелектричного генератора.

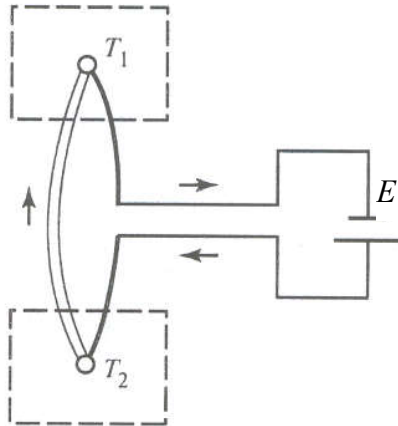


Рис. 13.12 – Принципова схема термоелектричного елемента

Якби проходження струму у термоелектричному ланцюгу не супроводжувалося необоротними втратами, то холодильний коефіцієнт такої установки відповідно до виразу (13.3) був би рівним:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{\alpha_{\Pi} T_2 I}{\alpha_{\Pi} I (T_1 - T_2)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.29)$$

Ця величина збігається з холодильним коефіцієнтом оборотного холодильного циклу Карно. Це й не дивно: відведення теплоти від охолоджуваного об'єму відбувається за постійної температури $T_2 = \text{const}$, а віддача теплоти гарячому джерелу – за постійної

температури $T_1 = \text{const}$, і, крім того, використано припущення, що в цьому циклі повністю відсутні необоротні процеси.

У дійсності же, робота термоелектричної холодильної установки супроводжується необоротними втратами двох типів:

- проходження струму у провіднику неминуче пов'язано з джоулевими втратами;
- у провідниках, з яких складений ланцюг, безперервно проходить теплота від гарячого спаю до холодного за рахунок теплопровідності.

Джоулеві втрати визначаються виразом: $Q_{дж} = I^2 r$, де r – опір термоелектродів.

Величина r у свою чергу визначається співвідношенням:

$$r = \left(\frac{\rho_I}{\sigma_I} + \frac{\rho_{II}}{\sigma_{II}} \right) l,$$

де ρ_I , σ_I , ρ_{II} , σ_{II} – питомий опір та площа поперечного перерізу, відповідно, першого та другого провідників; l – довжина провідника.

Приплив теплоти до холодного спаю з гарячого джерела за рахунок теплопровідності Q_λ через провідники визначається з рівняння:

$$Q_\lambda = \frac{\lambda_I \sigma_I + \lambda_{II} \sigma_{II}}{l} (T_1 - T_2).$$

Можна вважати, що половина теплоти, що виділяється у ланцюгу у вигляді джоулевих втрат, поступає до холодного спаю, а половина – до гарячого. Відповідно, кількість теплоти Q_2 , що відбирається холодним спаєм із охолоджуваного об'єму, буде меншою теплоти, що визначається рівнянням (13.27), на величину виділення теплоти за рахунок джоулевих втрат (половина загальної величини цих втрат) і за рахунок теплопровідності:

$$Q_2 = \alpha_{II} T_2 I - \frac{1}{2} Q_{дж} - Q_\lambda. \quad (13.30)$$

Робота циклу $L_u = Q_1 - Q_2$, яка при відсутності необоротних втрат, визначалася співвідношенням (13.28), повинна включати і роботу на подолання електричного опору ланцюга (джоулеві втрати), так що:

$$L_u = \alpha_{II} I (T_1 - T_2) + Q_{дж}. \quad (13.31)$$

Отже, відповідно до рівняння (13.2) вираз для холодильного коефіцієнта реального циклу термоелектричної холодильної установки можна записати у вигляді:

$$\varepsilon = \frac{\alpha_{II} T_2 I - \frac{1}{2} Q_{дж} - Q_\lambda}{\alpha_{II} I (T_1 - T_2) + Q_{дж}}. \quad (10.32)$$

Порівняння цього виразу із рівнянням (13.29) показує, що необоротні втрати, як і слід було очікувати, знижують величину холодильного коефіцієнта.

При цьому очевидно, що чим більше значення α_{II} , менший питомий опір провідників, із яких зібраний термоелектричний ланцюг (тобто менше $Q_{дж}$), і чим менший коефіцієнт теплопровідності цих провідників (тобто менше Q_λ), тим більше значення холодильного коефіцієнта. Інакше, холодильний коефіцієнт тим більший, чим вище значення коефіцієнта z , який характеризує властивості термоелектричних матеріалів.

Найбільше значення z мають напівпровідникові термоелементи із сурми, телуру, вісмуту тощо. Їх використання дозволяє отримати значення ε на один–два порядки більше, ніж у випадку застосування звичайних металевих термоелементів.

Порядок величини ε для циклу термоелектричної холодильної установки з напівпровідниками може бути оцінений таким прикладом. Розглянемо установку, термоелектричний ланцюг якої складений з матеріалів, що характеризуються такими властивостями: $\alpha_{\text{П}} = 3 \cdot 10^{-4}$ В/град; $\rho_{\text{I}} \approx \rho_{\text{II}} \approx 10^{-5}$ Ом·м; $\lambda_{\text{I}} \approx \lambda_{\text{II}} \approx 1$ Вт/(м·град). Довжину електродів приймемо рівною $l = 0,01$ м, а щільність струму в них $j = 2 \cdot 10^5$ А/м² (0,2 А/мм²). Температура охолоджуваного об'єму $T_2 = -5$ °С, а навколишнього середовища – $T_1 = 20$ °С.

Визначимо холодильний коефіцієнт циклу цієї установки. Розрахунки будемо вести на 1 мм² (тобто $\sigma = 10^{-6}$ м²) площі перерізу кожного електрода.

Використовуючи рівняння $Q_{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{I}}\sigma_{\text{I}} + \lambda_{\text{II}}\sigma_{\text{II}}}{l} \cdot (T_1 - T_2)$, отримаємо:

$$Q_{\text{дж}} = 2j^2\rho l\sigma = 2(2 \cdot 10^5)^2 \cdot 10^{-5} \cdot 0,01 \cdot 10^{-6} = 0,0080 \text{ Вт},$$

а за рівнянням $L_{\text{ц}} = \alpha_{\text{П}}(T_1 - T_2)I$ отримаємо:

$$Q_{\lambda} = \frac{2\lambda\sigma}{l} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-6}}{0,01} 25 = 0,0050 \text{ Вт}.$$

Далі,

$$\alpha_{\text{П}}T_2I = 3 \cdot 10^{-4}(273,15 - 5) \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} = 0,0161 \text{ Вт};$$

$$\alpha_{\text{П}}(T_1 - T_2)I = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} = 0,0015 \text{ Вт}.$$

Враховуючи ці значення, отримуємо з (13.30) та (13.31):

$$Q_2 = 0,0161 - \frac{1}{2} \cdot 0,0080 - 0,0050 = 0,0071 \text{ Вт};$$

$$L_{\text{ц}} = 0,0015 + 0,0080 = 0,0095 \text{ Вт},$$

тому

$$\varepsilon = \frac{0,0071}{0,0095} = 0,75.$$

Значення ε для холодильного циклу Карно, що здійснюється у такому самому інтервалі температур, дорівнює відповідно до (13.29):

$$\varepsilon = \frac{268,15}{25} = 10,7,$$

що більше, ніж у 14 разів перевищує значення для реальної холодильної установки.

Як видно із цього прикладу, термоелектричні холодильні установки термодинамічно доволі недосконалі. Однак, завдяки простоті пристрою і надійності у роботі, вони отримали певне поширення у якості невеликих холодильних установок, особливо в області комп'ютерної та радіоелектронної техніки. Ще однією важливою їх особливістю є те, що вони можуть працювати в умовах вакууму, підвищених тисків тощо.

13.7. Принцип роботи та схема теплового насоса

У процесі роботи будь-якої холодильної установки теплота відбирається з охолоджуваного об'єму і відводиться у середовище з більш високою температурою. Отже, результатом здійснення холодильного циклу є не лише охолодження тепловіддавача, але й нагрівання теплоприймача.

Це дозволило Кельвіну у 1852 р. висунути ідею про використання холодильного циклу для обігріву приміщень, тобто про створення так званого теплового насоса. Його концепція була удосконалена та деталізована австрійським інженером Петером Ріттер фон Рітінгером. Саме він виготовив перший відомий тепловий насос у 1855 р. Але практичне використання цієї ідеї почалося значно пізніше, з 40-х років XX ст., коли винахідник-ентузіаст Роберт Вебер експериментував з морозильною камерою. Одного разу, при проведенні своїх дослідів, він доторкнувся до гарячої труби на виході із камери і зрозумів, що теплота просто так “викидається” на вулицю. Тоді він помістив цю трубу у бойлер з водою і отримав таку кількість гарячої води, що вирішив використовувати її на опалювання свого будинку.

Тепловим насосом називають холодильну установку, яка, зазвичай, використовується для підведення теплоти до об'єму, що нагрівається. Такого типу установку називають тепловим насосом, тому що вона якби “перекачує” теплоту із холодного джерела в гаряче; у гаряче джерело поступає теплота q_1 , яка дорівнює сумі теплоти q_2 , що відібрана від холодного джерела, і роботи l_u , яка підводиться ззовні для виконання цього холодильного циклу. По суті тепловим насосом є будь-яка холодильна установка, однак цей термін, зазвичай, застосовується для позначення тих установок, головним завданням яких є нагрівання теплоприймача.

Ефективність теплового насоса оцінюється **опалювальним коефіцієнтом**, який є відношенням кількості теплоти q_1 , наданої об'єму, що нагрівається, до роботи l_u , підведеної у циклі:

$$\psi = \frac{q_1}{l_u}. \quad (13.33)$$

Нескладно встановити зв'язок опалювального коефіцієнта ψ з холодильним коефіцієнтом ε такої самої установки; оскільки, як випливає з виразу (13.1):

$$q_1 = q_2 + l_u,$$

та, враховуючи залежність (13.2), отримуємо із співвідношення (13.33) наступне:

$$\psi = \varepsilon + 1. \quad (13.34)$$

Із цього виразу випливає, що чим більший холодильний коефіцієнт, тим більший і опалювальний коефіцієнт циклу.

На здійснення будь-якого холодильного циклу, у т.ч. і циклу установки, яка використовується як тепловий насос, витрачається робота l_u (у циклах пароежекторної і абсорбційної установок підводиться не робота, а теплота), яка поступає від зовнішнього джерела. Ця робота витрачається на привід компресора чи іншого апарата, який здійснює стиснення холодоагента. Зрозуміло, вся ця робота може бути повністю перетворена у теплоту (наприклад, в електронагрівачі), яку можна використати для нагріву приміщення. Перевага теплового насоса перед будь-яким іншим опалювальним пристроєм полягає в тому, що при витраті однієї і тієї самої кількості енергії (l_u) за допомогою теплового насоса під-

водиться завжди більша кількість теплоти ($l_u + q_2$), ніж та, що підводиться при будь-якому іншому способі опалення (так, при використанні електронагріву кількість підведеної теплоти дорівнює l_u). Це не повинно викликати здивування: якщо електронагрівач лише перетворює роботу в теплоту, то тепловий насос за допомогою тієї самої кількості роботи перетворює теплоту низького температурного потенціалу в теплоту вищого температурного потенціалу (“перекачує” тепло). Оскільки у тепловому насосі завжди $q_1 > l_u$, отже, і завжди $\psi > 1$, як це випливає з виразу (13.34).

Опалювальний коефіцієнт оборотних циклів теплових насосів зазвичай значно більший одиниці. Так, якщо у тепловому насосі здійснюється зворотний цикл Карно, то для випадку, коли температура охолоджуваного простору $T_2 = 0^\circ\text{C}$, а температура приміщення, що нагрівається, $-T_1 = 25^\circ\text{C}$, опалювальний коефіцієнт такого насоса, визначається співвідношенням (13.33), і з урахуванням (13.8) становитиме:

$$\psi = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + 1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{25 + 273,15}{25} = 11,9,$$

тобто у цьому випадку в опалюване приміщення подається теплота, кількість якої у 11,9 разів перевищує роботу, що була затрачена в циклі.

Опалювальні коефіцієнти теплових насосів, у яких використовуються цикли холодильних установок, що менш досконалі, ніж цикл Карно, мають менші значення. Зменшення ψ у реальних установках викликається також немінучими втратами із-за необоротності процесів у різних елементах установки. Фактично цей коефіцієнт у реальних теплових насосів дещо більший 3...4.

У теплових насосах використовуються цикли повітряних, парокомпресійних і термоелектричних холодильних установок.

Вперше парокомпресійна аміачна теплонасосна установка була використана для опалення приміщення у 1930 р. З того часу було виготовлено значну кількість теплових насосів. Особливо швидко їх кількість зростає в останні десятиліття; сфера їх застосування постійно розширюється. Одна із можливих схем теплового насоса наведена на рис. 13.13, а.

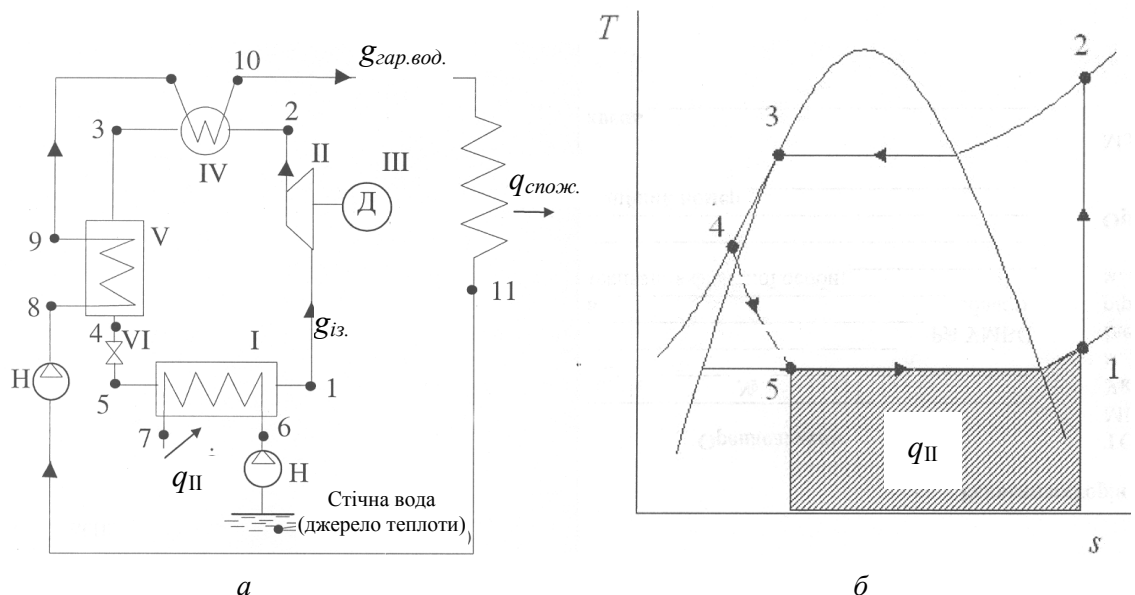


Рис. 13.13 – Принципова схема теплового насоса (а) та його робочий цикл (б)

Будь-який тепловий насос, незалежно від способу отримання теплоти, має в своєму складі випаровувач I, компресор II, електричний двигун III, конденсатор IV, переохолоджувач V та розширювальний (дросельний) вентиль VI. Джерелом низькопотенціальної теплоти для нього виступає стічна вода (або вода басейну, температура ґрунту на глибині більше 1 м тощо). Достатня температура робочого тіла низькопотенціальної теплоти $0-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після дроселювання у дросельному вентилі VI холодоагент потрапляє у випаровувач I, де відбирає теплоту q_{II} від води, стискується у компресорі II за рахунок роботи l двигуна III і поступає в конденсатор IV, де віддає теплоту воді, що протікає зовнішнім контуром, а потім поступає у переохолоджувач V, і далі цикл замикається. Саме завдяки використанню в схемі роботи теплового насоса холодоагента – спеціальної рідини, яка закипає за низької температури, отримана теплота з повітря чи землі при $0-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, перетворюється на теплоту з температурою $40-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, що необхідна для роботи системи опалення.

Процеси, що відбуваються у внутрішньому контурі ідеального теплового насоса в $T-s$ -координатах ілюструє рис. 13.13, б: 1–2 – процес в ідеальному компресорі ($ds = 0$), потужність $N_{\text{ком.}} = g_{iz} \cdot (h_2 - h_1)$, де g_{iz} – витрата холодоагента (ізобутану); 2–3 – процес конденсації робочого тіла в конденсаторі ($dp = 0$), $q_{\text{кон.}} = g_{iz} \cdot (h_2 - h_3)$; 3–4 – процес у переохолоджувачі ($dp = 0$), $q_{\text{пер.}} = g_{iz} \cdot (h_3 - h_4)$. Використання переохолоджувача дозволяє збільшити різницю ентальпій ($h_1 - h_5$) і тим самим зменшити витрату холодоагента і, відповідно, потужність компресора; 4–5 – процес у дросельному пристрої ($dh = 0$); 5–1 – процес у випаровувачі ($dp = 0$), де здійснюється підведення теплоти q_{II} від стічної води до холодоагента, $q_{\text{вип.}} = q_{II} = g_{iz} \cdot (h_1 - h_5)$. Відмітимо також, що $q_I = q_{\text{спож.}} = q_{\text{пер.}} + q_{\text{кон.}}$.

Варто відмітити, що холодильні установки можуть використовуватися і для одночасного отримання теплоти та холоду. Наприклад, ще у 1943 р. була сконструйована аміачна холодильна установка, призначена для катка із штучним льодом; при цьому вода, що охолоджувала конденсатор цієї установки і за рахунок цього значно нагрівалася, поступала у мережу міського тепlopостачання.

Тепловий насос може використовуватись не тільки як джерело теплоти для нагріву повітря у приміщенні, але й працювати в режимі кондиціонера, охолоджуючи його (рис. 13.14).

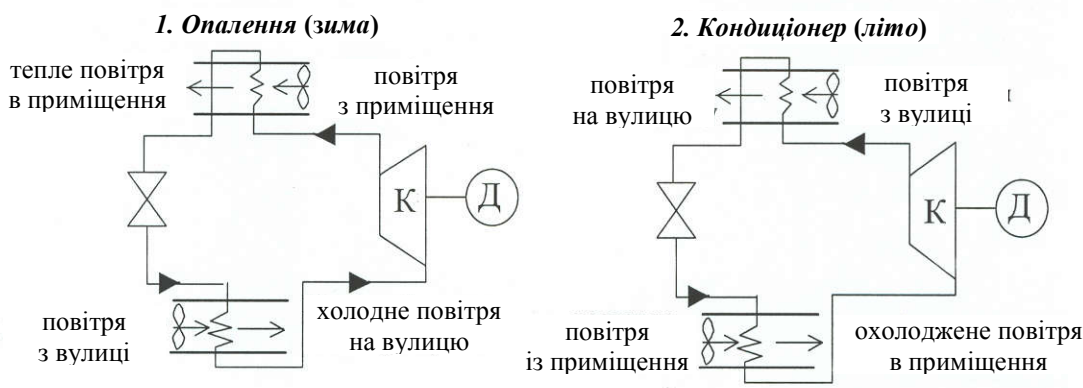


Рис. 13.14 – Робота теплового насоса в режимі опалення та кондиціонування

Підсумовуючи, можна відмітити, що оскільки $\psi > 1$, то опалення за допомогою теплового насоса термодинамічно найбільш вигідне. Жодного порушення першого закону термодинаміки тут, зрозуміло, немає: в циклі відбувається трансформація теплової енергії (подібно трансформації змінного електричного струму), саме тому теплові насоси ще називають **термотрансформаторами**.

13.8. Методи отримання зріджених газів

У лабораторній та виробничій практиці часто виникає необхідність короточасної підтримки низьких температур у тому чи іншому об'ємі. Було б невиправданим у кожному такому випадку споруджувати спеціальну холодильну установку. Значно зручніший спосіб, що зазвичай застосовується у цих випадках, – використання зріджених газів. Зріджені гази використовуються також в енергетиці, на транспорті, у харчовій промисловості, для ректифікаційних процесів тощо. Все ширше застосовується транспортування природного газу в зрідженому вигляді.

У таблиці 13.2 наведені температури кипіння деяких зріджених газів при атмосферному тиску.

Таблиця 13.2 – Температура кипіння деяких рідин при атмосферному тиску

Назва речовини	T_s , К	Назва речовини	T_s , К
Кисень	90,2	Неон	27,3
Повітря*	≈ 80	Водень	20,4
Азот	77,4	Гелій	4,2

Примітка. *Повітря є сумішшю декількох газів, тому температура кипіння зрідженого повітря дещо змінюється (зростає) у процесі кипіння в міру зменшення у рідкій фазі концентрації легко закипаючого компонента (азоту).

Якщо якимось чином зрідити газ, наприклад азот, і потім залити його в охолоджувану об'єм, то, оскільки процес випаровування будь-якої чистої рідини при постійному тиску відбувається за незмінної температури, температура в цьому об'ємі буде зберігатися постійною і рівною температурі насичення азоту при атмосферному тиску та становитиме 77,4 К. Періодично поповнюючи його втрату внаслідок випаровування (доливаючи рідкий азот в об'єм), можна довго підтримувати низьку температуру в охолоджуваному об'ємі.

Для довготривалого зберігання зріджених газів використовують так звані посудини Дьюара (1892 р.) – скляні чи металеві ємності, з подвійними стінками, розділеними вакуумним проміжком. Перші посудини Дьюара для комерційних цілей були випущені у 1904 р., коли була заснована німецька фірма з випуску термосів.

Якщо тиск в об'ємі, у якому відбувається випаровування зрідженого газу, зменшити порівняно з атмосферним, то температура рідини, що випаровується, зменшиться і температура охолоджуваного об'єму стане дещо нижчою. Практично, для зниження тиску газу, що знаходиться у рівновазі зі своєю рідиною, використовується неперервна відкачка цього газу із охолоджуваного об'єму за допомогою форвакуумних насосів; у цьому випадку охолоджуваний об'єм має бути ізольованим від навколишньої атмосфери. Регулюючи інтенсивність відкачки, можна змінювати тиск в охолоджуваному об'ємі і тим самим температуру рідини, що випаровується.

Як видно з таблиці 13.2, найнижчу температуру кипіння при атмосферному тиску має гелій (4,2 К). Застосувавши відкачку газоподібного гелію із охолоджуваного об'єму можна довести його температуру на рівень приблизно 0,71 К, при цьому його тиск насичення буде становити 0,48 Па ($3,6 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст.).

Зріджені гази використовуються не лише як холодоагенти, але й для інших цілей.

Для отримання зріджених газів може використовуватись **дроселювання газу**, його **адіабатне розширення**, **охолодження спеціальними холодоагентами**, **адіабатне розмагнічування**, **вихровий ефект Ранка** та інші способи. Найбільш часто для зрідження газів використовують три основні методи – каскадний метод Пікте, метод Лінде та метод Клода.

1. Метод Пікте – найстаріший метод зрідження газів. Він названий за ім'ям швейцарського фізика Еауля П'єра Пікте (1846–1929), який запропонував цей метод у 1877 р. Для зрідження газів методом Пікте використовується комбінація декількох пароконденсаторних холодильних циклів (каскад). Схема установки, у якій відбувається каскадний метод зрідження, зображена на рис. 13.15, а.

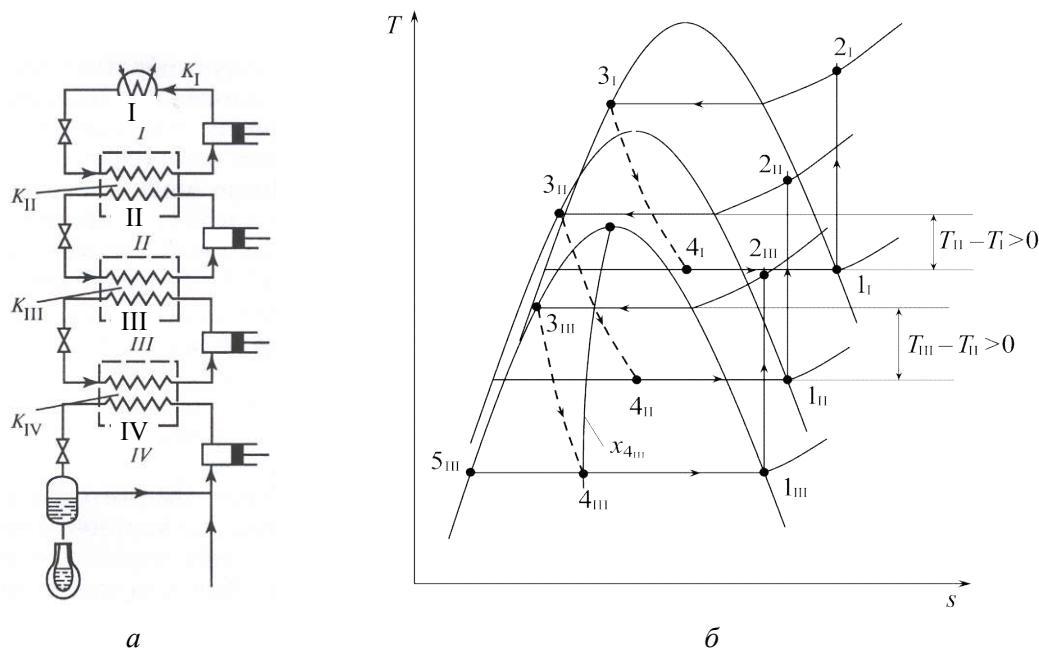


Рис. 13.15 – Принципова схема каскадної установки Пікте (а) та термодинамічні процеси циклів, умовно нанесені на одній діаграмі (б)

У верхньому циклі I каскаду конденсація холодоагента у конденсаторі K_I здійснюється за рахунок відведення теплоти до охолоджувальної води. У циклі II використовується інший холодоагент, що має більш низьку температуру кипіння (при тому самому тиску), ніж холодоагент першого циклу. При цьому конденсація холодоагента другого циклу в конденсаторі K_{II} здійснюється за рахунок відведення теплоти до циркулюючому через цей конденсатор холодоагента першого циклу (випаровуючись, холодоагент першого циклу виконує для другого циклу ту саму роль, що й охолоджувана вода для першого циклу, з тією тільки різницею, що охолоджувальна вода в конденсаторі не випаровується, а лише дещо нагрівається).

За такою схемою організації циклу верхня температура другого циклу T_1^{II} буде близькою до нижньої температури першого циклу T_2^I (дещо вище цієї температури) і, отже, нижня температура другого циклу T_2^{II} буде у цьому випадку значно нижчою, ніж у випадку охолодження конденсатора водою.

У наступному, третьому циклі каскаду (III), використовується інший, ще більш низько закипаючий холодоагент. У конденсаторі цього циклу K_{III} теплота від конденсованого холодоагента третього циклу відводиться за рахунок випаровування холодоагента другого циклу; завдяки чому температура $T_2^{II} \approx T_1^{III}$.

У четвертому циклі каскаду (IV) вже використовується газ, що підлягає зрідженню. У конденсаторі K_{IV} цей газ попередньо охолоджується до температури T_1^{IV} , близької до T_2^{III} .

Потім у редукційному вентилі цей газ розширюється до стану, що відповідає двофазній суміші. Рідкий компонент суміші відокремлюється (сепарується) і виводиться із циркуляційного контуру, а незріджена частина газу поступає на вхід компресора і повторює цикл. Для компенсації зрідженого газу (що виводиться із контуру) в циркуляційний контур неперервно додається газ ззовні.

Слід звернути увагу на те, що схема каскадного циклу дещо подібна до бінарного теплосилового циклу (з тією різницею, що бінарний теплосиловий цикл складений із прямих циклів, а каскадний – із зворотних). Крім того, необхідно відмітити, що саме наявність позитивних температурних напорів $T_{II} - T_I$ та $T_{III} - T_{II}$ дозволяє в кінцевому підсумку передавати теплоту з більш низького температурного рівня на більш високий (див. рис. 13.15, б).

Число циклів (ступенів) у каскаді може бути різним, залежно від того, який буде зріджуватись газ. Наприклад, для зрідження повітря можна в принципі використовувати чотирьохступеневий каскад, аналогічний наведеному на рис. 13.15, а. У першому циклі використовується аміак, у другому – етилен, у третьому – кисень, а у четвертому зріджуваний газ – повітря. Ця сама чотирьохступенева схема може бути використана і для зрідження азоту. В принципі можна використовувати п'ятиступеневий каскад для зрідження неону чи водню, а шестиступеневий – для зрідження гелію.

За допомогою каскаду Пікте у 1877 р. були зріджені кисень, азот і оксид вуглецю.

Схема зріджувальної установки, виконаної за методом Пікте, досить складна; ця установка складається із декількох циркуляційних контурів, включає в себе кілька компресорів, конденсаторів, редукційних вентилів тощо. Все це ускладнює експлуатацію таких установок, і у вигляді, показаному на рис. 13.15, а їх на сьогодні не використовують.

2. Значно компактніша і простіша в експлуатації зріджувальна установка, виконана за методом німецького інженера Карла фон Лінде (1842–1932).

У **методі Лінде**, уперше запропонованому і здійсненому у 1895 р., зрідження досягається шляхом охолодження газу при адиабатному дроселюванні з його попереднім охолодженням перед цим процесом. Схема зріджувальної установки, виконаної за методом Лінде, зображена на рис. 13.16, а.

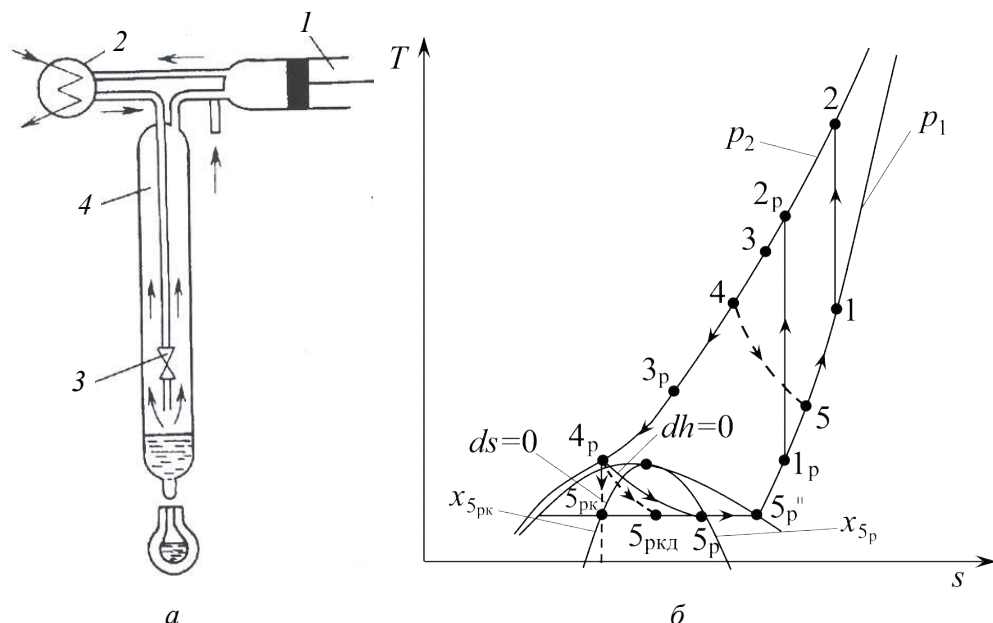


Рис. 13.16 – Принципова схема установки Лінде (а) та термодинамічні процеси в ній (б)

Газ, що підлягає зрідженню, стискується компресором 1 до тиску p_1 , охолоджується стороннім холодоагентом у теплообміннику-охолоджувачі 2 і потім подається в редукційний вентиль 3. Проходячи через вентиль, газ дроселюється до тиску p_2 , і його температура при цьому знижується (звичайно, якщо стан газу перед дроселюванням знаходиться під кривою інверсії), однак поки що ця температура далека від температури кипіння речовини при тиску p_2 , яке, зазвичай, рівне атмосферному. Потім дещо охолоджений газ направляється в теплообмінник 4, де він протитечією омиває трубопровід, яким газ подається в редукційний вентиль, і після цього поступає у компресор. У результаті процесу регенеративного теплообміну в теплообміннику температура газу, що поступає до вентилі, знижується; отже, знижується і температура газу за дроселем. У свою чергу цей газ у теплообміннику ще більше охолоджує ті порції газу, які поступають в дросель. Температура газу за дроселем стає ще нижчою і т.д. Процес продовжується, поки температура газу за редукційним вентилем не стане рівною температурі насичення при тиску p_2 . Далі температура уже не знижується, а відбувається конденсація газу при постійній температурі. При цьому із редукційного вентилі виходить двофазна суміш. Рідка фаза відділяється і виводиться із установки, а газ через теплообмінник повертається у компресор.

По досягненню стаціонарного режиму, параметри газу в характерних точках циклу відповідають станам (рис. 13.16, б), які відмічені індексом "р" (розрахунковий режим). Розглянемо цей режим: 1_р–2_р – процес в ідеальному компресорі ($ds = 0$); 2_р–3_р – охолодження газу в охолоджувачі ($dp = 0$); 3_р–4_р – охолодження газу у протитечійному теплообміннику ($dp = 0$); 4_р–5_р – процес дроселювання ($dh = 0$); 5_р–1_р – підведення теплоти у теплообміннику. Точка 5_р, що характеризує стан газу на виході із дроселя, знаходиться у двофазній області.

Застосування теплообмінника-охолоджувача 2 необхідне у випадку, коли зріджується газ, у якого температура інверсії нижча, ніж кімнатна температура: у цьому випадку дроселювання газу буде призводити не до зниження, а до підвищення температури. Тому при зрідженні кисню за методом Лінде використовують попереднє охолодження рідким аміаком, при зрідженні водню ($T_{inv} \approx 183$ К) – рідким азотом, а при зрідженні гелію ($T_{inv} \approx 38$ К) – рідким воднем.

Користуючись методом Лінде з попереднім охолодженням, англійський фізик Д. Дьюар у 1898 р. вперше отримав рідкий водень. Метод Лінде був використаний і для зрідження гелію, що має порівняно з іншими газами найнижчу точку кипіння (4,2 К); вперше рідкий гелій був отриманий у 1908 р. голландським фізиком Гейке Камерлінг-Оннесом.

3. У зріджувальних установках, що працюють за **методом Клода** (названий на честь французького інженера Жана Клода (1870–1960), який запропонував цей метод у 1902 р.), разом з принципово необоротним процесом розширення газу при адіабатному дроселюванні також використовується адіабатне розширення з відведенням роботи у детандері.



Детандери – машини, в яких відбувається розширення робочих тіл для отримання корисної роботи.

Детандери є основними агрегатами парових і газових теплових установок, у тому числі холодильників та кондиціонерів.

Процес розширення робочого тіла в детандері залежить від умов теплообміну між ним та стінками розширювальної машини і може виконуватися по ізотермі або по адіабаті. Для збільшення роботи розширення необхідно процес розширення робочого тіла наблизити до ізотермічного процесу, однак, його складно реалізувати і тому робочі процеси в детандерах близькі до адіабатичних.

Адіабатне розширення з відведенням зовнішньої роботи забезпечує більш ефективне охолодження газу чи рідини, ніж адіабатне дроселювання, тобто $\alpha_s > \alpha_h$, і тоді:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s > \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h,$$

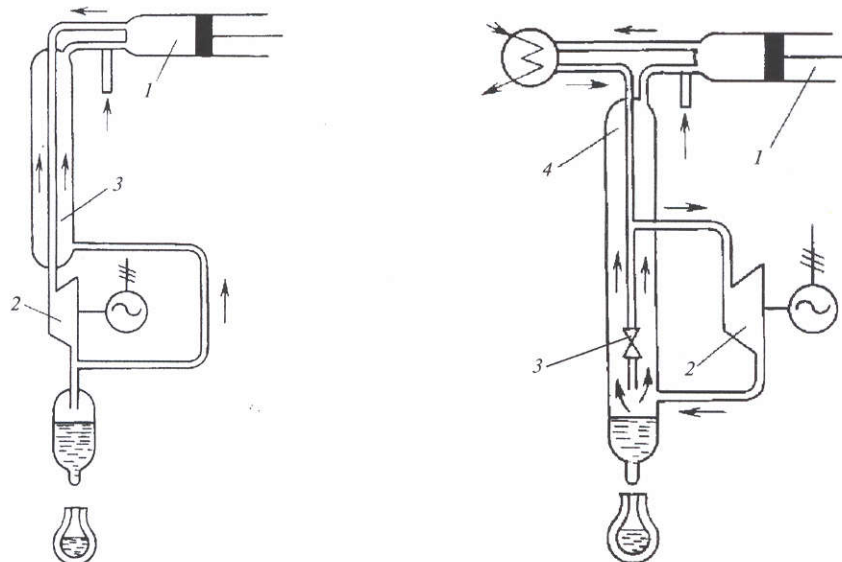
звідки випливає, що за одних і тих самих значеннях тисків p_1 і p_2 та однакової початкової температури газу T_1 його температура після розширення T_2 підлягає нерівності

$$T_2^{(s)} < T_2^{(h)}, \quad (13.35)$$

де індекс (h) відноситься до адіабатного дроселювання, а (s) – до адіабатного розширення з відведенням роботи.

Менша глибина охолодження газу при адіабатному дроселюванні, порівняно з охолодженням при адіабатному розширенні з виконанням роботи, пояснюється наявністю принципово неусувних втрат внаслідок необоротності процесу дроселювання.

Схема зріджувальних установок, що працюють за методом Клода (їх ще називають **детандерними зріджувачами**), зображена на рис. 13.17. Відмінність її від установки Лінде полягає в тому, що замість редукційного вентиля у ній використовують детандер 2 (процес 4_р–5_{рк}, див. рис. 10.16, б). Також, як і в установці, що працює за схемою Лінде, у детандерному зріджувачі застосовується попереднє охолодження газу, стиснутого у компресорі 1, у протитечійному регенеративному теплообміннику 3. Щодо теплообмінника-охолоджувача, то його застосування у детандерному зріджувачі необов'язкове: оскільки при розширенні газу в детандері його температура завжди знижується, можна зріджувати газ і без попереднього охолодження стороннім холодоагентом. Таке попереднє охолодження застосовується у детандерних зріджувачах лише для зменшення тривалості пускового періоду установки.



а – використання тільки детандера

б – використання детандера і редукційного вентиля

Рис. 13.17 – Принципові схеми детандерного зріджувача

Ефективність роботи детандерних зріджувачів значною мірою залежить від того, наскільки великий внутрішній відносний к.к.д. самого детандера. Необхідно відмітити, що при низькому к.к.д. детандера переваги методу можуть бути зведені до нуля (у цьому випадку лінія адіабатного розширення наближається до лінії $h = \text{const}$, див. процес 4_р–5_{ркд}

на рис. 13.16, б). Коефіцієнт корисної дії сучасних поршневих детандерів має величину 0,65–0,90, турбодетандерів – 0,85–0,92. Активно-реактивні турбодетандери, конструкція яких була розроблена у 1938–39 рр. радянським фізиком Петром Леонідовичем Капицею (1894–1986), є на сьогодні основою для великих зріджувальних установок. Ідеї, запропоновані Капицею, дозволити підняти к.к.д. турбодетандера на 15–20 % – з 0,52...0,58 до 0,79...0,83, тобто в три рази знизити втрати порівняно з кращими до того часу у світі турбодетандерами німецької фірми Лінде.

Як правило, у детандерних зріджувачах одночасно використовуються і дроселювання, і розширення у детандері. У цьому випадку (див. рис. 13.17, б) потік газу, що виходить із компресора 1, роздвоюється: частина його розширюється у детандері 2 і потім поступає у теплообмінник 4, де охолоджує другу частину газу, що поступає в редукційний вентиль 3. Власне зріджений газ отримують шляхом відокремлення рідкого компоненту двофазної суміші, що виходить із редукційного вентиля.

Зрозуміло, що з точки зору термодинаміки детандерний зріджувач є досконалішим і ефективнішим апаратом, ніж зріджувач Лінде, і потребує лише одного робочого тіла, хоча введення детандера дещо ускладнює установку та збільшує її габаритні розміри.

З технологічної точки зору, всі холодильні агрегати для отримання температур нижче -100°C умовно класифікуються наступним чином:

- установки глибокого охолодження (досягають температур від 173 до 55 K);
- криогенні установки (від 40 до 0,3 K);
- установки наднизьких температур.

Наднизькі рекордні температури отримують при адіабатному розмагнічуванні парамагнітних солей. Метод оснований на явищі виділення теплоти при їх намагнічуванні і її поглинання при розмагнічуванні. Для отримання низьких температур найбільш підходять солі з малою концентрацією парамагнітних іонів, тобто коли вони розділені між собою немагнітними атомами. Цей метод дозволяє отримувати температури включно до 0,001 K.

На сьогодні досягнуті температури порядку $\approx 10^{-6}$ K.

Контрольні питання

1. Що називається процесом охолодження? За якими циклами працюють холодильні установки і чому? Які особливості протікання циклів холодильних установок?
2. Дайте визначення основних характеристик зворотних теплових циклів. Холодильний коефіцієнт, холодопродуктивність, коефіцієнт тепловикористання. Чим відрізняється холодильний коефіцієнт і к.к.д. холодильного циклу?
3. Основні властивості холодильної установки, яка працює за циклом Карно. Які питомі характеристики розраховуються для неї? Чим визначається ефективність її роботи?
4. Класифікація холодильних установок залежно від виду холодоагентів.
5. Класифікація холодильних агентів, їх маркування (позначення) та властивості. Чи може працювати холодильна установка без використання холодоагента?
6. Дайте опис повітряної холодильної установки, вкажіть її недоліки.
7. Чому у повітряних холодильних установках не використовують дросельний вентиль замість громіздкого детандера?
8. У яких холодильних установках більша витрата холодоагента та чому? За рахунок чого можлива інтенсифікація тепловідведення у повітряній холодильній установці?
9. Запишіть вираз для визначення холодильного коефіцієнта циклу повітряної холодильної установки.
10. Парокомпресійна холодильна установка, зображення її циклу T – s -діаграмі. З яких процесів складається цей цикл?

11. Опишіть роботу парокомпресійної холодильної установки. Як можливо збільшити холодопродуктивність установок такого типу? До якого типу холодильних установок відносять парокомпресійні холодильні установки?
12. Який цикл холодильної установки: пароежекторної чи парокомпресійної більш довершений з точки зору термодинаміки?
13. Що таке абсорбція? Ефективність використання абсорбційних холодильних машин. Опишіть цикл роботи абсорбційної холодильної установки.
14. У чому полягає термоелектричний метод охолодження?
15. Чому дорівнює холодильний коефіцієнт термоелектричної холодильної установки?
16. Основні положення термоелектричного охолодження. Режими роботи термоелементів. Перспективи використання термоелектричного охолодження.
17. Принцип роботи теплового насоса. Які суттєві переваги мають теплові насоси перед іншими передавачами енергії? Чим цикли холодильних установок відрізняються від циклів теплових насосів?
18. Чим відрізняється холодильний коефіцієнт від опалювального? Чи може опалювальний коефіцієнт бути меншим одиниці?
19. У яких випадках доцільно використовувати тепловий насос для опалення будинку?
20. Опишіть відомі вам методи зрідження газів. Класифікація холодильних установок для отримання низьких та наднизьких температур.
21. Чим відрізняються між собою методи зрідження газів Клода та Лінде?
22. Поняття про розширювальну машину – детандер. Використання його у кріогенних системах та установках.

