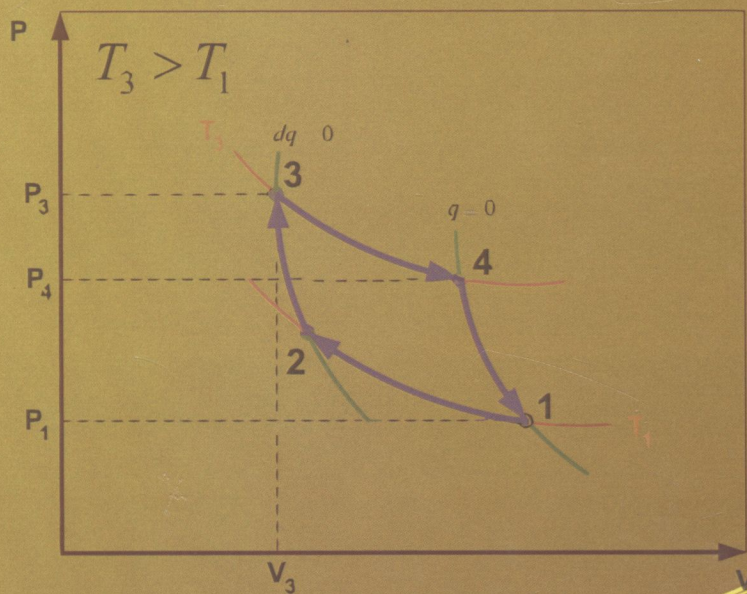


621.1(045.8)

T34

С.М. Василенко, В.І. Павелко,
А.В. Форсюк, М.М. Масліков,
Н.В. Іващенко, С.В. Барановська

ТЕПЛОХОЛОДОТЕХНІКА



629.9(075.8)
ТЗУ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

С.М. ВАСИЛЕНКО, В.І. ПАВЕЛКО, А.В. ФОРСЮК, М.М. МАСЛІКОВ,
Н.В. ІВАЩЕНКО, С.В. БАРАНОВСЬКА

ТЕПЛОХОЛОДОТЕХНІКА

Навчальний посібник

Київ
Видавництво Ліра-К
2019

УДК 658.264(075.8)
Т34

621.1.016 + 621.56/.59 + 536 } (075.8)

Рекомендовано Вченою радою Національного університету харчових технологій як навчальний посібник для студентів закладів вищої освіти (протокол № 10 від 26 квітня 2018 р.)

Рецензенти:

О.О. Серьогін, д-р техн. наук, проф.;

Н.М. Фіалко, чл.-кор. НАНУ, д-р техн. наук, проф.;

М.К. Безродний, д-р техн. наук, проф.

С.М. Василенко

Т34

ТЕПЛОХОЛОДОТЕХНІКА : навч. посіб. / С.М. Василенко, В.І. Павелко, А.В. Форсюк, М.М. Масліков, Н.В. Іващенко, С.В. Барановська. – К.: Видавництво Ліра-К, 2019. – 258 с.

ISBN 978-617-7605-70-5

Викладені основні положення технічної термодинаміки та теорії теплообміну, подано відомості про енергетичні установки та використання холодильних установок і технологій в промисловості. Розрахований на студентів вищих технічних навчальних закладів нетеплоенергетичних спеціальностей.

482 107

УДК 658.264(075.8)

ISBN978-617-7605-70-5

© С.М. Василенко, В.І. Павелко,
А.В. Форсюк, М.М. Масліков,
Н.В. Іващенко, С.В. Барановська, 2019
© Видавництво Ліра-К, 2019



Передмова

Дисципліна «Теплохолодотехніка» введена в навчальний план бакалаврів напряму підготовки «Харчові технології» як загальнонаукова, і займає одне з центральних місць в інженерній підготовці спеціалістів. Обумовлено це тим, що процеси вироблення, перенесення і використання теплоти мають місце практично у всіх технологічних процесах і установках сучасної інженерії.

Пропонований навчальний посібник написано для студентів, які навчаються за вищеназваним напрямом підготовки в обсязі затвердженої Вченою радою НУХТ програми.

Він дає змогу засвоїти теоретичні засади сучасної теплохолодотехніки, набути навичок з виконання практичних розрахунків щодо витрати теплової енергії і холоду на технологічне і тепломасообмінне обладнання (технологічні потреби), на опалення, вентиляцію і кондиціювання у виробничих цехах, адміністративно-побутових, складських та допоміжних приміщеннях, на гаряче водопостачання та інші потреби промислових підприємств і житлово-комунальної сфери.

Посібник може бути корисним також інженерно-технічним працівникам, що займаються проектуванням, монтажем та експлуатацією систем тепло- і холодопостачання.

Автори висловлюють щире подяку бакалавру з теплоенергетики Данилко Н.Ю. за допомогу у підготовці до видання цього посібника.

Автори з вдячністю сприймуть усі поради і критичні зауваження щодо поліпшення змісту посібника.

Частина I. Технічна термодинаміка

Розділ 1. Основні поняття і визначення технічної термодинаміки

Предмет і метод термодинаміки.

Відомо, що світ складається з матерії, а матерія існує в русі. Мірою інтенсивності руху матерії є енергія. Тепло та робота – це форми енергії.

Технічна термодинаміка – наука про закони взаємних перетворень теплоти і роботи в різних процесах, про властивості робочих тіл, що беруть участь у цих перетвореннях. Такі перетворення відбуваються у теплових двигунах та холодильних машинах.

В основі термодинамічних досліджень лежить феноменологічний метод, за яким робоче тіло розглядається як суцільне макросередовище без урахування молекулярної будови речовини. Основою такого методу досліджень є застосування 1-го і 2-го законів термодинаміки до аналізу конкретних термодинамічних явищ.

1-ий закон термодинаміки встановлює кількісну сторону взаємного перетворення енергії–теплоти і роботи. Він є окремою формою закону збереження і перетворення енергії.

2-ий закон термодинаміки встановлює якісну сторону взаємних перетворень теплоти та роботи, встановлює також певну направленість довільних (необоротних) процесів, визначає відмінності теплоти у порівнянні з роботою.

Закони термодинаміки характеризують загальні закономірності перетворення енергії в макроскопічних системах. Таким чином, не вивчаючи фізичну сутність теплових процесів, термодинаміка може передбачати їхній кінцевий результат.

Основні поняття і визначення технічної термодинаміки

Об'єктом дослідження у термодинаміці є термодинамічні системи, що являють собою сукупність тіл, між якими можлива енергетична взаємодія у формі теплоти і роботи. Окремо взяте макротіло також може розглядатися як термодинамічна система. Все, що знаходиться поза системою, має назву зовнішнього (навколишнього) середовища. Поверхня, яка розділяє термодинамічну систему і навколишнє середовище, називається контрольною. Система вважається термодинамічно ізольованою, якщо вона не обмінюється енергією і речовиною з тілами поза системою. Якщо система не обмінюється речовиною через контрольну поверхню, вона називається замкненою. Якщо система не обмінюється енергією у формі теплоти, вона називається адіабатною, або теплоізольованою.

Теплота і робота – дві форми енергії, або два види енергетичної взаємодії між тілами.

Перша форма енергетичної взаємодії зумовлена механічною силовою дією (тиском) одного тіла на друге, яка супроводжується рухом другого тіла. Ця

форма називається роботою. Кількість енергії, яка передається від одного тіла до другого у формі направленої руху, називається роботою процесу.

Друга форма енергетичної взаємодії пов'язана з наявністю різниці температур і обумовлена хаотичним рухом великої кількості мікрочастинок, з яких складаються макротіла. Обмін енергії в цьому випадку відбувається або при безпосередньому контакті тіл, які мають різну температуру, або випромінюванням. Кількість енергії, яка передається від одного тіла до другого в результаті хаотичного руху мікрочастинок, називається кількістю теплоти, або тепловою процесу.

Робоче тіло – фізична речовина, яка бере участь у термодинамічних перетвореннях (перетворення теплоти і роботи), за допомогою яких у теплових машинах здійснюється трансформація теплової енергії в механічну. Найбільш поширеними робочими тілами є гази і пари, в яких при зміні температури і тиску суттєво змінюється їхній об'єм.

Відомо, що в різних станах вплив сил взаємодії між молекулами і розмірів молекул на фізичні властивості газів різні. У стані, коли впливом сил взаємодії між молекулами і розміром молекул можна знехтувати (нагрітий газ при невеликих тисках), газ називають ідеальним, в іншому стані – реальним.

З достатньою точністю в термодинаміці майже всі гази можна вважати ідеальними. Виняток становлять водяна пара та деякі газоподібні речовини, стосовно яких здійснюються спеціальні розрахунки.

Робоче тіло у теплових машинах отримує чи віддає теплоту при взаємодії з більш нагрітим чи більш холодним зовнішнім середовищем. Такі робочі тіла називаються джерелом теплоти.

Термодинамічний стан – це сукупність термодинамічних властивостей робочого тіла, які визначаються термодинамічними параметрами.

У термодинаміці, в першу чергу, розглядаються рівноважні термодинамічні стани, в яких параметри робочого тіла змінюються лише під впливом зовнішньої енергетичної дії, і в яких для всієї маси робочого тіла ці параметри залишаються незмінними.

Термодинамічний процес – це зміна стану робочого тіла, пов'язана із зміною термодинамічних параметрів і зумовлена енергетичною взаємодією із зовнішнім середовищем. Характеристиками термодинамічного процесу є питомі теплота і робота. При нескінченно повільному перебігові і без енергетичних втрат термодинамічний процес проходить через рівноважні стани, і розглядається як рівноважний термодинамічний процес (рис. 1.1).

Нерівноважний процес не може бути зображений графічно, тому що робоче тіло системи, що бере участь у процесі, одночасно має декілька різних значень параметрів у різних частинах системи.

Оборотним називається процес, який може відбуватися як у прямому, так і в зворотному напрямках, і в якому при поверненні в первинний стан система проходить всі рівноважні стани прямого процесу. Зворотній процес є дзеркальним відображенням прямого.

Необоротний процес – це процес, який може самостійно протікати тільки в одному напрямку. В реальному світі всі процеси необоротні

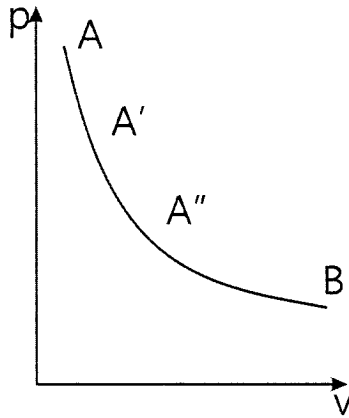


Рис. 1.1. Термодинамічний рівноважний процес в p - V координатах.

Основні умови існування оборотного процесу такі:

1. Теплова та механічна рівновага, тобто однаковість температур та тисків робочого тіла і навколишнього середовища в кожному стані процесу. Це – умова так званої зовнішньої оборотності.

2. Відсутність тертя, завихрення, хімічних перетворень та інших однобічно направлених процесів.

В реальних умовах (у природі) мають місце необоротні процеси, через що поняття рівноваги станів і оборотних процесів слід вважати науковою абстракцією. Проте загальні висновки аналізу оборотних процесів можна відповідно перенести і на реальні процеси, якщо ввести необхідні поправочні коефіцієнти, отримані на підставі дослідів.

Термодинамічним циклом називається замкнений оборотний процес, в якому робоче тіло, зазнавши всіляких змін, знову повертається в початковий стан (рис. 1.2).

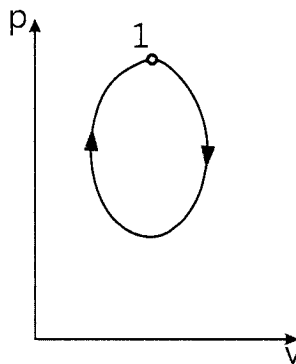


Рис. 1.2. Термодинамічний цикл в p - V координатах.

Цикли є теоретичною основою реальних процесів у теплових машинах, працюючих по замкненим процесам. Цикли бувають прямими і зворотними.

Прямими називають цикли, в яких термодинамічна робота, що виконується за рахунок підведеної теплоти, є корисною.

Зворотними називаються цикли, корисним ефектом в яких є передача теплоти від тіл з нижчою температурою до тіл з вищою температурою, за рахунок підведення енергії (роботи) ззовні. Порівняння ефективності реальних (необоротних) циклів з ефективністю теоретичних (оборотних) циклів являє собою міру наближення реальних процесів до теоретичних, тобто міру досконалості.

1.1. Термодинамічні параметри стану робочих тіл і зв'язок між ними

Термодинамічні параметри:

- абсолютний тиск – p , [Па];
- абсолютна температура – T , [К], $T = 273,15 + t$; t [°C];
- питомий об'єм – v , [м³/кг];
- питома внутрішня енергія – u , [Дж/кг];
- питома ентальпія – h , [Дж/кг];
- питома ентропія – s , [Дж/кг·К].

Абсолютна температура, [К] – термодинамічний параметр, який визначає стан робочого тіла і є мірою середньої кінетичної енергії поступального руху молекул робочого тіла.

Поняття температури взагалі можна розглядати як характеристику теплового стану тіл при порівнянні їх, тобто температура визначає відхилення теплового стану тіл від умовно прийнятого нульового.

Спочатку для вимірювання температур користувалися емпіричними (дослідними) температурними шкалами, в яких результати вимірювань залежали від властивостей середовища, що досліджувалося (Фаренгейта, Цельсія). Взагалі, в основі температурних шкал лежить властивість рідини змінювати свій об'єм зі зростанням температури.

Універсальною температурною шкалою незалежно від будь-яких властивостей робочого тіла є шкала побудована на основі законів термодинаміки, яка має назву абсолютної термодинамічної шкали температур – шкали Кельвіна. Контрольною (реперною) точкою шкали Кельвіна є стан рівноваги трьох фаз – потрійна точка води, для якої встановлена температура $T = 273,15$ К. Для практичних вимірювань температури тіла встановлена міжнародна практична шкала температур; де нулю відповідає температура плавлення чистого льоду, а 100°C – температура кипіння води:

$$T[\text{K}] = t [^{\circ}\text{C}] + 273,15.$$

Абсолютний тиск p , [Па] – параметр стану робочого тіла, під яким розуміється вплив молекул середовища на стінку твердої оболонки, в якій міститься робоче тіло.

Абсолютний тиск атмосферного повітря вимірюється барометром і називається барометричним тиском. У вимірюваннях тиску газів, ізольованих від атмосфери, користуються манометрами, які показують різницю між абсолютним тиском $p_{\text{абс}}$ в місці вимірювання і зовнішнім атмосферним (барометричним) тиском.

Це є надлишковий (манометричний) тиск:

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{надл}} + P_{\text{бар}}; P_{\text{надл}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{бар}}. \quad (1.1)$$

Якщо тиск у посудині менше атмосферного, маємо розрідження або вакуум:

$$P_{\text{вак}} = P_{\text{бар}} - P_{\text{абс}}. \quad (1.2)$$

Тиск вимірюється в [Па] = [Н/м²] або в [Бар] = 10⁵ Па.

Питомий об'єм – об'єм робочого тіла, маса якого дорівнює 1 кг, тобто відношення об'єму тіла (повного) до його маси, м³/кг:

$$v = \frac{V}{m}. \quad (1.3)$$

Величина, обернена питомому об'єму, називається густиною – це маса робочого тіла об'ємом 1 м³:

$$\rho = \frac{m}{V}, [\text{кг/м}^3]. \quad (1.4)$$

Газоподібні робочі тіла вважаються простими тілами, стан яких характеризується, як правило, двома параметрами.

Будь-яка термодинамічна система (робоче тіло) має запас внутрішньої енергії, яка складається з енергії хаотичного (теплого) руху і взаємодії молекул. Оскільки внутрішня енергія робочого тіла залежить від його маси, то визначають як правило значення внутрішньої енергії, віднесеної до 1 кг маси тіла – тобто питому внутрішню енергію:

$$u = \frac{U}{m} [\text{Дж/кг}]. \quad (1.5)$$

Внутрішня енергія – це запас енергії в 1 кг робочого тіла, що визначається кінетичною та потенціальною складовими частинами енергії.

Ці складові частини [u] відображають мікрофізичну структуру речовини:

$$u = u_{\text{кін}} + u_{\text{пот}}. \quad (1.6)$$

Кінетична складова внутрішньої енергії [u_{кін}] зумовлена тепловим хаотичним рухом молекул і складається з енергії поступального, коливального і обертального руху молекул. Вона залежить лише від температури робочого тіла.

Потенціальна складова внутрішньої енергії [u_{пот}] зумовлена силами взаємодії між молекулами. Вона залежить від середньої відстані між молекулами, тобто від питомого об'єму, який займає робоче тіло.

Таким чином, в загальному випадку питома внутрішня енергія робочого тіла залежить від його температури і питомого об'єму і є однозначною функцією цих параметрів стану:

$$u = f(T, v); \quad (1.7)$$

$$du = \left(\frac{du}{dT} \right) dT + \left(\frac{du}{dv} \right) dv. \quad (1.8)$$

Вважається, що найважливішою властивістю внутрішньої енергії робочого тіла є те, що вона, будучи однозначною функцією стану тіла, сама може служити параметром стану. Тобто зміна внутрішньої енергії не залежить від процесу, а визначається тільки початковим і кінцевим станами робочого тіла. Її зміна в будь-якому процесі може бути представлена так:

$$\Delta u_{1-2} = \int_1^2 du = u_2 - u_1 \quad (1.9)$$

Для ідеального газу сили взаємодії між молекулами відсутні тому $u_{\text{пот}} = 0$. Внутрішня енергія ідеального газу залежить тільки від температури: $u = f(T)$,

$$du = \left(\frac{du}{dT} \right) dT.$$

У циклічному процесі $\Delta u = 0$.

Для будь-якого термодинамічного процесу ідеального газу зміна його внутрішньої енергії визначається за формулою:

$$\Delta U = c_{vm} m (t_2 - t_1), \text{ [Дж]}, \quad (1.10)$$

де c_{vm} – середня масова теплоємність при незмінному об'ємі в інтервалі температур від t_1 до t_2 .

Ентальпія. Розглянемо повну енергію газу, який знаходиться під тиском p , який залежить від маси вантажу m (рис. 1.3). У цьому випадку повна енергія E складається з внутрішньої енергії газу U і потенціальної енергії вантажу, яка дорівнює $pfz = pV$ ($E_{\text{пот}} = mz \frac{f}{f}$), тоді $\frac{m}{f} = p$, $E_{\text{пот}} = pfz = pV$, тоді $E = U + pV$ (рис. 1.3) є повною енергією розширеної системи, тобто тіла та навколишнього середовища (уявляючи, що тіло не рухається).

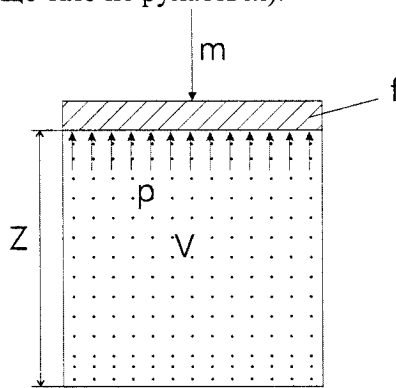


Рис 1.3. Схема визначення повної енергії розширеної системи (ентальпії).

Величина pV залежить від сил, які діють на поршень і має назву потенціальної енергії тиску.

Таким чином, якщо газ знаходиться у середовищі з тиском p , то з будь-яким його станом пов'язана енергія $U + pV = H$, яка має назву ентальпії газу в даному стані. Вираз для питомої ентальпії має вигляд:

$$h = u + pv. \quad (1.11)$$

Таким чином, ентальпія h залежить від параметрів стану u , p , v і сама є параметром стану. Тому, зміна Δh , як і зміна Δu не залежить від характеру процесу і визначається тільки початковим і кінцевим станами його:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1). \quad (1.12)$$

Як однозначна функція стану h може бути виражена у вигляді функції будь-яких 2-х параметрів стану: $h = f(p, v)$; $h = f(p, T)$; $h = f(v, T)$.

Для ідеального газу, як u так і h є тільки функцією температури ($p v = RT$):

$$h = u + p v = u(T) + RT, \text{ [Дж/кг]}. \quad (1.13)$$

Ентропія – параметр стану, введений Клаузіусом при дослідженні кругових процесів (циклічних).

Ентропія – параметр стану, диференціал якого дорівнює відношенню питомої теплоти в елементарному оборотному процесі до абсолютної температури, яка є сталою на нескінченно малій ділянці процесу:

$$\Delta s = \frac{dq}{T}, \text{ [Дж/(кг·К)]}$$

Ентропія s є функцією стану і її величина визначається в залежності від зміни основних параметрів стану p , v , T , а зміна ентропії в будь-якому процесі визначається початковим і кінцевим значеннями параметрів стану і не залежить від характеру процесу:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}.$$

Ентропія – єдиний параметр, що свідчить про теплообмін. При зміні агрегатного стану, наприклад води, температура залишається сталою, а ентропія змінюється.

Оскільки в технічній термодинаміці потрібно знати зміну питомої ентропії в різних процесах, то якомусь її стану (наприклад, $T = 0$ К) умовно приймають значення, яке дорівнює 0 (нулю).

Властивості параметрів стану:

1. Параметр стану є функцією стану і може бути визначений при параметрах $z = f(x, y)$.
2. Зміна параметру стану в процесі не залежить від перебігу процесу, а повністю визначається його значенням на початку і в кінці процесу:
 $\Delta z = z_2 - z_1$.
3. Інтеграл по замкненому контуру від нескінченно малої зміни параметру стану дорівнює нулю, тобто $\oint dz = 0$.

1.2. Рівняння стану ідеальних газів

Ідеальним називають газ, в якому відсутні сили зчеплення між молекулами і об'єм самих молекул безмежно малий порівняно з міжмолекулярним простором. У природі ідеальних газів не існує, але при певних умовах (збільшенні температури і зменшенні тиску) можна знехтувати силами зчеплення і об'ємом молекул в газах.

Однією із закономірностей поведінки макроскопічних тіл є те, що стан тіла, яке знаходиться в рівновазі, визначається двома основними термодинамічними параметрами (наприклад p, v ; v, T ; p, T). Всі інші термодинамічні параметри можуть бути представлені як функція цих двох. Досліди і теорія показують, що параметри p , v , T однорідного тіла в рівноважному стані зв'язані між собою залежністю $f(p, v, T) = 0$, яка носить назву рівняння термодинамічного стану.

Ця залежність визначається на підставі дослідних (експериментальних) даних. Найбільш простим рівнянням стану є рівняння Клапейрона-Менделєєва для ідеального газу:

$$pV_{\mu} = R_{\mu}T, \quad (1.14)$$

де p – абсолютний тиск, [Па]; V_{μ} – об'єм 1 кмоль газу, м³/кмоль; $R_{\mu} = 8314$ [Дж/кмоль·К] – універсальна газова стала, визначена для 1 кмоль ідеального газу за нормальних умов: $p = 101325$ Па; $T = 273,15$ К; $V_{\mu} = 22,4$ м³/кмоль; T – абсолютна температура, [К].

Якщо обидві сторони рівняння (1.14) поділити на μ – молярну масу, то одержуємо рівняння стану для 1 кг газу:

$$pv = RT, \quad (1.15)$$

де $v = V_{\mu}/\mu$, [м³/кг] – питомий об'єм; $R = R_{\mu}/\mu$ [Дж/кг·К] – питома газова стала (окрема для кожного газу).

Для m кг газу маємо:

$$pV = mRT, \quad (1.16)$$

де $V = mv$, [м³] – об'єм.

Це рівняння (1.16) дуже часто використовують в інженерних розрахунках. Слід зауважити, що при підвищенні тиску і зниженні температури силами взаємодії між молекулами і їхнім об'ємом не можна нехтувати, тому це рівняння стає менш точним.

1.3. Робота і теплота – форми обміну енергією

Енергообмін у термодинамічному процесі чи циклі здійснюється під впливом зміни роботи чи теплоти. Процес, який перебігає без здійснення механічної роботи ($L = 0$), тобто при сталому об'ємі ($dv = 0$) називається ізохорним. Процес, який здійснюється без теплообміну з навколишнім середовищем ($Q = 0$), називається адіабатним.

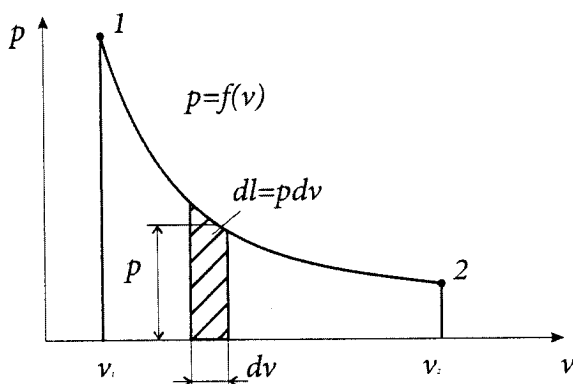


Рис. 1.4. Графічне відображення зміни питомої роботи в p - v координатах

Розглянемо процес збільшення об'єму V тіла будь-якої форми, яке знаходиться в середовищі з тиском p_c . Площу поверхні тіла позначаємо через F .

Якщо зміну об'єма тіла вважати нескінченно малою dV , то збільшення V є результатом переміщення кожної точки поверхні тіла на відстань dx .

Оскільки тиск – це є сила, яка діє на поверхню тіла, то сума сил, діючих на всю поверхню тіла, буде дорівнювати $p = p_c F$. Робота, яку треба здійснити для того, щоб перемістити поверхню F на відстань dx , дорівнює:

$$dL = p_c F dx = p_c dV. \quad (1.17)$$

Тоді зовнішня робота при кінцевій зміні об'єму дорівнює:

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p_c dV. \quad (1.18)$$

Робота L проти сили зовнішнього тиску і пов'язана зі збільшенням об'єму системи має назву роботи розширення. Якщо розглядається рівноважний процес то: $p_c = p$ і відповідно:

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV, [\text{Дж}], \quad (1.19)$$

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv, [\text{Дж/кг}]. \quad (1.20)$$

У загальному випадку $p = f(v)$ і для знаходження інтегралу треба знати цю залежність. Графічно вона може бути зображена в p - v координатах (рис. 1.4) кривою 1-2. Стан, який проходить система в процесі зміни v , знаходиться на кривій процесу між точками 1 і 2. Питомою роботою має той же знак, що і dv .

1. При збільшенні v , тобто при розширенні газу робота є додатньою ($l > 0$), тобто виконується робочим тілом над зовнішнім середовищем.

2. При зменшенні v , або стисненні робочого тіла, робота є від'ємною ($l < 0$), тобто виконується зовнішнім середовищем над робочим тілом.

3. При незмінному об'ємі v (ізохорний процес) $l = 0$.

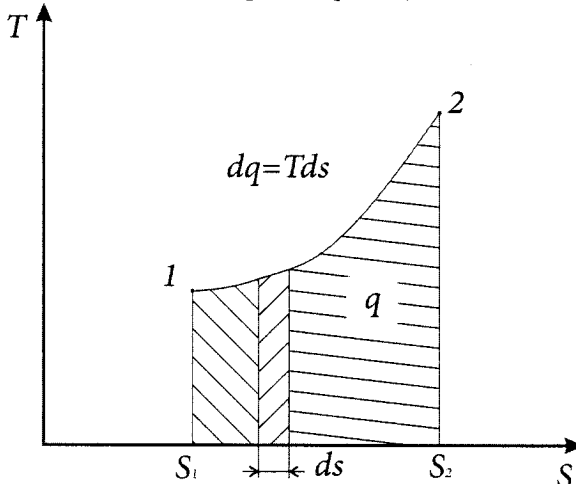


Рис. 1.5. Графічне відображення питомої кількості теплоти в T - s координатах.

Площа під кривою 1-2 (рис. 1.4) дорівнює питомій термодинамічній роботі. Величина роботи залежить не тільки від параметрів стану в точках 1 і 2, але й від характеру перебігу процесу розширення. Робота є функцією процесу.

Ці всі вирази одержані для рівноважних процесів, де зміна v проходить так повільно, що залишаються незмінними тиск, густина і температура. У реальних (необоротних) процесах зміна об'єму робочого тіла проходить з кінцевою швидкістю, і частина роботи витрачається на тертя, завихрення і т.п. Тому $l_{\text{необор}} < l_{\text{обор}}$.

Теплота (кількість теплоти) Q [Дж]; $q = Q/m$, [Дж/кг].

Теплота розглядається, як тепловий ефект взаємодії між робочим тілом і зовнішнім середовищем, що зумовлений хаотичним (тепловим) рухом елементарних частин і характеризує процес теплообміну між тілами.

Один із методів визначення теплоти виникає з формули для ентропії S , згідно з якою для оборотного процесу теплоти:

$$Q = \int_{s_1}^{s_2} T ds, [\text{Дж}]. \quad (1.21)$$

Таким чином, загальний вираз енергетичної взаємодії дійсний і для випадку теплової взаємодії. При цьому T – потенціал взаємодії, а S – визначається тільки знаком ΔS .

Процес збільшення питомої енергії ($ds > 0$) означає підведення теплоти до робочого тіла (теплота додатня).

Теплота називається від'ємною (відводиться від робочого тіла в зовнішнє середовище), коли ентропія зменшується ($ds < 0$).

У загальному випадку температура не є сталою величиною, і для обчислення інтегралу у кожному процесі має бути відомою залежність між ΔS і ΔT , тобто потрібно знати рівняння процесу в T - s координатах. Отже, питома теплота рівноважного термодинамічного процесу визначається на T - s – діаграмі площиною $s_1 - 1 - 2 - s_2 - s_1$ (рис. 1.5).

Рівноважні процеси без теплообміну ($q = 0$) відбуваються при сталій ентропії.

Ентропія не може бути вимірною ніяким приладом, вираз (1.21) використовується для графічного визначення кількості теплоти та для теоретичного аналізу змін.

Визначити кількість теплоти можна і за допомогою теплоємності.

Теплоємністю робочого тіла в будь-якому процесі називається відношення кількості теплоти, підведеної чи відведеної від тіла в будь-якому процесі до відповідної зміни температури. Для 1 кг робочого тіла питома теплоємність визначається як $c = dq/dt$ [Дж/(кг·град)], звідки

$$q = \int_1^2 c dT = \int_1^2 c dt, [\text{Дж/кг}]. \quad (1.22)$$

Щоб знайти цей інтеграл, потрібно знати залежність $c = f(T)$.

Теплота і робота не є функціями стану робочого тіла, а їх числові значення цілком залежать від характеру процесів. Тобто, вони є функціями процесу. Звідси випливає, що елементарні прирости δq і δl не є повними диференціальними, а відповіднікові інтеграли цих величин не дорівнюють 0, а дорівнюють теплоті і роботі процесу. Тобто їхні відмінності від термодинамічних параметрів позначаються як δq і δl .

1.4. Основні закони технічної термодинаміки

Перший закон термодинаміки. Перший закон термодинаміки є окремим випадком закону збереження і перетворення енергії щодо теплових явищ. Він встановлює закономірності переходу теплової енергії у механічну і стверджує, що тепла енергія, яка підводиться в термодинамічному процесі до робочого тіла, витрачається на зміну внутрішньої енергії робочого тіла та виконання ним роботи в цьому процесі, тобто

$$Q = U_2 - U_1 + L, \quad (1.23)$$

де $U_2 - U_1$ – зміна внутрішньої енергії робочого тіла; L – робота, виконана робочим тілом в термодинамічному процесі (її ще називають роботою зміни об'єму, або механічною роботою).

Перший закон термодинаміки встановлює кількісне співвідношення між двома формами передачі енергії – теплою і роботою при їхніх взаємних перетвореннях. Цей закон встановлено дослідним шляхом у результаті оброблення та узагальнення численних дослідів. У широкому розумінні його розглядають як окрему форму закону збереження і перетворення енергії.

Всебічно зміст цього закону термодинаміки розкривається у різних формулюваннях. Основний зміст закону стосовно термодинамічних процесів полягає в тому, що цим законом стверджується можливість взаємних перетворень теплоти і роботи та існування еквівалентності в цих перетвореннях.

Властивості характеристик процесу:

1. Теплота і робота є характеристиками процесу, і прямого відношення до стану системи не мають;

2. Величини теплоти чи роботи залежать від напрямку руху процесу, тобто $2 - q - 1 > 2 - 1$ (рис. 1.6);

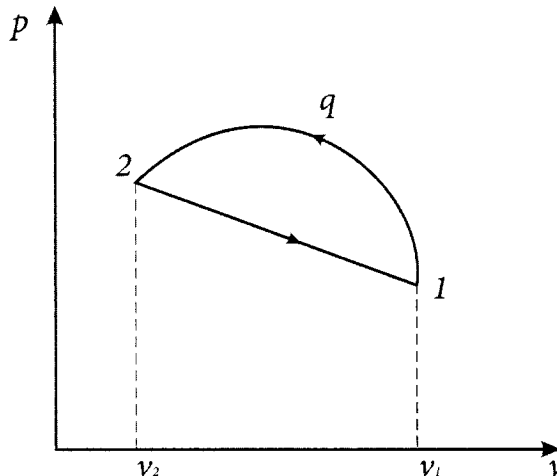


Рис. 1.6. Визначення кількості роботи

3. Інтеграл по замкненому контуру від нескінченно малої кількості теплоти чи роботи дорівнює кінцевому значенню (не дорівнює 0), яке визначає кількість теплоти в роботі і циклі:

$$\oint \delta q = q_{\text{ц}}, \quad \oint \delta l = l_{\text{ц}}.$$

Звідси витікає таке формулювання I-го закону термодинаміки: вічний двигун I-го роду неможливий в принципі.

Математичні вирази I-го закону термодинаміки

Математичний вираз I-го закону термодинаміки має дві форми запису:

$$1. \quad q = \Delta u + l = \Delta u + \int_1^2 p dv, \quad (1.24)$$

або у диференціальній формі:

$$dq = du + dl = du + p dv. \quad (1.25)$$

2. При введенні у попередній вираз (1.25) ентальпії $h = u + pv$:

$$dh = du + d(pv) = du + p dv + v dp. \quad (1.26)$$

Тоді

$$dq = dh - v dp. \quad (1.27)$$

Оскільки $dq = T ds$, будемо мати основне рівняння термодинаміки, або так звану термодинамічну тотожність:

$$T ds = du + p dv = dh - v dp.$$

Для необоротних процесів, пов'язаних з тертям чи із завихренням, рівняння I-го закону термодинаміки дещо змінюється. У необоротних процесах ефективна питома робота завжди зменшується:

$$\delta l' = p dv - \delta l_{mp}.$$

При цьому питома робота δl_{mp} перетворюється в еквівалентну питому кількість теплоти $\delta l_{mp} = \delta q_{mp}$.

Для необоротних процесів рівняння I-го закону термодинаміки має вигляд:

$$\delta q = du + \delta l' = du + p dv - \delta l_{mp}$$

або

$$\delta q + \delta q_{mp} = du + p dv = dh - v dp$$

Другий закон термодинаміки. Другий закон термодинаміки встановлює умови перетворення теплової енергії у механічну. Для здійснення процесу перетворення теплової енергії у механічну в тепловому двигуні повинні бути наявними два джерела теплоти – гаряче та холодне, і відбуватись допоміжний процес передачі теплоти від робочого тіла до холодного джерела.

Другий закон термодинаміки стверджує, що неможливо створити тепловий двигун, єдиним результатом дії якого було б перетворення теплоти будь-якого тіла на роботу без того, щоб частина цієї теплоти не передавалася іншим тілам.

Другий закон термодинаміки ще називають законом ентропії:

$$ds = \frac{dq}{T} \geq 0$$

Знак « \Rightarrow » стосується оборотних процесів, яких в природі не існує, а знак « \geq » відноситься до необоротних (реальних) процесів.

Другий закон термодинаміки підкреслює якісну нерівноцінність теплоти та роботи. В нерівноважному процесі хоч мала частина роботи обов'язково перейде в теплоту, тобто ентропія додатково збільшується за рахунок цієї теплоти. В реальних процесах завжди є тертя, завдяки чому виникає додаткова теплота.

1.5. Теплоємність

Теплоємністю газу в процесі називається відношення теплоти до відповідної зміни температури (рис. 1.7).

Залежно від величини температурного інтервалу розрізняють істинну і середню теплоємність.

Істинною називається теплоємність, віднесена до нескінченно малої зміни температури:

$$C_x = \frac{dQ}{dT} = \frac{dQ}{dt}, \text{ [Дж/К]} = \text{[Дж/}^\circ\text{C]}. \quad (1.28)$$

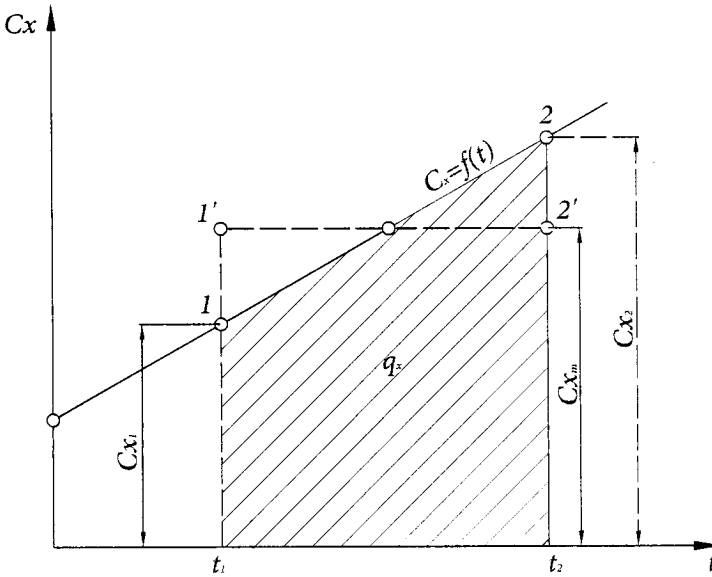


Рис. 1.7. Залежність теплоємності від температури.

Середньою теплоємністю в інтервалі температур називають кількість теплоти, яку треба надати робочому тілу в термодинамічному процесі, щоб змінити його температуру на один градус:

$$C \left| \frac{T_2}{T_1} = \frac{Q}{T_2 - T_1} \right. \quad (1.29)$$

У термодинамічних розрахунках розглядається питома теплоємність, віднесена до одиниці кількості речовини. Відповідно до цього розрізняють масову питому теплоємність, віднесену до 1 кг робочого тіла $c_x \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$; об'ємну, віднесену до 1 м³ газу при нормальних фізичних умовах ($T=273,15 \text{ К}$; $p = 101325 \text{ Па} = 760 \text{ мм.рт.ст}$) $c'_x, \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; і мольну, віднесену до 1 кмоль газу – $\mu c_x, \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$.

Залежно від величини інтервалу температури, кожна з цих теплоємностей може бути істинною і середньою. Ці теплоємності пов'язані між собою:

$$c_x = \mu c_x / \mu = c'_x \cdot v, \quad (1.30)$$

$$c_x = \mu c'_x / V_\mu = \mu c'_x / 22,4 = c_x \rho. \quad (1.31)$$

Величина теплоємності певного газу при однакових умовах залежить від характеру процесу, оскільки кількість теплоти є функцією процесу.

У загальному випадку теплоємність газу може змінюватися від 0 при $q = 0$ (адіабатний процес) до $\pm \infty$ при $t = \text{const}$. До того ж, теплоємність газу може мати знак «-», коли знаки теплоти і зміни температури різні.

Для визначення калоричних параметрів стану треба знати c_p і c_v :

$$c_v = \left(\frac{dq}{dT} \right)_v; \quad c_p = \left(\frac{dq}{dT} \right)_p.$$

Теплоємність як і теплота, є функцією термодинамічного процесу і не може служити параметром стану.

I-й закон термодинаміки дає можливість встановити зв'язок між теплоємністю і термодинамічними параметрами.

Враховуючи вираз для

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv, \quad (1.32)$$

З I-го закону термодинаміки маємо:

$$dq = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T + p \right] dv. \quad (1.33)$$

Оскільки, $c_x = dq/dT$, $dq = c_x dT$ маємо вираз для питомої теплоємності в будь-якому процесі:

$$c_x = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T + p \right] \frac{dv}{dT}. \quad (1.34)$$

Для ізохорного процесу $v = \text{const}$; $c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$.

Для ізобарного процесу $p = \text{const}$:

$$c_p = c_v + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T + p \right] \left(\frac{dv}{dT} \right)_p. \quad (1.35)$$

Для ідеального газу його внутрішня енергія не залежить від об'єму, тому $\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = 0$ і з урахуванням рівняння стану $p v = RT$, знаходимо,

$$\left(\frac{dv}{dT} \right)_p = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{RT}{p} \right)_p = \frac{R}{p} \quad (1.36)$$

тоді

$$c_p = c_v + R, \quad (1.37)$$

або

$$c_p - c_v = R \quad (1.38)$$

є рівнянням Майєра, яке зв'язує ізохорну і ізобарну теплоємності.

Помноживши частини цього рівняння на μ , маємо зв'язок між молярними теплоємностями: $\mu c_p - \mu c_v = \mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$.

Таким чином, ізобарна теплоємність більше ізохорної на значення питомої газової сталої. Це пояснюється тим, що в ізохорному процесі ($v = \text{const}$)

зовнішня робота не виконується, і теплота йде тільки на зміну внутрішньої енергії робочого тіла, яка залежить від температури.

Для реальних газів $c_p - c_v > R$, бо при $p = \text{const}$ виконується робота не тільки проти зовнішніх сил, але й здійснюється внутрішня робота проти сил взаємодії між молекулами, на що додатково витрачається теплота.

У теплохолодотехніці застосовують відношення теплоємностей $\mu c_p / \mu c_v = k$ – коефіцієнт Пуассона (показник адиабати).

Залежність теплоємності від температури.

Молекулярно-кінетична теорія газів встановлює зв'язок теплоємності газів з величиною внутрішньої енергії u . Для ідеальних газів u визначається тільки кінетичною складовою, що залежить від різних видів руху молекул (поступальний, обертальний і коливальний).

Значення внутрішньої енергії залежить від числа ступенів свободи молекул – числа незалежних координат, які визначають положення молекул у просторі:

$$u\mu = \mu RT_i / 2,$$

де i – число ступенів свободи руху молекул:

- для одноатомного газу $i = 3$ (3-х складових поступального руху);
- для двоатомного газу $i = 5$ (3-х складових поступального руху і 2-х обертального);
- для трьохатомного газу $i = 6$ (3-х складових поступального руху і 3-х обертального).

$$\text{Тоді: } \mu c_v = \frac{\mu du}{dT} = \frac{d(\mu RT_i / 2)}{dT} = \frac{\mu R_i}{2}; \quad \mu c_p = \frac{\mu R(i + 2)}{2}.$$

Ці вирази показують, що молярні теплоємності залежать тільки від числа ступенів свободи руху, і для даного газу мають постійні значення, Дж/(кмоль·К).

Газ	μc_v	μc_p
Одноатомний	12,5	20,8
Двоатомний	20,8	29,1
Трьохатомний	29,1	37,4

Квантова теорія теплоємності враховує внутрішньомолекулярні коливання атомів, що обумовлює більш складну залежність теплоємності ідеальних газів від температури. У загальному випадку ця залежність має вигляд поліному

$$c_x = a + bt + ct^2 + \dots \quad (1.39)$$

У технічних розрахунках приймають лінійну залежність $c_x = a + bt$, яка графічно має вигляд прямої лінії. Оскільки кожній температурі відповідає своя теплоємність, для знаходження кількості теплоти використовують середню теплоємність в інтервалі температур. Тоді:

$$c_{xm} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q_x}{t_2 - t_1}. \quad (1.40)$$

Числові значення теплоємності широко використовується для визначення питомої кількості теплоти у термодинамічному процесі і теплових параметрів стану:

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = \int_0^{t_2} c_x dt - \int_0^{t_1} c_x dt = c_{xm} \Big|_0^{t_2} t_2 - c_{xm} \Big|_0^{t_1} t_1. \quad (1.41)$$

Розділ 2. Термодинамічні цикли

2.1. Основні термодинамічні процеси ідеальних газів

Аналіз термодинамічних процесів з ідеальним газом.

Основні закони ідеальних газів.

Ідеальним називають газ, в якому відсутні сили зчеплення між молекулами і об'єм самих молекул безмежно малий порівняно з міжмолекулярним простором. У природі ідеальних газів не існує, але при певних умовах (підвищення температури і зменшення тиску) можна знехтувати силами зчеплення і об'ємом молекул в газах.

У XVII – XIX ст. дослідниками емпіричним шляхом було встановлено декілька важливих закономірностей. В 1662р. Бойлем і в 1676р. незалежно від нього Маріотом було показано, що при сталій температурі добуток тиску газу на його об'єм, є сталою величиною. Тобто, твердження при $t = const$ $PV = const$ названо законом Бойля-Маріотта. В 1802р. Гей-Люссаком було показано, що в ізобарному процесі при нагріванні газу його об'єм зростає з підвищенням температури і ця залежність є лінійною.

Тобто закон Гей-Люсака має такий вигляд:

$$V = V_0 (1 + \alpha t). \quad (2.1)$$

де V_0 – об'єм тіла при температурі 0°C , V – об'єм тіла при температурі t , α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення газу, який визначається як:

$\alpha = \frac{1}{273,15} = 0,00366 \frac{1}{0^\circ\text{C}}$. Якщо V_1 і V_2 – об'єми газу при температурах t_1 і t_2 , то

при $p = const$ маємо $\frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t_2}{\frac{1}{\alpha} + t_1}$, $\frac{1}{\alpha} = 273,15$, і тоді $T_1 = \frac{1}{\alpha} + t_1$, а $T_2 = \frac{1}{\alpha} + t_2$.

Отже, в кінцевому варіанті отримуємо вираз $\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$.

Рівняння стану для 1 кг ідеального газу з великою точністю придатне для реальних газів при невисоких тисках і низькій густині:

$$pv = RT \quad (2.2)$$

Оскільки внутрішня енергія і ентальпія є функціями стану робочого тіла, то їх зміни не залежать від характеру процесу. Вирази для визначення Δu і Δh будуть однаковими для всіх процесів, тобто:

$$\Delta u = c_v (t_2 - t_1), \quad (2.3)$$

$$\Delta h = c_p (t_2 - t_1). \quad (2.4)$$

Загальні вирази для розрахунку питомої енергії отримаємо з термодинамічної тотожності, яку запишемо у вигляді $ds = du/T + pdv/T$ або $ds = dh/T - vdp/T$.

З урахуванням виразів для du та dh і рівняння стану ідеальних газів:

$$pv = RT, \text{ звідки } p = \frac{RT}{v}; v = \frac{RT}{p},$$

$$\text{маємо: } ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}, \text{ або } ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.$$

Проінтегрувавши ці рівняння, знайдемо загальні вирази для розрахунку питомої ентропії в термодинамічному процесі з ідеальним газом:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}, \quad (2.5)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.6)$$

Для знаходження теплових величин можна користуватися табличними значеннями v , h , s .

Ізохорний процес ($v = \text{const}$). Графічне зображення процесу в p - v координатах має вигляд прямої, паралельної осі p . Процес може іти як зі зростанням p (1-2), так і його зменшенням p (1'-2'). Із рівняння стану ідеального газу залежність між параметрами в ізохорному процесі має вигляд $p_1 v = RT_1$; $p_2 v = RT_2$ тобто:

$$p_2 / p_1 = T_2 / T_1 \quad (2.7)$$

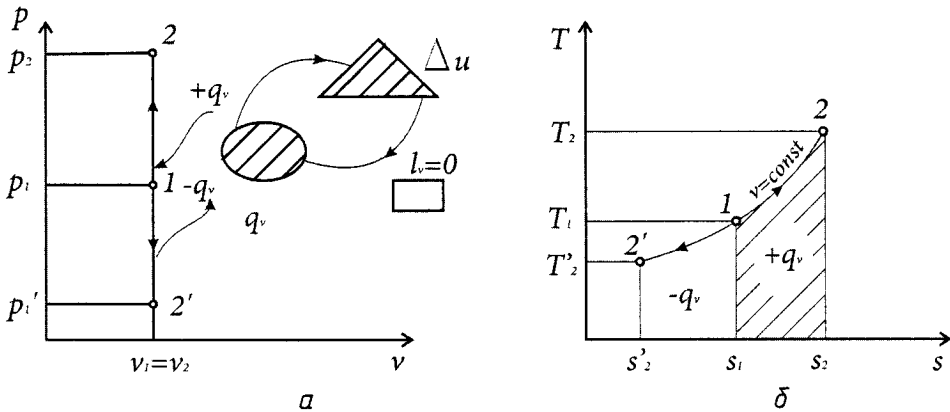


Рис. 2.1. Ізохорний процес: а – в p - v координатах; б – в T - s координатах.

В ізохорному процесі $dv = 0$ і термодинамічна робота не здійснюється ($l = 0$). Тому вся теплота іде на зміну внутрішньої енергії ідеального газу і визначається як:

$$q_v = \Delta u = c_{vm}(t_2 - t_1). \quad (2.8)$$

Зміна ентальпії визначається загальним виразом. Вираз для розрахунку Δs отримаємо з урахуванням того, що $v_1 = v_2$, тоді: $\Delta s = c_{vm} \ln(T_2/T_1) = c_{vm} \ln(p_2/p_1)$. Тобто між s і T існує логарифмічна залежність, яка в T - s координатах зображується кривою 1-2 (рис. 2.1). Схема енергетичного балансу для ізохорного процесу має вигляд рис. 2.1(а).

Ізобарний процес ($p = \text{const}$). В p - v координатах графічне зображення

процесу має вигляд прямої 1-2 (рис. 2.2). Записавши рівняння стану для двох точок процесу: $pv_2 = RT_2$; $pv_1 = RT_1$, отримаємо залежність між змінними параметрами стану в ізобарному процесі $\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$.

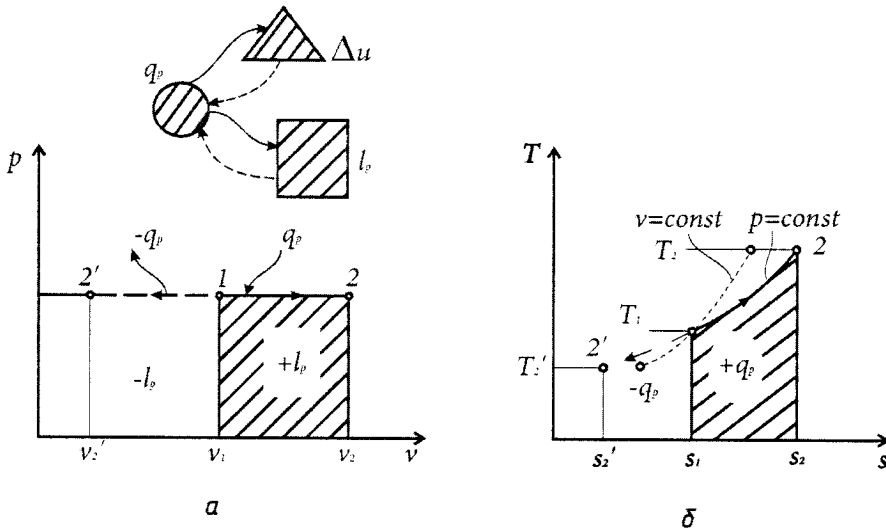


Рис. 2.2. Ізобарний процес: а – в p - v координатах; б – в T - s координатах.

Зміна внутрішньої енергії визначається за залежністю (2.3). Питома робота, виконана в ізобарному процесі:

$$l_p = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1). \quad (2.9)$$

Оскільки для ідеального газу $pv_2 = RT_2$; $pv_1 = RT_1$, маємо

$$l_p = R(T_2 - T_1). \quad (2.10)$$

Рівняння (2.10) пояснює фізичний зміст питомої газової сталої. Якщо в ізобарному процесі температура 1 кг ідеального газу змінюється на 1 К, то $l_p = R$. Таким чином, питома газова стала – це робота, яка здійснюється 1 кг газу в ізобарному процесі при зміні його температури на 1 К. Питома кількість теплоти в ізобарному процесі визначається як:

$$q_p = h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1). \quad (2.11)$$

Зміну ентропії знаходимо при $p_1 = p_2$, як:

$$\Delta s = c_p \ln(T_2/T_1) = c_p \ln(v_2/v_1). \quad (2.12)$$

На T - s діаграмі ізобара є логарифмічною кривою. Вона більш полого ніж ізохора. Можна записати:

$$\Delta s = c_p \ln(T_2/T_1) = c_p \ln(v_2/v_1). \quad (2.13)$$

Схема енергетичного балансу для ізобарного процесу має вигляд рис. 2.2 (а).

Ізотермічний процес ($T = const$). Рівняння процесу витікає із рівняння стану ідеального газу $pv = RT = const$. На p - v діаграмі ізотерма має вигляд рівнобічної гіперболи.

Питомі внутрішня енергія і ентальпія (u і h) ідеального газу в ізотермічному процесі не змінюються: $\Delta u = 0$, $\Delta h = 0$, бо $dT = 0$. Вся підведена теплота йде на виконання роботи, яка визначається як:

$$l_T = \int_1^2 p dv = RT \int_1^2 \frac{dv}{v} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \quad (2.14)$$

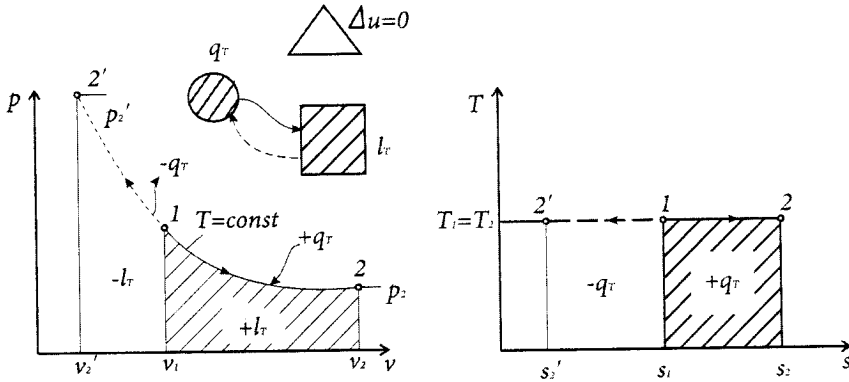


Рис. 2.3. Ізотермічний процес: а – в p - v координатах; б – в T - s координатах.

Питома теплота, необхідна для здійснення процесу:

$$q_p = l_T = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right), \text{ або } q_T = T(s_2 - s_1). \quad (2.15)$$

Зміна ентропії в ізобарному процесі знаходиться як:

$$\Delta s_T = s_2 - s_1 = \frac{q_T}{T} = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.16)$$

Схема енергетичного балансу для ізотермічного процесу представлена на рис. 2.3 (а).

Адіабатний процес – процес, в якому робоче тіло не обмінюється теплотою з зовнішнім середовищем ($q = 0$, $dq = 0$).

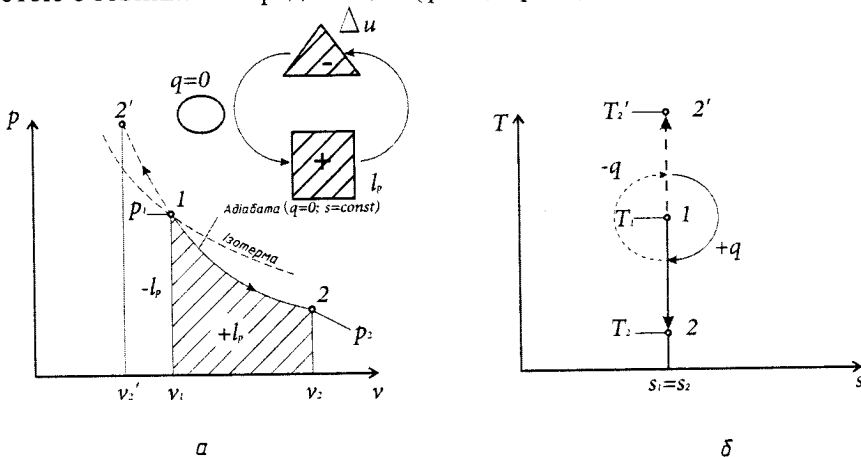


Рис. 2.4. Адіабатний процес: а – в p - v координатах; б – в T - s координатах.

Рівняння адіабатного процесу в p - v координатах може бути отримано з I-го закону термодинаміки $dq = du + pdv$. З урахуванням того, що $du = c_v dT$; $dh = c_p dT$ маємо:

$$dq = c_v dT + pdv = 0 \rightarrow c_v dT = -pdv, \quad (2.17)$$

$$dq = c_p dT - vdp = 0 \rightarrow c_p dT = vdp. \quad (2.18)$$

З рівнянь (2.17) та (2.18) отримаємо $\frac{c_p}{c_v} = k = \frac{vdp}{-pdv}$, $k(pd v) + vdp = 0$, де k – показник адіабати. П проінтегрувавши це рівняння при $k = const$, маємо рівняння адіабатного процесу з ідеальним газом: $pv^k = const$. Тоді $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$.

В p - v координатах адіабата має вигляд нерівнобокої гіперболи (рис. 2.4), яка проходить крутіше ізотерми. Залежності $T = f(v)$, $T = f(p)$ в адіабатному процесі знаходимо із рівняння стану для 2-х точок процесу:

$$p_1 v_1^k = RT_1; \quad p_2 v_2^k = RT_2 \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, \quad (2.19)$$

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.20)$$

Зміна внутрішньої енергії знаходиться із загального виразу (2.3). Рівняння для знаходження питомої роботи в адіабатному процесі виглядає так:

$$dq = du + dl.$$

При $dq = 0$ $du = -dl$, або $l_s = -(u_2 - u_1) = u_1 - u_2$, тобто робота здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії.

Отже, $l_s = c_v(T_1 - T_2)$, або з урахуванням рівняння Майєра $c_p - c_v = R$;

$\frac{c_p}{c_v} = k$, маємо:

$$\frac{R + c}{c_v} = k \rightarrow \frac{R}{c_v} + 1 = k \rightarrow c_v = \frac{R}{k-1}, \quad l_s = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2). \quad (2.21)$$

Підставивши в 2.21 значення T_1 і T_2 з рівняння стану маємо:

$$l_s = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1}, \quad (2.22)$$

або

$$l_s = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.23)$$

Зміна ентропії ідеального газу в адіабатному процесі дорівнює 0, бо $dq = 0$ і $ds = \frac{dq}{T}$, тобто в адіабатному процесі $s = const$. Тому оборотний адіабатний процес має назву ізоентропійного процесу.

Політропний процес і його узагальнюючий зміст.

Будь який процес зміни стану робочого тіла, який перебігає при сталій теплоємності, має назву політропного процесу. Рівняння процесу може бути визначене з I-го закону термодинаміки для ідеального газу у 2-х формах запису:

$$dq_n = c_v dT + p dv \text{ або } dq_n = c_p dT + v dp.$$

Виходячи з визначення теплоємності в політропному процесі як $dq_n = c_n dT$, де c_n – теплоємність політропного процесу, отримуємо:

$$c_n dT = c_v dT + p dv, \text{ або } (c_n - c_v) dT = p dv, \quad (2.24)$$

$$c_n dT = c_p dT - v dp \text{ або } (c_n - c_p) dT = -v dp. \quad (2.25)$$

Розділивши рівняння (2.25) на рівняння (2.24) маємо:

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = -\frac{v dp}{p dv}.$$

Позначивши відношення $\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = n$, яке є сталим для даного процесу, маємо:

$$n = -\frac{v dp}{p dv} \text{ або } n p dv + v dp = 0. \quad (2.26)$$

Після інтегрування рівняння (2.26) отримуємо рівняння політропного процесу $p v^n = const$.

Величина n , яка залежить від теплоємності c_n , має назву показника політропи. Він є сталим для конкретного процесу і змінюється в залежності від теплоємності c_n від $-\infty$ до $+\infty$ і визначає характер процесу.

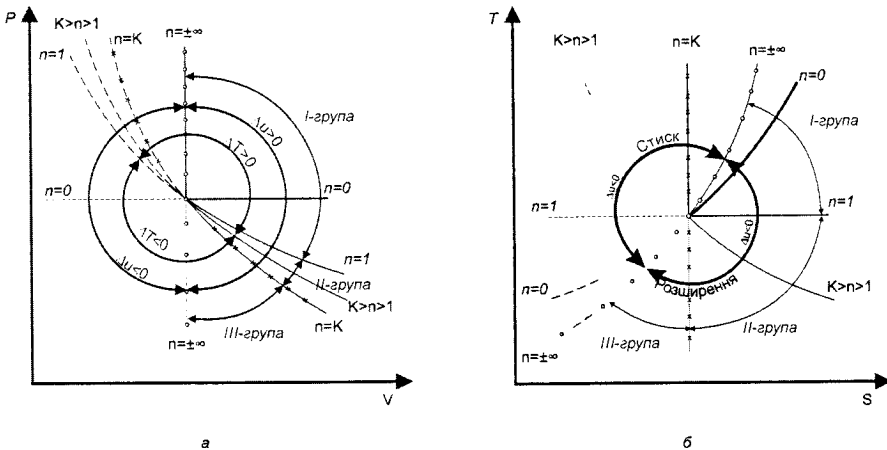


Рис. 2.5. Політропний процес: а – в p - v координатах; б – в T - s координатах.

Політропний процес є узагальнюючим. Всі розглянуті раніше процеси є його окремими випадками:

При $n = \pm\infty$ $p v^\infty = const = p^\frac{1}{\infty} v = p^0 v = v = const$ – ізохорний процес;

при $n = 0$ $p v^0 = const = p$ – ізобарний процес;

при $n=1$ $pv^1 = const$ – ізотермічний процес;

при $n=k$ $pv^k = const$ – адіабатний процес.

Зв'язок між параметрами p , v , T і вираз для питомої роботи в політропному процесі аналогічний такому як в адіабатному процесі, бо рівняння політропного процесу однакове по формі з рівнянням адіабатного процесу. Якщо показник k замінити на n , то отримуємо:

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

$$\text{звідки } l_n = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.27)$$

Значення питомої теплоємності в політропному процесі:

$$q_n = c_n (T_2 - T_1). \quad (2.28)$$

Із виразу для показника політропи n знаходимо вираз для питомої теплоємності в політропному процесі c_n :

$$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_v} = n \rightarrow c_n - c_p = n c_v - n c_n \rightarrow c_n (n-1) = n c_v - c_p = c_v \left[n - \frac{c_p}{c_v} \right];$$

$$c_v (n-k) \rightarrow c_n = \frac{c_v (n-k)}{n-1}. \quad (2.29)$$

Показник політропи n можна знайти, якщо відомі значення p і v у двох точках процесу. Тоді записавши вираз $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n$ у вигляді $\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = n \ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$,

$$\text{маємо } n = \frac{\ln p_2 - \ln p_1}{\ln v_1 - \ln v_2}.$$

Зміна питомої ентропії у політропному процесі має вигляд:
 $\Delta s = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_n dT}{T} = c_n \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$. Зміну питомої ентальпії знаходимо зі загального виразу $\Delta h = c_p (T_2 - T_1)$.

Коефіцієнт перетворення теплоти в політропному процесі визначається як частка теплоти, яка іде на зміну внутрішньої енергії:

$$\varphi_n = \frac{\Delta u_n}{q_n} = \frac{c_v \Delta t}{c_n \Delta t}. \quad (2.30)$$

Для визначення розміщення політроп при різних значеннях n і p - v в T - s координатах, зображують криві окремих термодинамічних процесів.

В залежності від границь, в яких змінюється показник політропи, політропні процеси мають різні характеристики:

перша група при $-\infty < n < 1$ $\Delta T > 0$, $\Delta s > 0$, $\Delta u > 0$, $q > 0$;

друга група при $1 < n < k$ $\Delta T < 0$, $\Delta s > 0$, $\Delta u = c_v \Delta T < 0$, $q = T \Delta s > 0$, $c_n < 0$;

третя група при $k < n < +\infty$ $\Delta T < 0$, $\Delta s < 0$, $\Delta u < 0$, $q < 0$, $c_n > 0$.

Перша група процесів характеризується тим, що зміна внутрішньої енергії становить частину теплоти процесу, і знаки Δu і q однакові. Зокрема, при розширенні підведене тепло йде на збільшення внутрішньої енергії і здійснення роботи.

Друга група процесів характеризується тим, що знаки при Δu і q різні, чим визначається від'ємне значення теплоємності. Так, при розширенні газів робота здійснюється за рахунок підведення теплоти і зменшення внутрішньої енергії газу.

Третя група процесів характеризується різними знаками теплоти і роботи. При цьому абсолютна величина внутрішньої енергії перевищує абсолютну величину теплоти (знаки при них однакові). Наприклад, при розширенні газу робота здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії, частина якої у вигляді теплоти відводиться від газу.

2.2. Другий закон термодинаміки

Другий закон термодинаміки встановлює якісну сторону перетворення теплоти і роботи, тобто визначає особливості перетворення теплоти у порівнянні з роботою. Іншими словами, він встановлює певну направленість дійсних (необоротних) процесів, які намагаються привести термодинамічну систему до рівноважного стану. Звідси стає зрозумілим довільне перетворення різних напрямів руху теплоти, оскільки *природа теплоти* зумовлена найбільш стійкою формою руху, а саме хаотичним рухом елементарних частинок речовини. Зокрема, другий закон термодинаміки обґрунтовує умови перебігу робочого процесу в теплових машинах (двигунах, холодильних установках).

Усі відомі нам фізичні процеси за другим законом термодинаміки поділяють на 2 групи:

1. *Довільні*, або природні процеси, що відбуваються у природних умовах без будь-яких енергетичних впливів ззовні. Наприклад: передача теплоти від більш нагрітих тіл до тіл з меншою температурою; здатність газів займати весь об'єм твердої оболонки (розширення); перетворення механічних ефектів (роботи) в теплоту.

2. *Спонтанні*, або компенсовані процеси, що відбуваються при певних умовах, які пов'язані з додатковими витратами енергії і завжди супроводжуються якимись довольними процесами (компенсацією). Прикладами компенсованого процесу є витрата роботи для газу, або для передачі теплоти від тіл з меншою температурою до тіл з більшою температурою.

Узагальнюючи класифікацію фізичних процесів, можна так сформулювати другий закон термодинаміки: довольні процеси є необоротними.

Певна направленість природних процесів пояснюється молекулярно-кінетичною теорією речовини і визначається прагненням системи перейти від нерівноважного стану до рівноважного, як більш стійкого. Констатація особливості перетворення, яка проявляється у направленості її передачі, є однією із сутностей другого закону термодинаміки, який Клаузіус сформулював так, «Теплота сама не може переходити від менш нагрітого тіла

до більш нагрітого, тобто некомпенсований перехід теплоти від тіла з меншою температурою неможливий».

Прикладне значення другого закону термодинаміки, насамперед, полягає в тому, що він визначає умови роботи теплових машин, в яких робоче тіло безпосередньо бере участь у колових процесах (або циклах). Залежно від характеру корисного ефекту, який виникає в термодинамічних циклах, розрізняють дві групи циклів – прямі і зворотні.

Прямі – це є цикли, корисним ефектом в яких є термодинамічна робота, що виконується за рахунок перетворення теплоти.

Для отримання роботи у теплових двигунах треба *періодично* повторювати процес розширення 1–m–2, для чого потрібно повертати робоче тіло в початковий стан, що може бути здійснено в процесі стиснення робочого тіла 2–n–1 з деякою витратою питомої роботи l_2 (рис. 2.6).

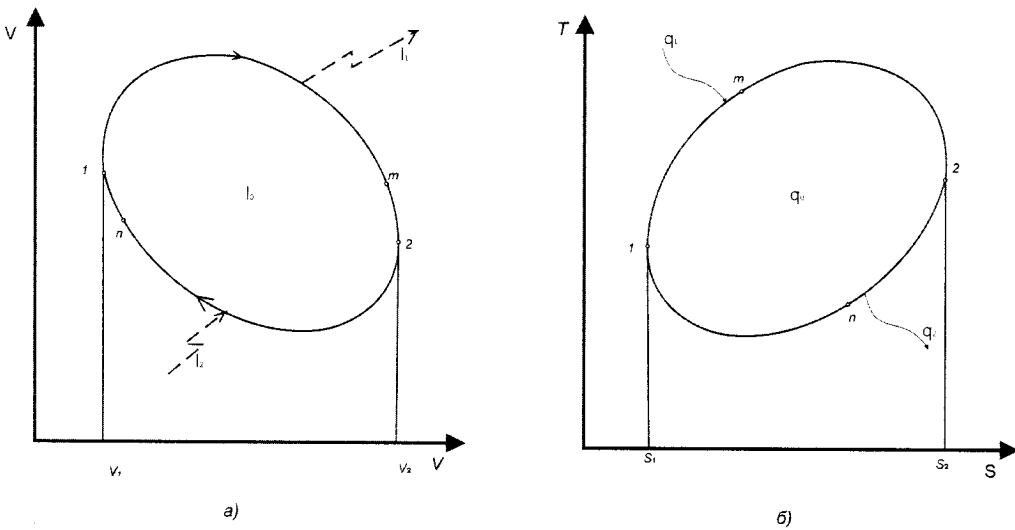


Рис. 2.6. Графічне зображення циклу.

Якщо робота розширення більша роботи стиснення, то виконана робота l_0 дорівнює площині, обмеженої замкнутою кривою обох процесів (рис. 2.6. а). Якщо цей цикл зобразити в $T-s$ (рис. 2.6. б) координатах, то процес розширення робочого тіла з підведенням питомої теплоти q_1 (процес 1–m–2) буде супроводжуватися збільшенням питомої ентропії. Процес повернення робочого тіла у початковий стан (процес 2–n–1) супроводжується зменшенням питомої ентропії, тобто відведенням теплоти q_2 .

Таким чином, для здійснення кругових процесів (циклів), які лежать в основі роботи теплових двигунів, треба не тільки підводити теплоту q_1 до робочого тіла від верхнього джерела теплоти (тепловіддавач), але й відводити теплоту q_2 до нижнього джерела тепла (теплоприймач), тобто необхідно створити різницю температур для здійснення додаткового довільного (спонтанного) процесу передачі частини теплоти до нижнього джерела теплоти. Тому тільки частина питомої витраченої теплоти $q_0 = q_1 - q_2$ може бути корисно

використана для отримання питомої роботи l_0 .

Відношення теплоти, яка перетворюється в роботу до всієї підведеної теплоти, називають термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД):

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} < 1.$$

Таким чином, у кругових процесах неможливо повністю перетворити питому підведену теплоту q_1 в роботу, бо частина теплоти q_2 обов'язково має бути відведена до теплоприймачів. Для подальшого перетворення в роботу вона вважається знеціненою (втраченою). Тому термічний ККД будь-якого теоретичного циклу буде завжди менше одиниці. Ці висновки є сутністю другого закону термодинаміки, які Карно у 1824 р. сформулював так, «Для того, щоб отримати із теплоти роботу, необхідно обов'язково мати різницю температур робочого тіла і зовнішнього середовища».

Планк так сформулював другий закон термодинаміки так, «Неможливо створити періодично діючу машину (двигун), яка б лише забирала теплоту із джерела теплоти і підіймала вантаж (тобто виконувала роботу) тому, що необхідно ще віддавати теплоту теплоприймачу».

Тепловий двигун, який працює тільки з одним джерелом теплоти, називається «вічним» двигуном II-го роду. Тоді другий закон термодинаміки можна сформулювати і так: «Вічний» двигун другого роду неможливий.

Коловий процес (цикл) можна здійснити і в зворотному напрямку (рис. 2.3). У цьому випадку питома робота стиснення l_2 ($2 \rightarrow m \rightarrow 1$) буде більшою питомої роботи розширення l_1 ($1 \rightarrow n \rightarrow 2$) на значення $l_0 = l_1 - l_2$, яке знаходиться як площа між кривими процесів. Так, передача теплоти від менш нагрітих тіл до більш нагрітих потребує витрати енергії ззовні: $l_0 = l_1 - l_2 = q_1 - q_2$.

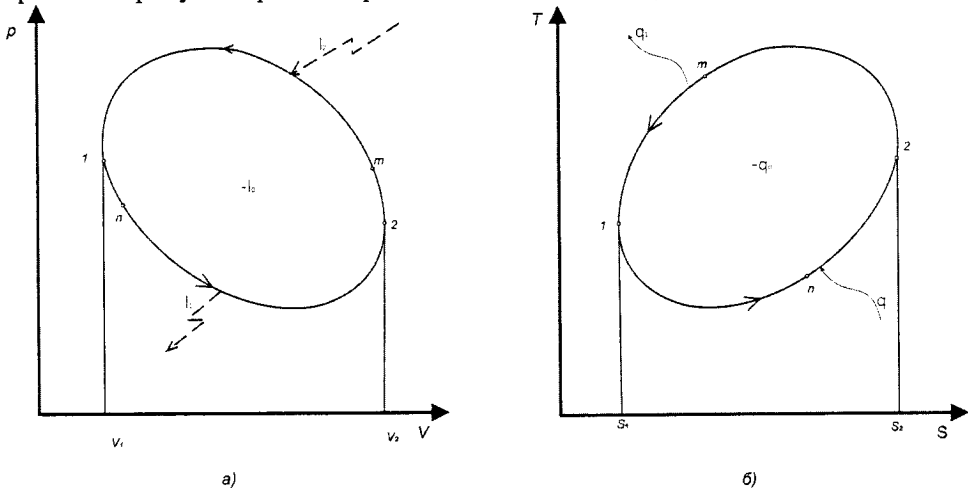


Рис. 2.7. Графічне зображення зворотного циклу

Ця деяка зовнішня робота l_0 перетворюється у внутрішню енергію робочого тіла та підвищує його температуру. Відбувається передача теплоти q від менш нагрітого до більш нагрітого тіла. Тоді, $q_2 + l_0 = q_1$. Ефективність такого циклу визначається холодильним коефіцієнтом ϵ . За змістом величина холодильного коефіцієнта $\epsilon > 1$.

2.3. Цикли. Прямий та зворотній цикл Карно

Цикл Карно і його властивості.

Відповідно до другого закону термодинаміки в циклічних процесах для перетворення теплоти і роботи необхідно мати щонайменше два джерела теплоти з різними температурами.

Джерелом теплоти вважається зовнішнє середовище зі сталою температурою, яке може обмінюватися теплотою з робочим тілом і температура цього середовища при вказаній взаємодії не змінюється.

Цикл Карно є найпростішим циклом, бо він здійснюється при двох джерелах теплоти з різними, але сталими в часі температурами. Тому підведення і відведення теплоти здійснюється при $T = \text{const}$, тобто по ізотермам. А оскільки інших джерел теплоти немає, то зворотний перехід між T_1 і T_2 можливий лише по адіабатам (2-3) і (4-1) (рис. 2.8).

Тобто, найпростіший оборотний цикл має складатись з двох ізотерм (1-2, 3-4) і двох адіабат (2-3, 4-1). Такий оборотний термодинамічний цикл вперше запропонував Карно.

1-2 – ізотермічний процес розширення газу, в якому робоче тіло дістає теплоту від верхнього джерела;

2-3 – адіабатне розширення газу за рахунок зменшення внутрішньої енергії. При цьому температура зменшується від T_1 до T_2 ;

3-4 – ізотермічний процес стиснення, при якому теплота відводиться до нижнього джерела у кількості q_2 ;

4-1 – адіабатний процес стиснення, в якому температура зростає від T_2 до T_1 за рахунок внутрішньої енергії.

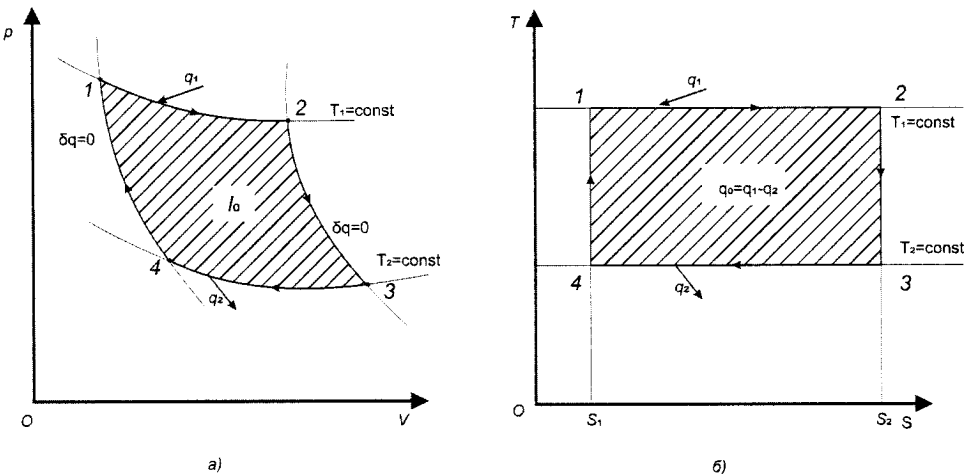


Рис. 2.8. Прямий цикл Карно.

Отже, площа 1-2-3-4 визначає термодинамічну роботу, виконану робочим тілом впродовж циклу. Кількість підведеної теплоти визначається як $q_1 = T_1(s_2 - s_1) = T_1\Delta s$; $q_2 = T_2(s_3 - s_4) = T_2\Delta s$, бо зміна ентропії в ізотермічних процесах підведення та відведення теплоти однакова.

Тоді

$$\eta_{\text{тКарно}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s} = 1 - \frac{T_2}{T_1} < 1. \quad (2.31)$$

Отже, ефективність оборотного циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла і визначається лише значеннями абсолютних температур верхнього та нижнього джерела теплоти. Це положення носить назву першої теореми Карно, $\eta_{\text{тК}} = f(T_1, T_2)$.

Зворотний цикл Карно

В цьому циклі, який здійснюється проти ходу годинникової стрілки (рис. 2.9), робоче тіло спочатку стикається по адиабаті 3-4 з затратою питомої зовнішньої роботи l_1 , а потім по ізотермі 4-1 з віддачею питомої теплоти q_1 верхньому джерелу. Після цього йде розширення робочого тіла спочатку по адиабаті 1-2 з віддачею l_2 і зниженням температури з T_1 до T_2 , а потім по ізотермі 2-3 з відняттям від нижнього джерела (холодильника) теплоти q_2 .

В результаті здійснення зворотного (холодильного) циклу теплота від холодного тіла передається більш нагрітому за рахунок виконаної роботи ззовні l_0 , яка дорівнює площині 1-2-3-4-1 = $l_1 - l_2$.

1-2 – адиабатне розширення робочого тіла з виконанням роботи l_2 , де температура зменшується з T_1 до T_2 ;

2-3 – ізотермічне розширення робочого тіла, в якому воно забирає теплоту q_2 від холодного джерела;

3-4 – адиабатне стиснення газу за рахунок виконання роботи l_1 , де температура зростає з T_2 до T_1 ;

4-1 – ізотермічне стиснення газу з відведенням теплоти q_1 до гарячого джерела.

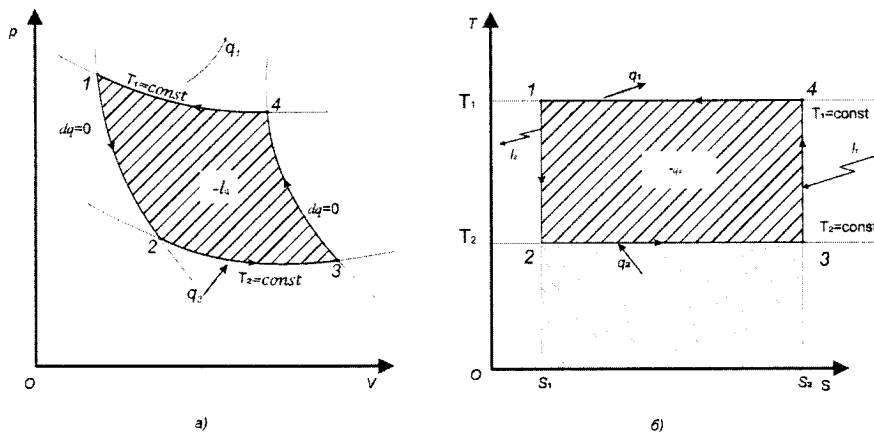


Рис. 2.9. Зворотний цикл Карно.

Таким чином, процес перенесення теплоти від нижнього джерела до верхнього не заперечує суті другого закону термодинаміки, бо він проходить не довільно, а супроводжується додатковим процесом перетворення роботи в теплоту.

Для зворотного циклу Карно $\varepsilon_{\text{Карно}} = f(T_1, T_2)$:

$$\varepsilon_{\text{Карно}} = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1}{\frac{q_1}{q_2} - 1} > 1;$$

$$\varepsilon_{\text{Карно}} = \frac{1}{\frac{q_1}{q_2} - 1} = \frac{1}{\frac{T_1(s_3 - s_2)}{T_2(s_4 - s_1)} - 1} > 1. \quad (2.32)$$

Для підвищення ефективності роботи холодильних установок потрібно зменшувати T_1 (температуру зовнішнього середовища) і збільшувати T_2 (температуру охолоджуваного приміщення), тобто зменшувати різницю температур $\Delta T = T_1 - T_2$.

Абсолютна термодинамічна шкала температур.

Використовуючи властивості циклу Карно, англійський фізик Кельвін запропонував універсальну шкалу температур, яка не залежить від властивостей робочого тіла і отримала назву абсолютної термодинамічної шкали температур (шкали Кельвіна).

Із виразу $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ витікає, що

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1} \rightarrow T_2 = T_1 \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.33)$$

Тобто, здійснивши цикл Карно, і вимірявши будь-яким чином q_1 і q_2 , а також вибравши одну реперну точку з температурою T_2 , на основі рівняння (2.33) можна однозначно визначити T_1 .

Для побудови термодинамічної шкали температур встановлена одна реперна точка – потрібна точка для води, коли $T = 273,16$ К. Із цього рівняння витікає, що термодинамічна шкала температур є шкалою рівномірною. Важливою властивістю термодинамічної шкали температур є існування на ній гранично низької температури, яка має назву *абсолютний нуль*. Із рівняння (2.33) випливає, що $T_2 = \text{min}$ при $q_2 = 0$ і це є абсолютний нуль. Тобто, абсолютний нуль – це температура, при якій $\eta_{\text{тк}} = 1$, що не відповідає другому закону термодинаміки. Через це температура абсолютного нуля є практично недосяжною.

2.4. Суміші ідеальних газів, рівняння їх стану

У термодинамічних процесах часто за робочі тіла приймають не однорідні гази, а суміші окремих газів, що не вступають між собою у хімічні реакції. Приклад – атмосферне повітря (79 % N_2 , 21 % O_2), продукти згорання різних палив.

Газовою сумішшю прийнято називати суміш ідеальних газів, які хімічно не взаємодіють між собою. Суміш в цілому також поділяє закони ідеальних газів. Кожен газ в суміші має свій парціальний тиск – це тиск, котрий мав би газ, який входить в склад газової суміші, якби він один займав об'єм, рівний об'єму суміші при тій же температурі.

Крім того, для газової суміші справедливе рівняння матеріального балансу $m = m_1 + m_2 + \dots + m_i$, тобто кількість суміші в кг дорівнює сумі кількостей компонентів у суміші.

Тоді для газів, що входять у суміш рівняння стану має вигляд:

$p_i V = m_i R_i T$, а для газової суміші в цілому $pV = mRT$, де R – питома газова стала суміші.

Суміш ідеальних газів підпорядковується закону Дальтона: Тиск газової суміші дорівнює сумі парціальних тисків окремих газів у суміші і $p = \sum p_i$, а також і закону Амага: об'єм суміші ідеальних газів дорівнює сумі парціальних об'ємів її окремих компонентів $V = \sum V_i$.

Парціальний об'єм – об'єм V_i , який займали б гази суміші, якби їх температура і тиск дорівнювала температурі і тиску суміші.

Для чистих речовин достатньо знати два яких-небудь параметри стану, щоб визначити всі інші.

Для газової суміші для знаходження параметру її стану треба знати склад суміші. Таким чином, в загальному вигляді рівняння стану суміші має вигляд $\phi(p, v, T, Z) = 0$, де Z – є склад суміші. Склад суміші може бути заданий масовими, об'ємними і мольними частками.

Масовою часткою i -го компоненту називається відношення його маси до маси суміші $g_i = \frac{m_i}{m}$.

Об'ємною часткою i -го компоненту називається відношення парціального об'єму i -го компоненту до об'єму суміші $r_i = \frac{V_i}{V}$.

Мольною часткою i -го компоненту суміші називається відношення числа молей i -го компонента у суміші до числа молей суміші $n_i = \frac{N_i}{N}$.

Згідно закону Авогадро об'єми одного моля різних газів при однакових p і T однакові. Тоді $V_i = V \mu N_i$, $V = V \mu N$, де N – число молей в суміші і маємо $\frac{V_i}{V} = r_i = \frac{V \mu N_i}{V \mu N} = \frac{N_i}{N} = n_i$, тобто об'ємні і мольні частки газу чисельно однакові.

Оскільки маса i -го компоненту дорівнює добутку його молярної маси на число молей, масу суміші можна записати як $m = \mu_{\text{сум}} N$, $\mu_{\text{сум}}$ – умовна молярна маса суміші.

$$\text{Тоді, } \mu_{\text{сум}} = \frac{m}{N} = \frac{m_1 + m_2 + \dots}{N} = N \frac{\mu_1 N_1 + \mu_2 N_2 + \dots}{N} = \sum \mu_i n_i = \sum \mu_i r_i.$$

Якщо суміш задана масовими частками, тоді:

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{m}{N} = \frac{\sum m_i}{\sum \frac{m_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum \frac{g_i}{\mu_i}}.$$

Співвідношення між масовими і мольними (об'ємними) частками компонентів можна визначити:

$$g_i = \frac{m_i}{m} = \frac{\mu_i N_i}{\mu_{\text{сум}} N} = \frac{\mu_i n_i}{\sum \mu_i n_i} = \frac{\mu_i r_i}{\sum \mu_i r_i}, \text{ звідки } r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum g_i / \mu_i}.$$

Теплоємність газової суміші.

Знаходження теплоємності газової суміші має в основі рівняння теплового балансу, відповідно до якого теплота підведена до газової суміші дорівнює сумарній теплоті, підведеній до її компонентів. Тобто:

$m_{\text{сум}} c_{\text{хсум}} \Delta t = \sum (m_i c_{xi}) \Delta t$, звідки $c_{\text{хсум}} = \sum g_i c_{xi}$ – масова теплоємність окремих компонентів суміші.

Для об'ємного складу суміші: $m_{\text{сум}} c_{\text{сум}} \Delta t = \sum (v_i c'_{xi}) \Delta t$, звідки об'ємна теплоємність суміші $c'_{\text{сум}} = \sum r_i c'_{xi}$.

Для молярного складу суміші $\mu c'_{\text{сум}} = \sum r_i \mu c'_i$, $\mu c_{\text{сум}} = \sum r_i \mu c_{xi}$ – молярна теплоємність.

Для знаходження Δu і Δh використовують вирази (2.3) та (2.4), так як суміш складається з ідеальних газів.

Зміна ентропії суміші: $ds = dq_{\text{сум}} / T = c_{\text{сум}} dT / T$.

газу і відсутності центрів конденсації у вигляді пилинок, крапель туману та інших частин. Такий хід ізотерм (a і e) практично не досягається.

Реальний процес перетворення газу в рідину проходить одночасно при сталих температурі та тиску (лінія $a-e$ на рис. 3.1.б). Тиск залишається незмінним, бо в цьому випадку об'єм зменшується за рахунок конденсації газоподібної фази. В точці e весь газ (пара) повністю перетворені в рідину і подальше підвищення тиску буде несуттєво зменшувати об'єм рідини.

З підвищенням температури довжина горизонтальної ділянки, на якій рідина і пара знаходяться в рівновазі, зменшується, і точки a і e збігаються в точці K . В цій точці ізотерма має екстримум. Точка K має назву *критичної точки*, а відповідні їй параметри $p_{кр}$, $v_{кр}$, $T_{кр}$ – *критичними*.

При критичній температурі перехід газу в рідину і навпаки здійснюється без зміни будь-яких фізичних властивостей, тому в критичній точці зникає різниця між рідиною і парою.

При зростанні температури ($T > T_{кр}$) ізотерми реального газу наближаються до ізотерм ідеального газу, а ділянка двофазного стану зникає.

Лінія $e-K$ – розділяє області рідини і двофазної зони, і має назву пограничної кривої або, кривої кипіння.

Лінія $a-K$ – погранична крива пари – суха насичена пара. Пограничні криві ділять площину $P-v$, діаграми на три області: I – рідина недогріта до кипіння; II – двофазна область – волога насичена пара; III – перегріта пара.

3.2. Водяна пара. Процеси пароутворення

Пара речовин широко використовується в техніці як робочі тіла. В першу чергу це стосується водяної пари, яка не має шкідливої дії на метали і живі організми; також має позитивні термодинамічні властивості (зростають теплоємність і теплота пароутворення при підвищенні температури і тиску).

Процес пароутворення може здійснюватися випаровуванням і кипінням рідини. *Випаровування* відбувається з вільної поверхні при будь-якій температурі. *Кипіння* – це є інтенсивне пароутворення в усьому об'ємі рідини, яке здійснюється за рахунок підведення до рідини через стінку труби, наприклад, певної кількості теплоти. Процес кипіння починається при досягненні рідиною температури кипіння (насичення) t_n , яка є сталою впродовж всього процесу кипіння, бо підведена теплота витрачається тільки на процес кипіння рідини. Величина t_n залежить від природи речовини і тиску. Зі зростанням тиску зростає температура насичення.

Зворотний процес переходу пари в рідину, який супроводжується відведенням теплоти, має назву *конденсації*.

Насиченою називається пара, що утворилася в процесі кипіння і знаходиться в термічній і динамічній рівновазі з рідиною. Насичена пара буває сухою насиченою і вологою насиченою. Суха насичена пара – це пара, яка не має рідини і має температуру $t = t_n$ при даному тиску.

Волога насичена пара – двофазна система, що складається з сухої насиченої пари і рідини. Відношення маси сухої насиченої пари $m_{с.н.}$ до маси вологої пари $m_{в.п.}$

має назву *ступінь сухості* (x) вологої пари: $x = \frac{m_{cn}}{m_{sn}} = \frac{m_{cn}}{m_{cn} + m_g}$. Для киплячої рідини $m_{cn} = 0$, $x = 0$, для сухої насиченої пари $m_g = 0$, $x = 1$.

Якщо до сухої насиченої пари продовжувати підводити теплоту, то температура її буде зростати. Пара, температура якої при даному тиску більше температури насичення t_n ($t > t_n$) має назву *перегрітої пари*.

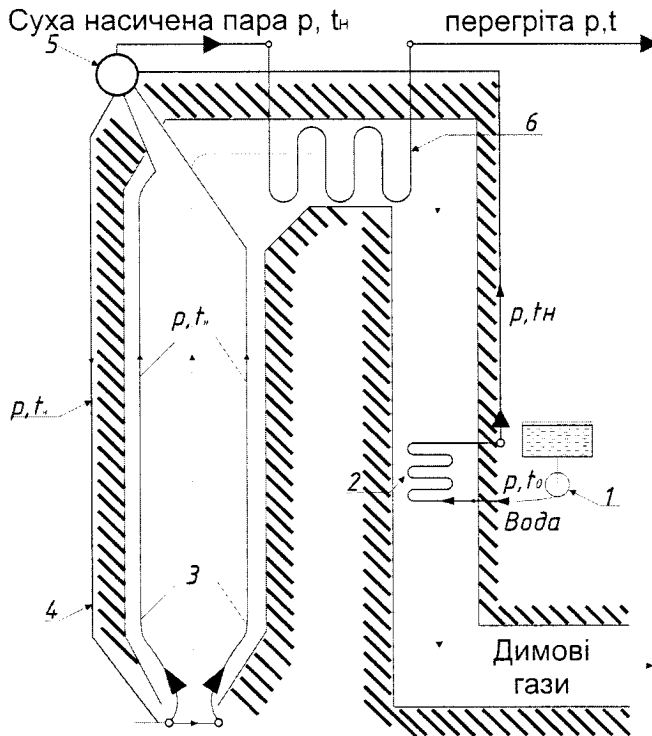


Рис. 3.2. Спрощена схема парогенератора

Для технічних потреб пару отримують в паровому котлі (парогенераторі), спрощену схему якого показано на рис. 3.2. Процес отримання перегрітої пари відбувається за сталого (незмінного) тиску (ізобарний процес) і складається з трьох стадій (рис. 3.3 а, 3.3 б):

- 1-ша стадія ab – підігрівання рідини до температури насичення;
- 2-га стадія bc – пароутворення;
- 3-тя стадія cd – перегрівання пари.

Аналіз 3-х стадій отримання перегрітої пари

Задачею аналізу є встановлення для кожної стадії особливостей початкового і кінцевого станів речовини, зміни параметрів Δu , Δh , ΔS і визначення q , а для реального газу і величини t . Із виразів першого закону термодинаміки для ізобарного процесу зміни Δu і Δh в процесі отримання

водяної пари можна визначити так: $\Delta u = q_p - p dv$, або $\Delta h = h_1 - h_2 = q$,

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}.$$

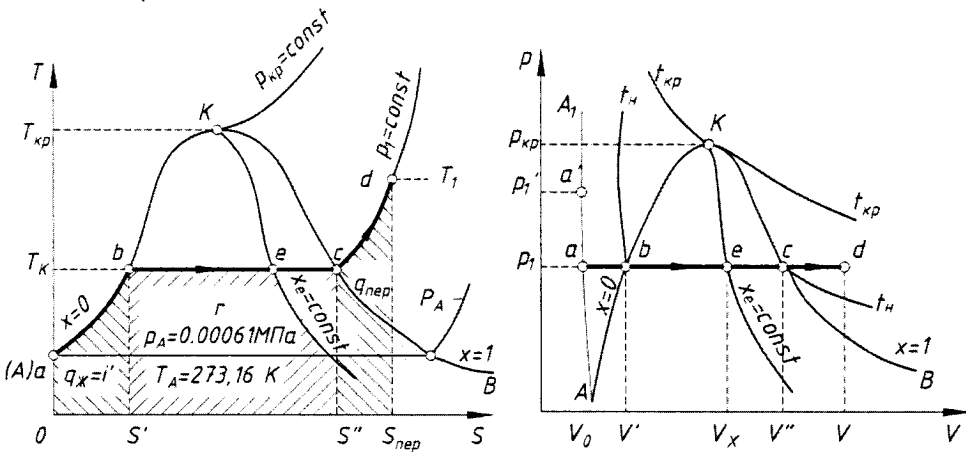


Рис. 3.3. Фазова діаграма процесу пароутворення в p - V та T - s координатах

Перша стадія – підігрівання рідини до температури насичення. За початкову температуру води, яку подають в котлоагрегат приймають $t_a = 0^\circ\text{C}$ (при будь-якому тиску). Тоді лінія $A-A'$ відповідає стану так званої холодної рідини при різних тисках, при цьому $v_a = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Через незначне стиснення рідини (води) лінія $A-A'$ є майже вертикальною. Зліва від неї знаходиться область співіснування води і льоду.

Початком підрахунку $u = 0$, $h = 0$, $S = 0$ для води є потрійна точка, де $p_A = 0,00061 \text{ МПа}$, $T_A = 273,16 \text{ К}$, $v_a = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Параметри цього стану позначаються як: v_0 , u_0 , h_0 , s_0 . Кінцевий стан води в стадії підігрівання характеризується температурою насичення (кипіння) при заданому тиску і називається насиченою рідиною. Параметри цього стану при даних t_n і p_n позначаються як: v' , u' , h' , s' . Числові значення параметрів пари визначаються дослідним шляхом (вони наведені в таблицях теплофізичних параметрів рідини і пари).

На стадії підігрівання об'єм v води збільшується в незначній мірі від v_0 до v' . Витрата теплоти на цій стадії визначається так:

$$q_{AB} = q_{\text{рід}} = h' - h_0 = \int_a^b c_p dt \text{ оскільки } h_0 = 0, c_p = c_{\text{рід}}; \text{ а } q_{\text{рід}} = h' = c_p t_n.$$

Зміна внутрішньої енергії Δu і ентропії Δs визначається як:

$$\Delta u_{ab} = q_{ab} - p_{ab}(v' - v_0) = h - p_n(v' - v_0);$$

$$\Delta s_{ab} = s' - s_0 = \int_{273,15 \text{ К}}^T c_{\text{рід}} \frac{dT}{T} = c_{\text{рід}} \ln\left(\frac{T}{273,15}\right), \text{ тобто на } T\text{-}s \text{ - діаграмі ізобарний процес зміни стану води має вигляд логарифмічної кривої } ab.$$

Друга стадія – процес пароутворення.

Подальше підведення теплоти до киплячої рідини супроводжується інтенсивним пароутворенням в рідині і переходом частини води в пару. Ділянці bc (рис. 3.3а) відповідає рівноважний стан суміші рідини і пари (волога насичена пара), який в кожній точці процесу характеризується ступенем сухості пари.

Кінцевий стан на цій стадії характеризується повним перетворенням рідини в пару, яка має температуру t_n при тискові p_n . Тобто процес пароутворення є одночасно ізобарним і ізотермічним $p_n = \text{const}$, $t_n = \text{const}$, що відповідає процесам фазових перетворень. Витрачена теплота йде на подолання сил взаємодії між молекулами і на роботу розширення пари, а не на зростання її температури.

Оскільки між p_n і T_n є однозначна залежність, стан сухої насиченої пари буде визначатися лише одним параметром (p_n чи T_n).

Параметри сухої насиченої пари позначаються так: v'', u'', h'', s'' і також наведені в таблицях в залежності від p_n чи T_n . В процесі пароутворення об'єм пари v значно зростає: при $p = 0,1$ МПа v'' збільшується в 1600 разів. При збільшенні тиску ця різниця зменшується і в критичній точці ($v' = v''$).

Питома кількість теплоти, яка витрачається на пароутворення в процесі bc , має назву питомої теплоти пароутворення, або теплоти фазового переходу r .

Кількість теплоти, яку треба надати для того, щоб перетворити 1 кг рідини в пару, зветься *теплотою пароутворення* r [кДж/кг], яка визначається як: $r = h'' - h'$, тоді $h'' = h' + r$.

Із рівняння першого закону термодинаміки для ізобарного процесу $q_{bc} = r = u'' - u' + p_n(v'' - v')$ витікає, що r йде на зміну внутрішньої енергії при $t = \text{const}$ і на здійснення роботи $l = u'' - u'$, тобто на розрив сил зчеплення між молекулами. Цю теплоту також називають внутрішньою теплотою пароутворення, яка витрачається не на роботу дисгрегації і на роботу розширення $l_{\text{роз}} = p_n(v'' - v')$, тобто: $r = l_{\text{дис}} + l_{\text{роз}}$.

Для водяної пари більша частина теплоти пароутворення витрачається на роботу дисгрегації. При тиску 0,1 МПа відношення $l_{\text{дис}} / l_{\text{роз}} = 10$. Чисельні значення r наведені в таблицях термодинамічних властивостей води і водяної пари.

При підвищенні p_n чи T_n значення r зменшуються і в критичній точці величина r дорівнює 0, тобто в цих умовах процес пароутворення відсутній.

Стан вологої насиченої пари можна визначити, якщо окрім p_n чи T_n відомий склад суміші, яка складається з киплячої води і сухої пари. Цей стан характеризується ступенем сухості x . Так для 1 кг вологої пари, яка складається з x кг сухої насиченої пари, об'єм якої v'' і $(1 - x)$ кг киплячої води з об'ємом v' , питомий об'єм вологої пари $v_x = xv'' + (1 - x)v'$. Для звичайних умов $v' \ll v''$,

тому $(1 - x)v' \rightarrow 0$, тоді $v_x \approx xv''$, $x = \frac{v_x}{v''}$.

Тобто будь-яка точка ділить відрізок bc на частини пропорційні ступеню сухості (be) і ступеню вологості (ec) пари, що використовується при побудові ліній сталого ступеня сухості ($x = \text{const}$) пари. Тоді можна вважати,

що: $h_r = h' = rx$, $s_x = s' + \frac{rx}{T}$.

Третя стадія – процес перегрівання пари.

Цей процес характеризується підвищенням температури від t_n до необхідної температури перегрітої пари t_{nn} при сталому тиску за рахунок додаткового підведення теплоти до сухої насиченої пари у пароперегрівниках (процес cd). Питомий об'єм пари в процесі cd збільшується ($v_{nn} > v''$). Тобто пара, яка має при даному тиску температуру чи питомий об'єм більші, ніж відповідні параметри для сухої насиченої пари, буде перегрітою. Різниця температур $t - t_n$ має назву ступеня перегріву пари. Стан перегрітої пари на відміну від сухої насиченої пари визначається не одним, а двома невідомими параметрами – p і T , тобто $v_{nn} = f(p, T)$.

Для визначення параметрів перегрітої водяної пари користуються таблицями питомих значень v , h , s в залежності від тиску і температури пари через те, що практичні розрахунки цих параметрів є досить складними. Кількість теплоти, необхідної для перегріву 1 кг сухої пари до необхідної температури t_{nn} при сталому тиску, має назву питомої теплоти перегріву:

$$q_{nn} = q_{dc} = h_{nn} - h'' = \int_{T_n}^{T_{nn}} c_p \frac{dT}{T}. \text{ Тоді } h_{nn} = h'' + c_p(t_{nn} - t_n), \text{ де } c_p - \text{питома ізобарна}$$

теплоємність перегрітої пари, яка залежить від T і p .

$$\text{Згідно з першим законом термодинаміки } q_{nn} = u_{nn} - u'' + p(v_{nn} - v''), \\ q_{cd} = q_{nn} = h_{nn} - h'', \quad \text{тоді: } \Delta u = q_{nn} - p(v_{nn} - v'') = h_{nn} - h'' - p(v_{nn} - v''), \quad \text{а}$$

$$\Delta s = s - s'' = \int_{T_n}^T c_p \frac{dT}{T} = c_p \ln \left(\frac{T_{nn}}{T_n} \right).$$

Тобто процес перегріву пари зображується на T - s діаграмі логарифмічною кривою cd , а питома теплота перегріву q_{nn} – площиною під цією кривою.

Оскільки питома кількість теплоти в ізобарному процесі дорівнює різниці питомих ентальпій ($q_p = h' - h_0$, $r = h'' - h'$, $q_{nn} = h_{nn} - h''$) площина під ізобарою на T - s діаграмі буде визначати питому ентальпію в даній точці ізобари. Тобто: $h' = \text{пл.}abs'Oa$; $h'' = \text{пл.}abc''0a$; $h_{nn} = \text{пл.}abc_{nn}0a$.

3.3. h - s діаграма водяної пари

Практичні розрахунки процесів з водяною парою виконують за допомогою h - s діаграми, на якій питому теплоту і ентальпію вимірюють не площинами, а відрізками (рис. 3.4).

В системі координат h - s будують граничні криві AK і KB за табличними даними h', s' і h'', s'' . Граничні криві рідини виходять з початку координат, бо при $t_n = 0^\circ\text{C}$ h і $s = 0$. Потім наносять ізобари, які в області насиченої пари будуть одночасно ізотермами і прямими лініями, бо на h - s діаграмі кутовий коефіцієнт ізобари

$$\frac{dh}{ds} = T_n \frac{ds}{ds} = T_n = \text{const}, \text{ тобто в області вологої пари він є сталою}$$

величиною. Оскільки при зростанні p t_n зростає, то кут нахилу ізобар в області насиченої пари також зростає, тобто ізобари між граничними кривими розходяться.

В області перегрітої пари ізобари і ізотерми розходяться, і ізобари йдуть вгору у вигляді логарифмічних кривих, а ізотерми наближаються до горизонтальних ліній.

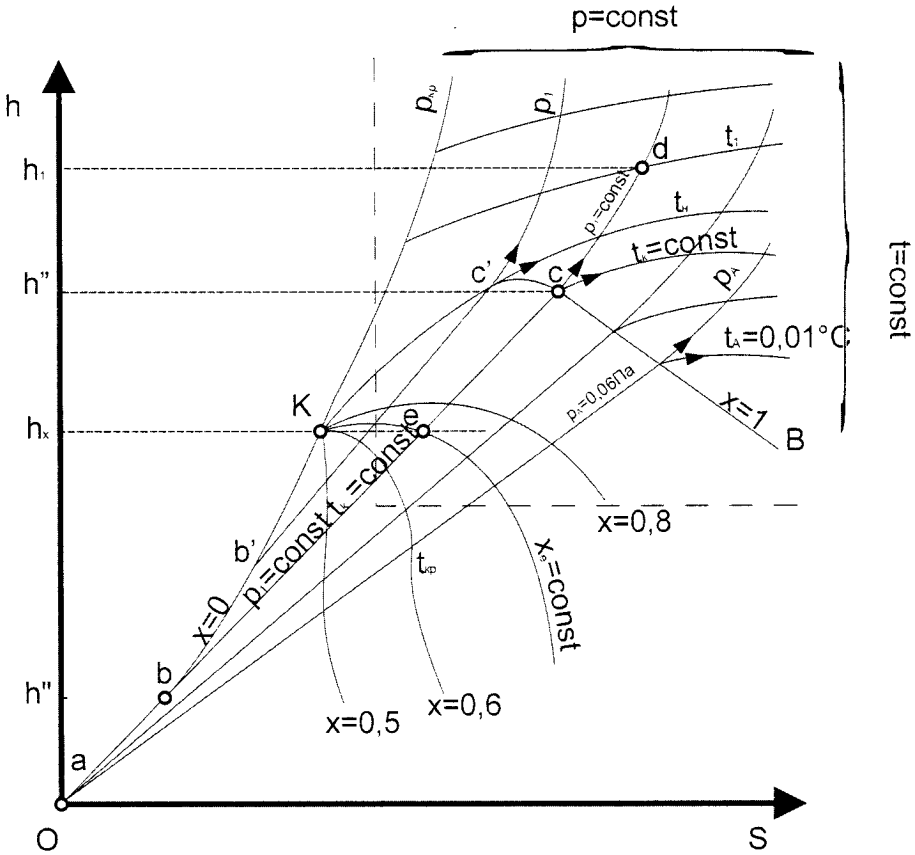


Рис. 3.4. $h-s$ діаграма водяної пари.

Це пояснюється тим, що зі зниженням тиску перегріта пара за своїми властивостями наближається до ідеального газу, ентальпія якого залежить лише від температури, тобто лінії $t = \text{const}$ одночасно являється лініями $h = \text{const}$. В області вологої пари на $h-s$ діаграмі наносять лінії $x = \text{const}$ і ізохори, які йдуть крутіше ізобар.

$h-s$ діаграма має важливі властивості: по ній можливо визначити параметри пари і різницю питомих ентальпій у вигляді відрізків, наглядно зобразити адіабатний та всі інші процеси, що значно спрощує і полегшує розрахунок енергетичних установок, які використовують перегріту пару.

Для практичного використання у збільшеному масштабі, як правило будують робочу частину діаграми (рис. 3.5).

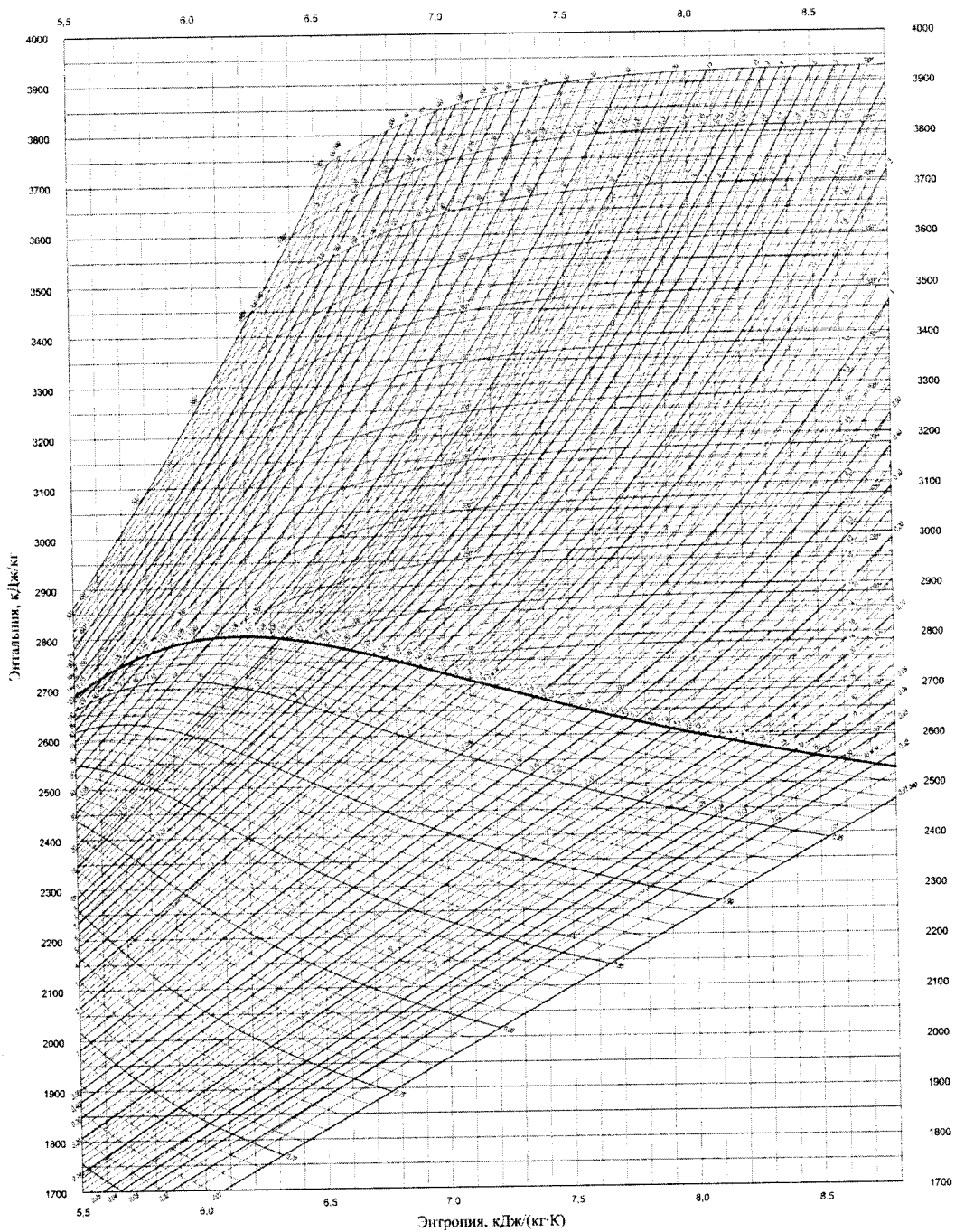
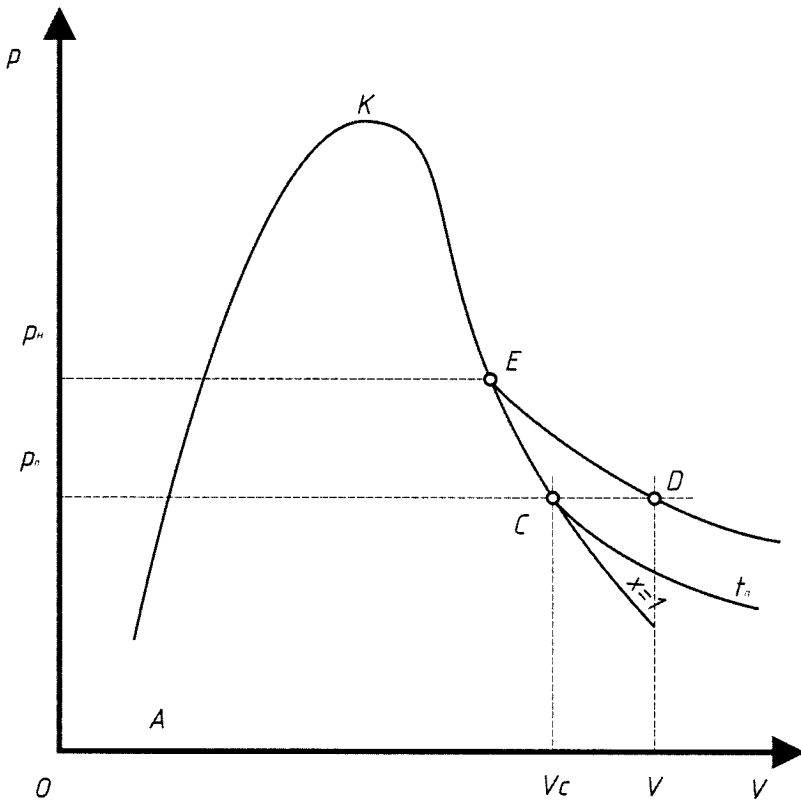


Рис. 3.5. $h-s$ діаграма водяної пари (робоча частина).

3.4. Вологе повітря та його параметри

Одним з робочих тіл, які часто застосовують у технологічних процесах і техніці при сушінні різноманітних матеріалів, кондиціюванні повітря і т. п. є повітря довкілля, тобто вологе атмосферне повітря, яке може бути у різних станах. Вологе повітря розглядають як суміш сухого повітря (N_2 , O_2) і водяної пари (H_2O). Для інженерної практики являє собою інтерес вологе повітря, яке знаходиться в умовах атмосферного тиску у межах температур від $5\text{ }^\circ\text{C}$ до $100\text{ }^\circ\text{C}$. Для цих умов сухе повітря залишається у газоподібному стані, а вода і водяна пара можуть бути у газоподібному, так і в рідкому або твердому стані (лід). Необхідно підкреслити, що кількість сухого повітря в суміші є величиною постійною, а змінною є кількість водяної пари.



a)

Рис. 3.6. Залежність температури пари від тиску.

Відомо, що тиск насичення для водяної пари залежить від температури. Якщо тиск водяної пари, яка є в атмосферному повітрі, менший від тиску насичення при даній температурі, тоді водяна пара знаходиться в перегрітому стані (точка D на рис. 3.6), а вологе повітря називається *ненасиченим* (точка D – характерна для всіх випадків атмосферного повітря, за виключенням стану густого туману – точка E).

Ненасиченим вологим повітрям називають суміш сухого повітря з перегрітою водяною парою, а суміш сухого повітря з насиченою водяною парою – *насиченим вологим повітрям*.

Для аналізу стану вологого повітря крім основних параметрів z , v , T використовують абсолютну вологість ρ_n , відносну вологість φ , вологовміст d , температуру точки роси.

Абсолютна вологість – це кількість водяної пари в грамах або кілограмах, що знаходиться в 1 м^3 вологого повітря. Чисельно абсолютна вологість дорівнює густині водяної пари $\rho = \frac{m_n}{V}$ при парціальному тиску p_n і температурі суміші, тобто:

$$\rho = \frac{m_n}{V} = \frac{p_n}{R_n T} . \quad (3.2)$$

Відносна вологість – це відношення абсолютної вологості в даному стані до максимально можливої при тій же температурі вологого повітря. Оскільки при тисках, близьких до атмосферного, газова суміш, що складається з повітря та водяної пари за своїми властивостями не відрізняються від ідеального газу, то при умові $T = \text{const}$ відношення густин можна замінити відношенням тисків, і тоді відносна вологість визначиться, як:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} = \frac{p_n}{p_n} . \quad (3.3)$$

Для сухого повітря $p_n = 0$, відповідно $\varphi = 0$, для повітря насиченого водяною парою $p_n = p_n$ і $\varphi = 1,0$. Таким чином, відносна вологість повітря змінюється в межах від 0 до 1.

Відносну вологість вимірюють приладами, які називаються психрометрами і гігрометрами.

Психрометрична оцінка відносної вологості базується на вимірюванні температур двома однотипними і одного класу термометрами (скляні термометри, термометри опору, термопари): – «сухим» і «змоченим». У «змоченого» термометра теплосприймальна частина загорнута в батист (марлю), яка постійно змочується водою. Якщо вологе повітря буде ненасиченим, тоді з поверхні теплочутливої частини термометра випаровується вода, і він показує нижчу температуру, ніж «сухий» термометр. Знаючи психрометричну різницю температури «сухого» та «мокрого» термометрів, відносну вологість можна визначити за спеціальними психрометричними таблицями чи графіками або за $h-d$ – діаграмою.

Вологовміст d – це є відношення маси (в грамах або кілограмах) водяної пари, що міститься в вологому повітрі, до маси (в кг) сухого повітря при тих же умовах. Тобто:

$$d = \frac{m_n}{m_{\text{сп}}}, \text{ Г}_{\text{пари}}/\text{КГ}_{\text{сп}} . \quad (3.4)$$

Ступінь насичення – це відношення вологовмісту повітря в даному стані до вологовмісту насиченого повітря при одній тій же температурі:

$$\psi = \frac{d_n}{d_n} . \quad (3.5)$$

Точка роси. Якщо ненасичене вологе повітря, яке характеризується вологовмістом d_n і парціальним тиском пари p_n почати охолоджувати при $d = const$, тоді при певному значенні температури воно стане насиченим. Зниження температури спричинить конденсацію водяної пари. Стан, коли парціальний тиск пари, що є у повітрі, дорівнює тиску насичення називається точкою роси, а відповідна йому температура t_p – температурою точки роси.

Як зазначалося раніше, в атмосферному повітрі пара як правило знаходиться при невеликому парціальному тиску і в перегрітому стані. Тому вологе повітря розглядають як суміш ідеальних газів за виключенням умови, коли має місце процес конденсації водяної пари. Для розрахунку параметрів вологого повітря в певних умовах і з відповідною точністю можна використовувати закони ідеальних газів. Згідно закону Дальтона тиск вологого повітря (барометричний тиск) дорівнює сумі парціальних тисків сухого $p_{сн}$ і p_n водяної пари:

$$p_6 = p_{сн} + p_n. \quad (3.6)$$

Записавши рівняння стану для $m_{сн}$ (кг) сухого повітря і $m_{вп}$ (кг) водяної пари та підставивши їх у співвідношення (3.4), отримаємо:

$$d = \frac{287}{461} \frac{p_n}{p_{сн}} = 0,622 \frac{p_n}{p_6 - p_n} = 0,622 \frac{\varphi p_n}{p_6 - \varphi p_n}, \quad (3.7)$$

де p_n – тиск насиченої пари. Значення цього тиску можна визначити за температурою:

$$p_n = \exp\left(5,9778 - \frac{2224,4}{T}\right), \text{ бар.} \quad (3.8)$$

З рівнянь (3.7) та (3.8) можна визначити парціальні тиски пари і сухого повітря:

$$p_n = \frac{dp_6}{0,622 + d} \text{ і } p_{сн} = \frac{0,622 p_6}{0,622 + d}.$$

Об'ємні частки сухого повітря і пари у вологому повітрі можуть бути визначені за величини парціальних тисків:

$$r_{сн} = \frac{p_{сн}}{p_6} = \frac{p_6 - p_n}{p_6}; \quad r_n = \frac{p_n}{p_6}.$$

Знаючи об'ємні частки складових вологого повітря, можна визначити його молекулярну масу:

$$\mu_{сн} = r_{сн} \mu_{сн} + r_n \mu_n = 28,98 \frac{p_6 - p_n}{p_6} + 18,016 \frac{p_n}{p_6} = 28,98 - 10,94 \frac{p_n}{p_6}.$$

$$\text{Газова постійна: } R = \frac{8314}{28,98 - 10,94 \frac{p_n}{p_6}} \text{ [Дж/(кг·К)].}$$

Ізобарну теплоємність вологого повітря визначають як суму теплоємностей 1 кг сухого повітря і d кг водяної пари: $c_{рвп} = c_{рсп} + dh_n$.

Враховуючи, що $c_{рсп} \approx 1,00$ [кДж/(кг·К)], а $c_{рп} \approx 1,96$ [кДж/(кг·К)] тоді: $c_{рвп} = 1 + 1,96d$.

Ентальпія вологого повітря визначається як ентальпія газової суміші, що складається з 1 кг сухого повітря і d кг водяної пари, тоді: $h_{\text{вп}} = h_{\text{сп}} + dh_{\text{п}}$.

Ентальпія сухого повітря $h_{\text{сп}} = c_{\text{сп}}t = t$ бо $c_{\text{сп}} = 1$ [кДж/(кг·К)].

Ентальпія пари, яка знаходиться в вологому повітрі в перегрітому стані: $h_{\text{п}} = r_0 + 1,93t = 2501 + 1,93t$, де r – теплота пароутворення при 0 °С.

Оскільки за атмосферного тиску $r_0 = 2501$ [кДж/(кг·К)], $c_{\text{рп}} = 1,93$ [кДж/(кг·К)], і тоді ентальпія вологого повітря буде: $h = t + (2501 + 1,93t)d$.

3.5. h - d діаграма вологого повітря

З допомогою вищенаведених формул можна розраховувати параметри вологого повітря для будь-якої температури та вологості його. Для зручності розрахунків з вологим повітрям в інженерній практиці в 1918р. проф. Л.К. Рамзіном була запропонована h - d діаграма вологого повітря (рис. 3.7). Будують, що діаграму для атмосферного повітря, яке використовують для практичної роботи, тобто для $p = 760, 745, 735,5$ мм. рт. ст., а також 750 мм. рт. ст. = 100 кПа. Вона може бути використана з достатньою точністю також і для невеликих відхилень від цих тисків.

На осі ординат h - d діаграми відкладають ентальпію вологого повітря, а на осі абсцис – вологовміст в грамах на 1 кг сухого повітря.

Для розширення робочої частини h - d діаграми виконують поворот вісі координат на певний кут, а саме 45 °С.

У косокутній діаграмі за початок координат прийнята точка 0, для якої $t = 0$, $d = 0$ і $h = 0$. Значення вологовмісту позначені на вісі абсцис. Розділивши вісь ординат на рівні відрізки (наприклад по 10 кДж/кг), проводять лінії постійних значень ентальпій $h = const$ під кутом 135° до ліній $d = const$. Після нанесення сітки ліній $d = const$ і $h = const$ зображують ізотерми $t = const$ і криві $\phi = const$. Ізотерми на h - d діаграмі є прямими лініями. На вісі ординат показують значення температур – це початок лінії, закінчення якої зображують на граничній кривій $\phi = 100\%$, яку будують за співвідношенням

$$d = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с}} - p_{\text{п}}}$$

парціального тиску водяної пари $p_{\text{вп}}$, що є у повітрі. Ізотерми «мокрого» термометра, тобто лінії $t_{\text{м}} = const$, нанесені штриховими лініями.

Крива $\phi = 100\%$ характеризує стан насиченого вологого повітря. Вище неї показаний стан ненасиченого повітря, а нижче – стан, коли волога буде конденсуватись. Щоб визначити стан вологого повітря на h - d діаграмі необхідні два параметри. На перетині ліній двох різних параметрів отримуємо точку, яка і характеризує стан вологого повітря. Зміна цього стану на h - d діаграмі зображується лінією процесу.

Процеси нагрівання та охолодження вологого повітря здійснюються за умови сталої величини вологовмісту ($d = const$), тому що кількість водяної пари, яка є у повітрі, не змінюється, а змінюється її стан (насичена чи перегріта). Зображується цей процес на h - d діаграмі вертикальною прямою AB (рис. 3.7). У процесі

нагрівання температура і ентальпія збільшуються, а відносна вологість зменшується. Через це на практиці вологе повітря нагрівають до подавання його в сушильну камеру. Кількість теплоти підведеної до 1 кг повітря визначається як: $q = h_2 - h_1$, де h_1, h_2 – ентальпія початкового і кінцевого стану повітря, кДж/кг.

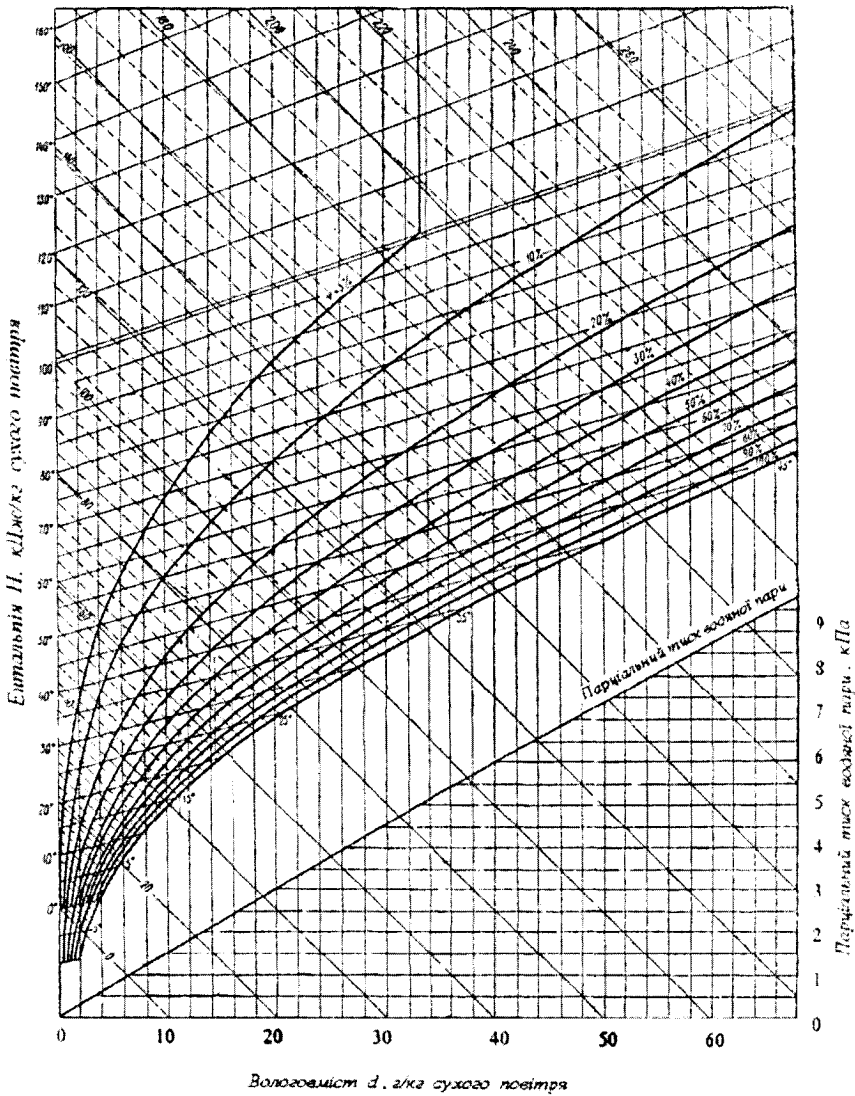


Рис. 3.7. $h-d$ діаграма вологого повітря

В процесі охолодження повітря температура і ентальпія його зменшуються, а відносна вологість зростає, і в певний момент часу починається процес конденсації пари.

Процеси зволоження і осушення вологого повітря в ідеальних умовах здійснюються тоді, коли ентальпія є сталою ($h = const$). Зволоження повітря протікає в процесі сушіння матеріалів і температура його зменшується, а

відносна вологість та вологовміст повітря зростають. Кінцевою метою зволоження є стан, коли лінія ентальпії ($h = const$) перетне граничну криву $\varphi = 100\%$. У цій точці температуру повітря називають температурою адіабатного насичення, або температурою *мокрого термометра*. Кількість випарованої вологи з матеріалу, який сушиться, тобто кількість водяної пари, яку одержало повітря в процесі сушіння визначається як: $d = d_2 - d_1$, де d_1 , d_2 – вологовміст повітря на початку і в кінці процесу, г/кг_{сп.}

Сушінням називають термічний процес видалення з твердих матеріалів чи розчинів вологи, що міститься в них, шляхом її випаровування.

Найбільш широке розповсюдження процес сушіння, як вид теплової обробки набув при виробництві харчових продуктів, будівельних матеріалів та в багатьох інших виробництвах.

Сушіння матеріалів може відбуватися природним і штучним шляхами. Природне сушіння відбувається на відкритому повітрі без відведення сушильного агенту. При природному сушінні матеріал можна висушити тільки до вологості, близької до рівноважної, що відповідає параметрам навколишнього повітря. Штучне сушіння матеріалу відбувається в спеціальних агрегатах – сушарках, в яких сушильний агент, що поглинув пару вологи, відводиться штучним способом за допомогою вентиляторів, інжекторів, витяжних труб та інших засобів.

Сушильним агентом в сушарках може бути вологе повітря, пара чи паливні гази.

Сушіння є складовим процесом тепломасообміну, який являє собою перенесення вологи з поверхні матеріалу, що висушується, в сушильний агент, а також її дифузію з внутрішніх прошарків матеріалу до дифузії вологи, що видаляється. Процес сушіння відбувається під дією різниці парціальних тисків водяної пари у поверхні матеріалу та основній масі сушильного агенту.

Для сушіння може використовуватись тільки ненасичене вологе повітря, яке здатне відбирати вологу з матеріалу, що висушується.

В залежності від температури і тиску пароповітряної суміші кількість водяної пари у вологому повітрі не може перевищувати конкретної величини.

В процесах зміни фізичного стану вологого повітря склад сухого повітря не змінюється, його вважають одним з компонентів пароповітряної суміші, хоча в дійсності вона сама є сумішшю газів. Другим компонентом вологого повітря є водяна пара. Можливість фазового переходу в одному з компонентів суміші (воді) відрізняють вологе повітря від звичайної газової суміші.

Парціальний тиск водяної пари p_n в вологому повітрі не може бути вищим від тиску насичення p_n при даній температурі вологого повітря, тобто $p_n \leq p_n$.

Література

1. *О.Ф. Буляндра* Технічна термодинаміка: Підруч. для студ. енерг. спец. вищ. навч. закл. – 2-е вид., випр. – К.: Техніка, 2006. – 320 с.
2. *С.М. Константінов, Є.М. Панов*. Теоретичні основи теплотехніки: Підручник. – К.: «Золоті Ворота», 2012. – 592 с.
3. *Я.М. Ханік, Я.М. Гнатишин*. Енергозбереження: Частина 1. «Термодинаміка». – Л., 2004. – 125 с.
4. *Я.М. Гнатишин, В.І. Криштанович*. Теплотехніка: Навч. посіб. – К.: Знання, 2008. – 364 с.
5. *В.А. Кирилин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин*. Техническая термодинамика, – М., Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
6. *В.Ж. Чеботарьов*. Технічна термодинаміка. – Київ, Наукова думка, 1988. – 235 с.

Частина 2. Основи теплообміну і теплопередачі

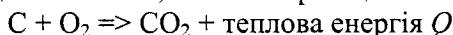
Розділ 4. Теплообмін

4.1. Теплова енергія. Джерела енергії

Теплова енергія відома людині з давніх часів. Власне уявлення про цей вид енергії людина отримує ще в дитинстві: гаряча їжа, теплота від системи опалення в квартирі, жар від багаття і т.д. Що являє собою ця енергія з точки зору теплохолодотехніки?

Кожне фізичне тіло складається з атомів або молекул. В рідинах і газах вони хаотично рухаються і чим вище швидкість руху, тим більший запас теплової енергії у тіла. В твердому тілі рухливість молекул або атомів значно нижча, ніж в рідині: мікрочастинки твердого тіла лише коливаються відносно деякого середнього положення і чим сильніші ці коливання, тим більший запас теплової енергії у тіла. При нагріванні твердого тіла його молекули і атоми коливаються все швидше і швидше, що може зрушити молекули зі свого «фіксованого» місця і примусити їх рухатись хаотично. Прикладом такого процесу є процес плавлення льоду, якщо, приміром, його міцно зажати в руці. При подальшому нагріванні молекули продовжують збільшувати свою швидкість і можуть вийти за межі тіла. Чим більше триває процес нагрівання, тим більше молекул виходить за межі тіла, а передавши тілу достатню кількість теплової енергії можна повністю перетворити його на газ. Такий процес, наприклад, відбувається в посудині з киплячою водою.

Хімічне джерело енергії. Одним з перших джерел енергії, яке первісна людина опанувала, були звичайні дрова для печерного багаття. При їхньому згорянні відбувається хімічна реакція окислення, а точніше реакція окислення вуглецю:



Вуглець входить до складу всіх видів органічного палива (вугілля 64 – 77 %, деревина 51 %, мазут 85 %, газ 90 %) і при взаємодії з атмосферним киснем утворює вуглекислий газ та виділяє теплову енергію Q , яка в залежності від виду палива може становити 8...36 МДж на 1 кг палива. Більш детально основи хімічних реакцій згоряння будуть розглянуті в розділі 7.

Ядерне джерело енергії. В першому наближенні процеси, які відбуваються в ядерному реакторі, можна уявити собі як безперервне ділення ядер. При цьому маса цілого ядра до ділення більше маси отриманих часток. Одна паливна таблетка з UO_2 (діоксиду урану) важить 4,5 г та виділяє енергію, еквівалентну спалюванню 882 кг деревини, 550 кг вугілля, 500 куб. м природного газу або 500 кг нафти. [1]

Альтернативне джерело енергії. З метою збереження корисних запасів Землі, охороною довкілля та з метою економії все більше уваги приділяється альтернативним джерелам енергії, тобто джерелам які є альтернативою викопному паливу. До таких відносять як поновлювані джерела (енергія Сонця, вітру, води і т.д.), так і вторинні енергетичні ресурси (наприклад: гаряча вода або пара, яка залишає технологічний процес чи установку і використання якої не є обов'язковим для здійснення основного технологічного процесу).

4.1.1. Основні поняття та визначення

Теорія теплообміну – наука, що вивчає процеси розповсюдження теплоти у просторі з неоднорідним полем температур. За другим законом термодинаміки в природних процесах при взаємодії між тілами, теплота самочинно передається від тіл з більшою температурою до тіл з меншою температурою. При відсутності різниці температур процес теплообміну зупиняється і настає теплова рівновага. [2, 3, 4]

Тепловий потік Q , Вт – кількість теплоти, що переноситься через будь-яку ізотермічну поверхню за одиницю часу.

Кількість теплоти, що переноситься в одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні, називається *густиною теплового потоку*, Вт/м²:

$$q = Q / F. \quad (4.1)$$

Температура речовини – параметр стану тіла, який характеризує ступінь його нагрятості. Рушійною силою процесу теплообміну є різниця температур (Δt).

В загальному випадку температура тіла є функцією координат простору та часу, а сукупність значень температури в даний момент часу для всіх точок простору називається *температурним полем*. Математичне формулювання такого поля:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (4.2)$$

де x, y, z – координати довільної точки тіла; τ – поточний час.

В залежності від числа координат розрізняють трьохмірне, двохмірне, одномірне та однорідне температурні поля. При цьому, якщо температура тіла змінюється у часі $t = f(\tau)$, то поле називають нестационарним; якщо температура не змінюється з часом – поле називають стаціонарним.

Об'єднуючи між собою точки, що мають однакову температуру, отримаємо *ізометричну поверхню*. Оскільки в одній точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні не перетинаються між собою вони або замикаються самі на собі, або закінчуються на межі тіла. В нашому курсі будуть розглядатися тіла так званої простої (класичної) форми:

– необмежена пластина – пластина, товщина якої суттєво менша (в декілька разів) її довжини та ширини;

– нескінченний циліндр – циліндр, у якого діаметр менший (в декілька разів) довжини циліндра;

– куля (сфера).

Наприклад, ізотермічні поверхні у нескінченному циліндрі при однакових по всій його поверхні умовах теплообміну – співосні циліндричні поверхні, або іншими словами, вкладені один до одного циліндри меншого діаметра

Градiєнт температури ($\overline{grad}t$) – вектор, направлений по нормалі до ізотермічної поверхні, в бік збільшення температури, який чисельно дорівнює зміні температури на одиницю довжини:

$$\overline{grad}t = \lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right), \quad (4.3)$$

де n – нормаль.

Треба зауважити, що величини теплового потоку Q і густини теплового потоку q також є векторними, але їх напрямок не співпадає з напрямком вектора температурного градієнта – вони є протилежно спрямованими, адже тепловий потік направлений в бік зменшення температурного поля.

4.2. Основні способи перенесення теплової енергії

Як правило, в промислових енергетичних установках процес перетворення енергії джерела в теплову енергію відбувається в одному місці (котел для ТЕС або ТЕЦ, реактор для АЕС), а процес перетворення теплової енергії в механічну і потім в електричну – в іншому. Тобто тепла енергія в просторі переміщується. Передача теплової енергії з однієї точки простору в іншу – складний фізичний процес, тому розглядають три основні способи перенесення теплоти:

1. *Теплопровідність* – спосіб перенесення теплової енергії шляхом теплового руху мікроструктурних часток (атомів, молекул, вільних електронів);

2. *Конвекція* – спосіб перенесення теплової енергії шляхом переміщення у просторі нерівномірно нагрітих об'ємів середовища. При цьому перенесення теплоти нерозривно зв'язано з перенесенням самого середовища, тому цей спосіб не має місця в твердих тілах;

3. *Випромінювання* – явище, що складається з утворення енергії випромінювання тілом, розповсюдження цієї енергії у просторі за допомогою електромагнітних хвиль та поглинання іншими тілами цієї енергії.



Рис. 4.1 Способи перенесення теплової енергії.

У реальних умовах, у чистому вигляді (окремо один від іншого) ці три способи зустрічаються рідко, найчастіше вони супроводжують один одного (рис. 4.1), а також супроводжуються перенесенням маси речовини. З метою спрощення вивчення цих явищ будемо розглядати їх окремо.

4.2.1. Теплопровідність

Помішуючи багаття шматком металевої труби, можна помітити, що температура труби зростає по всій довжині, причому, чим коротша труба, тим швидше нагріється протилежний бік. Нагріваючи в багатті трубу лише з одного

боку, ми примушуємо мікрочастини в місці нагрівання коливатися сильніше, вони в свою чергу примушують коливатися швидше сусідні атоми і електрони, і таким чином відбувається розповсюдження теплової енергії. Такий спосіб передачі теплової енергії називають *теплопровідністю*.

Теплопровідність – процес передачі теплоти у щільному середовищі шляхом хаотичного руху мікрочастинок.

Кількість теплоти, що передається теплопровідністю, залежить від фізичних властивостей середовища, в якому відбувається теплообмін: якщо помішувати чай керамічною або металевою ложками однакової форми та розміру, то металева ложка нагріється швидше, а керамічна ні. Це пов'язано із механізмом теплопровідності у різних речовинах, а саме: в металах перенесення теплової енергії шляхом теплопровідності відбувається за рахунок дифузії вільних електронів, в рідинах і твердих тілах – за рахунок безпосередньої передачі теплового руху молекул та атомів сусіднім частинкам речовини, в газах – внаслідок обміну енергією між молекулами з різною швидкістю теплового руху при їх зіткненні між собою.

Аналітична теорія теплопровідності не вивчає мікроструктурний механізм перенесення теплоти і розглядає речовину як суцільне середовище. Основним законом теплопровідності є гіпотеза (закон) Фур'є про пропорційність вектора густини теплового потоку температурному градієнтові:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad}t. \quad (4.4)$$

Знак мінус вказує на те, що вектори мають зворотній напрямок. Коефіцієнт пропорційності λ називається коефіцієнтом теплопровідності. Він дорівнює кількості теплоти, яка проходить за одиницю часу крізь 1 м^2 поверхні теплообміну при зміні температури в 1 К на 1 метр товщини цієї поверхні.

Для більшості матеріалів залежність коефіцієнта теплопровідності від температури можна наближено представити у вигляді рівняння:

$$\lambda = \lambda_0 [1 + \beta(t - t_0)], \quad (4.5)$$

де λ_0 – коефіцієнт теплопровідності при температурі t_0 , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; β – стала, що визначається дослідним шляхом.

Окрім цього λ залежить від структури (табл. 4.1) речовини і від вологості. Найменше значення коефіцієнта теплопровідності мають гази. Трохи більший коефіцієнт теплопровідності мають рідини, для яких із збільшенням температури значення коефіцієнта λ несуттєво зменшується. Виключення становить вода, для якої коефіцієнт λ спочатку збільшується до максимального значення $0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ (при температурі $120 \text{ }^\circ\text{C}$), а при подальшому збільшенні температури – зменшується. Найбільше значення коефіцієнта теплопровідності мають чисті метали: срібло $360 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, мідь $340 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ та алюміній $250 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Для сплавів величина λ нижча, ніж для чистих металів.

Для вологих матеріалів коефіцієнт теплопровідності значно більший ніж для сухого матеріалу та води окремо. Наприклад, при температурі $20 \text{ }^\circ\text{C}$ для сухої цегли $\lambda = 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, для води $\lambda = 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. При намочуванні цегли коефіцієнт теплопровідності її збільшується до $0,9 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. [5]

Значення коефіцієнта теплопровідності для окремих груп речовин

Речовина	$\lambda_{\min} \dots \lambda_{\max}$, Вт/(м·К)	Залежність λ від температури (при збільшенні температури)
Гази	0,005...0,5	зростає
Рідини	0,08...0,6	зменшується
Будівельні матеріали	0,023...2,5	зростає
Метали	2..360	зменшується

4.2.1.1. Теплопровідність плоскої стінки

При стаціонарному тепловому режимі температура тіла не залежить від часу. Розглянемо однорідну та ізотермічну стінку товщиною δ з постійним коефіцієнтом теплопровідності λ (рис. 4.2).

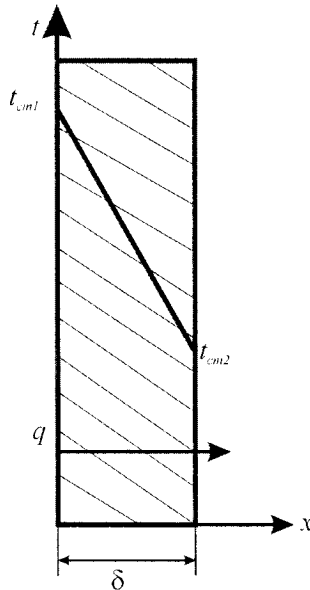


Рис. 4.2. Теплопровідність плоскої стінки

На зовнішніх поверхнях підтримуються температури t_{ct1} та t_{ct2} . Густина теплового потоку q прямо пропорційна різниці температур між ізотермічними поверхнями і зворотно пропорційна опору при перенесенні теплоти, Вт/м²:

$$q = \Delta t / R, \quad (4.6)$$

де R – термічний опір поверхні, м²·К/Вт.

Термічний опір однорідної плоскої стінки прямо пропорційний її товщині і зворотно пропорційний теплопровідності матеріалу, із якого вона виготовлена:

$$R = \delta / \lambda, \quad (4.7)$$

Звідки:

$$q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{(t_{ct1} - t_{ct2})}{\delta / \lambda} = \frac{\lambda \cdot (t_{ct1} - t_{ct2})}{\delta}. \quad (4.8)$$

Розглянемо проходження теплоти крізь трьохшарову необмежену пластину (рис. 4.3). Через $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ позначаємо товщину прошарків, що мають відповідні коефіцієнти теплопровідності $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$.

Кількість теплоти, що проходить крізь кожний шар, при стаціонарному режимі буде однаковою, тому складемо систему рівнянь:

$$q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\lambda_1 \cdot (t_{CT1} - t_{CT2})}{\delta_1},$$

$$q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\lambda_2 \cdot (t_{CT2} - t_{CT3})}{\delta_2}, \quad q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\lambda_3 \cdot (t_{CT3} - t_{CT4})}{\delta_3}. \quad (4.9)$$

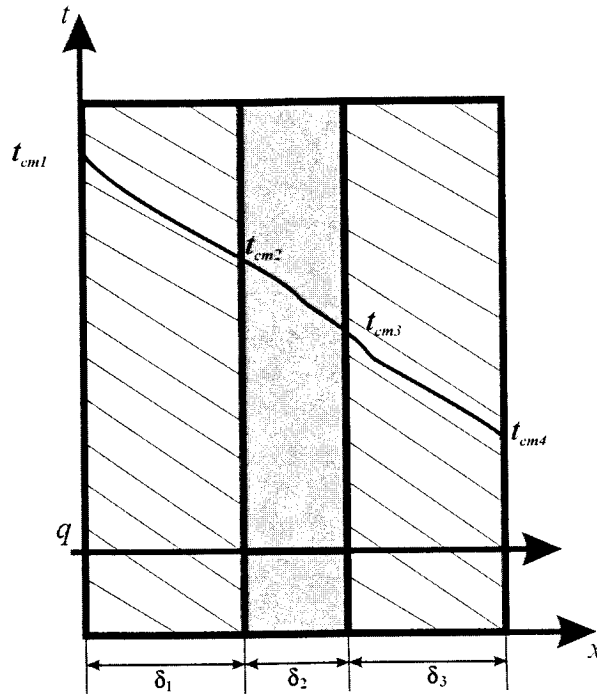


Рис. 4.3 Теплопровідність багатошарової плоскої стінки.

Після математичних перетворень отримуємо результуючу формулу :

$$q = \frac{(t_{CT1} - t_{CT4})}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (4.10)$$

Тобто, якщо поверхня складається з декількох шарів (багатошарова), то термічний опір поверхні дорівнює сумі термічних опорів її окремих шарів:

$$R_{\Sigma CT} = \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \quad (4.11)$$

Знаючи густину теплового потоку та характеристики стінки, можна визначити температури в місцях контакту прошарків:

$$\begin{aligned}
 t_{CT2} &= t_{CT1} - q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} \right); \\
 t_{CT3} &= t_{CT2} - q \cdot \left(\frac{\delta_2}{\lambda_2} \right); \\
 t_{CT4} &= t_{CT3} - q \cdot \left(\frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

4.2.1.2. Теплопровідність циліндричної стінки

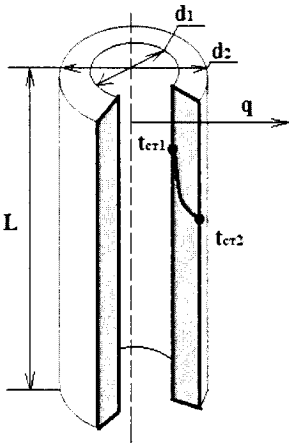


Рис. 4.4. Теплопровідність циліндричної стінки.

Значна кількість поверхонь теплообміну має циліндричну форму, в тому числі і трубопроводи, в яких рухаються теплоносії та холодоагенти.

Розглянемо процес перенесення теплової енергії крізь стінку труби з постійним коефіцієнтом теплопровідності λ , внутрішнім діаметром стінки d_1 та зовнішнім діаметром стінки d_2 (рис. 4.4). На зовнішніх поверхнях підтримуються температури t_{cr1} та t_{cr2} .

Спираючись на гіпотезу (закон) Фур'є та провівши необхідні математичні розрахунки, отримуємо розрахункову формулу для теплового потоку, що проходить крізь циліндричну поверхню, Вт:

$$Q_l = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot L}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} \cdot (t_{CT1} - t_{CT2}) = \frac{\pi \cdot L}{R_u} \cdot (t_{CT1} - t_{CT2}).
 \tag{4.13}$$

Термічний опір такої стінки визначається із співвідношення, (м·К)/Вт:

$$R_u = \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right).
 \tag{4.14}$$

Для циліндричної стінки, що складається з n шарів (наприклад, трубопровід вкритий декількома видами ізоляції), розрахункова формула виводиться аналогічно (4.9), та має вигляд:

$$Q_l = \frac{2\pi \cdot L \cdot (t_{CT1} - t_{CT(n+1)})}{\sum_i^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{d_{i+1}}{d_i}\right)}.
 \tag{4.15}$$

4.2.2. Конвективний теплообмін (КТО)

Конвекція – переміщення у просторі нерівномірно нагрітих об'ємів середовища, коли перенесення теплоти пов'язано з перенесенням маси самої речовини.

Явище одночасного перенесення теплоти конвекцією і теплопровідністю називають конвективним теплообміном (КТО). Воно спостерігається лише в рідинах і газах. При цьому об'єми речовини рухаються із області з більшою температурою в область з меншою температурою і переносять із собою теплоту. Конвекція завжди супроводжується теплопровідністю, бо при цьому неминучі контакти окремих макрочастинок середовища з різною температурою. Теплообмін між рухомою речовиною і поверхнею тіла називають тепловіддачею. Напрямок теплового потоку залежатиме від температур стінки та речовини.

За природою виникнення розрізняють два види конвективного руху: *вільний* та *вимушений*. *Вільний рух* відбувається внаслідок різниці густин нагрітих і холодних об'ємів речовини, яка знаходиться у полі дії сил тяжіння. Цей рух має назву вільної (природної) конвекції і залежить від роду речовини та різниці температур. Прикладом природної конвекції є рух повітря в приміщенні (рис. 4.5).

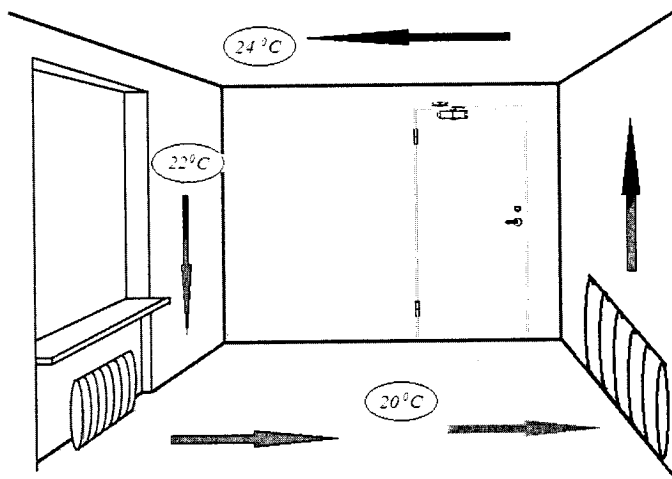


Рис. 4.5. Природна конвекція повітря в кімнаті із штучним опаленням

Примітка: батареї опалення завжди розташовані біля підлоги, бо холодне (важче) повітря розташоване знизу. Кондиціонер підвішують біля стелі, бо нагріте (легше) повітря піднімається вгору. Якщо розташувати обладнання навпаки, то не буде відбуватися циркуляція (рух) повітря.

Вимушений рух виникає під дією сторонніх джерел (насос, вентилятор). Наявність механічного пристрою в системі – ознака вимушеної конвекції. При цьому відома постійна швидкість речовини (ω , м/с), яка відповідає характеристиці механічного приладу.

Розрізняють три режими руху речовини:

- *ламінальний* (рідина рухається пошарово, не перемішується), «найтихіший» режим;
- *турбулентний* (характеризується безперервним перемішуванням всіх прошарків речовини), найбільш «активний, рухливий» режим;

– *перехідний* (в пристінних шарах перемішування відсутнє, завихрення потоку відбувається всередині струменя).

Основним рівнянням конвективного теплообміну є рівняння Ньютона-Ріхмана, яке формулюється так: кількість теплоти, що передається у процесі конвективного теплообміну, пропорційна площі поверхні теплообміну і різниці температур між поверхнею та теплоносієм.

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, \quad (4.15)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); Δt – різниця температур речовини і стінки, °С (К); F – площа поверхні теплообміну, м².

Коефіцієнт пропорційності α у рівнянні Ньютона-Ріхмана – показує, яка кількість теплоти віддається за одиницю часу з одиниці поверхні при різниці температур між стінкою та теплоносієм в 1 °С і називається коефіцієнтом тепловіддачі. Теплообмін між потоком речовини та поверхнею твердого тіла називають *тепловіддачею*.

4.2.2.1. Емпіричні формули конвективного теплообміну

Коефіцієнт тепловіддачі не є фізичною константою: він залежить від виду (роду) теплоносія та його агрегатного стану, швидкості і режиму руху речовини, температур поверхні і теплоносія, геометричних розмірів і форми поверхні і т.д. (за цих причин коефіцієнт α не може бути визначеним із довідника).

Приблизні межі зміни коефіцієнта тепловіддачі для різних умов такі, Вт/м²·К [5]:

– газу при русі в трубах або в міжтрубному просторі	10...300
– вода, при русі в трубах	250...10000
– вода в стані кипіння	600...60000
– водяна пара при конденсації	4500...17500

Для характеристики та розрахунку конвективного теплообміну використовують критерії подібності, основні з яких: Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re), Грасгофа (Gr) і Прандтля (Pr).

Критерій Нуссельта – безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі, характеризує інтенсивність тепловіддачі на межі «стінка-речовина». Виражає співвідношення між інтенсивністю тепловіддачі та температурним полем у пограничному шарі:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (4.16)$$

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху при вимушеному русі речовини. Показує співвідношення між силами інерції та силами молекулярного тертя:

$$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu}, \quad (4.17)$$

Критерій Грасгофа характеризує гідродинамічний режим руху при вільному русі речовини. Показує співвідношення між підйомними силами та силами молекулярного тертя:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (4.18)$$

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості речовини.

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (4.19)$$

де l – визначальний геометричний розмір, м. Залежить від форми поверхні та її положення у просторі. Для горизонтальної труби l відповідає діаметру, для вертикальної – висоті; ω – швидкість руху рідини в трубі, м/с; λ , ν , a – коефіцієнти теплопровідності (Вт/м·К), кінематичної в'язкості (м²/с) та температуропровідності (м²/с). Залежать від температури речовини, вибираються по таблицям теплофізичних параметрів рухомого середовища; β – коефіцієнт об'ємного розширення речовини, 1/К.

Математичні співвідношення критеріїв подібності утворюють критеріальні рівняння. Зупинимось на декількох з них.

Тепловіддача при вільному русі речовини.

Теплообмін, що виник внаслідок різниці густин нагрітих та холодних об'ємів речовини, називають *природною конвекцією*. Загальний вигляд рівняння подібності для природного конвективного теплообміну встановлений Михеєвим:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}, \quad (4.20)$$

Коефіцієнт C та показник степені n для рівняння (4.20) вибирають з таблиць, в залежності від обчисленого значення $Gr \cdot Pr$, тобто в залежності від певного режиму руху речовини.

<i>Режим</i>	<i>Ламінарний</i>	<i>Перехідний</i>	<i>Турбулентний</i>
$Gr \cdot Pr$	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$> 2 \cdot 10^7$
c	1,18	0,54	0,135
n	1/8	1/4	1/3

Формулу застосовують для тіл різної геометричної форми при обтіканні їх як рідиною, так і повітрям, за умови $Pr \geq 0,7$. За визначальну температуру приймають середню температуру пограничного шару $t_{cp} = 0,5 (t_p + t_{CT})$, або температуру рухомої речовини (газу або рідини) t_p .

Тепловіддача при русі рідини в трубах.

Тепловіддача при вимушеному русі рідини в трубах описується критеріальним рівнянням виду:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr_p^m \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (4.21)$$

Параметр $(Pr_p/Pr_{cr})^{0,25}$ враховує вплив напрямку теплового потоку і температурного напору; ϵ_l – коефіцієнт, що залежить від відношення довжини труби до її діаметру; коефіцієнт C та показник степені n, m для рівняння (4.21) вибирають з таблиці, в залежності від обчисленого значення Re , тобто певного режиму руху речовини:

Режим	Ламінарний	Перехідний	Турбулентний
Re	< 2300	2300...< 10 000	> 10 000
c	0,15	0,008	0,021
n	0,33	0,9	0,8
m	0,43	0,43	0,43

За визначальну температуру, як правило, приймають температуру рухомої речовини t_p .

Примітка: при точних розрахунках в формули (4.20) та (4.21) вводяться поправкові коефіцієнти, що враховують умови конкретного випадку теплообміну.

4.2.2.2. Аналітичні формули конвективного теплообміну (КТО).

Професором кафедри ТЕХТ Національного університету харчових технологій Д.Є. Сінатом-Радченко проведена значна наукова робота по обробці та узагальненню теплофізичних характеристик повітря, що дало можливість запропонувати формули, які дозволяють визначати коефіцієнти тепловіддачі повітря за різних умов і різних режимів конвекції без використання таблиць теплофізичних властивостей речовини. Даний метод розрахунку займає значно менше часу, проте має дуже високу точність [6, 7, 8].

Розглянемо запропонований розрахунок α для найчастіше використовуваного інтервалу температур від -50 до 250°C для випадку тепловіддачі за *вимушеного руху повітря* в трубах, каналах і вздовж плоскої стінки.

Число Рейнольдса:

$$Re = 1,459 \cdot 10^9 T^{-1,765} \omega d, \quad (4.22)$$

де T – абсолютна температура повітря, К; ω – швидкість руху повітря, м/с; d – діаметр трубопроводу, м.

При ламінарній течії за в'язкісного (природна конвекція відсутня, і теплота передається лише теплопровідністю) режиму, який характерний у випадках для труб малого діаметру, речовин із значною кінематичною в'язкістю та малої різниці між температурами стінки і рідини $\Delta t = t_{cr} - t_p$:

$$\alpha_b = 137,4 T^{0,5825} (7,3 + 9170/T)^{-1} \omega^{0,33} d^{0,67} \quad (4.23)$$

Різниця густини рідини внаслідок неоднаковості її температури і вплив гравітаційного поля можуть викликати вільну конвекцію. Коли підйомні сили перевищують сили в'язкості, в'язкісний режим ламінарної течії переходить у в'язкісно-гравітаційний.

Це відбувається, коли на вході в трубу $(t_{cr} - t_0) \cdot d^3 > 2,73 \cdot 10^{-14} \cdot T_m^{4,53}$, (t_0 – це температура повітря (рідини) на вході в трубу, $T_m = 0,5 \cdot (t_{cr} + t_0) + 273,15$ – це

середня температура граничного шару, К). Коефіцієнт тепловіддачі при такому режимі визначається як:

$$\alpha_{\text{вг}} = 11750 T^{-1.035} \Delta t^{0.1} (7,3 + 9170/T)^{-1} \omega^{0.33} d^{0.37} \quad (4.24)$$

Через природну конвекцію α може зростати в кілька разів.

За турбулентного режиму течії коефіцієнт тепловіддачі визначається як:

$$\alpha_{\text{т}} = 3,86 \cdot 10^5 (7,3 + 9170/T)^{-1} T^{-1.412} \omega^{0.8} d^{0.2} \quad (4.25)$$

Поправка ε_l на довжину труби для коротких труб вводиться при умові $l/d < 50$. Якщо $l/d \geq 50$, то ε_l визначається за формулою:

$$\varepsilon_l = a - b \cdot \lg(l/d), \quad (4.26)$$

де $a = (1,426 - 3,234/\lg \text{Re})^{-1}$, $b = 0,5886 \cdot (a - 1)$. Наприклад, коли $\text{Re} = 10^4$ та $l/d = 2$, одержуємо $\varepsilon_l = 1,51$.

Для випадку тепловіддачі за вільним рухом повітря у великому об'ємі в інтервалі температур $-50 \dots 250$ °С з граничною відносною похибкою 0,9 % визначають число Релея за формулою:

$$\text{Ra} = \text{Fu}_p (t_{\text{ст}} - t_p) \cdot l^3, \quad (4.27)$$

де $\text{Fu}_p = 10^6 \exp(0,25433 \cdot \ln^2 T - 7,5616 \cdot \ln T + 39,383)$ – температурна функція теплофізичних параметрів сухого повітря; l , м – визначальний лінійний розмір поверхні теплообміну; $t_{\text{ст}}$ і t_p , °С – середні температури стінки і повітря (за межами рухомого шару).

Для ламінарного режиму конвекції для горизонтальних труб ($10^3 < \text{Ra} < 10^8$):

$$\alpha = [(t_{\text{ст}} - t_p)/l]^{0.25} / \text{Fu}_l, \quad (4.28)$$

де $\text{Fu}_l = (0,5159 \lg T - 0,507)$. За інших однакових умов при нагріванні повітря α більший, ніж при його охолодженні. При ламінарному русі повітря для вертикальних труб і плит (пластин) значення α будуть відповідно в 1,5 і 1,26 рази більшими, ніж одержані з використанням формули (4.28) для Fu_l горизонтальних труб.

Біля вертикальних плит і труб при перехідному та турбулентному режимах течії коефіцієнт тепловіддачі α визначається як:

$$\alpha = \text{Fu}_t (t_{\text{ст}} - t_p)^{0.33}, \quad (4.29)$$

де $\text{Fu}_t = (0,4453 + 410,4/T - 10900/T^2)$.

Якщо між нижньою поверхнею тепловіддачі пластини і вертикаллю має місце кут φ , то до α вводиться поправка $(1 + \cos\varphi)/2$.

Для горизонтальних труб розрахунок α можна вести з використанням формули (4.29), але α буде на третину менший, ніж розрахований для вертикальної труби.

Формули, одержані для вертикальних плит, можуть використовуватись і для горизонтальних. За l береться менша сторона плити. Визначене значення α треба збільшити на 30 %, якщо нагріта поверхня повернена вгору, і зменшити на 30 %, якщо ця поверхня повернена униз.

4.2.2.3. Конвективний теплообмін при кипінні та конденсації

При кипінні процес теплообміну між рідиною і поверхнею нагріву супроводжується перетворенням рідини в пару. Процес пароутворення

починається після того, як рідина, внаслідок підведення теплоти ззовні, буде нагріта до температури t_p , що перевищує температуру насичення t_s при даному тиску.



Рис. 4.6. Зміна температури по товщі шару води, яка кипить у великому об'ємі за $p = 1$ атм.

На рис. 4.6. показана зміна температури по товщі шару води, яка кипить у великому об'ємі за нормального тиску [4]. В пристінному прошарку рідина перегрівається, і її температура стає вищою температури насиченої пари. Процес пароутворення починається з утворення парових бульбашок, а найбільш сприятливі умови для виникнення бульбашок створюються на поверхні нагріву – при цьому центрами пароутворення служать, в основному, шорсткі поверхні нагріву. Розміри бульбашки швидко збільшуються, і під впливом підйомної сили і конвективних потоків вона відривається від стінки і піднімається до вільної поверхні рідини. Цей процес періодично повторюється.

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні рідини залежить від фізичних властивостей рідини, тиску рідини та температурного напору $\Delta t = t_{ст} - t_s$. При температурному напорі від 5 до 25 $^{\circ}\text{C}$ (при атмосферному тиску) відбувається бульбашкове кипіння. При подальшому збільшенні температурного напору інтенсивність пароутворення помітно зростає, бо парові бульбашки, зливаючись між собою, утворюють суцільну плівку, і режим кипіння стає плівковим. Між поверхнею нагріву та рідиною утворюється тонкий прошарок газового середовища, що призводить до різкого зменшення коефіцієнта тепловіддачі. Якщо при цьому величина теплового потоку Q є незмінною, то це призведе до значного збільшення температури стінки, і як наслідок, її перегріву.

Для розрахунку тепловіддачі при кипінні води у великому об'ємі при $p = 0,2 \dots 80$ бар використовують такі емпіричні формули:

$$\alpha = 38,7 \cdot \Delta t^{2,3} \cdot p^{0,5}, \quad (4.30)$$

$$\alpha = 3,0 \cdot q^{0,6} \cdot p^{0,15}, \quad (4.31)$$

де p_n – тиск насичення, бар; q – густина теплового потоку, Вт/м²; $\Delta t = t_{ct} - t_s$ – перегрів рідини в пристінному шарі.

При конденсації процес теплообміну між рідиною і поверхнею нагріву супроводжується перетворенням пари в рідину. При контакті пари з поверхнею, температура якої t_{ct} нижча за температуру насичення t_s при даному тиску, пара буде конденсуватися. Температура конденсату на поверхні стінки дорівнює температурі стінки.

Розрізняють краплинну та плівкову конденсацію. Краплинна виникає тоді, коли конденсат не змочує поверхні та рухається на ній у вигляді окремих крапель. В процесі плівкової конденсації конденсат змочує поверхню теплообміну та утворює суцільну плівку, яка рухається на поверхні. На практиці краплинна конденсація зустрічається значно менше, ніж плівкова. При плівковій конденсації пара відокремлена від стінки шаром конденсату, який створює значний термічний опір теплового потоку. При крапельній конденсації можливий безпосередній контакт пари зі стінкою, і тому теплообмін протікає більш інтенсивно, ніж при плівковій конденсації.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі за конденсації сухої насиченої пари на зовнішній поверхні вертикальних труб можна знайти або за критеріальними рівняннями, якщо режим руху плівки конденсату по поверхні ламінарний, або за аналітичною залежністю, що отримана Нуссельтом у 1916р.:

$$\alpha = 0,943 \cdot \left(\frac{\lambda_p^3 \cdot r \cdot g \cdot (\rho_p - \rho_n)}{\nu_p \cdot (t_s - t_{ct}) \cdot h} \right)^{0,25}, \quad (4.32)$$

де λ_p – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/м·К; r – теплота конденсації, Дж/кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ_p , ρ_n – густина, відповідно, рідини та пари, кг/м³; ν_p – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с; t_s , t_{ct} – температури, відповідно, насичення пари і поверхні труби, °С; h – висота труби, м.

Рівняння (4.32) отримане за ряду спрощень, тому воно є наближеним.

Крім факторів, що впливають із рівняння (4.32), на інтенсивність тепловіддачі за конденсації пари впливають і деякі додаткові фактори:

Вологість пари. За конденсації вологої насиченої пари тепловіддача нижча, ніж за конденсації сухої насиченої пари. Це зумовлене тим, що краплини рідини, які є у вологій парі, осідають на поверхні конденсатної плівки, збільшуючи її товщину, а значить і термічний опір. Але, як показують досліди, за вологості пари менше 20 % її впливом на тепловіддачу можна нехтувати.

Перегрів пари. За конденсації перегрітої пари тепловіддача дещо вища. Це зумовлено тим, що крім теплоти фазового перетворення додатково виділяється теплота перегріву пари q_{mn} , для урахування якої необхідно у розрахункові рівняння підставляти замість теплоти конденсації r величину $r^* = r + q_{mn} = h - h'$, де h і h' – ентальпії, відповідно, перегрітої пари та конденсату.

Стан поверхні. На шорстких поверхнях тепловіддача нижча, ніж на гладких. Це зумовлено додатковим опором течії плівки конденсату, що

призводить до збільшення її товщини і термічного опору. Значно впливає на тепловіддачу оксидна плівка на поверхні металу.

Наявність газів, що не конденсуються. Якщо у парі є повітря або інші гази, що не конденсуються, тепловіддача значно знижується. Це пов'язане з тим, що гази накопичуються біля поверхні теплообміну і перешкоджають доступу до неї пари. Досліди показують, що наявність у парі 1 % повітря зменшує тепловіддачу на 60 %. Тому під час експлуатації теплообмінних апаратів, у яких конденсується пара, необхідно передбачати видалення газів, що не конденсуються.

Компоновка поверхні нагріву. При проектуванні теплообмінних апаратів, у яких проходить конденсація пари, треба звертати увагу на розташування поверхні нагріву. Воно повинне забезпечити найкращі умови для відведення конденсату. Тепловіддача на горизонтальних трубах протікає з більшою інтенсивністю, ніж на вертикальних. Це зумовлене тим, що за горизонтального розміщення труб умови для відведення конденсату кращі і середня товщина плівки та її термічний опір менші. У випадку конденсації на вертикальних трубах рівняння (4.32) набуває вигляду:

$$\alpha = 0,728 \cdot \left(\frac{\lambda_p^3 \cdot r \cdot g \cdot (\rho_p - \rho_n)}{v_p \cdot (t_s - t_{cr}) \cdot d} \right)^{0,25}, \quad (4.33)$$

де d – зовнішній діаметр труби, м.

4.2.3. Теплове випромінювання

Теплове випромінювання є результатом складних молекулярних і атомних збуджень. При нагріванні тіла частина теплової енергії обов'язково перетворюється у променеву. Оскільки першопричиною внутріатомних збуджень є температура тіла, то і кількість променевої енергії, що виникає, визначається температурою і, в основному, тільки від неї і залежить.

В загальному випадку носієм променевої енергії виступають електромагнітні коливання з різною довжиною хвилі, які відомі нам як: *рентгенівські, ультрафіолетові, світлові, інфрачервоні промені, радіохвилі і т.д.* З точки зору теплообміну інтерес викликають лише ті промені, які поглинаються тілами, внаслідок чого їх променева енергія знову переходить у теплову. Найбільше відповідають таким вимогам світлові та інфрачервоні промені, тобто промені з довжиною хвилі приблизно від 0,4 до 400 мкн. Саме ці промені ми називаємо тепловими, а процес їхнього розповсюдження – тепловим випромінюванням.

Випромінювання характерне для всіх тіл і цей процес відбувається безперервно. При попаданні на інші тіла енергія випромінювання частково поглинається, частково відбивається і частково проходить крізь інші тіла. Таким чином, після цілого ряду перетворень енергія повністю розподіляється між оточуючими тілами (тобто тіло одночасно і випромінює, і поглинає енергію). Кількість теплоти, яка віддається або отримується, визначається різницею променевої енергії, яка випромінюється і поглинається тілом. Така різниця відрізняється від нуля, якщо температура тіл, що беруть участь у взаємному теплообміні різна.

При однаковій температурі цих тіл вся система знаходиться у *рухомій тепловій рівновазі*. В цьому випадку всі тіла системи також випромінюють і поглинають енергію, тільки для кожного з них отримана променева енергія дорівнює її витраті.

Кількість енергії, що випромінюється одиницею поверхні тіла за одиницю часу, називається випромінювальною здатністю тіла, позначається як E та вимірюється у $\text{Вт}/\text{м}^2$. Закони розповсюдження (закон Віна, закон Кірхгофа, закон Планка), а також поняття відбивальної, поглинальної та пропускнуої здатності тіла, які встановлені для світлових променів, справедливі і для теплових:

$$A + R + D = 1. \quad (4.34)$$

З рівняння (4.34) виходить, що сума поглинальної (A), відбивальної (R) та пропускнуої (D) здатностей тіла дорівнює 1.

У випадку, коли вся падаюча енергія повністю проходить крізь тіло, його називають абсолютно прозорим або діатермічним. Абсолютно прозорих тіл (так само як абсолютно чорних або абсолютно білих) в природі немає, а в застосуванні до реальних тіл це визначення є умовне. Сухе атмосферне повітря, наприклад, для теплових променів прозоре, але при наявності у повітрі водяної пари або вуглекислоти воно стає напівпрозорим. Але тверді тіла і рідини для теплових променів практично непрозорі (атермічні), тобто можна вважати, що для них $D = 0$ і тоді:

$$A + R = 1 \quad (4.35)$$

З рівняння (4.35) видно, що якщо тіло добре відбиває променеву енергію, то воно погано її поглинає, і навпаки.

Разом з цим є тіла, які прозорі лише для певної довжини хвиль: віконне скло є непрозорим для ультрафіолетових променів, тому отримати засмагу крізь нього неможливо. Також відомий факт, що біла поверхня добре відбиває промені. Це явище широко використовується в повсякденні – білі літні костюми, біла фарба на цистернах і інших спорудах, де інсоляція небажана. Але даний факт стосується

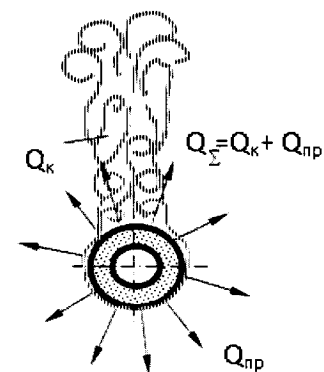


Рис. 4.7. Складна тепловіддача

променів світлового діапазону ($\lambda = 0,4 \dots 0,8 \text{ мкн}$), а решту теплових променів біла тканина і фарба поглинають так само як і чорна. Для поглинання і відбиття теплових променів більше значення має не колір, а стан поверхні. Незалежно від кольору відбивальна здатність гладких і полірованих поверхонь в багато разів більша, ніж шорстких.

Промениста тепловіддача – це теплообмін між твердою стінкою і навколишнім середовищем за допомогою електромагнітних хвиль.

Складна тепловіддача – це сукупність конвективної та променистої тепловіддачі, яка відбувається, якщо теплоносій газоподібний (повітря, димові гази та ін.). Складна тепловіддача має усі елементарні процеси перенесення теплоти: теплопровідність, конвекцію і теплове випромінювання.

За складної тепловіддачі загальний (складний) тепловий потік Q_{Σ} включає конвективний Q_k і променистий $Q_{пр}$ теплові потоки:

$$Q_{\Sigma} = Q_k + Q_{пр}. \quad (4.36)$$

Тепловий потік $Q_{пр}$ від поверхні до газоподібного середовища за рахунок випромінювання визначають за рівнянням, отриманим за законами Стефана-Больцмана і Кірхгофа:

$$Q_{пр} = \varepsilon \cdot c_0 \cdot F \left[\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right], \quad (4.37)$$

де ε – ступінь чорноти поверхні тіла; c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; $T_{ст}$ і T_p – абсолютна температура, відповідно, поверхні тіла і речовини, К. Якщо теплообмін випромінюванням розраховують для випадку двох тіл, розміри яких значно більші за відстань між ними, то в рівнянні (4.37) використовують приведену міру чорноти системи тіл:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \quad (4.38)$$

Для розрахунку теплообміну випромінюванням між двома тілами, коли одне з тіл знаходиться всередині іншого, величина $\varepsilon_{пр}$ визначається як:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (4.39)$$

Конвективний тепловий потік розраховують за рівнянням (4.15).

Коефіцієнт складної тепловіддачі можна також знайти як суму коефіцієнтів конвективної та променистої тепловіддачі:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{пр}. \quad (4.40)$$

Література

1. Производство ядерного топлива. Институт проблем безопасного развития атомной энергетики российской академии наук, 2010. [Online]. Режим доступа: <http://www.russianatom.ru/information/facts/production>
2. Теплотехника: /Под общей редакцией И.Н. Сушкина.-М.: Металлургия, 1973. – 479 с.
3. Теплотехника: /Под общей редакцией А.П. Баскакова.-М.: Энергия, 1982. – 264 с.
4. М.А. Михеев. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – Москва: Энергия, 1977. – 344 с. – (2).
5. А.С. Гинзбург. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. Справочник / А.С. Гинзбург, М.А. Громов, Г.И. Красовская. – Москва: Пищевая промышленность, 1980. – 288 с.
5. В.В. Бухмиров. Расчет коэффициента теплоотдачи (основные критериальные уравнения): справочник / В.В. Бухмиров. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет, 2007. – 39 с.
6. Тепловіддача за вимушеного руху повітря в трубах, каналах і вздовж плоскої стінки / Д.Є. Сінат-Радченко, Н.В. Іващенко, С.М. Василенко // Цукор України, 2017. – №6(138). – С.31-33.
7. Теплообмін за вільного руху повітря в обмеженому просторі/ Д.Є. Сінат-Радченко, Н.В. Іващенко, С.М. Василенко // Цукор України, 2016.- №5(125). – С.33-34.
8. Тепловіддача за вільним рухом повітря у великому об'ємі/ Д.Є. Сінат-Радченко, Н.В. Іващенко, С.М. Василенко // Цукор України, 2016.- №6-7(126-127). – С.34-35.

Розділ 5. Теплопередача

5.1. Теплопередача крізь плоску однорідну стінку

Теплопередача – це процес перенесення теплової енергії між двома теплоносіями, що мають різну температуру і розділені твердою стінкою.

Теплопередачу розраховують за рівнянням теплопередачі:

$$Q = kF\Delta t, \quad (5.1)$$

де Q – тепловий потік між теплоносіями, Вт; F – площа поверхні теплообміну, м²; Δt – середній температурний напір, К; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт теплопередачі – це кількісна характеристика процесу теплопередачі; він показує кількість теплоти, що передається за одиницю часу через одиницю площі поверхні теплообміну якщо температурний напір між теплоносіями 1 К.

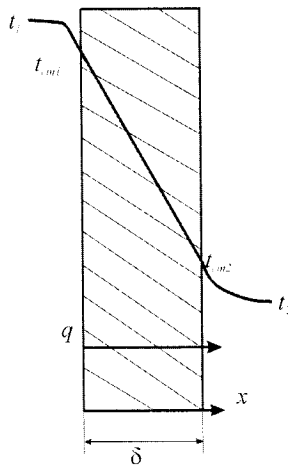


Рис. 5.1 Теплопередача крізь плоску однорідну стінку

Теплообмін між теплоносієм з більшою температурою та теплоносієм з меншою температурою крізь тверду поверхню, що їх розділяє, зручно розбити на три складові частини (рис. 5.1):

1. Тепловіддача від гарячого теплоносія до зовнішньої поверхні стінки;
2. Теплопровідність крізь плоску тверду стінку;
3. Тепловіддача від внутрішньої поверхні стінки до холодного теплоносія.

Густина теплового потоку, що проходить крізь систему «гарячий теплоносій – стінка – холодний теплоносій», при стаціонарному режимі буде однаковою, тому складаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} q = \alpha_1(t_1 - t_{CT1}) \\ q = \frac{\lambda_{CT}(t_{CT1} - t_{CT2})}{\delta_{CT}} \\ q = \alpha_2(t_{CT2} - t_2) \end{cases} \quad (5.2)$$

Після математичних перетворень отримаємо результуючу формулу :

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}} = k(t_1 - t_2). \quad (5.3)$$

Таким чином, аналітичний зв'язок між коефіцієнтами теплопередачі k , тепловіддачі від теплоносія з більшою температурою до стінки α_1 , теплопровідності стінки λ та тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою α_2 для плоскої однорідної стінки визначається із співвідношення, ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5.4)$$

Величина, яка обернена до коефіцієнта теплопередачі, називається повним термічним опором теплопередачі. Як видно з рівняння (5.4), термічний опір теплопередачі R являє собою суму часткових термічних опорів

$$R = \frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = R_1 + R_{СТ} + R_2, \quad (5.5)$$

де $R_1 = 1/\alpha_1$ – термічний опір тепловіддачі від теплоносія з більшою температурою до стінки, $\text{К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$; $R_{СТ} = \delta_{СТ}/\lambda_{СТ}$ – термічний опір теплопровідності плоскої стінки, $\text{К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$; $R_2 = 1/\alpha_2$ – термічний опір тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою, $\text{К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$. Термічний опір – це зменшення температури на одиницю густини теплового потоку.

У випадку іншої геометричної форми стінки, що розділяє теплоносії; коефіцієнт k визначається як:

– для багат шарової плоскої стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.6)$$

де $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термічний опір теплопровідності багат шарової плоскої стінки, $\text{К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$. Рівняння (5.6) можна використовувати і для труб, якщо товщина стінок відносно невелика: при $d_1/d_2 > 0,5$ похибка не перевищує 4 % (d_1 – внутрішній, а d_2 – зовнішній діаметри труби).

– для одно шарової циліндричної стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)}. \quad (5.7)$$

Лінійна густина теплового потоку через циліндричну стінку (трубу) визначається як:

$$q_l = k \cdot \pi \cdot (t_1 - t_2). \quad (5.8)$$

5.2. Теплова ізоляція

З метою зменшення теплових втрат здійснюють ізоляцію циліндричної стінки, але можлива ситуація, коли встановлення теплової ізоляції не дає бажаного ефекту. Тому проводять розрахунок так званого «критичного діаметру ізоляції» $d_{кр}$. Для ефективної роботи ізоляції необхідно, щоб $d_{кр}$ був меншим зовнішнього діаметру оголеного трубопроводу, тобто трубопроводу без ізоляції.

Величина $d_{кр}$ не залежить від розмірів трубопроводу, а залежить від інтенсивності тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища – коефіцієнта тепловіддачі від стінки до теплоносія з меншою температурою α_2 :

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{із}}{\alpha_2}. \quad (5.9)$$

Щоб ізоляція трубопроводу давала бажаний ефект зменшення теплових втрат у навколишнє середовище, необхідно виконувати умову:

$$\lambda_{із} \leq \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{2}. \quad (5.10)$$

Розділ 6. Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів (ТОА)

6.1. Типи теплообмінних апаратів (ТОА).

Загальна класифікація ТОА

Теплообмінний апарат (теплообмінник) – це пристрій, призначений для нагрівання або охолодження речовини, тобто для передачі теплоти від одного теплоносія до іншого. В залежності від способу передавання теплоти теплообмінні апарати поділяють на рекуперативні, регенеративні та змішувальні.

В рекуперативних апаратах теплоносії розділені стінкою, через яку теплота передається від одного теплоносія до іншого.

У змішувальних апаратах передавання теплоти відбувається шляхом безпосереднього контакту і змішування теплоносіїв.

В регенеративних апаратах одна й та сама поверхня твердого тіла омивається поперемінно різними теплоносіями, і теплота від одного теплоносія до іншого переноситься за допомогою будь-якої третьої допоміжної речовини (проміжного теплоносія).

6.1.1. Рекуперативні теплообмінні апарати.

В рекуперативних теплообмінних апаратах теплота від одного теплоносія до другого передається через розділяючу їх стінку. Для зменшення термічного опору стінку виготовляють з матеріалу, що має високу теплопровідність (мідь, латунь, сплави алюмінію тощо). В залежності від конструктивного виконання поверхні теплопередачі рекуперативні теплообмінники поділяють на: двотрубні (типу «труба в трубі»), кожухотрубні, змійовикові, секційні тощо (рис. 6.1, 6.2, 6.3).

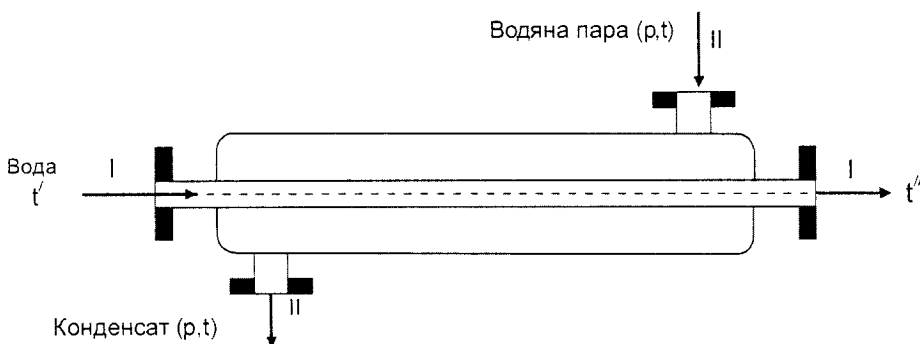


Рис. 6.1. Найпростіший двотрубний рекуперативний теплообмінник типу «труба в трубі» для передавання теплоти від одного теплоносія (II) до другого (I).

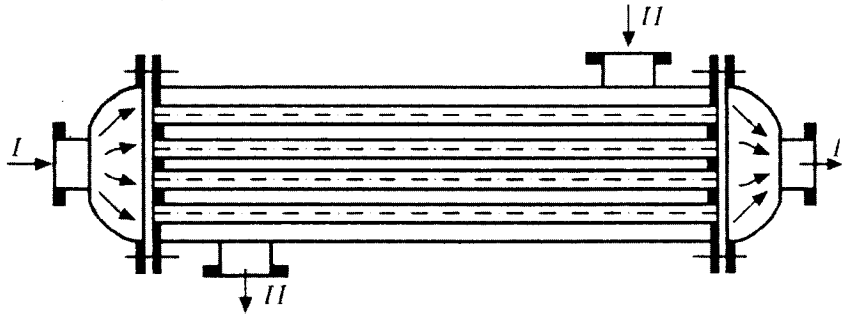


Рис. 6.2. Найпростіший кожухотрубний рекуперативний теплообмінник для передавання теплоти від одного теплоносія (II) до другого(I).

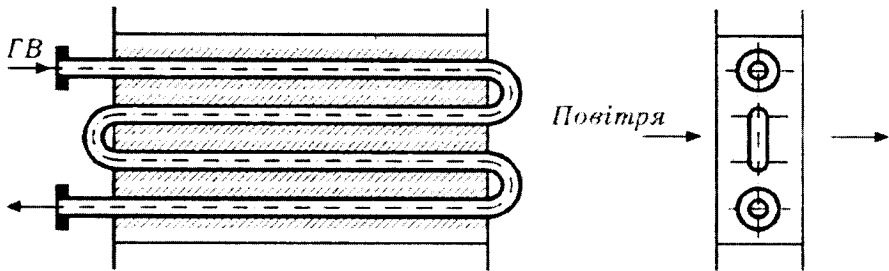


Рис. 6.3. Змійовиковий рекуперативний повітрянагрівник з вертикальним рядом оребрених труб, сполучених з'єднувальними колінами.

6.1.2. Регенеративні теплообмінні апарати

У регенеративних теплообмінних апаратах передавання теплоти від одного теплоносія до іншого відбувається за рахунок третьої допоміжної речовини (так званого проміжного теплоносія). Ця речовина нагрівається гарячим (первинним) теплоносієм, а потім віддає акумульовану теплоту холодному (вторинному) теплоносієві.

Проміжним теплоносієм в регенеративних теплообмінних апаратах є твердий і достатньо масивний матеріал, як наприклад листи металу, цегла, гравій та інші засипки. На рис. 6.4. наведено схему регенеративного теплообмінного апарата періодичної дії для нагрівання повітря гарячими відхідними газами. Наприклад, температуру відхідних (димових) газів після парових котлів, хлібопекарських печей тощо можна значно знизити, не побоюючись, що вона буде нижчою від точки роси, якщо регенеративним способом підігрівати повітря. Іноді регенеративні теплообмінні апарати вигідно використовувати і для охолодження запиленних потоків газів, які зношують або забивають трубки рекуперативних теплообмінників.

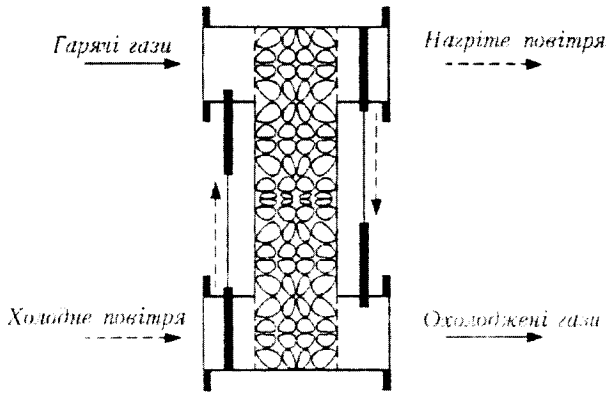


Рис. 6.4. Регенеративний підігрівник повітря періодичної дії з перемиканням потоків, які рухаються через насадку.

6.1.3. Змішувальні теплообмінні апарати.

У змішувальних теплообмінних апаратах змішуються теплоносії, які не потребують подальшого розділення або легко розділяються, наприклад, газ (повітря) – рідина (вода). Щоб збільшити поверхню контакту теплоносіїв, рідину (воду) розбризкують у потокові газу (повітря). Прикладом такого теплообмінника є камери зрошення системи кондиціонування повітря (рис. 6.5), в яких повітря охолоджується водою; також вентиляторні градирні (рис. 6.6), в яких вода охолоджується повітрям завдяки її випаровуванню.

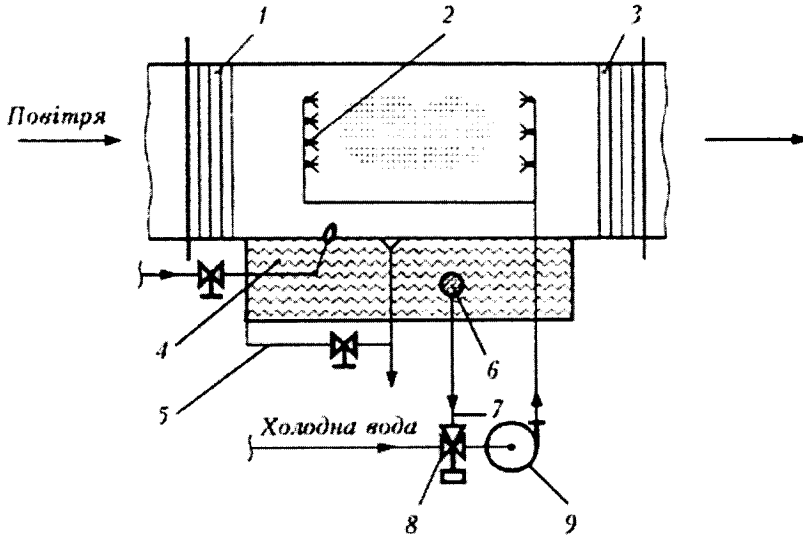


Рис. 6.5. Змішувальний теплообмінник – дворядна горизонтальна камера зрошення: 1 – вхідні напрямні пластини; 2 – вертикальні стояки труб з форсунками; 3 – пластини краплеловників (сепараторів); 4 – трубопровід подавання водопровідної води через шаровий клапан; 5 – перелив і злив води; 6 – водяний фільтр; 7 – трубопровід рециркуляційної води; 8 – триходовий змішувальний клапан; 9 – циркуляційний насос.

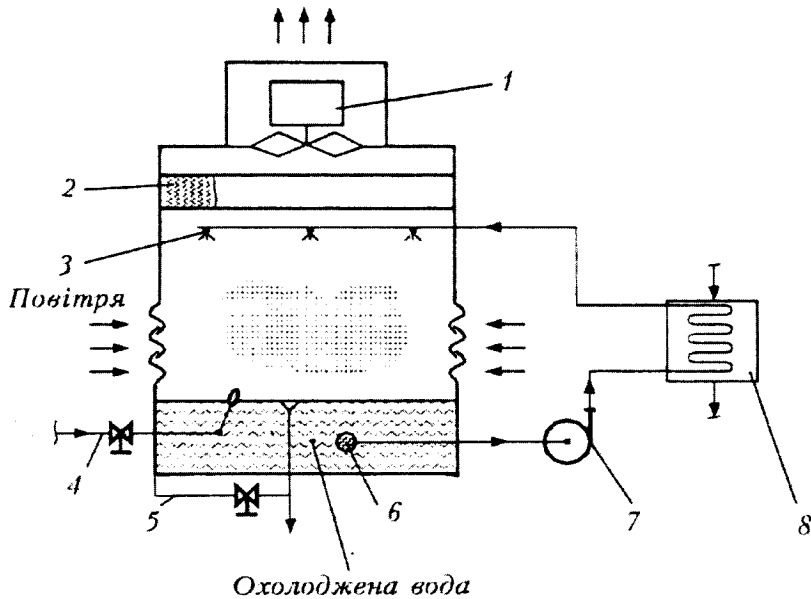


Рис. 6.6. Схема змішувального теплообмінного апарата (вентиляторної градирні): 1 – осьовий вентилятор; 2 – сепаратор; 3 – горизонтальний колектор з форсунками; 4 – трубопровід подавання водопровідної води через шаровий клапан; 5 – перелив і злив; 6 – водяний фільтр; 7 – циркуляційний насос; 8 – споживач холодної води.

6.2. Види теплових розрахунків теплообмінних апаратів

Існують два види теплових розрахунків теплообмінних апаратів: конструктивний і перевірний. У тепловому конструктивному розрахунку знаходять необхідну величину поверхні теплообміну при відомих початкових і кінцевих температурах та витратах теплоносіїв. Після отримання величини поверхні теплообміну виконують власне конструктивний розрахунок – визначають число труб в одному ході, число ходів, діаметр корпусу, число перегородок у міжтрубному просторі і т.д. для того, щоб витримувались попередньо прийняті швидкості теплоносіїв.

У перевірному розрахунку всі геометричні параметри теплообмінних апаратів (поверхня теплообміну, число труб в одному ході, число ходів, діаметр корпусу, число перегородок у міжтрубному просторі) відомі. Розраховують температури теплоносіїв на виході з теплообмінного апарата при відомих витратах та вхідних (початкових) температурах теплоносіїв.

Одним із методів перевірного розрахунку є метод послідовних наближень. Для цього задаються кінцевою температурою одного з теплоносіїв, розраховують за рівнянням теплового балансу теплообмінника кінцеву температуру другого теплоносія і здійснюють конструктивний розрахунок. Якщо отримана площа $F_{\text{розрах.}}$ не збігається з площею поверхні $F_{\text{факт.}}$ наявного теплообмінника, то розрахунок здійснюють знову, задаючись іншим значенням температури теплоносія на виході з ТОА.

6.3. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів (ТОА) рекупративного типу

Основним рівнянням для розрахунку ТОА будь-якого типу є рівняння теплового балансу (рівняння збереження енергії):

$$Q = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{1п} - t_{1к}) = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2к} - t_{1п}), \quad (6.1)$$

де G_1 і G_2 – відповідно масова витрата первинного (більш нагрітого) і вторинного (більш холодного) теплоносія, кг/с; C_1 і C_2 – відповідно середня питома теплоємність (при сталому тискові), Дж/(кг·К); $t_{1п}$ і $t_{1к}$ – відповідно температура первинного теплоносія на вході та на виході з ТОА, °С або К; відповідно для вторинного (більш холодного) теплоносія $t_{2п}$ і $t_{2к}$ – температура на вході і виході з апарата, °С або К.

Рівняння теплового балансу (6.1) дає можливість знайти один невідомий параметр – або витрату одного з теплоносіїв, або одну з температур. Всі інші параметри повинні бути відомі.

Поверхня теплообміну F , необхідна для передавання теплового потоку Q від гарячого теплоносія до холодного, визначається з рівняння теплопередачі:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t = K \cdot F \cdot (t_{1п} - t_{2п}), \quad (6.2)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К, який в залежності від форми тіла може визначатися так:

– для одношарової стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (6.3)$$

– для багатошарової стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (6.4)$$

– для циліндричної одношарової стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (6.5)$$

Найчастіше доводиться розраховувати стаціонарний процес перенесення теплоти від одного теплоносія до другого через плоску стінку, яка їх розділяє. Цей процес називається теплопередачею і об'єднує щонайменше три процеси. Спочатку теплота віддається від гарячого теплоносія до однієї з поверхонь стінки конвекцією, яка може супроводжуватись випромінюванням. Інтенсивність тепловіддачі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_1 , або термічним опором тепловіддачі $R_{\alpha_1} = \frac{1}{\alpha_1}$. Далі теплота теплопровідністю

переноситься від однієї поверхні стінки до другої. Стінка складається з двох шарів з різною температуропровідністю; наприклад, власне стінки товщиною δ_1 , коефіцієнт теплопровідності, якої дорівнює λ_1 , і шару теплової ізоляції товщиною δ_2 , що має теплопровідність λ_2 .

Термічний опір теплопровідності стінки і ізоляції: $\sum R_\lambda = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \sum \frac{\delta}{\lambda}$.

Далі теплота передається знову конвекцією, яка характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_2 , або термічним опором $R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_2}$, віддається внутрішньою поверхнею стінки холодному теплоносієві (рідині).

Коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 першого (більш гарячого) і другого (більш холодного) теплоносіїв визначають з відповідних критеріальних рівнянь, які наведені в розділі 4 даного посібника.

При виведенні рівняння (6.2) припускалось, що температури теплоносіїв t_1 і t_2 сталі. Проте процеси теплопередачі при сталих температурах відбуваються відносно рідко. Такі процеси протікають, наприклад тоді, коли з одного боку стінки конденсується пара, а з іншого кипить рідина. Найчастіше теплопередача в промислових теплообмінниках відбувається при змінних температурах теплоносіїв і залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв. В безперервному процесі теплообміну можливі такі варіанти напрямку руху рідин однієї відносно другої вздовж розділюючої їх стінки (рис. 6.7.):

1. Прямотечія (рис. 6.7, а), при якій теплоносії рухаються в одному і тому самому напрямку;

2. Протитечія (рис. 6.7, б), при якій теплоносії рухаються в протилежних напрямках;

3. Перехресна течія (рис. 6.7, в), при якій теплоносії рухаються взаємоперпендикулярно;

4. Змішана течія, при якій один з теплоносіїв рухається в одному напрямку, а інший як прямотечією, так і протитечією до першого. При цьому розрізняють просту змішану течію (рис. 6.7, г) і багаторазову змішану течію (рис. 6.7, д).

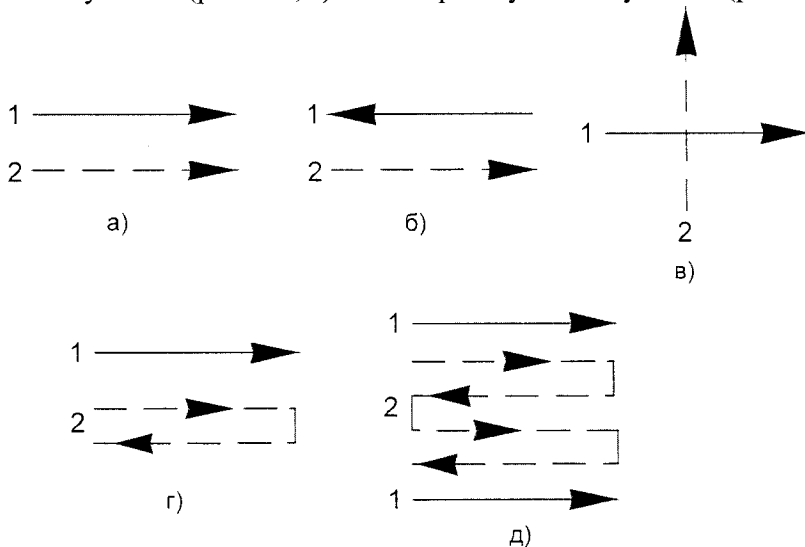


Рис. 6.7. Схеми руху теплоносіїв у теплообмінниках: а – прямотечія, б – протитечія, в – перехресна течія, г – проста змішана течія, д – багаторазова змішана течія.

Таким чином, у рівнянні теплопередачі (6.2) при здійсненні розрахунку процесу теплопередачі при змінних температурах теплоносіїв середній температурний напір $\Delta t = t_{p1} - t_{p2}$ необхідно визначати як середньоінтегральну по площі теплообмінника різницю температур теплоносіїв Δt , яка залежить від їхнього напрямку руху.

На рис. 6.8 показано розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообмінника для режимів прямо- і протитечії, а на рис. 6.9 – розподіл температур теплоносіїв для теплообмінника, в якому грійним теплоносієм є водяна пара.

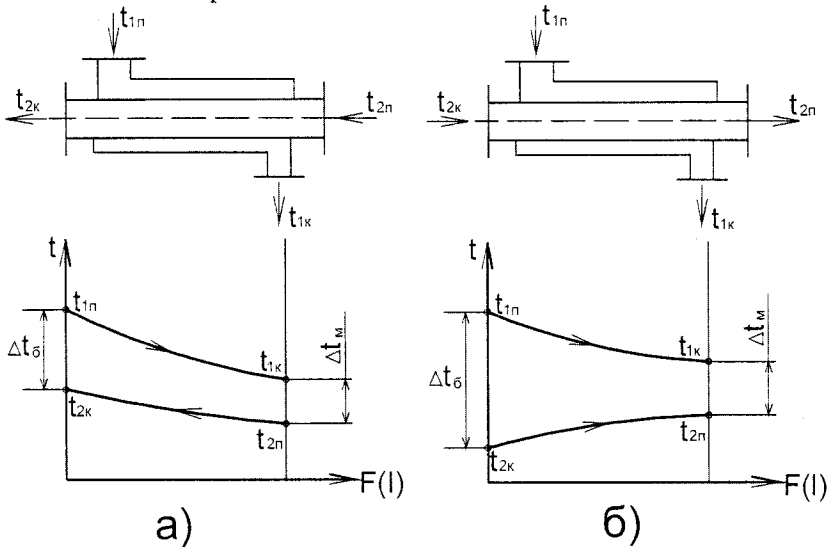


Рис. 6.8. Розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообмінника:
а – при протитечії; б – при прямотечії.

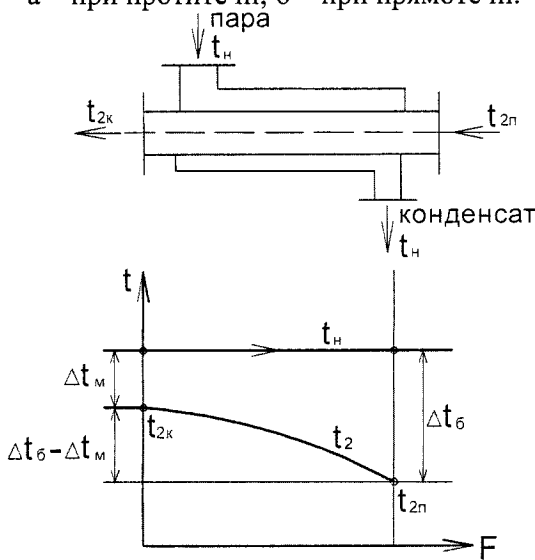


Рис. 6.9. Розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообмінника, яка нагрівається паром.

У рівнянні (6.2) Δt – температурний напір або середня різниця температур теплообмінних потоків (первинного і вторинного теплоносіїв) визначається як середньозважена (середньоінтегральна) по площі поверхні теплообміну в залежності від напрямку руху теплоносіїв.

Якщо співвідношення $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m \geq 1,7$, тоді Δt визначається як середньологарифмічна різниця:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}. \quad (6.6)$$

Якщо $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m < 1,7$, тоді Δt визначається як середньоарифметична різниця:

$$\Delta t = 0,5 \cdot (\Delta t_{\delta} + \Delta t_m). \quad (6.7)$$

У випадку, коли напрямок руху теплоносіїв є перехресним (змішаним), тоді в рівняння (6.6) і (6.7) вноситься поправка $\epsilon \Delta t$, що враховує відносне переміщення теплоносіїв у теплообміннику:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \Delta t \cdot \epsilon \Delta t, \quad (6.8)$$

де коефіцієнт $\epsilon \Delta t$ може бути знайдений за допомогою параметрів P і R (див. рис. 6.8, 6.9):

$$P = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{\delta}}; \quad R = \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{max}}}. \quad (6.9)$$

Підсумовуючи все вищевикладене стосовно теплового розрахунку теплообмінників рекуперативного типу, слід зауважити, що найпростішим є тепловий конструктивний розрахунок, послідовність виконання якого зводиться до таких операцій:

1. З балансового рівняння (6.1) визначається потужність теплового потоку Q_2 , яку потрібно передати від гарячого теплоносія до холодного.
2. Користуючись рекомендаціями спеціальної літератури, задаються швидкостями течії теплоносіїв і конструктивними особливостями теплообмінника (діаметрами труб, прохідними перерізами теплоносіїв, тощо).
3. За методикою викладеною вище, розраховують коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 , а після цього за формулами (6.3, 6.5) – коефіцієнт теплопередачі K .
4. За формулою (6.6) визначають значення Δt .
5. З рівняння теплопередачі (6.2) визначають розрахункову площу поверхні теплообміну F .
6. За визначеною площею F розраховують довжину і кількість труб теплообмінника, число труб в одному ході, число ходів, діаметр корпусу, число перегородок у міжтрубному просторі і т.д. для того, щоб витримувались попередньо прийняті швидкості теплоносіїв.
7. З відповідного каталогу за площею поверхні теплообмінного апарата підбирають необхідний для установки ТОА.

Розділ 7. Енергетичні установки та енергопостачання

7.1. Паливно-енергетичний комплекс України.

Вторинні енергоресурси, їх використання.

Відновлювальні джерела енергії.

Паливно-енергетичний комплекс (ПЕК) – це єдина система енергопостачання країни, яка охоплює сукупність процесів виробництва, перетворення, транспорту і розподілу паливно-енергетичних ресурсів. ПЕК складається з двох основних економічно самостійних галузей: енергетики і паливної промисловості. Енергетична промисловість охоплює сукупність процесів виробництва, транспортування, розподілу електричної і теплової енергії на ТЕС, АЕС, ГЕС, з мереж, котельних та утилізаційних установок. Крім названих потужних об'єктів енергетики існує значна кількість систем теплоелектрогенерування, зосереджених у районах великих міст, населених пунктів, різних об'єктів промисловості. Це районні опалювальні та опалювально-виробничі котельні, заводські ТЕС, ТЕЦ і котельні, промислові печі, автономні теплоцентралі, призначені для обслуговування декількох будинків і споруд, індивідуальних будівель, тощо. Цей своєрідний ПЕК називають малою енергетикою. Його можна розширити за рахунок нетрадиційних і відновлювальних джерел енергії: установок і споруд, які використовують сонячну енергію і енергію вітру, геотермальну енергію, енергію морів, біомаси, низькопотенційну енергію викидних потоків промпідприємств, тощо. До нетрадиційних і відновлювальних енергоносіїв (НДВЕ), виходячи з географічних, наукових, економічних та екологічних факторів для України доцільно віднести такі як енергія сонця, вітру, біомаси, малих рік, геотермальну енергію, ресурси яких подано в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1.

Ресурси відновлювальних джерел енергії України

Джерело енергії	Теоретичний потенціал	Використання на початку XXI ст.		Технічний потенціал	
	МВт – год на рік	МВт – годна рік	Тонн умов. пал.	МВт – год на рік	Тонн умов. пал.
Геліоресурси	720·109	81·103	10·103	0,13·109	0,16·109
Вітроенергетика	956·109	0,8·103	0,096·103	0,36·109	40...70·109
Геотермальна енергетика	5128·109	0,4·103	0,049·103	14·109	1,7·109
Біоенергія сільськогосподарських відходів	12,5·106	0,14·103	0,002·103	6,1·106	0,73·106
Гідроенергетика: Велика	25,4·106	9,7·106	1,16·106	15,1·106	1,8·106
Мала	17,4·106	0,06·106	0,06·106	6,4·106	0,8·106

Вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) являють собою енергетичний потенціал продукції, побічних проміжних продуктів, що утворюються в технологічних агрегатах (установках) і витрачаються в самому агрегаті, але їх

можуть частково або цілком використовувати для енергопостачання інші споживачі. Рациональне використання ВЕР є одним з найбільших резервів економії палива, що сприяє зниженню паливо – та енергоємності промислової продукції. Вторинні енергетичні ресурси за їх характеристиками поділяють на: паливні, теплові та підвищеного тиску.

Паливні ВЕР мають хімічно зв'язану енергію, їх можна використовувати як паливо. До них належать горючі гази плавильних печей (доменний, конвертерний, колошниковий), горючі відходи процесів хімічної і термохімічної переробки вуглецевої або вуглеводневої сировини (дерев'яна щепа, кора, тирса, стружка) та лужні розчини целюлозно-паперового виробництва.

Теплові ВЕР – це фізична теплота відхідних (димових) газів основної, побічної та проміжної продукції і відходів різних виробництв. До таких ВЕР належать: водяна пара і гаряча вода, тверді, рідкі та газоподібні продукти, які виникають у технологічних установках.

ВЕР підвищеного тиску – це потенційна енергія газів, що виходять з технологічних агрегатів з надлишковим тиском, який треба знижувати перед подальшим використанням або викидом їх в атмосферу. До них належать: станційні колошникові гази доменних печей, відпрацьована в силових установках водяна пара, гази каталітичного крекінгу та термомоноконтактного коксування.

ВЕР низькопотенційної теплоти (ВЕР НПТ). До низькопотенційних теплових відходів належить: фізична теплота димових газів технологічних та енергетичних установок із температурою нижче 400 °С; вода, що охолоджує елементи конструкцій технологічного устаткування; вентиляційні викиди; водяна пара вторинного кипіння, тощо. ВЕР НПТ складають близько половини від сумарного виходу усіх видів ВЕР. Залежно від виду і параметрів вторинних енергоресурсів їх використовують в одному з таких напрямів: паливні як котельно-пічне паливо; теплові в утилізаційних тепловикористовуючих установках або безпосередньо споживачами, щоб забезпечити потреби в тепловій енергії (можливе також одержання штучного холоду за рахунок використання ВЕР в абсорбційних холодильних установках); електроенергетичні перетворення енергоносія для одержання електричної енергії в газових або парових конденсаційних турбоагрегатах; комбіновані для виробництва в утилізаційних ТЕЦ за допомогою теплофікаційного циклу електричної і теплової енергії; низькопотенційні у системах опалення, кондиціювання повітря та охолодження продукції в теплонасосних та холодильних (абсорбційних) установках.

7.2. Паливо

7.2.1. Склад і характеристика палива

Паливом у широкому розумінні називають горючу речовину, яку економічно доцільно спалювати для одержання великих кількостей теплоти. На протязі ХХ ст. основним джерелом теплоти було органічне паливо. Починаючи з другої половини ХХ ст. людство все в більших масштабах використовує ядерне паливо. Основними видами органічного палива, яке використовують в

енергетиці, є: тверде (вугілля і торф), рідке (мазут), газоподібне (природний газ).

Тверде та рідке паливо, що безпосередньо подається до енерготехнологічних установок для його наступного спалювання, називають робочим. До його складу входить волога W^P , мінеральні домішки, що утворюють золу A^P , вуглець C^P , водень H^P , сірка S^P , азот N^P , а також кисень O^P . В Україні визначають так званий елементарний склад палива відповідно до співвідношення: $W^P + A^P + C^P + H^P + S^P + O^P = 100\%$, де індекс «Р» означає робочу масу відповідного елемента палива у відсотках. Волога W^P та зола A^P становлять зовнішній баласт палива, а азот N^P та кисень O^P – його внутрішній баласт. Наявність баласту, особливо зовнішнього, знижує енергетичну цінність палива. Вміст вологи W^P та золи A^P в паливі залежить від його виду (табл. 7.2).

Таблиця 7.2.

Основні характеристики палива, що видобувається в Україні.

Види палива	Основні характеристики				
	Вихід летких $V_d^r, \%$	Вміст сірки $S^P, \%$	Волога $W^P, \%$	Зольність $A^P, \%$	Теплота згорання $Q_n^P,$ МДж/кг
Торф	≥ 70	0,1 – 0,2	30 – 50	5 – 23	10,5 – 14,6
Буре вугілля	> 40	0 – 8	30 – 40	15 – 30	10,0 – 17,0
Кам'яне вугілля	9 – 50	0 – 8	5 – 17	18 – 30	24,0 – 29,0
Антрацити	2 – 9	0 – 8	5 – 10	< 5	$\sim 26,0$
Напівантрацити	5 – 9	0 – 8	< 5	< 15	28 – 30

Теплота згорання органічного палива залежить від співвідношення між баластом та горючою масою. Горючою масою палива називають ту його частину, яка не має фізичної вологи W^P та золи A^P . Склад горючої маси палива визначається таким співвідношенням: $C^r + H^r + S^r + N^r + O^r = 100\%$. Крім внутрішнього баласту до складу горючої маси входить вуглець C^r , водень H^r і сірка S^r . Основна складова – вуглець, і якщо він згорає повністю, утворюється діоксид вуглецю CO_2 і виділяється 32,8 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Якщо процес горіння організовано недбало (наприклад бракує кисню), то продуктом згорання є токсичний оксид вуглецю CO і виділяється всього 9,2 МДж теплоти на 1 кг вуглецю.

Важливою горючою складовою палива є водень. Кількість теплоти, що виділяється під час згорання (окислення) водню складає 120,8 МДж на 1 кг водню. Третій горючий елемент – сірка: органічна (у сполуках з воднем,

вуглицем, азотом і киснем) – $S_{\text{орг}}$, колчеданна (у сполуках із залізом) – $S_{\text{колч}}$, сульфатна (у вигляді солей сірчаної кислоти CaSO_4 , MgSO_4 , FeSO_4) – S_c . Органічна та колчеданна сірка входять до сухої маси палива ($S^c = S_{\text{орг}}^c + S_{\text{колч}}^c$). Сульфатна сірка не є горючою складовою і входить до складу мінеральних і негорючих домішок. У процесі повного згорання 1 кг горючої сірки виділяється 9,2 МДж теплоти, при цьому утворюється токсичний сірчистий ангідрид SO_2 і ще токсичніший сірчаний ангідрид SO_3 . Їх викиди з продуктами згорання забруднюють повітряний басейн, а в сполученні з водою (водяною парою) є причиною «кислотних дощів» через утворення відповідних кислот – H_2SO_3 і H_2SO_4 .

Важливою характеристикою органічного палива є вихід летких речовин (для твердого палива). Вихід летких речовин $V_{\text{л}}^r$ у відсотках до сухого беззолного стану визначають шляхом нагрівання 1 кг палива в закритому тиглі без доступу повітря при температурі 850 ± 10 °С протягом 7 хв, в результаті чого утворюються гази, водяна пара і коксовий залишок. Чим більший вихід летких речовин, тобто чим більше сухої маси перетворюється у процесі нагрівання на горючий газ, тим простіше запалити це паливо і легше підтримувати процес горіння. Органічна частина деревини і горючих сланців у процесі нагрівання майже повністю переходить у леткі речовини ($V_{\text{л}}^r = 70 - 85\%$), в той час як в антрацитах $V_{\text{л}}^r = 3 - 9\%$ (табл. 7.2).

Теплота згорання – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг (1 м^3) палива. Розрізняють вищу робочу $Q_{\text{в}}^p$ і нижчу робочу $Q_{\text{н}}^p$ теплоту згорання.

Вища теплота згорання $Q_{\text{в}}^p$ – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг твердого, рідкого або 1 м^3 газоподібного палива, причому водяна пара, що міститься в продуктах згорання, знаходиться у стані рідини.

Нижча теплота згорання $Q_{\text{н}}^p$ менше за вищу $Q_{\text{в}}^p$ на кількість теплоти, витраченої на перетворення вологи в продуктах згорання з фази рідини на водяну пару.

В Україні нижчу теплоту згорання твердого або рідкого палива визначають за робочою масою за формулою Д.І. Менделєєва у кДж/кг:

$$Q_{\text{в}}^p = 339 \cdot C^p + 1025 \cdot H^p - 108,5(O^p - O^p) - 25W^p.$$

7.2.2. Умовне паливо

Для порівняльних розрахунків різних видів палива використовують поняття умовного палива

Умовне паливо – паливо, теплота згорання якого становить 29,35 МДж/кг (7000 ккал/кг). Дійсні витрати натурального палива у витрати умовного переводять множенням витрати цього палива на його еквівалент $E = Q_{\text{н}}^p / 29,35$ за формулою: $B^y / B = Q_{\text{н}}^p / 29,35$.

7.2.3. Основи теорії горіння органічного палива

Горінням називають фізико-хімічний процес екзотермічного окислення горючої речовини, що відбувається швидко і супроводжується інтенсивним виділенням теплоти. В основі процесу горіння лежить хімічна реакція між горючою речовиною та окислювачем, яким зазвичай є кисень повітря.

Розрізняють повне та неповне згорання палива. У процесі повного згорання вся хімічна енергія палива переходить в теплову, немає хімічної ($q_3 = 0$) та механічної ($q_4 = 0$) неповноти згорання, і в продуктах згорання, крім азоту та надлишкового кисню, знаходяться тільки оксиди горючих елементів вищих порядків (CO_2 , H_2O , SO_2). Такий склад продуктів згорання називають теоретичним.

У процесі неповного згорання ($q_3 > 0$ і $q_4 > 0$) до теоретичного складу додаються продукти неповного згорання у вигляді: CO , H_2 , CH_4 (при згоранні природного газу), C та $\text{C}_x \text{H}_y$, а також CO (при згоранні твердого та рідкого палива). Залежно від співвідношення між кількістю палива та окислювача (чисте повітря або повітря, забруднене продуктами згорання) розрізняють стехіометричне та нестехіометричне горіння. Стехіометричне горіння визначається подачею в зону горіння теоретично потрібної кількості окислювача (цю кількість називають стехіометричним коефіцієнтом), і при цьому коефіцієнт надлишку повітря буде дорівнювати одиниці ($\alpha = 1,0$). Нестехіометричне горіння може бути, якщо $\alpha > 1,0$, або $\alpha < 1,0$.

Якщо $\alpha > 1,0$, то в продуктах згорання є надлишковий кисень та оксиди горючих елементів.

Якщо $\alpha < 1,0$, то в продуктах згорання не вистачає кисню і, крім окислювачів вищих порядків, у продуктах згорання будуть продукти неповного згорання (здебільшого у вигляді CO , H_2 , $\text{C}_x \text{H}_y$), які утворюють так зване відновлювальне середовище.

Основа горіння – реакції окислення горючих складових палива, у результаті яких вихідні речовини (паливо і окислювач) перетворюються на компоненти (продукти згорання) з іншими фізичними і хімічними властивостями. Характерною ознакою горіння є процес, який відбувається досить швидко і супроводжується інтенсивним виділенням теплоти, різким підвищенням температури й утворенням розжарених продуктів згорання з різним ступенем освітлення. Процес горіння газоподібного палива умовно можна розділити на дві стадії: перша – утворення горючої суміші (суміш палива (газу) і повітря); друга – нагрівання, запалення і горіння горючої суміші. У процесі горіння рідкого палива початковою стадією є нагрівання, розпилювання та випаровування палива. Краплини палива та пари змішуються з повітрям, в результаті чого утворюється горюча суміш, яка далі випаровується, спалахує і згорає.

У процесі горіння твердого палива в топках енергетичних котлів початковою стадією є подрібнення палива, транспортування аеросуміші до пальників факельних топок. Потрапляючи в топку, частинки твердого палива підсушуються і підігріваються. Далі, при відповідній температурі, леткі речовини виходять, спалахують і вигорають, після чого вигорає коксовий залишок. Залежно від агрегатного стану палива та окислювача розрізняють

гомогенне і гетерогенне горіння. Якщо агрегатний стан палива й окислювача однаковий, і між ними немає поверхні поділу фаз, то вони утворюють гомогенну систему. Якщо ж агрегатний стан палива й окислювача різний, то вони створюють гетерогенну систему.

Якщо швидкість перебігу хімічної реакції між паливом і окислювачем значно нижча за швидкість утворення горючої суміші, то підсумкова швидкість процесу горіння лімітується лише швидкістю хімічної реакції, тобто процесами хімічної кінетики. Таке горіння називають кінетичним.

Якщо ж швидкість підведення окислювача до палива менша за швидкість хімічної реакції окислювання, то сумарна швидкість горіння не залежить від швидкості реакції, і лімітується лише швидкістю процесу сумішоутворення або процесом дифузії палива. Таке горіння називають дифузійним. При спалюванні паливо і окислювач вводять в зону горіння через пальниковий пристрій роздільно. Частину повітря також можна подавати через сопла, розміщені поза пальниковим пристроєм.

В теплоенергетиці поширені факельний і частково циклонний методи спалювання, які застосовують для всіх видів палива: твердих, рідких і газоподібних. Основним елементом топкового пристрою є пальник, що забезпечує подачу в зону горіння палива і дуттьового повітря, перебіг процесу утворення суміші, стабілізації інтенсифікації горіння, а також забезпечує оптимальну структуру факела в топковому об'ємі.

На практиці застосовують пальники трьох типів: вихрові, прямотечіні і плоско-факельні. На рис. 7.1. наведена схема одного із можливих варіантів вихрового пальника.

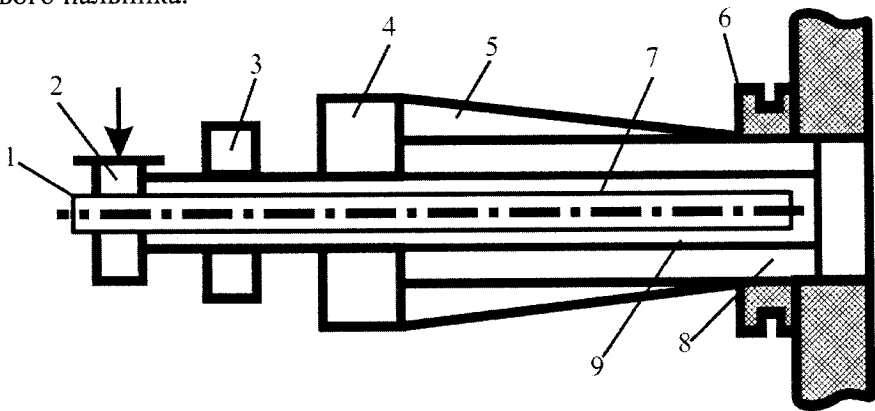


Рис. 7.1. Схема пальника: 1 – канал для вводу форсунки; 2 – подача охолоджувального агента; 3 – вихор (равлик) первинного повітря; 4 – подача вторинного повітря; 5 – ребро жорсткості; 6 – елемент кріплення; 7 – канал подачі охолоджувального повітря; 8 – канал подачі вторинного повітря; 9 – канал подачі первинного повітря.

7.3. Котельні установки

Котельною установкою називають сукупність пристроїв, механізмів та елементів, об'єднаних між собою для виробництва водяної пари або гарячої води потрібних параметрів.

Залежно від виду виробленого робочого тіла котельні установки підрозділяють на парові, що виробляють водяну пару потрібних параметрів, і водогрійні, що продукують гарячу воду визначеної температури та тиску.

За призначенням котельні установки поділяють на енергетичні, промислові, опалювально-промислові та опалювальні. В енергетичних котельних установках виробляють пару високого ($P \leq 9$ МПа) і середнього ($P \leq 3$ МПа) тиску, призначену для подальшого перетворення в парових турбінах на ТЕС (ТЕЦ). Промислові (виробничі) котельні установки призначено для одержання водяної пари або гарячої води на різні технологічні потреби. В опалювально-промислових і опалювальних котельних установках виробляють водяну пару низького тиску або нагрівають воду лише для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання житлових будинків і виробничих споруд.

7.3.1. Парові та водогрійні котли

Котельні агрегати (котли) бувають паровими і водогрійними. В залежності від характеру руху води котли мають природну, примусову та комбіновану циркуляцію. За матеріалами, з яких виготовляють котли, їх поділяють на сталеві та чавунні.

Парові котли призначені для вироблення водяної пари. Основними характеристиками парових котлів є: продуктивність (паровидатність), тиск і температура пари та живильної води, що надходить до котла.

Продуктивність (паровидатність) парового котла – це найбільша його видатність в (т/год або кг/с), яку забезпечує котел при спалюванні певного виду палива (основного – для даного котла) при номінальних параметрах пари і живильної води. Під номінальним тиском (Па, кПа, МПа) і температурою (°С) пари розуміють їхні значення перед вихідним паропроводом при номінальній паровидатності котла.

Залежно від номінального тиску парові котли поділяють на котли низького (до 1 МПа), середнього (1...10 МПа), високого (10...22,5 МПа), надкритичного (вище 22,5 МПа) тиску.

Важливою ознакою, за якою класифікують парові котли, є розміщення в них продуктів горіння палива і робочого тіла (води, водяної пари). Парокотельні установки, у яких продукти горіння палива рухаються в трубках, а вода – ззовні труб, називають газо-(жаро)трубними, інакше – водотрубними (вода рухається в трубках, а димові гази (продукти горіння палива) – ззовні).

Маркування парового котла визначається стандартом, де вказується тип котла (наприклад ДЕ – двобарабанний з природною циркуляцією пароводяної суміші, Пр – з примусовою циркуляцією, П – прямотечійний); паровидатність в т/год (наприклад, ДЕ-25 – 25 т/год); тиск виробленої в котлі пари (МПа) – наприклад, ДЕ-25-1,4, де 1,4 МПа – тиск пари; температура перегрітої

пари (°C); вид спалюваного палива (К – кам'яне вугілля, Г – газоподібне, М – мазут, Б – буре вугілля); система шлаковидалення (Т – тверде, Ж – рідке шлаковидалення); спосіб спалювання (С – шаровий, КС – киплячий шаровий, К – камерний). Поряд з маркуванням за державним стандартом застосовується і маркування котлобудівного заводу. Так, позначення ДКВР – 10/13 означає: двобарабанный котел, водотрубний, реконструйований паровидатністю 10 т/год і тиском пари 13 бар (1,3 МПа).

Водогрійні котли, як уже було зазначено вище, призначені для вироблення гарячої води. Основною характеристикою є їх: теплова потужність (в гкал/год чи в МВт), температура гарячої (прямої) і зворотної води, розрахунковий тиск у котлі. У маркуванні водогрійних котлів, як правило, вказуються зазначені характеристики наприклад, маркування КВГМ-10 означає: котел водогрійний, що працює на газі і мазуті (ГМ), тепловою потужністю 10 гкал/год (11,63 МВт).

7.3.2. Основні і допоміжні елементи та пристрої котельних установок

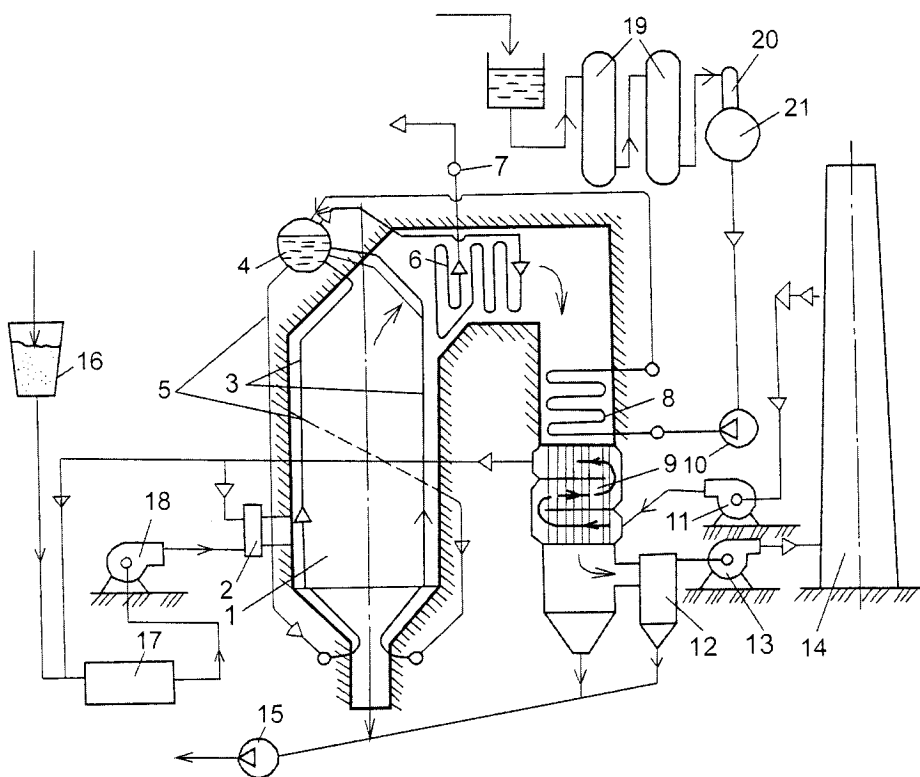


Рис. 7.2. Принципова схема парокотельної установки на твердому паливі.

На рис. 7.2. як приклад наведено принципову схему парокотельної установки, що працює на твердому паливі (пилоподібному). Паливо з приймального бункера 16 подається у млин 17, де воно розмелюється до пилу. Після розмолу паливо у вигляді пилу подається у пальник 2 за допомогою вентилятора 18. До пальника підводиться необхідне для горіння палива повітря, 15.

яке за допомогою дуттьового вентилятора 11 прокачується через повітропідігрівник 9, де воно нагрівається, сприймаючи теплоту відхідних димових газів.

Живильна вода перед подаванням її в котел надходить у систему хімводопідготовки (хімводоочищення), де звільняється від розчинених у ній мінеральних солей Ca і Mg, в першу чергу, шляхом іоннообмінної сорбції (на схемі Na-катіонітові фільтри 19) і дегазується (звільняється від розчинених у воді газів – в першу чергу, від кисню O₂ і вуглекислого газу CO₂) в деаераторі 20,21. Після деаератора вода живильним насосом 10 подається у водяний економайзер 8, де вона підігрівається відхідними димовими газами і надходить у барабан котла 4. З барабана котла системою водоопускних труб 5 вода опускається у нижні колектори, а із них надходить у випарні (екранні) труби 3, по яких утворювана внаслідок випаровування води пароводяна суміш повертається назад у барабан котла 4. Утворювана в барабані 4 насичена водяна пара відділяється від крапель води у сепараційному пристрої і направляєється у пароперегрівник 6, де температура її підвищується шляхом теплосприйняття від димових газів. При цьому тиск пари залишається незмінним.

При згоранні палива у топчній камері (топці) 1 утворюються димові гази, які переміщуючись у котлі, випромінюють теплоту на екранні труби 3, розміщені вздовж стін топки. На виході з топки димові гази далі проходять через пароперегрівник 6, економайзер 8 і повітропідігрівник 9, де вони охолоджуються, віддаючи теплоту послідовно парі, воді, повітрю. Димові гази, що виходять з котла, проходять газоочисний пристрій 12, де вловлюються частинки золи, що виносяться газами з топки, і за допомогою димососу 13 направляються у димову трубу 14. Утворювані при згоранні палива (твердого), зола і шлак видаляються потоком води за допомогою пристрою 15, що видаляє золу.

До складу котельного агрегату (парового котла) крім розглянутих вище елементів основного і допоміжного обладнання входять також обмуровка котла, каркас, бункери, живильники, запірні арматура, контрольно-вимірювальні прилади і система автоматичного регулювання.

7.3.3. Тепловий баланс котла, визначення ККД і витрати палива

Тепловий баланс котла складають на підставі балансових випробувань з метою аналізу ефективності роботи котла і визначення його ККД. Тепловий баланс складається на основі нормативних даних з розрахунку на 1 кг твердого і рідкого або 1 м³ газоподібного палива (при $T = 273 \text{ K}$ і $p = 760 \text{ мм рт. ст.} = 0,1013 \text{ МПа}$).

Тепловий баланс зумовлює рівність між корисною (наявною) $Q_{\text{кор}}$ і підведеною (витраченою) теплотою $Q_{\text{р}}$, віднесеної до 1 кг (м³) поданого до котла палива (рис. 7.3.):

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{кор}} + \sum Q_i, \quad (7.1)$$

де $Q_{\text{кор}}$ – корисна теплота, потрібна для генерації (вироблення) пари;
 $\sum Q_i$ – сума втрат теплоти в котлі.

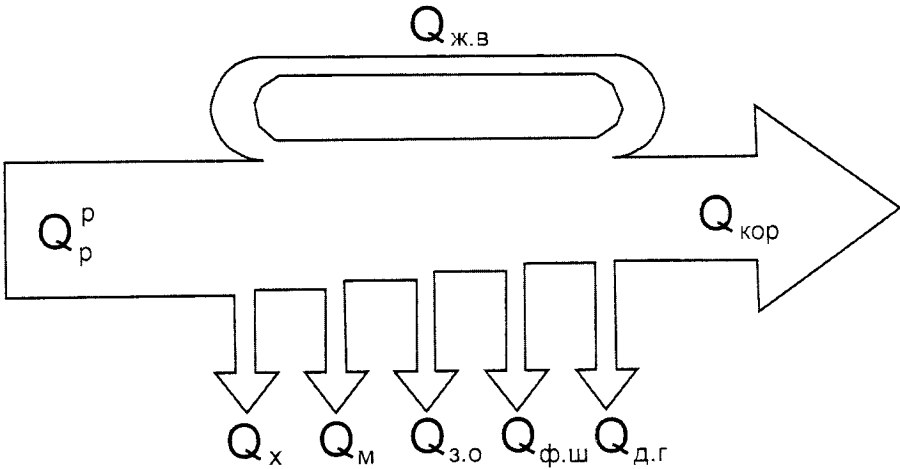


Рис. 7.3. Схема теплового балансу котла.

Підведену теплоту Q_p^p визначають як суму теплоти згорання палива $Q_{\text{н}}^p$, фізичної теплоти повітря $Q_{\text{ф.пов.}}$ і фізичної теплоти палива $Q_{\text{ф.п.}}$, тобто:

$$Q_p^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{ф.пов.}} + Q_{\text{ф.п.}} \quad (7.2)$$

Якщо котел генерує пару, то корисну теплоту визначають за формулою:

$$Q_{\text{кор}} = \frac{D}{B} \left[(h_{\text{п.п.}} - h_{\text{ж.в.}}) + \frac{P}{100} (h' - h_{\text{п.в.}}) \right], \quad (7.3)$$

де D – паровидатність котла, кг/с; B – витрата палива, кг/с; $h_{\text{п.п.}}$, $h_{\text{ж.в.}}$, h' , $h_{\text{п.в.}}$ – ентальпії відповідно перегрітої пари, живильної, котлової та продувочної води, кДж/кг; P – частка котлової води на продувку (безперервну), % (зазвичай P становить 0,5...3,0 % від D).

Теплота [кДж], що корисно використана у водогрійних котлах:

$$Q_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{в}}}{B} (h_2 - h_1), \quad (7.4)$$

де $M_{\text{в}}$ – витрата води, кг/с; h_1 , h_2 , – ентальпії води відповідно на вході у котел і на виході з нього, кДж/кг.

Загальна втрата теплоти ΣQ_i складається з суми втрат теплоти: з димовими газами $Q_{\text{д.г.}} = Q_2$, хімічної $Q_x = Q_3$ і механічної $Q_m = Q_4$ неповноти згорання палива, від зовнішнього охолодження $Q_{\text{з.о.}} = Q_5$ і з фізичною теплотою шлаків $Q_{\text{ф.ш.}} = Q_6$.

Рівняння теплового балансу можна записати і в такому вигляді:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (7.5)$$

Де $Q_1 = Q_{\text{кор}}$ – корисно використана теплота.

Відношення корисно використаної в котлі теплоти до підведеної являє собою ККД Брутто котла:

$$\eta_{\text{К}}^{\text{Брутто}} = Q_{\text{кор}} / Q_p^p = 1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) / Q_p^p, \quad (7.6)$$

або у відсотках від корисно використовуваної теплоти:

$$\eta_{\text{К}}^{\text{Брутто}} = [1 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)] 100\%. \quad (7.7)$$

ККД котельної установки, що враховує витрати теплоти на власні потреби (привід насосів, вентиляторів, димососів тощо), називають ККД Нетто:

$$\eta_{\text{К}}^{\text{Нетто}} = \eta_{\text{К}}^{\text{Брутто}} - q_{\text{в.п.}}, \quad (7.8)$$

де $q_{\text{в.п.}} = 4 - 7\%$ – витрата енергії на власні потреби, віднесена до $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

Втрати теплоти q_2 з димовими газами зазвичай становлять $5 - 10\%$ відносно теплоти $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання палива q_3 виникають тоді, коли в продуктах згорання є горючі газоподібні компоненти (H_2 , CO , CH_4 , C_mH_n та інші) внаслідок неповного вигорання палива в межах топкового об'єму котла. Ці втрати становлять для шарового спалення до 3% , а для камерного спалювання – до $0,5\%$. Щоб знизити рівень q_3 , поліпшують умови змішування повітря з паливом, підвищують температуру в зоні догорання, підігріваючи повітря, що подається в топку.

Втрати теплоти від механічної неповноти згорання q_4 для шарових топок пов'язані з тим, що паливо провалюється через решітку, потрапляє в шлак і виноситься газами. Залежно від способу спалювання і властивостей палива значення q_4 коливається в межах $1...12\%$.

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження q_5 ($0,5...3\%$) виникають тому, що температура зовнішньої поверхні котла завжди вища за температуру навколишнього середовища, вони змінюються обернено пропорційно потужності котла.

Втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку q_6 виникають тому, що шлак, який видаляється з топки, має вищу температуру, ніж середовище, у яке його відводять. Звичайно, значення q_6 невелике і тільки у разі рідкого шлаковидалення може сягати $1...5\%$. В агропромисловому комплексі парові котли з рідким шлаковидаленням не застосовують, тому тут можна приймати $q_6 = 0$.

Витрата натурального палива в кг/год, або м³/год:

– у паровому котлі:

$$B = \frac{D \cdot [(h_{\text{п.п}} - h_{\text{ж.в.}}) + 0,01 \cdot P(h' - h_{\text{п.в.}})]}{\eta_{\text{К}}^{\text{Брутто}} \cdot Q_{\text{р}}}, \quad (7.9)$$

– у водогрійному котлі:

$$B = \frac{c_{\text{в}} \cdot M_{\text{в}} (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{К}}^{\text{Брутто}} \cdot Q_{\text{р}}}. \quad (7.10)$$

Питому витрату умовного палива на тону виробленої пари даних параметрів (т/т) визначають із співвідношення:

$$b = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{D \cdot 29,4} \cdot 10^{-3}, \quad (7.11)$$

де D – кількість виробленої пари, т/міс або т/рік; $29,4$ – теплотворна здатність умовного палива в МДж/кг.

Під умовним паливом розуміють паливо, при повному спалюванні 1 кг якого виділяється $29400 \text{ кДж} = 29,4 \text{ МДж}$ теплоти.

7.4. Паротурбінні та газотурбінні установки

Паротурбінні установки (ПТУ) застосовують як базові установки для виробництва теплової і електричної енергії. Якщо виробляється тільки електрична енергія, то застосовують конденсаційні ПТУ, якщо електрична і тепла – теплофікаційна ПТУ, які мають регульовані відбори пари, що йде на теплопостачання.

На рис. 7.4. наведено принципову схему конденсаційної ПТУ. Основними елементами ПТУ є: котел 1, турбіна 2, електрогенератор 3, конденсатор 5, регульовані відбори пари 4, циркуляційний 6, конденсатний 7 і живильний 9 насоси, бак живильної води 8 і охолоджувач циркуляційної води 10.

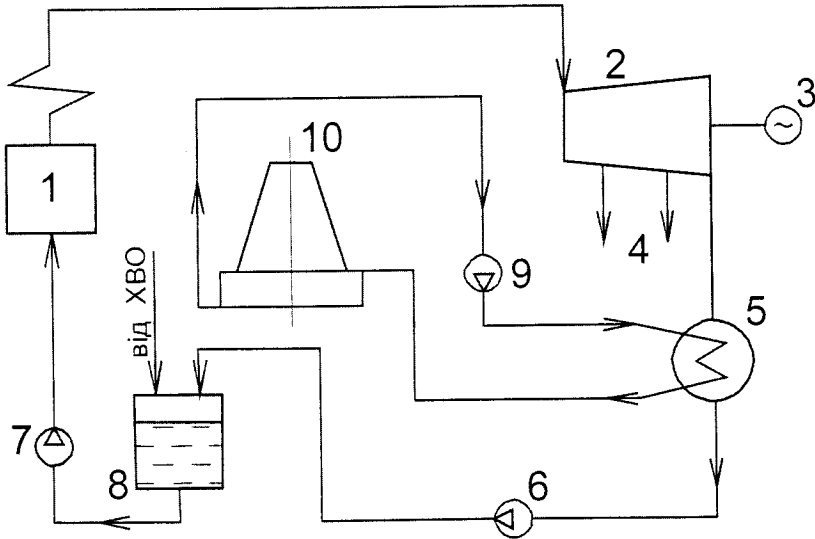


Рис. 7.4. Принципова схема конденсаційної паротурбінної установки.

У такій ПТУ хімічна енергія палива, яке спалюють у топці котла 1, перетворюється в теплову енергію і передається через радіаційні і конвективні поверхні нагріву котла живильній воді. В результаті утворюється насичена пара, яка перегрівається у пароперегрівнику котла 1 і далі надходить при відповідному тиску і температурі до парової турбіни 2. В паровій турбіні відбувається перетворення потенційної енергії пари в кінетичну, яка, у свою чергу, перетворюється на робочих лопатках турбіни в механічну енергію обертання ротора (вала) турбіни. Перетворення механічної енергії в електричну відбувається в електрогенераторі 3.

Особливістю конденсаційної ПТУ є те, що відпрацьована пара (за винятком тієї її кількості, що відбирається у регульовані і нерегульовані відбори) направляється в конденсатор 5, який являє собою теплообмінний апарат поверхневого типу, де в результаті теплообміну між відпрацьованою парою і охолоджуючою (циркуляційною) водою відбувається конденсація пари. Конденсат конденсатним насосом 6 подають в бак живильної води 8, куди окрім конденсату, надходить хімічно очищена і деаерована вода після хімоводоочистки (ХВО) і термічної дегазації (для видалення корозійних газів

CO₂ і O₂). З бака 8 живильна вода насосом 7 подається в котел. Таким чином робочий цикл ПТУ замикається.

У комбінованому виробництві теплової і електричної енергії застосовують ПТУ з регульованими теплофікаційними і промисловими відборами пари. Коли споживачеві (промислому підприємству) потрібна пара для технологічних потреб, використовують парові турбіни з протитиском. В цьому випадку в ПТУ немає конденсатора, і вся відпрацьована пара надходить до споживача. Конденсат цієї пари частково або повністю повертається від споживача на станцію і використовується для живлення котлів. У таких установках кількість пари, що проходить через проточну систему ПТУ, а, отже і кількість виробленої електроенергії залежить від теплового споживання.

Газотурбінні установки (ГТУ).

Газотурбінні установки використовуються в енергетиці – для приводу електрогенератора; в металургії, хімічній і нафтопереробній промисловості – для приводу компресорів; на газоперекачувальних станціях магістральних газопроводів – для приводу нагнітачів (компресорів) природного газу; на транспорті – як головні двигуни; в системах теплопостачання – для потреб теплофікації.

На рис. 7.5. подано принципову схему ГТУ, що працює у найпростішому розімкненому циклі (цикл Брайтона).

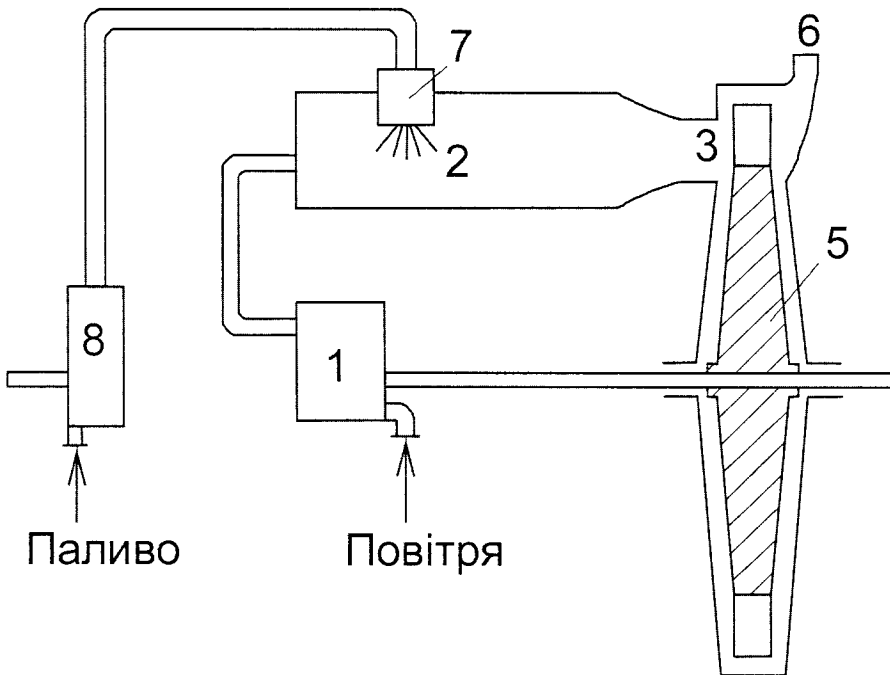


Рис. 7.5. Принципова схема ГТУ зі згоранням при постійному тиску.

Паливний насос 8 подає в камеру згорання 2 через форсунку 7 паливо, що згорає, змішуючись з повітрям, яке подають у камеру під тиском, створюваним компресором 1. Продукти згорання палива проходять через сопла 3 і,

розширюючись в них, надходять з великою швидкістю на робочі лопатки 4, встановлені на диску 5. Відпрацьовані гази викидаються в атмосферу через вихлопний патрубок 6.

Якщо потрібне комбіноване виробництво теплової і електричної енергії, то ГТУ може мати котел – утилізатор, з'єднаний з вихлопним патрубком газової турбіни. В цьому випадку гарячі гази після газової турбіни направляються у котел-утилізатор і віддають свою теплоту воді, а нагріта вода подається в мережу опалення і (або) гарячого водопостачання. Зменшення температури відхідних газів дає значне підвищення теплового ККД всієї ГТУ.

Газотурбінні установки порівняно з паровими мають такі особливості: 1) немає металоємних та об'ємних парових котлів; 2) швидкий пуск, який створює сприятливі умови для використання ГТУ, щоб покрити пікові навантаження; 3) незначна потреба у воді; 4) значно менша кількість обслуговуючого персоналу; 5) можливість роботи переважно на газовому та рідкому паливі.

7.5. Двигуни внутрішнього згорання

Двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ) називають теплову поршневу систему, в робочому циліндрі якої відбувається процес спалювання пального і перетворення теплоти в механічну роботу. Принципову схему ДВЗ наведено на рис. 7.6.

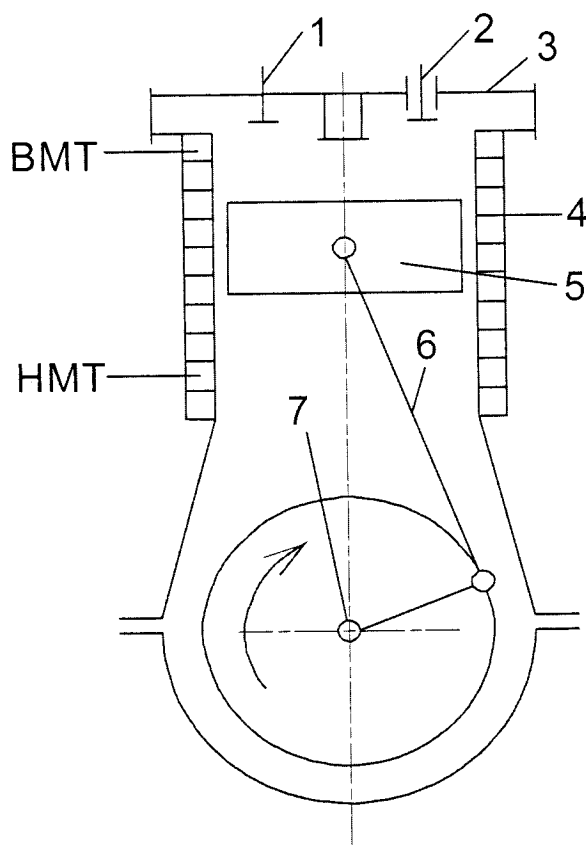


Рис. 7.6. Принципова схема двигуна внутрішнього згорання.

Основним елементом ДВЗ є циліндр 4 з рухомих поршнем 5, який за допомогою кривошипно-шатунного механізму 6 з'єднаний із зовнішнім споживачем енергії. При згоранні палива в циліндрі ДВЗ утворюються гази з високою температурою, які тиснуть на поршень 5. Поступальний рух поршня через шатун 6 передається колінчатому валу 7 і таким чином перетворюється в обертальний рух. У кришці 3 циліндра розміщені впускний 1 і випускний 2 клапани. Через впускний клапан надходить паливно-повітряна суміш, а через випускний клапан видаляються продукти згорання цієї суміші.

У двигунах внутрішнього згорання здійснюються цикли (колові процеси). Розрізняють три основні види циклів газових двигунів (поршневих ДВЗ): 1) з підведенням теплоти при $V = const$ (цикл Отто); 2) з підведенням теплоти при $P = const$ (цикл Дізеля); 3) з комбінованим способом підведення теплоти при $V = const$ і $P = const$ (цикл Трінклера).

Цикл з підведенням теплоти за умови сталого (незмінного) об'єму ($V = const$) (цикл Отто) наведено в координатах $T-S$ на рис. 7.7.

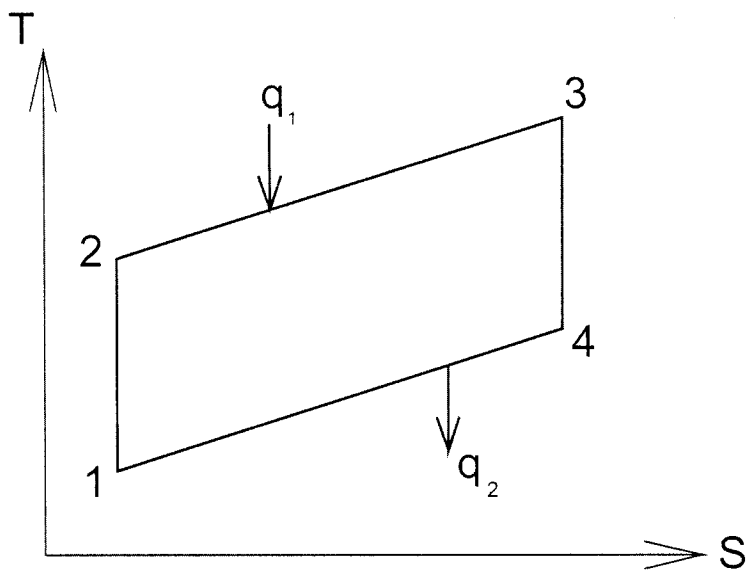


Рис. 7.7. Цикл Отто в $T-S$ діаграмі: 1-2 – адіабатний процес стискування; 2-3 – ізохорний процес підведення теплоти; 3-4 – адіабатний процес розширення; 4-1 – ізохорний процес відведення теплоти.

Термічний ККД циклу Отто дорівнює:

$$\eta_i^0 = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k}, \quad (7.12)$$

де $\varepsilon = v_1/v_2$ – ступінь стискування.

За циклом Отто працюють карбюраторні двигуни внутрішнього згорання.

Цикл з підведенням теплоти при сталому (незмінному) тиску $P = const$ (цикл Дізеля) в координатах $T-S$ показано на рис. 7.8.

Характеристиками циклу є:

$\varepsilon = v_1/v_2$ – ступінь стискування; $\rho = V_3/V_2$ – ступінь попереднього розширення.

Термічний ККД циклу Дізеля дорівнює:

$$\eta_r^D = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{K \cdot \epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{(\rho - 1)}, \quad (7.13)$$

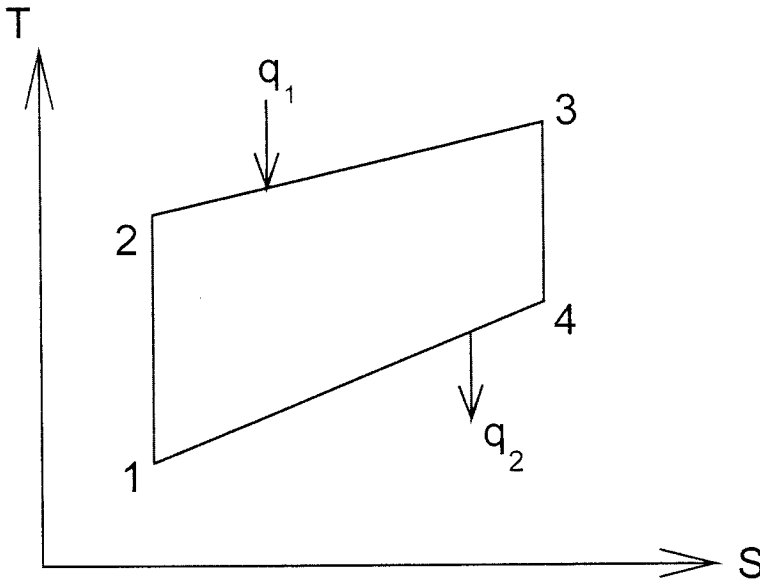


Рис. 7.8. Цикл Дізеля в T - S діаграмі: 1-2 – адіабатний процес стискування; 2-3 – ізобарний процес підведення теплоти; 3-4 – адіабатний процес розширення; 4-1 – ізохорний процес відведення теплоти.

Цикл Трінклера з підведенням теплоти, коли $V = const$ і $P = const$ в координатах T - S показано на рис. 7.9.

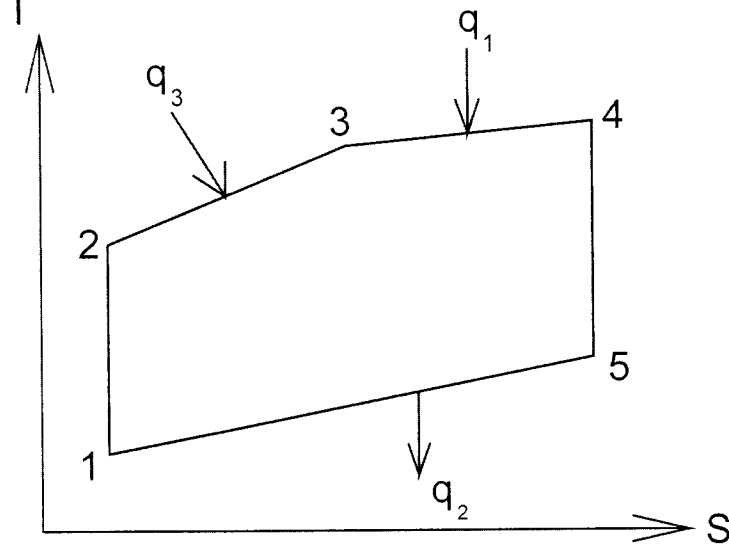


Рис. 7.9. Цикл Трінклера в T - S діаграмі: 1-2 – адіабатичний процес стискування; 2-3 і 3-4 – відповідно ізохорний та ізобарний процеси підведення теплоти; 4-5 – адіабатичний процес розширення; 5-1 – ізохорний процес відведення теплоти.

Характеристиками циклу ϵ : $\epsilon = v_1/v_2$ – ступінь стискування; $\lambda = P_3/P_2$ – ступінь підвищення тиску; $\rho = V_3/V_2$ – ступінь попереднього розширення.

Термічний ККД циклу Трінклера дорівнює:

$$\eta_i^T = 1 - \frac{1}{K^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + K \cdot \lambda(\rho - 1)}. \quad (7.14)$$

За цим циклом працюють дизельні безкомпресорні двигуни.

7.6. Компресори, вентилятори

Компресорами називають пристрої, призначені для всмоктування, стискування і переміщення газів. За принципом дії розрізняють поршневі, гвинтові компресори і турбокомпресори. Залежно від напрямку руху потоку газу компресори діляться на відцентрові та осьові. У відцентрових компресорах потік рухається радіально від центра до периферії колеса, що обертається, а в осьових – паралельно осі обертання робочого колеса.

За ступенем підвищення тиску компресори поділяють на вентилятори, нагнітачі (газодувки) і, власне, компресори. Ступінь підвищення тиску у вентиляторах не перевищує 1,15, у газодувках – більше ніж 1,15 (в процесі стискування немає охолодження газів), у компресорах – теж більше ніж 1,15 (в процесі стискування передбачене охолодження газів).

За принципом дії розрізняють поршневі (об'ємні) компресори і турбокомпресори. У поршневих компресорах тиск газу підвищується, оскільки зменшується його об'єм внаслідок переміщення поршня в циліндрі. Стиснутий газ чи повітря подається у ємкість або трубопровід періодично, що є характерною ознакою цих компресорів. У турбокомпресорах стискання газу відбувається завдяки використанню сил інерції потоку. Процес здійснюється у два етапи: спочатку газу надається кінетична енергія дисками, які крутяться, а потім газ затримується (гальмується) і його кінетична енергія перетворюється у потенційну – тиск газу зростає.

Принципову схему і P - V діаграму найпростішого одноступеневого поршневого компресора представлено на рис. 7.10.

Компресор складається з циліндра 1, поршня 2, клапанів – всмоктуючого 3 і нагнітального 4. Клапани відкриваються завдяки різниці тисків у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводі. У процесі руху поршня зліва направо тиск газу в циліндрі зменшується, відкривається всмоктуючий клапан і здійснюється процес наповнення газом при $P = const$. З крайнього правого положення поршень рухається у зворотному напрямку, і клапан всмоктувальний 3 закривається. При досягненні тиску в циліндрі більшого за тиск у нагнітальному трубопроводі чи резервуарі, у який подається газ, відкривається нагнітальний клапан 4. При подальшому рухові поршня справа наліво відбувається виштовхування стиснутого газу з циліндра при $P = const$. Дійшовши до лівого крайнього положення, поршень починає рухатись у зворотному напрямку, і процес повторюється.

Робота реального компресора відрізняється від ідеального. В цьому можна переконатися, порівнюючи теоретичну (див рис. 7.9) і дійсну індикаторну діаграму (рис. 7.11).

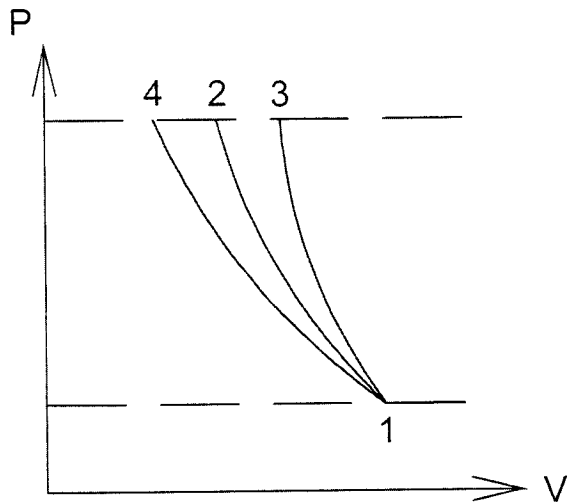
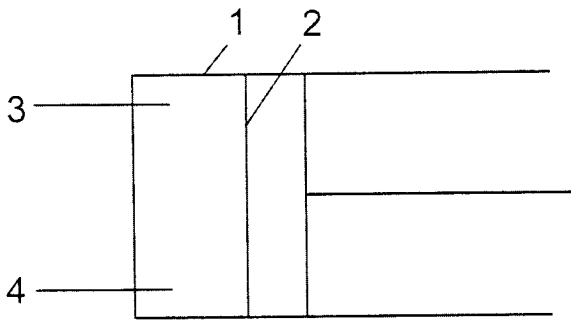


Рис. 7.10. Схема та діаграма P - V найпростішого одноступеневого компресора: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – всмоктуючий клапан; 4 – нагнітальний клапан.

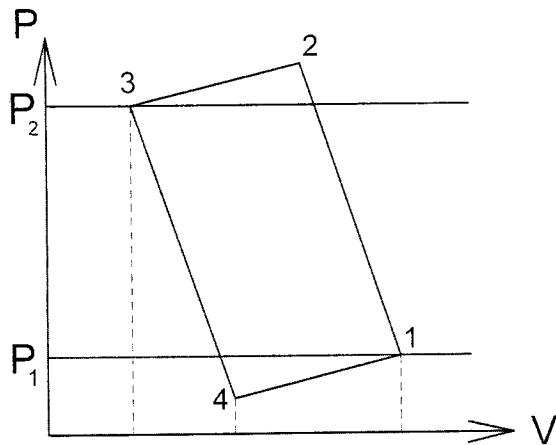


Рис. 7.11. Індикаторна діаграма реального компресора.

Ця відмінність обумовлена такими причинами: 1) втратами на дроселювання у всмоктуючому і нагнітальному клапанах; 2) наявністю в реальному компресорі шкідливого («мертвого») простору.

Вентилятори.

Вентиляторами називають пристрої, які використовують для всмоктування і нагнітання повітря (газів), і які створюють максимальний напір не більше 0,015 МПа. Вентилятори поділяються на вентилятори загального призначення, тягодуттьові установки станційної енергетики, млинові і шахтні тощо.

Дуттьові вентилятори використовують для подавання повітря в топку парових (водогрійних) котлів: димососи – для відсмоктування викидних димових газів з котлів; вентилятори гарячого дуття – для подавання повітря з температурою 200-400 °С; млинові – для пневматичного транспортування вугільного пилу в системах пилоприготування котельних установок.

За принципом дії і конструктивними особливостями вентилятори бувають відцентровими і осьовими.

У відцентровому вентиляторі потік газу через вхідний патрубок входить у робоче колесо, яке обертається в напрямку вихідного патрубка (дифузора) в кожусі, виконаного у формі завитка, що забезпечує зниження швидкості потоку і відповідно перетворення динамічного тиску в статичний.

Осьові вентилятори складаються з двох частин – осьового лопаткового колеса і циліндричного кожуха. Робоче колесо розміщене на одному валу з двигуном. У конструкціях осьових вентиляторів використовують пристрої, що поліпшують аеродинаміку потоку і підвищують ККД: обтічні, напрямні та спрямні апарати. Спрямний апарат встановлюється на виході, забезпечує рух потоку, близький до осьового, і знижує витрати енергії. Подача вентиляторів регулюється зміною частоти обертання вала та поворотом робочих лопаток на інший кут установлення.

Характеристиками вентиляторів називаються графічні залежності повного тиску P , який розвиває вентилятор, споживаної потужності N_e і ККД від подачі $\alpha_{\text{пов}}$ (рис. 7.12).

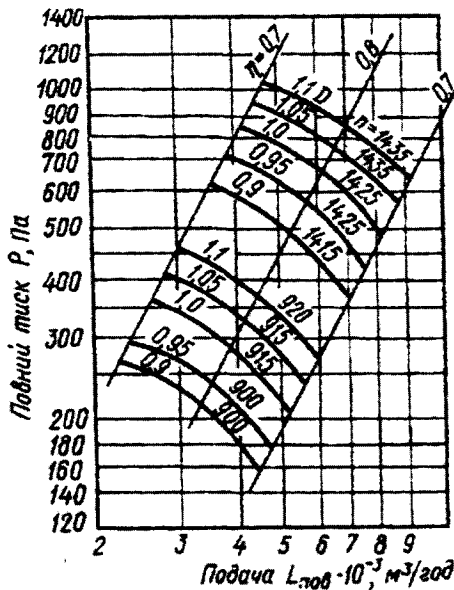


Рис. 7.12. Аеродинамічна характеристика вентилятора ВЦ4-70 №5.

7.7. Теплові електричні станції (ТЕС)

Сукупність установок, які перетворюють хімічну енергію органічного палива на теплову та електричну, називається тепловою електричною станцією. Основне призначення теплових електричних станцій (ТЕС) – забезпечення електричною енергією підприємств промислового і сільськогосподарського виробництва, житлово-комунальної сфери і транспорту. Теплові електростанції можуть також забезпечувати підприємства і житлові будинки водяною парою і гарячою водою.

Теплові електростанції, призначені тільки для виробництва електроенергії, називають конденсаційними (КЕС). На них встановлюють парові турбіни з глибоким вакуумом. Це пов'язано з тим, що чим нижчий тиск пари на виході з турбіни, тим більша частина теплової енергії робочого тіла (водяної пари) може перетворитися на електричну енергію, при цьому основний потік пари конденсується в конденсаторі.

Теплові електростанції призначені для комбінованого виробництва електричної і теплової енергії, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ). На них встановлюють парові турбіни з проміжними відборами пари або з протитиском. На таких установках теплоту відпрацьованої пари частково або навіть повністю використовують для теплопостачання, внаслідок чого втрати теплоти з охолоджувальною водою у конденсаторі скорочуються або їх взагалі немає. Однак, частка енергії, перетвореної з хімічної на електричну, при тих самих початкових параметрах пари на установках з теплофікаційними турбінами нижча, ніж на установках з конденсаційними турбінами.

Сучасна ТЕС – це складне підприємство, яке включає в себе велику кількість різного устаткування (теплосилового, електричного, електронного тощо) і будівельних конструкцій. Основним обладнанням ТЕС є котельня і тепла установка. За типом теплосилової установки (теплового двигуна) теплові електричні станції ТЕС класифікуються наступним чином: паротурбінні (основний вид електростанцій), газотурбінні і парогазові ТЕС, а також електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ). За призначенням ТЕС є: районні (загального користування), які забезпечують усіх споживачів тепловою та електричною енергією в цьому районі місцевості, і є самостійними виробничими підприємствами, і промислові електростанції, які входять до складу виробничих об'єктів і призначені переважно для їх енергопостачання, а також міських і сільських районів, що прилягають до них.

Найпоширеніші в енергетиці паротурбінні електростанції поділяють за рівнем теплової потужності агрегатів: малої потужності (з агрегатами до 25 МВт), середньої потужності (з агрегатами до 50...100 МВт), великої потужності (з агрегатом більше 100 МВт); а також за початковими параметрами водяної пари: низького (до 3 МПа), середнього (3...5 МПа), високого (9...17 МПа) і понад критичного тиску (більше 24 МПа).

На рис. 7.13. наведено принципову теплову схему найпростішої ТЕС (ТЕЦ), яка одночасно забезпечує промислове парове навантаження.

Пара, отримана в котлі 1, надходить у турбіну 2, яка безпосередньо з'єднана з електрогенератором 3, а потім направляється у конденсатор 4. 3

проміжного ступеня турбіни при потрібному регульованому тиску пару відбирають у розмірі 10-20 % від загальної кількості і подають споживачам теплоти 7. Частина пари у споживача втрачається, а частина конденсується, і конденсат насосом 8 направляють до живильного бака 6, у який конденсатним насосом 5 подають і конденсат з конденсатора. Для відновлення втрат пари і конденсату до живильного бака по трубопроводу 10 додають хімічно очищену воду. Живильну воду подають в котел 1 живильним насосом 9.

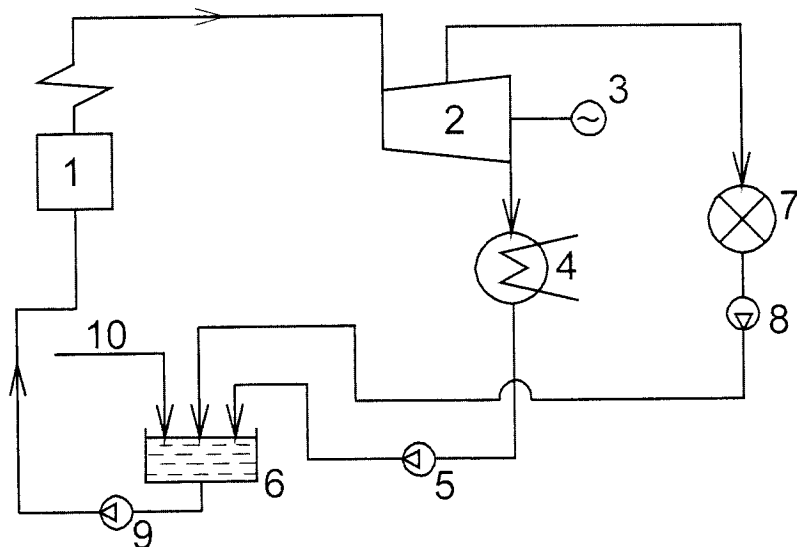


Рис. 7.13. Теплова схема найпростішої теплоелектроцентралі:

- 1 – паровий котел; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор;
- 5 – конденсатний насос; 6 – бак живильної води; 7 – споживач теплоти;
- 8 – мережевий насос; 9 – живильний насос; 10 – вода після хімічного водоочищення.

Щоб забезпечити технологічні процеси окремих підприємств або їх групи електричною і тепловою енергією, споживання яких може бути нерівномірним у часі, використовують міні – ТЕЦ, які за тепловою схемою не відрізняються від потужних енергетичних ТЕЦ. Відмінність полягає в потужності (кількості виробленої електричної і теплової енергії).

Забезпечення споживачів теплотою тільки за рахунок використання ТЕЦ має назву централізоване тепlopостачання. Процес централізованого тепlopостачання складається з трьох послідовних операцій: підготовки теплоносія потрібних параметрів, транспортування теплоносія до споживача, використання теплоти теплоносія споживачем і повернення залишків теплоносія на ТЕЦ.

Першу операцію виконують на ТЕЦ. Залежно від роду теплоносія системи тепlopостачання поділяють на водяні та парові. Перші дістали поширення для тепlopостачання сезонних споживачів гарячої води і теплоти на опалення. Парові системи використовують для технологічного тепlopостачання до споживачів високотемпературного теплоносія.

Другу операцію централізованого теплопостачання – транспортування теплоносія до місця споживання – виконують за допомогою теплових мереж. Зазвичай теплові мережі являють собою заглиблені в ґрунт трубопроводи з теплоізоляцією, розміщені в спеціальних каналах (залізобетонних або цегельних) або без них (безканална прокладка трубопроводів).

Третя операція – використання теплоти теплоносія споживачем – пов’язана з наявністю двох систем: закритою і відкритою.

У закритих системах теплопостачання споживач не витрачає теплоносії і не відбирає його з мережі, а використовує тільки для транспортування теплоти і передачі її іншому теплоносію (холодній воді) в теплообмінниках. У відкритих системах споживач відбирає теплоносії з теплової мережі частково або цілком.

Теплові мережі, по яких транспортують теплоносії до споживача, закінчуються тепловими пунктами (ТП). Залежно від кількості споживачів розрізняють індивідуальні (місцеві) і центральні (групові) ТП. Перші обслуговують одного або декількох споживачів з однаковими параметрами споживання, центральні ТП – групу споживачів (декілька будинків) або цілий район.

Устаткування ТП у кожному конкретному випадку вибирають, щоб повністю задовольнити потреби всіх споживачів у теплоті для системи опалення і для гарячого водопостачання.

7.8. Теплоенергопостачання (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання)

Науково-технічний прогрес зумовив прискорення розвитку енергетики – комплексу систем і установок для перетворення первинних енергоресурсів у форми енергії, потрібні народному господарству та населенню, і передавання цієї енергії від джерел її виробництва до об’єктів споживання.

З усіх форм вироблюваної енергії найширше застосування мають два її види – електрична і теплота низького та середнього потенціалів, на виробіток яких витрачається 55% усіх використовуваних первинних паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР). При цьому на виробіток електроенергії витрачається ~ 23 % усіх ПЕР, а теплової енергії низького та середнього потенціалу (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання, паропостачання промислових підприємств) ~32 % усіх ПЕР.

Опалення. Система опалення підтримує в приміщенні на певному рівні температуру повітря і внутрішніх поверхонь огорожувальних конструкцій. Таким чином у приміщенні забезпечується тепловий комфорт, тобто оптимальні температурні умови (оптимальна температурна рівновага), найприйнятніші для життя і діяльності людей в холодну пору року.

Для забезпечення теплового комфорту треба зберігати рівновагу між тепловими втратами споруди і надходженням теплоти до неї. Умова теплової рівноваги споруди щодо балансу теплоти така:

$$Q = Q_{\tau} + Q_i = Q_o + Q_{\text{тв}}, [\text{Вт}], \quad (7.15)$$

де Q – сумарні теплові втрати споруди (будівлі); Q_{τ} – теплові втрати теплопередачею через зовнішні огороження; Q_i – теплові втрати інфільтрацією

внаслідок надходження у приміщення холодного повітря через нещільності зовнішніх огорожень; Q_0 – теплота, підведена в приміщення системою опалення;

$Q_{\text{тв}}$ – внутрішні тепловиділення в опалюваних приміщеннях.

Теплові втрати споруди залежать в основному від величини $Q_{\text{т}}$. Тому для зручності розрахунку можна записати:

$$Q = Q_{\text{т}}(1 + \mu), \quad (7.16)$$

де μ – коефіцієнт інфільтрації, $\mu = \frac{Q_{\text{і}}}{Q_{\text{т.з}}}$.

Джерелом внутрішніх тепловиділень $Q_{\text{тв}}$ у житлових будинках є люди, прилади для приготування їжі, освітлювальні прилади тощо. Всі ці тепловиділення мають випадковий характер, не піддаються регулюванню в часі і до того ж нерівномірно розподіляються по будівлі. Тому для житлових будинків приймають $Q_{\text{тв}} = 0$.

У промислових спорудах джерелом внутрішніх тепловиділень можуть бути теплові та силові установки і механізми (печі, сушарки, двигуни тощо); ці тепловиділення практично сталі, суттєві за своєю величиною і, отже, мають враховуватись під час розроблення режиму теплопостачання промислових районів.

Теплові втрати теплопередачею через зовнішні огороження можна визначити так:

$$Q_{\text{т}} = \sum k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (7.17)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі через зовнішні огороження, (Вт/м²·К); F – площа поверхні окремих зовнішніх огорожень, м²; Δt – різниця температур зовнішньої і внутрішньої сторін огороження, °С (К).

Рівняння (7.17) можна звести до формули Єрмолаєва для споруди з периметром у плані P , об'ємом за зовнішнім обміром V , площею в плані S :

$$Q_{\text{т}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{зовн}}) V \left\{ \frac{P}{S} [k_{\text{с}} + \varphi(k_{\text{вік}} - k_{\text{с}})] + \frac{1}{L} (\psi_1 k_{\text{ст}} + \psi_2 k_{\text{пл}}) \right\}, \quad (7.18)$$

де $k_{\text{с}}$, $k_{\text{вік}}$, $k_{\text{с.т.}}$, $k_{\text{пл}}$ – коефіцієнти теплопередачі відповідно до стін, вікон, стелі верхнього поверху, підлоги нижнього поверху, Вт/(м² К); L – висота будівлі (поверху), м; φ – коефіцієнт застосування, тобто відношення площі вікон до площі вертикальних огорожень будівлі, споруди; ψ_1 і ψ_2 – поправочний коефіцієнт на розрахунковий перепад температур відповідно для верхнього і нижнього горизонтального огорожень будівель; $t_{\text{в}}$ – середня температура повітря в середині приміщення, °С; $t_{\text{зовн}}$ – температура повітря зовнішні °С.

Для визначення витрати теплоти на опалення слід приймати $t_{\text{в}} = t_{\text{в.р}}$, де $t_{\text{в.р}}$ – усереднена розрахункова температура повітря в приміщенні залежно від призначення споруди, °С:

житлові споруди, готелі, гуртожитки	+ 18
адміністративні споруди	+ 18
освітні заклади, підприємства, клуби	+ 16
театри, магазини	+ 15
кінотеатри	+ 14

дошкільні заклади, поліклініки, лікарні	+ 20		
лазні	+ 25		
Здебільшого	рекомендується	для	розрахунків

приймати $\psi_1 = 0,75 \dots 0,9$; $\psi_2 = 0,5 \dots 0,7$.

Вираз у фігурних дужках формули (7.18) – це витрати теплоти теплопередачею через зовнішні огороження при різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря 1°C , віднесені до 1 м^3 об'єму споруди за зовнішніми вимірами.

Ця величина називається питомою тепловтратою споруди q_o , $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$. З урахуванням цього формула (7.18) може бути записана так:

$$Q_{\tau} = q_o V (t_{\text{в.п}} - t_{\text{зовн}}), \quad (7.19)$$

а з урахуванням інфільтрації:

$$Q = q_o V (t_{\text{в.п}} - t_{\text{зовн}}) (1 + \mu). \quad (7.20)$$

Для житлових і громадських споруд за умов правильної експлуатації значення поправочного коефіцієнта $\mu = 0,03 \dots 0,06$, що не виходить за межі похибки розрахунку тепловтрат. Тому для спрощення приймають $\mu \approx 0$, а значення питомих тепловтрат q_o приймають із деяким запасом.

Максимальні тепловтрати теплопередачею відповідають мінімальній температурі $t_{\text{зовн}}$. Природно виникає питання – за якою температурою слід визначати розрахункову витрату теплоти на опалення Q_o' ? Якщо розрахунок вести за мінімальною температурою зовнішнього повітря, яку будь-коли спостерігали в даній кліматичній зоні, то будуть отримані завищені потужності джерела тепlopостачання. Через це застосовують термін розрахункового значення температури зовнішнього повітря для опалення $t_{\text{зовн. опал}}$, яка дорівнює середній температурі восьми найхолодніших п'ятиденок за 50-річний період (СНіП «Будівельна кліматологія і геофізика»).

Температура внутрішньої поверхні зовнішніх стін споруди безпосередньо впливає на інтенсивність тепловіддачі випромінюванням від поверхні людського тіла до поверхні стіни (зовнішнього огороження).

При визначенні теплового навантаження нових районів і за відсутності даних про тип і розміри проєктованих громадських споруд можна орієнтовно прийняти розрахункову витрату теплоти на опалення громадських споруд, що дорівнює 25 % від витрати теплоти на опалення житлових споруд.

Внутрішні тепловиділення. До внутрішніх (побутових) тепловиділень житлових споруд слід віднести теплоту, яку виділяють самі мешканці та побутові прилади: кухонні плити, освітлювальні та електропобутові прилади. Ці тепловиділення не залежать від температури зовнішнього повітря і становлять $20,9 \text{ Вт}$ на 1 м^2 житлової площі приміщень, які мають нагрівні прилади. Приміром, відношення площі кухні до житлової площі в середньому становить $0,25$, тобто внутрішні тепловиділення орієнтовно можна обчислити таким чином:

$$Q_{\text{в.т}} = 20,9 \cdot 1,25 \cdot F_{\text{ж}} \quad (7.21)$$

де $F_{\text{ж}}$ – житлова площа опалюваних приміщень (споруд), м^2 .

У громадських спорудах влаштовується, як правило, припливно-витяжна вентиляція, для якої внутрішні тепловиділення і підігрівання інфільтраційного повітря враховуються у розрахункових витратах теплоти на вентиляцію. Але оскільки внутрішні тепловиділення мають взагалі характер випадковий і не піддаються регулюванню в часі, то для забезпечення в житлових районах нормального температурного режиму у всіх опалюваних приміщеннях встановлюється гідравлічний і температурний режими для найбільш невідгідних умов, тобто при $Q_{\text{вт}} = 0$.

Промислові споруди. Значення питомих тепловтрат промислових споруд і будинків різноманітного призначення дано у довідниках. Ними можна користуватися для орієнтовних розрахунків опалювального навантаження за укрупненими показниками.

Розрахунковими тепловтратами називають тепловтрати при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для опалення $t_{\text{зовн.опал}}$. Їх можна визначити за такою залежністю:

$$Q'_0 = (1 + \mu) q_0 \cdot V(t_{\text{в.п}} - t_{\text{зовн.опал}}). \quad (7.22)$$

Якщо джерелом внутрішніх тепловиділень є теплотехнологічні апарати, то вони можуть становити значну величину.

У разі відсутності даних щодо типу забудови і зовнішнього об'єму житлових та громадських споруд ДБН В.2.5.-39:2008 рекомендують визначати витрату теплоти на опалення за узагальненими показниками:

$$Q'_0 = q_0 \cdot F_{\text{ж}}(1 + k), \quad (7.23)$$

де $q_0 = f(t_{\text{зовн.опал}})$; k – коефіцієнт, що враховує витрату теплоти на опалення громадських споруд; значення k приймають $k = 0,25$.

Для економного і раціонального використання палива велике значення має вибір початку і завершення опалювального сезону, які, зазвичай, встановлюються місцевими органами самоврядування. Згідно з ДБН В.2.5.-39:2008 опалювання слід включати, якщо середньодобова температура зовнішнього повітря протягом тижня не перевищує $t_{\text{зовн.}} = t_{\text{зпк}} = + 8^\circ\text{C}$, де $t_{\text{зпк}}$ – температура зовнішнього повітря початку і кінця опалювального сезону.

Для промислових підприємств початок і завершення опалювального сезону визначають за показанням температури зовнішнього повітря, коли тепловтрати через зовнішні огородження дорівнюють внутрішнім тепловиділенням, тобто:

$$t_{\text{зпк}} = t_{\text{в.п}} - \frac{Q_{\text{ТВ}}}{Q'_0}(t_{\text{в.п}} - t_{\text{зовн.опал}}) \leq 8^\circ\text{C}. \quad (7.24)$$

Якщо ж температура $t_{\text{зпк}}$, розрахована за цією формулою, дорівнює або більше 8°C , то приймають $t_{\text{зпк}} = + 8^\circ\text{C}$.

Вентиляція. Вентиляцією називають сукупність (комплекс) заходів та обладнання, що забезпечують розрахунковий обмін повітря в приміщеннях житлових, громадських та промислових споруд.

Санітарно-гігієнічне призначення вентиляції полягає у підтриманні в приміщеннях таких санітарних норм і стану повітряного середовища, які задовольняють вимоги відповідних ДБН і норми проектування промислових підприємств.

Технологічне призначення вентиляції – забезпечення чистоти повітря, його температури, вологості та швидкості переміщення у приміщенні, зумовлених особливостями технологічного процесу.

Розрахункові параметри внутрішнього і зовнішнього повітря. Санітарними нормами проектування промислових підприємств СН 245-71 регламентовані метеорологічні умови повітря в робочій зоні приміщень промислових підприємств, у зоні обслуговування громадських та житлових споруд, а також розрахункові параметри зовнішнього повітря.

Мікроклімат приміщення характеризується температурою внутрішнього повітря t_b , температурою внутрішніх поверхонь споруд t_R , відносною вологістю повітря $\phi_{пов}$ і швидкістю його переміщення $W_{пов}$. Поєднання цих параметрів, яке забезпечує найкраще самопочуття і найвищу працездатність людей, має назву комфортних умов. Особливо важливо підтримувати в приміщенні відповідні температурні умови. На рис. 7.14. наведено поля комфортних температурних умов для холодної (1) і теплої (2) пір року.

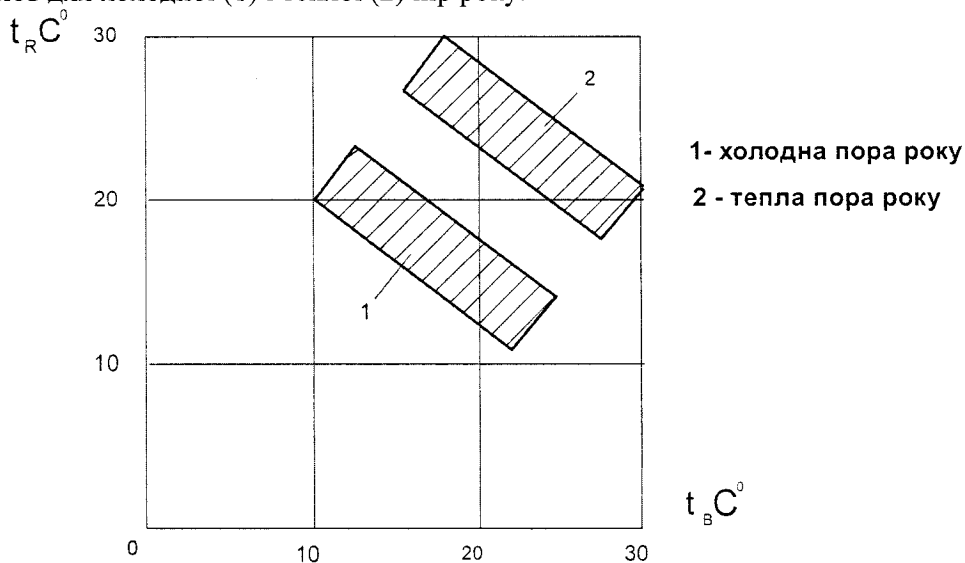


Рис. 7.14. Залежність радіаційної температури внутрішніх поверхонь споруд t_R від температури внутрішнього повітря t_b .

Санітарні норми (ГОСТ 12.1.005-88 «Общие требования к воздуху в рабочей зоне») розрізняють оптимальні метеорологічні умови в приміщеннях, які мають бути забезпечені автоматичними регулювальними системами, і допустимі метеорологічні умови в приміщеннях, які мають бути забезпечені системами вентиляції без автоматичного регулювання.

Необхідні метеорологічні умови в приміщеннях мають бути забезпечені насамперед у робочій зоні. За робочу зону приймають простір заввишки 2 м від рівня підлоги чи майданчика, на якому розташовані робочі місця.

ГОСТ 12.1.005-88 «Общие требования к воздуху в рабочей зоне» передбачає також гранично допустимі концентрації ГДК шкідливих газів, пари і пилу в повітрі робочої зони.

Під ГДК_{р,з} розуміють вміст у повітрі робочої зони такої кількості шкідливих речовин, які при щоденному впливі протягом 8 годин впродовж трудового стажу не викликають патологічних змін або захворювань у працюючого.

Розрахунок витрати теплоти на вентиляцію. Витрата теплоти на вентиляцію житлових споруд, що не мають, як правило, спеціальної припливної системи, відносно невелика і становить 5...10 % від витрати теплоти на опалення. Вона враховується згідно з величиною питомої тепловтрати споруди q_v .

Витрату теплоти на вентиляцію приймають за проектами місцевих систем вентиляції, а для діючих установок – за експлуатаційними даними. Приблизно витрату теплоти на підігрівання припливного повітря Q_v , Вт, знаходять за формулою:

$$Q_v = q_v \cdot V_{\text{зовн}} (t_{\text{в.р}} - t_{\text{зовн}}), \quad (7.25)$$

де $V_{\text{зовн}}$ – об'єм споруди за зовнішнім виміром, м³; q_v – вентиляційно-теплова характеристика будівлі (споруди), Вт/(м³·К).

Величину q_v можна визначити із залежності:

$$q_v = m \cdot c_{\text{пов}} \frac{V_v}{V_{\text{зовн}}}, \quad (7.26)$$

де m – розрахункова кратність обміну повітря, 1/с; $c_{\text{пов}}$ – об'ємна теплоємність повітря, Дж/м³·К; V_v – об'єм вентиляованої частини споруди, м³.

Отже, вентиляційно-теплова характеристика споруди q_v являє собою витрату теплоти на 1 м³ об'єму споруди за зовнішніми вимірами і при різниці в 1 °С температур зовнішнього повітря і всередині приміщення.

Розрахункова витрата теплоти на вентиляцію, Вт:

$$Q'_v = q_v \cdot V_{\text{зовн}} (t_{\text{в.р}} - t_{\text{зовн.вент}}), \quad (7.27)$$

де $t_{\text{зовн.вент}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції, яка визначається як середня температура найхолоднішого періоду, що становить 15 % тривалості всього опалювального сезону, її значення для різних кліматичних зон наводяться у довідниках. Як правило, $t_{\text{зовн.вент}}$ вища за $t_{\text{зовн.опал.}}$.

Для промислових цехів із значним виділенням шкідливих речовин приймають $t_{\text{зовн.вент}} = t_{\text{зовн.опал.}}$.

Якщо $t_{\text{зовн.}} < t_{\text{зовн.вент}}$, витрата теплоти на вентиляцію залишається незмінною, $Q_v = Q'_v = \text{const}$, що досягається зменшенням кратності обміну повітря m .

Мінімальна кратність обміну повітря при температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зовн.опал}}$ визначається таким чином:

$$m_{\text{min}} = \frac{(t_{\text{в.р.}} - t_{\text{зовн.вент}})}{(t_{\text{в.р.}} - t_{\text{зовн.опал}})} m, \quad (7.28)$$

де m – розрахункова кратність обміну повітря, 1/с.

За відсутності даних з номенклатури і розмірів споруд приймають $q_v = 0,28 - 0,36$ Вт/(м³·К).

Досить часто за відсутності додаткових даних розрахунок витрати теплоти на вентиляцію здійснюють за укрупненими нормативами. Тоді розрахункова

витрата може бути визначена за такою формулою:

$$Q'_в = q_о F_ж K_{громадськ} K_в, \quad (7.29)$$

де $K_в = 0,4$ і $K_{громадськ} = 0,25$ приймається згідно з рекомендаціями.

Поточна витрата теплоти на вентиляцію визначається таким чином:

при $t_{зовн.вент} > t_{зовн.опал}$.

$$Q_в = Q'_в; \quad (7.30)$$

при $t_{зпк} > t_{зовн.} > t_{зовн.вент}$.

$$Q_в = Q'_в \frac{t_{в.р} - t_{зовн.}}{t_{в.р} - t_{зовн.вент}}. \quad (7.31)$$

Гаряче водопостачання. Визначення розрахункової потреби теплоти на ГВП.

Споживання гарячої води у житлових будинках нерівномірне протягом доби і по днях тижня. На рис. 7.15. наведено добовий графік витрати води в окремому будинку, на рис. 7.16. показано графік зміни витрати води по днях тижня у центральному тепловому пункті.

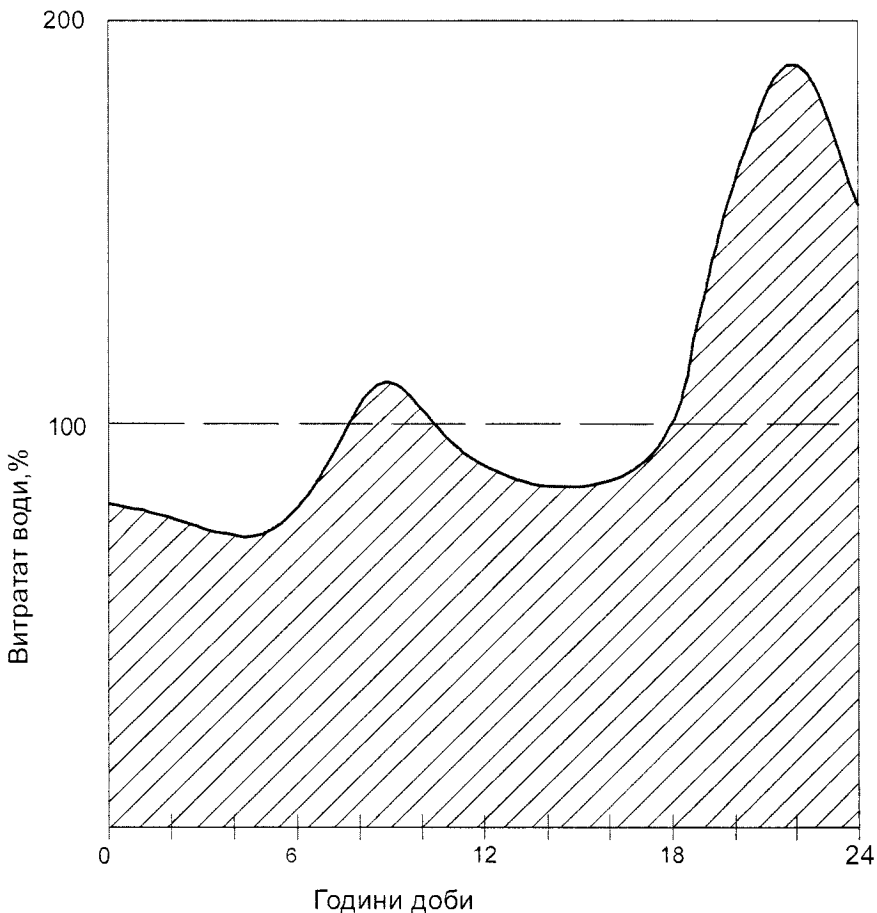


Рис. 7.15. Графік внутрішньодобової зміни витрати гарячої води в окремому житловому будинку.

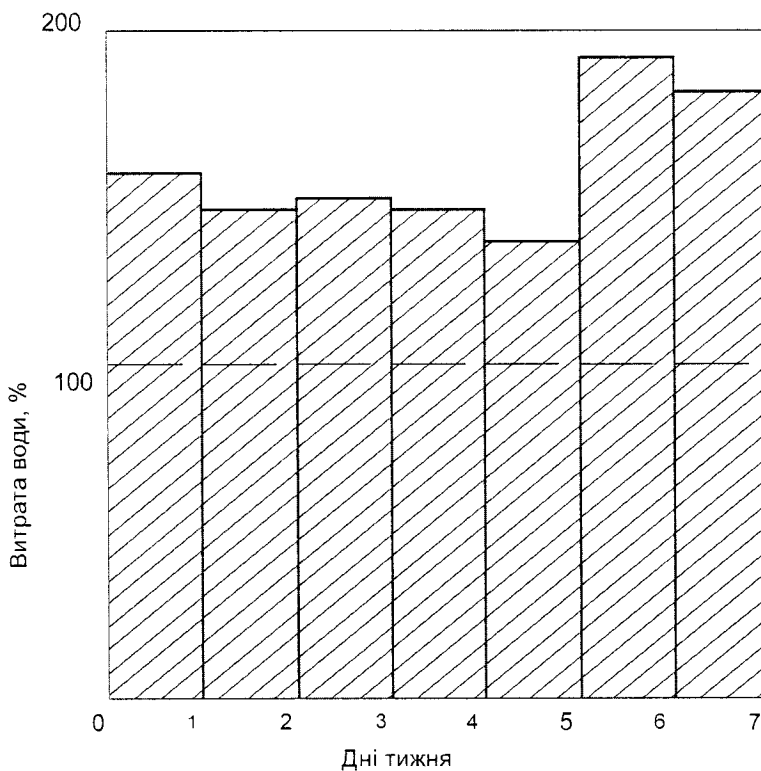


Рис. 7.16. Графік зміни витрати гарячої води по днях тижня у центральному тепловому пункті.

Середню за тиждень витрату теплоти (середньо тижневе теплове навантаження) побутового гарячого водопостачання (ГВП) окремих житлових, громадських і промислових будинків (споруд), $Q_{г.ср.тижн.}$, Вт, можна визначити з рівняння:

$$Q_{г.ср.тижн.} = a \cdot m \cdot c_v (t_r - t_x) / n_c \quad (7.32)$$

де a – добова норма витрати гарячої води, кг/добу, температурою $60\text{ }^\circ\text{C}$ на одиницю споживання (виміру); m – число одиниць споживання (виміру); n_c – розрахункова тривалість подавання теплоти на ГВП, с/добу.

Нормативною температурою гарячої води $t_r = 60\text{ }^\circ\text{C}$. Якщо $t_r \neq 60\text{ }^\circ\text{C}$, то за умови подачі нормованої кількості теплоти на ГВП:

$$a_i = a \frac{60 - t_x}{t_r - t_x} \quad (7.33)$$

Згідно з ДБН В.2.5.-64:2012 «Внутрішній водовід та каналізація» температура гарячої води в місцях (пунктах) водорозбору має підтримуватись у таких межах:

$t_r = 60...75\text{ }^\circ\text{C}$ у відкритих системах і в системах місцевого гарячого водопостачання;

$t_r = 50...75\text{ }^\circ\text{C}$ у закритих системах тепlopостачання.

Для житлових будинків, гуртожитків, готелів, пансіонатів, шкіл-інтернатів, санаторіїв, будинків відпочинку, лікарень умовно приймають $n_c = 24$ год/добу.

Для промислових будівель і підприємств із місцевими акумуляторами гарячої води значення n_c приймають таким, що дорівнює значенню фактичної середньодобової тривалості подавання теплоти на гаряче водопостачання.

Температура холодної води за відсутності додаткових даних приймається для періоду: зимового $-t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; літнього $-t_x = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

За відсутності даних щодо кількості і типу житлових і громадських споруд можна орієнтовно визначити середню за тиждень годинну витрату теплоти на ГВП, кДж/год, таким чином:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ср.тижн}} = M_m (a_m + a_{\text{гр}}) c_v (t_{\Gamma} - t_x) / n_c, \quad (7.34)$$

де M_m – кількість мешканців; a_m – добова норма витрати гарячої води на одного мешканця, кг/добу; $a_{\text{гр}}$ – витрата гарячої води для громадських споруд, віднесена на одного мешканця району, кг/добу.

Середня витрата теплоти на побутове ГВП за добу найбільшого водоспоживання, Вт:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ср.доб}} = Q_{\Gamma}^{\text{ср.тижн}} X_{\text{тижн}}, \quad (7.35)$$

де $X_{\text{тижн}}$ – коефіцієнт тижневої нерівномірності витрати теплоти на ГВП.

За відсутності дослідних даних для житлових і громадських споруд приймають $X_{\text{тижн}} = 1,2$; для промислових споруд і підприємств $-X_{\text{тижн}} = 1,0$.

Максимальна годинна витрата теплоти на побутове гаряче водопостачання, Вт:

$$Q_{\Gamma}^{\text{max}} = X_{\text{тижн}} \cdot X_{\text{доб}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{ср.тижн}}, \quad (7.36)$$

де $X_{\text{доб}}$ – коефіцієнт добової нерівномірності витрати теплоти за добу найвищого водоспоживання.

Під час орієнтовних розрахунків можна приймати для міст і населених пунктів $X_{\text{доб}} = 1,7 \dots 2,0$; для промислових споруд $-X_{\text{доб}} = 1,0$.

У довідковій та навчальній літературі наводяться норми витрати гарячої води ($t_{\Gamma} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$): середньо тижнева, середня за добу найбільшого водоспоживання, максимально-годинна.

У літній період Q_{Γ} менше, ніж взимку, через більше значення t_x і меншу витрату води на ГВП і становить 70...75 % від зимового навантаження.

Річні витрати теплоти. Річна витрата теплоти на опалення (Вт) може бути визначена за такою формулою:

$$Q_0^{\text{річн}} = Q_0' \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{зовн}}^{\text{ср.опал}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{зовн.опал}}}, \quad (7.37)$$

де $t_{\text{зовн}}^{\text{ср.опал}}$ – середня температура зовнішнього повітря протягом опалювального періоду, $^\circ\text{C}$; n_0 – тривалість опалювального періоду, с.

Річна витрата теплоти на ГВП визначається за формулою:

$$Q_{\Gamma}^{\text{річн}} = Q_{\Gamma}^{\text{ср.тижн}} n_0 + Q_{\text{сл}}^{\text{ср.тижн}} (n - n_0), \quad (7.38)$$

де n – тривалість роботи системи ГВП протягом року, $n = 3,024 \cdot 10^7$ с.

Величина годинної, середньої за тиждень, витрати теплоти на ГВП влітку, визначається за формулою:

$$Q_{\Gamma.л}^{\text{ср.тижн}} = Q_{\Gamma}^{\text{ср.тижн}} \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{хл}}}{t_{\Gamma} - t_x}, \quad (7.39)$$

де $t_{хл} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура холодної води з водопровідної мережі влітку; φ – коефіцієнт, що враховує зменшення витрати теплоти на ГВП у зв'язку з літньою міграцією населення; $\varphi = 0,8$.

Річна витрата теплоти на вентиляцію:

$$Q_{\text{вент}}^{\text{річн}} = \left[Q'_в n_2 + Q'_в (n_0 - n_2) \frac{t_{в.р} - t_{\text{зовн1}}^{\text{ср}}}{t_{в.р} - t_{\text{зовн.вент}}} \right] \frac{16}{24}, \quad (7.40)$$

де $t_{\text{зовн1}}^{\text{ср}}$ – коефіцієнт, що враховує 16-годинну роботу вентиляції протягом доби; $t_{\text{зовн1}}^{\text{ср}}$ – середня температура зовнішнього повітря в діапазоні $t_{\text{зпк}} < t_{\text{зовн}} < t_{\text{зовн.вент}}$; визначається із балансу градусо-годин в опалювальний період:

$$t_{\text{зовн2}}^{\text{ср}} n_2 + t_{\text{зовн1}}^{\text{ср}} n_1 = t_{\text{зовн}}^{\text{ср}} n_0,$$

звідки

$$t_{\text{зовн1}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{зовн}}^{\text{ср}} n_0 - t_{\text{зовн2}}^{\text{ср}} n_2}{n_1} = t_{\text{зовн}}^{\text{ср}} - (t_{\text{зовн2}}^{\text{ср}} - t_{\text{зовн}}^{\text{ср}}) \frac{n_2}{n_1},$$

де n_1 – тривалість періоду стояння температур, при $t_{\text{зовн}} > t_{\text{зовн.вент}}$, $n_1 = n_0 - n_2$;

$t_{\text{зовн2}}^{\text{ср}}$ – середня температура зовнішнього повітря в діапазоні

$$t_{\text{зовн.о}} < t_{\text{зовн}} < t_{\text{зовн.вент}}, t_{\text{зовн2}}^{\text{ср}} = 0,475(t_{\text{зовн.о}} + t_{\text{зовн.вент}}).$$

Література

1. Теплотехніка: Підручник / *О.Ф. Буляндра, Б.Х. Драганов* та ін. – К; Вища шк., 1998, – 334 с.
2. *О.Ф. Буляндра*. Технічна термодинаміка: Підруч.для студ. виш. навч. закл. – 2-ге випр./ *О.Ф. Буляндра*. – К.: Техніка, 2006.
3. Методичні рекомендації до вивчення дисципліни та виконання контрольної роботи з дисципліни «Теплохолодотехніка» для студентів спец. 7.05050313 «Обладнання переробних і харчових виробництв» денної та заочної форм навчання/ Укладачі: *С.М. Василенко, А.В. Форсюк, Д.Є. Сінат-Радченко, Н.В. Іващенко*. – К.: НУХТ, 2014. – 75 с. №8382.
4. Методичні вказівки до вивчення дисципліни та виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теплотехніка». / Укладачі: *С.М. Василенко* та ін., – К., НУХТ, 2006, – 62 с., – №6670.
5. Методичні вказівки до вивчення дисципліни та виконання контрольних робіт з дисципліни «Теплотехніка». / Укладачі: *В.О. Карась* та ін., – К., НУХТ, 2005, – 54 с., – №6624.
6. Теплотехніка: Учебник для вузов / Под ред. *А.П. Баскакова*, – М., Энергоатомиздат, 1991, – 224 с.
7. *А.Н. Алабовский, С.М. Константинов, И.А. Недужий*, Теплотехника. К., Высшая шк., 1989.
8. *О.М. Рабинович*; Сборник задач по технической термодинамике, М., машиностроение, 1973, 343 с.
9. *Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел*. Задачник по теплопередаче, М.: Энергия, 1975, 279 с.
10. *С.Л. Ривкин, А.А. Александров*. Термодинамические свойства воды и водяного пара., М, Энергия, 1980.
11. *Г.П. Панкратов*. Сборник задач по теплотехнике. – М.: Высшая школа, 1986. 248 с.

Розділ 8. Холодильні установки. Використання холодильних технологій

8.1. Роль холоду в харчовій та фармацевтичній промисловості

Найважливішим завданням агропромислового комплексу є цілорічне безперервне постачання населення якісними харчовими продуктами. Проте в умовах клімату України вироблення переважної більшості продуктів має сезонний характер, тому зберегти їх харчову цінність протягом цілого року можна лише консервуванням. Вибір способу консервування залежить від властивостей продукту, міри збереження його якості та харчової цінності після зберігання та вартості способу. Для більшості продуктів як рослинного, так і тваринного походження використовують холодильне консервування. Воно дає можливість запобігти псуванню, скоротити втрати сировини та продукції за мінімальної зміни властивостей первинного продукту.

Світове виробництво харчових продуктів становить близько 5 млрд т. З них лише 400 млн т проходять оброблення холодом (за потреби близько 2 млрд т). Через недостатність чи брак штучного охолодження у світі втрачається 20 – 30 % вироблених харчових продуктів, у тому числі 30 – 40 % урожаю плодів та овочів. Холодильне оброблення входить до більшості технологічних послідовностей вироблення харчових продуктів, його використовують для зберігання сировини, вироблення та зберігання продукції. Щороку у холодильне обладнання вкладається 170 млрд доларів, тоді як заморожених продуктів виробляється на 1200 млрд доларів і це виробництво щороку зростає на 10 %. У світі є понад 300 млн холодильних сховищ та 800 – 1000 млн домашніх холодильників.

Холодильна технологія – це галузь знань і практичної діяльності, що вирішує завдання холодильного оброблення харчових продуктів, а також використання холоду для їх вироблення. Основне завдання холодильної технології – обрати найраціональніші способи та режими холодильного оброблення та зберігання харчових продуктів для максимального збереження їх якості за мінімальних витрат коштів. Для цього слід мати уявлення про склад і властивості харчових продуктів, технології їх вироблення, зміни, що відбуваються у сировині та продуктах під час вироблення та зберігання.

Холодильна технологія:

- вивчає вплив холодильного оброблення на харчові продукти;
- визначає режими холодильного оброблення з урахуванням особливостей продуктів і властивих їм змін;
- розробляє науково обґрунтовані методи зниження втрат маси та якості продуктів під час холодильного оброблення;
- розробляє нові способи холодильного оброблення харчових продуктів.

Виділяють п'ять основних процесів холодильної технології: охолодження, заморожування, холодильне зберігання, розморожування та теплення. На них ґрунтуються інші, похідні процеси (кріоконцентрування, кріоподрібнення, кріорозділення, сублимаційне висушування тощо).

Слід зазначити, що штучний холод використовується не лише у харчовій промисловості, а також і в гірничодобувній, хімічній, машинобудівній

галузях, у медицині, фармацевтиці, будівництві та інших. Проте основною галуззю його використання залишається саме вироблення та зберігання харчової сировини та продукції – найскладнішого об'єкта холодильного оброблення. У харчових продуктах проходять різноманітні біологічні та біохімічні процеси, які слід неодмінно враховувати. Крім того, на харчових продуктах розвиваються мікроорганізми (бактерії, пліснява та ін.), життєдіяльність яких загалом слід пригнічувати для поліпшення процесу зберігання. Але у деяких технологіях (вироблення кисломолочних продуктів чи пива) слід створити умови для розвитку певних мікроорганізмів.

Штучний холод також широко використовують у фармацевтичній промисловості для зберігання медпрепаратів, сировини для їх вироблення та напівфабрикатів, створення необхідних умов проходження біохімічних реакцій, розвитку (або недопущення розвитку) певних мікроорганізмів. Сублімаційне висушування (виморожування) дає змогу вилучити з підготованих препаратів воду, максимально зберігши їх склад та властивості.

З найдавніших часів люди використовували для зберігання харчових продуктів природний холод (льохи, випарення води, природний лід, льодосоляні суміші). Значний стрибок у розвитку холодильної техніки та технології відбувся у другій половині XIX ст., коли почалося впровадження холодильних машин. Тоді інтенсивно почало розвиватися виробництво м'яса в Америці та Австралії та його заморожування для транспортування до Європи. Впродовж XIX-XX ст. холодильна техніка дедалі вдосконалювалася і поступово впроваджувалася у різних харчових галузях: м'ясній, молочній, рибній, пивоварній, консервній, кондитерській та інших. Крім зберігання охолоджених та заморожених продуктів почали впроваджуватися інші холодильні технології: вироблення заморожених фруктів, соків, морозива, кріоконцентрування. З початку XX ст. фахівці з різних галузей знань (біологи, хіміки, фізики, медики тощо) ґрунтовно досліджують вплив холоду на різноманітні біологічні об'єкти та харчові продукти.

Сучасний напрям розвитку холодильної технології полягає у створенні та вдосконаленні безперервного холодильного ланцюга «виробник – продавець – споживач» (БХЛ). Штучний холод у БХЛ застосовується для зберігання сировини, у процесі виробництва харчових продуктів, для зберігання готового продукту на підприємстві, що його виробляє, для місцевих і далеких перевезень продуктів, для зберігання продуктів, у роздрібній торговельній мережі та побуті. Продукт перебуває під постійним впливом холоду, що дає змогу максимально зберегти його якість.

8.2. Холодильне оброблення харчових продуктів

8.2.1. Способи холодильного оброблення

Холодильне оброблення – це технологічна операція, що передбачає відведення теплоти від продукту. Існують такі способи холодильного оброблення продуктів:

– охолодження – відведення теплоти від продукту зі зниженням його температури без утворення льоду. Цей спосіб може використовуватися як окремо, так і передувати подальшому холодильному обробленню;

– переохолодження – охолодження продукту до температури, нижчої за кріоскопічну, що може супроводжуватися частковою кристалізацією води у поверхневому шарі продукту (підморожування); переохолоджені продукти можуть зберігатися у 2 – 2,5 рази довше, ніж охолоджені;

– заморожування – відведення теплоти від продукту зі зниженням його температури значно нижчої за кріоскопічну, супроводжується кристалізацією більшості води у продукті, значно подовжує тривалість зберігання;

– доморожування – відведення теплоти від частково замороженого продукту зі зниженням його температури до заданого рівня.

Режимом холодильного оброблення (або зберігання) називають сукупність параметрів та умов, що впливають на якість продуктів (температура, відносна вологість, швидкість руху повітря, склад газового середовища, спосіб розміщення, тривалість процесу).

Під час вибору способу холодильного оброблення слід керуватися не лише рівнем гальмування мікробіологічних процесів (тобто можливою тривалістю зберігання), а й збереженням первинних смакових якостей і харчової цінності продукту, а також економічністю процесу.

Для холодильного оброблення продукту важливою є його кріоскопічна температура $t_{кр}$ – температура початку замерзання тканинного соку. Вона залежить від властивостей розчину (концентрації, ступеня дисоціації розчинених речовин та ін.). Кріоскопічні температури для більшості харчових продуктів перебувають у межах $-0,5...-5$ °С, зазвичай визначаються дослідним шляхом та наведені у довідковій літературі.

Після холодильного оброблення продукт надходить до холодильних камер на холодильне зберігання при температурах $0...-25$ °С. Воно може тривати від кількох діб до кількох років. Після холодильного зберігання виконують такі технологічні операції:

– розморожування (для заморожених продуктів) – підведення теплоти до заморожених продуктів з метою плавлення льоду, що міститься в них (вода, що утвориться при цьому, має якнайповніше поглинутися тканинами продукту);

– отеплення – (для охолоджених продуктів) – підведення теплоти до охолоджених продуктів з підвищенням їх температури до температури довкілля або дещо нижчої.

8.2.2. Охолодні середовища

Охолодним називається середовище з нижчою, ніж у продукту, температурою, що контактує з продуктом чи його упаковкою під час холодильного оброблення та відводить від нього теплоту. Охолодне середовище має бути нетоксичним, негорючим, вибухобезпечним, не повинне вступати у хімічні реакції з продуктом чи обладнанням, погіршувати товарний вигляд, смак чи запах продукту. Бажано, щоб воно було дешевим та доступним.

До газоподібних охолодних середовищ належать атмосферне повітря, газу, газові суміші – регульовані (РГС), модифіковані (МГС), саморегульовані (СГС). Їх перевагами є рівномірний контакт з усією поверхнею продукту, доступність (для повітря), а недоліками – малий коефіцієнт тепловіддачі до поверхні, мала питома теплоємність, а отже, великі витрати. Занадто сухе газове середовище може спричинити усихання продукту.

До рідких охолодних середовищ належать вода, льодоводяні суспензії, водні розчини солей натрію, кальцію та магнію, гліколі, фреони, скраплений азот. Їх основними перевагами порівняно з газовими середовищами є вищі теплоємність і теплопровідність, вищий коефіцієнт тепловіддачі до поверхні продукту. Охолодження у рідких середовищах здійснюється способом занурення чи зрошування.

До твердих охолодних середовищ належать штучний водний лід, льодосоляні суміші, тверда вуглекислота (сухий лід), охолоджені метали та інші матеріали.

8.2.3. Охолодження

Зазвичай охолодження здійснюють до температури у товщі продукту 0...4 °С. Завдяки цьому створюються несприятливі умови для розвитку мікроорганізмів і деактивуються ферменти, що приводить до сповільнення біохімічних та мікробіологічних процесів. Таким чином продукт зазнає мінімальних змін протягом зберігання.

Охолодження забезпечує збереження високих споживчих властивостей продуктів (аромату, смаку, консистенції, кольору). Тому, якщо планований термін зберігання невеликий, продукти випускають охолодженими. Проте охолоджені продукти не підлягають тривалому зберіганню, бо при температурах, близьких до криоскопічної, багато видів шкідливих мікроорганізмів активно розвиваються і продукт може швидко зіпсуватися. Нині на базі комбінованих методів консервування вдається значно подовжити терміни зберігання охолоджених харчових продуктів.

Для досягнення найкращого результату продукт слід охолодити якомога швидше після вироблення. Швидкість охолодження продуктів залежить від:

- властивостей охолодного середовища (агрегатний стан, температура, відносна вологість, швидкість руху);
- розмірів і маси продукту;
- величини та стану поверхні охолоджуваного продукту;
- інтенсивності тепловіддачі з поверхні продукту;
- швидкості поширення теплоти у продукті, що визначається коефіцієнтом температуропровідності продукту;
- початкового та кінцевого розподілів температур у продукті.

Конкретні режими охолодження для кожної групи продуктів визначають з урахуванням їх криоскопічної температури, складу, властивостей, мікроструктури, біохімічних процесів, а також призначення та економічності.

Охолодження в потоці холодного повітря здійснюють у холодильних камерах чи тунелях на гратчастих візках або у підвішеному стані. Продукт (наприклад м'ясні напівтуші) безперервно транспортують тунелем. Можливе охолодження дрібних продуктів на перфорованій основі у завислому стані у потоці холодного повітря (флюїдизаційні апарати). Температура повітря становить $t_{\text{пов}} = -10...-4$ °С, швидкість руху повітря $w_{\text{пов}} = 2 - 10$ м/с.

Харчові продукти найчастіше охолоджують у повітрі, незважаючи на малі коефіцієнти тепловіддачі під час цього процесу. Причиною цього є безкоштовність і доступність повітря.

Зрошувальне охолодження відбувається під час зрошення продукту водою чи розчином за допомогою спеціальних зрошувальних систем (наприклад ротаційні системи періодичної дії). Продукт безперервно рухається на транспортерній стрічці чи у підвішеному стані. Температура зрошувальної рідини становить від -15°C (розчини гліколів) до $+15^{\circ}\text{C}$ (вода). У разі використання середовищ з температурою нижче 0°C можливе часткове підмороження поверхні продукту.

Повітряно-зрошувальне охолодження передбачає поєднання двох попередніх способів: у окремих приміщеннях чи у одному по черзі. Температура зрошувальної рідини становить не нижче -15°C . За рахунок інтенсивного випаровування води з поверхні продукту під час обдування повітрям відводиться додаткова кількість теплоти.

Для охолодження зануренням використовують воду, розсоли, льодосоляні суміші. Температура рідини становить $-2...+4^{\circ}\text{C}$. Продукт транспортують крізь одну чи кілька посудин за допомогою шнекового транспортера чи у підвішеному стані.

Охолодження льодом, що тане, відбувається у ваннах з лускоподібним льодом, куди занурюють продукт (риба, птиця, овочі). Під час танення льодоводяна суміш добре контактує з продуктом, інтенсивно відбираючи від нього тепло. Також використовують безпосереднє додавання лускоподібного льоду до продуктів з метою охолодження (тісто, ковбасний фарш). Вода, що утворюється під час танення, розподіляється всередині продукту.

Контактне охолодження здійснюють у апаратах, де продукт перебуває між металевими пластинами, що охолоджують льодяною водою, розсолем чи безпосередньо холодоагентом. Перевагою цього способу є високий коефіцієнт теплопередачі та незначне всихання продукту.

Вакуумне охолодження здійснюється за рахунок самовипаровування води з продукту під час регульованого зниження тиску. Відбувається швидко, проте продукт частково втрачає вологу, а отже масу.

Кріогенне охолодження (скрапленими чи кристалізованими газами) використовують для безмашинних систем холодильного оброблення (коли немає можливості використати холодильні машини). Таке охолодження здійснюють у кріогенних апаратах, куди подається скраплений азот чи твердий CO_2 . Продукт контактує лише з газоподібною фазою, причому її температура повинна ретельно регулюватися, щоб не допустити підмерзання поверхні продукту. Під час оброблення азотом або CO_2 пригнічується поверхнева мікрофлора продукту, що сприяє його подальшому зберіганню.

Охолодження в теплообмінниках (кожухотрубні, пластинчасті, охолодні оболонки у збірниках) застосовують для харчових рідин малої в'язкості. Сипкі та в'язкі продукти (зокрема кисломолочний сир) охолоджують у барабанних охолодниках зі скребками. Для охолодження застосовують воду, льодоводяні суміші, розсоли, розчини гліколів.

Під час теплового розрахунку процесу охолодження визначають його тривалість (важливо для організації роботи холодильного обладнання), температури у характерних точках у будь-який момент часу (зазвичай на поверхні, у центрі та середню за об'ємом), щоб контролювати процес,

наприклад, не допустити підмороження, кількість відведеної теплоти (потрібна для розрахунку обладнання для камер охолодження, де вона становить основну частку теплового навантаження).

Зазначені величини можна визначити за допомогою декількох методів, що різняться точністю та трудомісткістю. Слід пам'ятати, що всі ці методи дають значну похибку через відмінність теплофізичних властивостей реального продукту від розрахункових. Ця похибка за різними даними може становити від 10 до 20 %. Найпростішим є графічний метод.

Порядок розрахунку режиму охолодження від температури до температури графічним методом.

Вихідні дані: продукт, його форма та розміри, початкова та кінцева температури продукту t_0 та t_k , температура $t_{кам}$ та швидкість руху (w) повітря у камері.

1. Визначити теплофізичні характеристики продукту (коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{пр}$, питому теплоємність $c_{пр}$, коефіцієнт температуропровідності $a_{пр}$) та повітря у камері (коефіцієнт теплопровідності повітря $\lambda_{пвт}$, коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $\nu_{пвт}$, коефіцієнт температуропровідності повітря $a_{пвт}$).

2. Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі з поверхні продукту. Для рухомого повітря використовують залежність Чумака та Московченка:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_{пвт} / \delta, \quad (8.1)$$

де δ – товщина шматка продукту, м; Nu – критерій Нуссельта. Для рухомого повітря:

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,7}, \quad (8.2)$$

де Re – критерій Рейнольдса для повітря,

$$Re = w \cdot \delta / \nu_{пвт} \quad (8.3)$$

w – швидкість руху повітря у камері, м/с.

3. Знайти визначальний розмір шматка продукту R (для пластини – половина товщини, для циліндра чи кулі – радіус).

4. Розрахувати критерій Біо за формулою

$$Bi = \alpha \cdot R / \lambda_{пр}. \quad (8.4)$$

5. Розрахувати безрозмірнісну температуру в кінці охолодження:

$$\theta = \frac{t_k - t_{кам}}{t_0 - t_{кам}}. \quad (8.5)$$

6. За графіком безрозмірнісної температури знайти число Фур'є Fo . Графік для поверхні пластини наведений на рис. 8.1.

7. Розрахувати тривалість охолодження:

$$\tau = Fo \cdot R^2 / a_{пр}. \quad (8.6)$$

8. Обчислити середню за об'ємом температуру продукту, °С:

$$\bar{t} = t_{кам} + (t_0 - t_{кам}) \frac{8}{\pi^2} e^{-\frac{\pi^2 Fo}{4}}. \quad (8.7)$$

9. Розрахувати кількість теплоти, відведеної від продукту під час охолодження, кДж:

$$Q_{ох} = G(h_{п} - h_{к}), \quad (8.8)$$

де G – маса заморожуваного продукту, кг; $h_{п}$, $h_{к}$ – питомі ентальпії продукту відповідно у початковому та у охолодженому стані, кДж/кг.

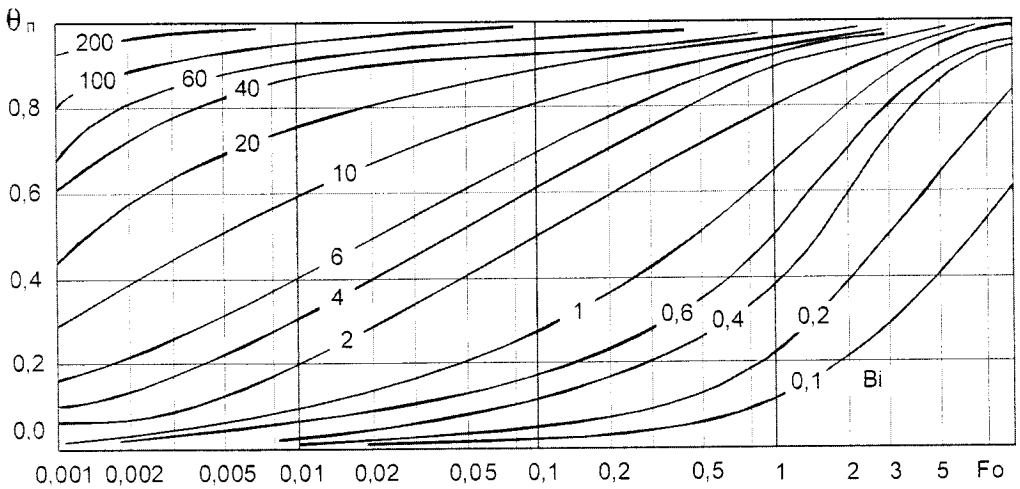


Рис. 8.1. Графік безрозмірної температури для поверхні пластини.

8.2.4. Заморожування та підморожування.

Під час заморожування температура в центрі продукту сягає -6°C та нижче і майже вся вода, що міститься у продукті, кристалізується. Заморожування використовують для:

- забезпечення стійкості продукту під час тривалого зберігання;
- відділення вологи під час концентрування рідких харчових продуктів;
- зміни фізичних властивостей продуктів (твердість, крихкість тощо) для подальшого технологічного оброблення;
- сублимаційного сушіння;
- вироблення харчових продуктів та надання їм специфічних смакових і товарних якостей (морозиво, пельмені, заморожені продукти).

Під час заморожування відбувається своєрідне висушування продукту. При цьому зменшується кількість води у рідкій фазі, необхідної для перебігу біохімічних реакцій і життєдіяльності мікроорганізмів. Це значно подовжує термін зберігання продуктів. Але на відміну від висушування, вода не видаляється з продукту, тому після розморожування він значною мірою зберігає первинні властивості.

Заморожений продукт відрізняється від охолодженого рядом властивостей: твердістю (внаслідок перетворення води на лід), яскравістю забарвлення (внаслідок оптичних ефектів, спричинених кристалами льоду), зменшенням густини на 5 – 8% (внаслідок розширення води під час замерзання), зміною теплофізичних характеристик.

На відміну від охолодження, заморожування спричиняє незворотні зміни в продукті, тому він частково втрачає первинні властивості. Під час заморожування відбувається частковий перерозподіл вологи, пошкодження тканин продукту кристалами льоду, можлива часткова денатурація білків. Для мінімізації цих змін, а отже, збереження харчових і смакових якостей замороженого продукту, слід досягти максимальної зворотності процесів, що проходять під час заморожування. Тому продукти слід заморожувати у найбільш раціональних режимах.

Швидкість заморожування – швидкість просування фронту заморожування (межі між замороженою і незамороженою зонами) від поверхні заморожуваного продукту до його центру – значно впливає на якість заморожених продуктів.

За повільного заморожування з утворенням великих кристалів поза клітинами змінюється початкове співвідношення об'ємів за рахунок перерозподілу вологи і фазового переходу води. Швидке заморожування запобігає значному дифузійному перерозподілу вологи і розчинених речовин і сприяє утворенню дрібних, рівномірно розподілених кристалів льоду. Для досягнення якісного заморожування його швидкість має бути такою, щоб тривалість впливу критичних температур (зона $-0,5...-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, у якій спостерігається основне кристалоутворення) була мінімальною.

Швидкість заморожування можна збільшити:

- знизивши температуру охолодного середовища (при цьому зростають видатки на холодильну машину);
- зменшивши товщину продукту (наприклад подрібнити його);
- підвищивши коефіцієнт тепловіддачі з поверхні продукту (турбулізація потоку, підвищення його швидкості та ін.).

У холодильній технології воду, що перейшла в твердий стан, називають вимороженою. Частка вимороженої води (ω) – це відношення маси вимороженої води до загального вологовмісту продукту. Для харчових продуктів частку вимороженої води визначають за емпіричним рівнянням:

$$\omega = 1 - \frac{t_{\text{кр}}}{t_{\text{ск}}}, \quad (8.9)$$

де $t_{\text{кр}}$ – криоскопічна температура продукту, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ск}}$ – середня кінцева температура замороженого продукту, $^{\circ}\text{C}$.

Вважається, що повне виморожування вільної води у харчових продуктах відбувається при евтектичній температурі, що для більшості харчових продуктів лежить у межах $-55...-86\text{ }^{\circ}\text{C}$, але до таких температур замороження проводити економічно не вигідно.

Експериментально встановлено, що приблизно 75 % води, що міститься у м'ясі, птиці, яйцях, рибі, і до 50 % – у картоплі виморожується при температурі до $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тому для риби, м'яса, плодовоовочевої продукції замість заморожування часто використовують підморожування – заморожування до температур дещо нижчих за криоскопічну ($-2...-3\text{ }^{\circ}\text{C}$) з кристалізацією частини води у поверхневому шарі. Це збільшує можливу тривалість зберігання продукту у 2...2,5 рази порівняно з охолодженням (хоча ця тривалість менша ніж у замороженого продукту), проте основна маса продукту не зазнає істотних змін від заморожування.

Існують різні способи заморожування: у рухомому повітрі з температурою $-15...-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (зокрема у псевдозрідженому шарі), у рідкому середовищі (зрошення чи занурення у розчин чи скраплений азот), у контакті з металевими плитками та інші. Для кожного продукту слід обирати такий спосіб, щоб максимально зберегти його якість за мінімальних витрат коштів. Продукти заморожують у морозильних камерах або швидкоморозильних апаратах різних типів: тунельних, флюїдизаційних, плиткових та інших.

Для процесу заморожування проводять: розрахунки тривалості заморожування, середньої кінцевої температури продукту, кількості відведеної теплоти. Вони важливі для визначення оптимального режиму заморожування та проектування обладнання для заморожування.

Розрахунок тривалості заморожування – одне з найскладніших завдань теплофізики. Адже під час заморожування відбувається фазовий перехід води у продукт, змінюються його теплофізичні властивості, виділяється теплота кристалізації води. Міжнародний інститут холоду рекомендує розраховувати тривалість заморожування за формулою Планка.

$$\tau_0 = \Phi \frac{R \cdot \rho \cdot q \cdot w \cdot \omega}{t_{кр} - t_{o.c}} \left(\frac{R}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_{уп}}{\lambda_{уп}} \right), \quad (8.10)$$

де τ_0 – тривалість заморожування, с; R – визначальний розмір шматка продукту, м; ρ – густина охолодженого продукту, кг/м³; q – питома теплота кристалізації води, $q = 3,3 \cdot 10^5$ Дж/кг; w – вологовміст продукту, кг/кг; ω – частка вимороженої води; $t_{кр}$ – кріоскопічна температура продукту, °С; $t_{o.c}$ – температура охолодженого середовища, °С; λ – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту, Вт/(м·К), який визначають з довідкової літератури; α – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні тіла, Вт/(м²·К); Φ – безрозмірнісний коефіцієнт, що враховує форму тіла; $\delta_{уп}$ та $\lambda_{уп}$ – відповідно товщина та коефіцієнт теплопровідності для кожного шару пакувального матеріалу чи форми, а також повітряних прошарків між продуктом та шаром пакувального матеріалу. Суму термічних опорів шарів пакувальних матеріалів $\delta_{уп}/\lambda_{уп}$ слід враховувати лише для упакваних продуктів. Якщо відомі питомі ентальпії продукту у початковому та замороженому станах, то замість добутку $q \cdot w \cdot \omega$ у формулу Планка доцільно підставляти різницю цих питомих ентальпій.

Кількість теплоти, відведеної від продукту під час заморожування, кДж:

$$Q_m = G(h_n - h_k), \quad (8.11)$$

де G – маса заморожуваного продукту, кг; h_n , h_k – питомі ентальпії продукту відповідно у початковому та у замороженому стані, кДж/кг.

8.2.5. Холодильне зберігання харчових продуктів

Холодильне зберігання дає можливість цілорічно забезпечити населення високоякісними харчовими продуктами з мінімальними втратами. Охолоджені, підморожені і заморожені продукти зберігаються на базисних і розподільчих холодильниках (протягом тижнів, місяців, а то й років), на підприємствах, у торгівлі, а також у побутових холодильниках споживача (як правило, протягом короткого терміну).

Тривалість холодильного зберігання значно перевищує тривалість холодильного оброблення харчових продуктів. Під час холодильного зберігання, на відміну від холодильного оброблення, не потрібне відведення чи підведення теплоти до продукту. Головна його мета – мінімізувати зміни у продуктах, що зберігаються, та зберегти їх якість. Для цього слід підтримувати стабільну низьку температуру зберігання, але важливі й інші умови. Під час зберігання можуть використовуватися допоміжні засоби (ультрафіолетове опромінення, змінені газові середовища та ін.), що разом зі зниженою

температурою допомагають сповільнити зміни у продуктах, що є наслідками фізичних, хімічних та біологічних процесів і призводять до втрати маси, зміни зовнішнього вигляду, хімічного складу, консистенції.

Усихання неупакованих продуктів – втрата маси через випаровування вологи – призводить до втрати маси та погіршення якості продуктів. Крім того, волога, що випарувалася з поверхні продукту, конденсуватиметься на поверхні охолоджувальних пристроїв у вигляді снігової шуби. Шар снігу створюватиме додатковий термічний опір, що змусить знижувати температуру та тиск кипіння холодоагенту, а отже перевитрачати електроенергію. Зменшити усихання можна покращивши умови зберігання: зменшити зовнішні теплонадходження, зволожити повітря у камері, ізолювати продукт (глазурувати льодом, вкрити штабель плівкою тощо).

Серед хімічних змін найсуттєвішим є окиснення (зокрема жирів), через що змінюється смак і колір продуктів з високим їх вмістом (сало, масло, жирні породи риб тощо).

Біологічні зміни впродовж зберігання можливі через життєдіяльність мікроорганізмів на охолоджених продуктах, а також через процеси життєдіяльності, зокрема у плодах. Ці процеси, значною мірою є продовженням процесів, що проходять у фруктах та овочах під час росту – відбувається процес дихання з використанням енергії для життєдіяльності клітин. При цьому виділяється теплота, що слід враховувати під час проектування холодильних камер.

Інколи під час зберігання ставиться завдання не просто загальмувати зміни, а регулювати їх, зокрема під час дозрівання сирів. У такому разі обирають найсприятливіші для потрібних змін режими зберігання, і холодильне зберігання стає технологічним процесом.

У камерах зберігання, як правило, застосовують повітряну систему охолодження. Температура зберігання більшості охолоджених продуктів лежить у межах $-2...2$ °С. При таких температурах сповільнюються (хоча не припиняються) ферментативні процеси та розвиток мікрофлори. Рекомендована відносна вологість повітря для різних продуктів лежить у межах 75 – 90 %.

Зниження вологості та посилення циркуляції повітря призводить до прискорення усихання неупакованих продуктів. З іншого боку, занадто висока вологість повітря та його застої створюють сприятливі умови для розвитку мікрофлори, що неприпустимо. Тому продукт розміщують так, щоб створити можливість для вільного руху повітря у всьому об'ємі камери. Швидкість руху повітря повинна становити від 0,1 до 0,5 м/с. За такої швидкості руху повітря усихання продуктів буде незначним.

Отже, температура, відносна вологість і швидкість руху повітря є основними параметрами, що визначають режим зберігання продуктів. До режиму зберігання також можна віднести додаткові засоби – застосування антибіотиків, антиокисників, ультрафіолетового чи іонізуючого опромінення, спеціальних газових середовищ, озонування, упаковку тощо.

Під час зберігання заморожених продуктів досить низька температура та вимороження води забезпечують набагато сильніше гальмування життєдіяльності мікрофлори та ферментативних процесів, ніж у охолоджених продуктах. Тому

основним параметром під час зберігання морожених продуктів є температура, що має становити не вище -18°C , (для деяких високоякісних продуктів бажано не вище -28°C). Примусовий рух повітря у камерах зберігання неупакованих продуктів створювати недоцільно, бо прискорюється всихання продуктів. Відносна вологість повітря в камерах зберігання морожених продуктів не регулюється, а встановлюється довільно, зазвичай на рівні 95 – 100 %.

Режимні параметри у камері зберігання залежать від виду продукту, його стану, тари, способу та щільності укладання, міри завантаження камери тощо. У холодильній технології зберігання продуктів виділяють три основні режими: для охолоджених, підморожених і заморожених продуктів.

Охолоджені продукти зберігають при температурі повітря на $0,5 - 2^{\circ}\text{C}$ вищій за криоскопічну, за відносної вологості 85 – 90 % і швидкості руху повітря $0,1 - 0,2$ м/с. Залежно від виду, характеру та наявності упаковки їх укладають на піддонах неповними штабелями (з урахуванням навантаження на 1 м^2 камери), розкладають на стелажах чи підвішують на гаках підвісних колій так, щоб забезпечити вільну циркуляцію повітря навколо них.

Підморожені продукти зберігають при температурі повітря, на $1 - 2^{\circ}\text{C}$ нижчій за криоскопічну, за відносної вологості 92 – 95 % і швидкості руху повітря $0,1 - 0,2$ м/с. Термін зберігання підморожених м'яса, риби та птиці у 2 – 3 рази довший, ніж охолоджених.

Режим зберігання морожених продуктів встановлюють залежно від виду продукту, упаковки, потрібного терміну зберігання. За рекомендацією Міжнародного інституту холоду заморожені продукти слід зберігати при температурі не вище -18°C за відносної вологості повітря близько 100 %. Заморожені продукти вкладають щільними рядами, щоб уникнути циркуляції повітря всередині штабеля. Камери зберігання завантажують однорідними продуктами чи продуктами з однаковим режимом (бажано і терміном) зберігання. На сучасних автоматизованих холодильниках зберігають упаковану та розфасовану продукцію в контейнерах, пакетах, на піддонах, що значно спрощує розміщення та вивантаження продуктів.

Протягом зберігання слід приділяти увагу підтриманню стабільного температурно-вологісного режиму та санітарному стану камер, у разі порушення умов зберігання слід вжити заходів для їх усунення (наприклад, у разі підвищення температури збільшити відведення теплоти з камери). Для цього використовують системи автоматичного регулювання. Також слід скорочувати теплонадходження до камер, що порушують температурний режим, впливають на відносну вологість, створюють нерівномірність поля режимних параметрів, призводять до перевитрат енергії.

8.2.6. Отеплення та розморожування

Отеплення і розморожування – завершальні операції у безперервному холодильному ланцюзі, що здійснюються безпосередньо перед випуском харчових продуктів у роздрібну торгівлю, перед промисловим чи кулінарним обробленням. Мета цих операцій – приведення продукту в стан, зручний для подальшого використання і якомога ближчий до стану, властивого натуральному продукту високої якості.

Отеплення охолоджених продуктів – це процес поступового підвищення температури продукту до температури навколишнього повітря з найповнішим збереженням його якості. Воно дає змогу запобігти відпотіванню продуктів (конденсація вологи з повітря на їх холодну поверхню) при перенесенні до теплого середовища і відповідно обсіменіння їх мікрофлорою з повітря.

Деякі продукти не потребують теплення, бо волога, що конденсується на них під час підвищення температури, не завдає їм шкоди (вершкове масло тощо). Не потребують теплення продукти в герметичній упаковці за умови їх швидкого вживання після виймання з неї. Але для плодів теплення необхідне.

Зазвичай теплення проводять у повітрі, регулюючи у ньому вміст водяної пари (щоб уникнути конденсації вологи на поверхні продукту) і за можливості забезпечуючи стерильність. Для теплення продукту має бути підведена теплота, кількість якої дорівнює витраті холоду на охолодження того самого продукту, в тій самій кількості і в однаковому за величиною температурному інтервалі. Теплота, що підводиться до продукту під час теплення в повітрі, витрачається не лише на нагрівання продукту, а й на випаровування вологи з його поверхні. На практиці плоди й овочі під час теплення переміщують з холодильної камери в коридори чи в спеціальну камеру, де температуру повітря поступово підвищують, і через 12 – 15 годин переносять у приміщення з температурою 18 – 20 °С.

Розморожуванням називають технологічний процес перетворення води, що міститься в заморожених продуктах у вигляді льоду, у рідку фазу. Процес розморожування за теплофізичною сутністю є оберненим до заморожування. Для збереження високої якості швидко заморожений харчовий продукт слід так само швидко розморозити.

Розморожують майже всі заморожені продукти, крім тих, що можуть бути реалізовані у мороженому вигляді (м'ясо, риба, морозиво, напівфабрикати тощо). Перед надходженням до торговельної мережі продукти розморожувати не рекомендується, бо навіть за нетривалого зберігання в розмороженому стані може погіршитися їх товарний вигляд.

Дуже часто розмороження суміщають з іншими технологічними операціями. Якщо м'ясо після розморожування буде просоловатися (наприклад під час вироблення шинки), то доцільно сумістити розморожування з просолованням у розчині кухонної солі. Для прискорення процесу м'ясо також можна шприцювати теплим розчином солі. Під час виготовлення хлібобулочних виробів із заморожених тістових заготовок розморожування часто проводять на піддонах у розстоювальній шафі, суміщаючи його з розстоюванням тістових заготовок. Розморожування дрібнофасованих швидкозаморожених продуктів, як правило, суміщають з їх кулінарним обробленням.

Закінчення процесу розморожування визначають за досягненням криоскопічної температури в центрі продукту. Кінцева температура розмороженого продукту залежить від його подальшого призначення (вживання, кулінарне оброблення, вироблення інших продуктів тощо).

Розморожування відбувається повільніше, ніж заморожування за однакової різниці температур, бо коефіцієнт теплопровідності льоду в 4 рази більший, ніж води, а теплота для розморожування надходить з теплого середовища через шар

вже розмороженого продукту. Тривалість розморожування розраховується за формулою Планка. Кількість теплоти, потрібна для повного розморожування продукту, визначається так само, як і кількість теплоти, необхідна для його заморожування.

Вихідні властивості продуктів після розморожування повністю не відновлюються. Для м'яса, риби, птиці найважливішим показником зворотності розморожування є величина втрат соку. Ці втрати розглядають як зовнішню ознаку денатурації білкових речовин. Витікання соку з продуктів супроводжується значними втратами розчинних поживних речовин, зокрема вітамінів.

На відміну від отеплення, що проводять виключно в повітрі з контрольованими параметрами, розморожування можливе у різних середовищах і з використанням різних джерел теплоти. Підприємства харчової промисловості застосовують декілька способів розморожування: у повітрі, пароповітряній суміші, воді і розсолі. Також використовують способи розморожування за допомогою ультразвуку, інфрачервоних променів, електричного струму високої, надвисокої і промислової частоти.

8.3. Типи холодильних установок

Теплообмін є одним з найбільш поширених процесів в природі. Він діалектично поєднує процеси охолодження та нагрівання. Температурний рівень тіла, встановлюваний термодинамічною шкалою температур, дозволяє однозначно визначити напрямок теплового потоку. Він завжди спрямований від тіл з більш високою температурою до тіл з меншою температурою. Процес передавання теплоти або роботи від тіла, температура якого зменшується, до тіла, температура якого зростає, називається *охолодженням*. У ньому приймає участь щонайменше два тіла: охолоджуване та охолодне. В холодильній техніці широке використання знайшли два види охолодження: *природне та штучне*.

Природне охолодження відбувається за рахунок самовільного (без додаткових затрат) передавання теплоти від тіла у навколишнє середовище (атмосферному повітрю, воді, ґрунту), яке має більш низьку температуру ніж охолоджуване тіло. При цьому температура навколишнього середовища, яке має нескінченну теплоємність, буде залишатися практично незмінною. Таке охолодження триватиме до встановлення термічної рівноваги, яка настає, коли температура тіла зрівняється з температурою навколишнього середовища. Однак вона має значні коливання протягом доби та пори року, не піддається регулюванню, що не відповідає вимогам виробництва, життя та побуту населення. Багато технологічних процесів необхідно проводити при постійних температурах більш низьких, ніж температура навколишнього середовища. Тому на протязі останніх кількох років розвитку науки і техніки проходить процес витіснення природного охолодження штучним.

Штучним охолодженням називають процес передачі теплоти, що супроводжується зниження температури тіла нижче температури навколишнього середовища. Його можна здійснити двома способами:

1-й спосіб – використовуючи акумульований в обмеженому просторі природній холод;

2-й спосіб – використовуючи штучний холод, вироблений в спеціальних пристроях.

Перший спосіб ґрунтується на тому, що протягом року (у зимовий період) є можливість накопичувати природній холод у вигляді, в основному, водного льоду, танення якого у теплу пору дозволяє здійснювати охолодження. Використовуючи суміші різних солей з водою, можна отримати лід, температура плавлення якого буде значно нижчою 0 °С.

Для здійснення *другого способу* необхідно організувати термодинамічний цикл, який ґрунтується на другому законі термодинаміки, згідно якого для передавання теплоти від «холодного» тіла до «гарячого» необхідно затратити зовнішню роботу.

Для здійснення цього способу необхідно використати холодильну машину (ХМ), у якій теплота буде відводитися від охолоджуваного середовища – джерела теплоти низької температури (ДНТ) та передаватися у навколишнє середовище – джерелу теплоти високої температури (ДВТ).

Для перенесення теплоти від ДНТ до ДВТ в циклах багатьох холодильних машин використовуються робочі речовини – холодильні агенти (ХА), які сприймають теплоту від охолодного середовища та віддають її у навколишнє в спеціальних теплообмінних апаратах ХМ.

Температурною межею штучного охолодження є температура близька до абсолютного нуля (-273,15 °С). Діапазон температур, що досягається в холодильних машинах, умовно ділиться на дві області: область холоду помірних температур до -160 °С та область глибокого холоду від -120 °С і нижче.

Холодильні машини помірному холоду діляться на три основні групи: компресорні, тепловикористовуючі, термоелектричні.

Компресорні використовують енергію у вигляді механічної роботи в одному з основних елементів – компресорі, в якому відбувається стискання паро- та газоподібних робочих речовин ХМ. В залежності від типу та потужності компресора його привід може бути від електричного двигуна, двигуна внутрішнього згорання, парової чи газової турбіни. Парокомпресорні машини виробляють переважну кількість штучного холоду у світі (до 90 %).

Тепловикористовуючі холодильні машини в якості джерела енергії використовують теплоту відносно низького потенціалу – гарячу воду, відхідні димові гази, відпрацьовану пару турбін, що мають температуру вищу температури навколишнього середовища. Це так звані вторинні енергоресурси (ВЕР) з температурою 70–200°С. Останнім часом широкого розповсюдження набули науково-технічні розробки, у яких використовується геотермальна та сонячна енергія.

В *термоелектричних* машинах використовується безпосередньо електрична енергія. Для їхньої роботи немає потреби в робочих речовинах.

8.4. Фізичні основи і технічні засоби отримання низьких температур

8.4.1. Фізичні принципи

Для одержання низьких температур в холодильній техніці використовують фізичні процеси, які супроводжуються поглинанням теплоти. До числа таких процесів відносяться: фазові переходи речовини, що супроводжуються поглинанням теплоти ззовні: плавлення, кипіння (випаровування), сублімація; дроселювання (ефект Джоуля-Томпсона);

адиабатне розширення з одержанням зовнішньої роботи; вихровий ефект (ефект Ранка-Хільша); термоелектричний ефект (ефект Пельтьє); магнітокалоричний ефект; десорбція газів; розмагнічування твердого тіла та деякі інші, менш поширені.

Діапазон низьких температур, які отримують при штучному охолодженні, умовно можна поділити на область помірно низьких (до -153°C , або 120 K) і криогенних (менше 120 K) температур.

Фазові перетворення. Фізичні тіла та речовини у природі можуть існувати в кількох різних агрегатних станах, які називаються фазами. Агрегатний стан речовини (твердий, рідкий, газоподібний, плазма та антипод плазми) залежить від зовнішніх умов – температури t і тиску p . Фазовий перехід багатьох речовин при плавленні, кипінні чи сублимації проходить за низьких температур та з поглинанням теплоти. Такі фазові перетворення відбуваються при постійній температурі та тиску.

Найбільш доступною речовиною, що використовується для отримання низьких температур, є водний лід, плавлення якого за нормальних умов проходить при температурі 0°C з поглинанням 335 кДж/кг теплоти і широко використовується у випадку необхідності отримання температур, близьких до температури плавлення (торгівля, акумулювання холоду в системах з проміжним теплоносієм, кондиціонуванні повітря тощо). Для одержання більш низьких температур у лід або сніг додають солі, що дозволяє знизити температуру плавлення. Суміші готують із речовин, які у процесі розчинення поглинають теплоту. Таким способом можна знизити температуру суміші до криогідратної (евтектичної) температури – самої низької температури плавлення даної суміші. Графік плавлення такої суміші залежно від температури показано на рис. 8.2.

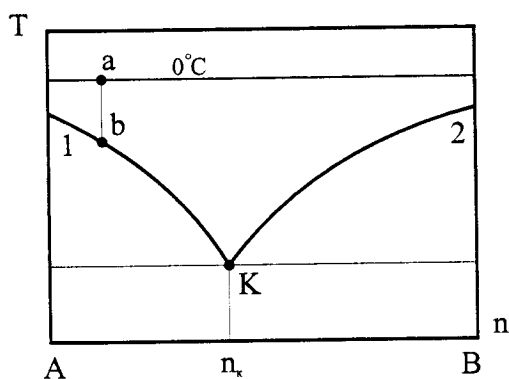


Рис. 8.2. Діаграма фазової рівноваги подвійної системи «вода-сіль».

Найбільш поширені суміші для охолодження – хлористий натрій (NaCl) із льодом (при концентрації 29,9 % досягається температура плавлення $-21,2^{\circ}\text{C}$) і хлористий кальцій (CaCl_2) із льодом (при 29,9 % – -55°C).

Отримання низьких температур з використанням кипіння є найпоширенішим. Температура кипіння речовини залежить від тиску. Із зниженням тиску температура кипіння знижується і навпаки. Відповідно, за

допомогою однієї речовини можна отримати будь-яку температуру в необхідному інтервалі, або обираючи речовину з необхідними властивостями – будь-яку низьку температуру. Процес кипіння речовин застосовується при штучному охолодженні з використанням циклів парових, пароежекторних та абсорбційних холодильних машин.

Процес переходу тіл із твердого стану в пароподібний, минаючи проміжний рідкий, називається *сублімацією*. Найбільш широко використовується сублімація твердого двоокису вуглецю («сухий лід»), температура сублімації якого при атмосферному тиску становить $-78,9^{\circ}\text{C}$, теплота сублімації – 574 кДж/кг . Зменшуючи тиск до вакууму, можна понизити температуру сублімації «сухого льоду» до -100°C . Сублімація водного льоду при тиску нижче атмосферного проходить за температур нижче 0°C , що використовують під час висушування харчових продуктів та медичних препаратів.

Адіабатне дроселювання. Дроселюванням називається ефект падіння тиску речовини в процесі протікання її через звуження в каналі, при якому відбувається незворотне розширення (збільшення питомого об'єму). Фізично падіння тиску в процесі дроселювання обумовлено втратою енергії потоку, що витрачається на подолання місцевого опору. Робота проштовхування переходить у теплоту, яка передається потоку. Процес протікає досить швидко, тому теплообмін з навколишнім середовищем практично не відбувається і ентальпія речовини лишається незмінною. Таким місцевим опором може бути діафрагма, вентиль, пористе середовище, капіляр тощо.

При дроселюванні реального газу на відміну від ідеального внаслідок зміни внутрішньої енергії здійснюється робота проти сил взаємодії молекул. Це призводить до зміни температури газу (ефект Джоуля-Томсона): підвищення чи зниження залежно від його початкового стану. Це пояснюється тим, що коли сили притягнення переважають, то вони гальмують молекули газу при збільшенні відстані між ними. При цьому кінетична енергія руху молекул зменшується і, як наслідок, падає температура газу. Коли переважають сили відштовхування, то вони прискорюють віддалення молекул. При цьому кінетична енергія зростає і температура газу зростає.

Для всіх газоподібних речовин у докритичній області адіабатне дроселювання призводить до падіння температури. В надкритичній області існує множина точок стану газу, в яких ефект зміни температури міняє знак. Вони називаються *точками інверсії*, кожній з яких відповідає *температура інверсії*. Це найбільша початкова температура газу, при якій газ в процесі дроселювання не змінює свою температуру. Наприклад, для кисню $T_{\text{інв}} = 1063 \text{ К}$, водню $T_{\text{інв}} = 2000 \text{ К}$, вуглекислого газу $T_{\text{інв}} = 2073 \text{ К}$. Геометричне місце точок інверсії на діаграмі стану утворюють лінію, яка носить назву *крива інверсії*. (див. рис. 8.3).

Обираючи стан речовини, що лежить нижче кривої інверсії, можна здійснити дроселювання, яке супроводжується падінням температури. Процес дроселювання використовують для отримання помірних температур та в криогенній техніці.

Адіабатне розширення газу. Під час зворотного розширення стиснутого газу будь-якого початкового стану завжди відбувається зниження температури.

Якщо проводити розширення речовини від тиску p_1 до тиску p_2 у спеціальному пристрої (детандері), є можливість одержати корисну роботу. Ця робота буде отримана за рахунок зміни ентальпії робочої речовини, що розширюється. Процес розширення з одержанням роботи у $T-s$ діаграмі зображено на рис. 8.3. Розглянемо, як змінюються параметри робочої речовини у такому процесі. Якщо процес розширення супроводжується виконанням роботи без втрат і теплообміну з навколишнім середовищем, то ентропія робочої речовини не змінюється, тобто процес проходить ізоентропно $ds = 0$. Процес на діаграмі зображено лінією $1-2_s$. Роботу, що виконується робочою речовиною, можливо отримати лише за рахунок зміни внутрішньої енергії, тому температура в процесі розширення завжди знижується.

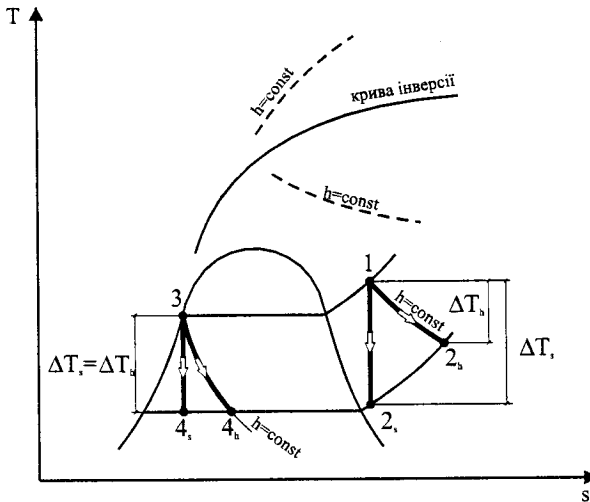


Рис. 8.3. Зображення процесу розширення з одержання роботи в $T-s$ діаграмі.

Адіабатне розширення з одержанням зовнішньої роботи термодинамічно більш ефективно ніж процес адіабатного дроселювання. До такого ж висновку можна прийти розглянувши ці процеси на діаграмі $T-s$. Процес $1-2_s$ – адіабатне розширення з одержанням зовнішньої роботи, процес $1-2_h$ – дроселювання. З рис. 8.3. очевидно, що $\Delta T_s > \Delta T_h$. Для прикладу: при адіабатному розширенні повітря з початковою температурою 300 К, стиснутого до 1 МПа, температура його понизиться на 140 К, в той час як незворотне дроселювання дасть охолодження всього на 2,5 К. При цьому необхідно відмітити, що будь-яка необоротність процесу розширення буде наближати його до ефекту Джоуля-Томпсона, і при повній необоротності температурна ефективність обох процесів зрівняється. Для випадку компресорних холодильних машин, при здійсненні розширення та дроселювання в області вологої пари, температурний ефект охолодження в обох процесах буде однаковим (рис. 8.3. процеси $3-4_s$ та $3-4_h$). Це може бути пояснено тим, що в таких машинах ці процеси супроводжуються зміною фазового стану речовини, яка буде частково випаровуватися. При цьому при дроселюванні випарується більше речовини ніж при розширенні.

Адіабатне розширення використовують для отримання криогенних температур.

Вихровий ефект. Якщо стиснутий газ з температурою навколишнього середовища підвести в циліндричну трубу 3 через сопло 1 по дотичній до внутрішньої поверхні (рис. 8.4) то він починає обертатися навколо її осі одночасно переміщуючись від сопла 1 до дроселя 2, причому через діафрагму 4 виходить холодне повітря, а через дросель 2 по периферії труби – гаряче. Це явище отримало назву ефекту Ранка-Хильша. При тиску газу 0,3...0,5 МПа температура холодного газу на 30–70°C нижче початкової температури газу ($t_x = -10...-50\text{ }^\circ\text{C}$, $t_r = 100...130\text{ }^\circ\text{C}$). Фізичну сутність процесів, що відбуваються у вихровій трубі, можна уявити так. Енергія, необхідна для роботи вихрової труби підводиться з робочим тілом – стиснутим та, зазвичай, охолодженим до температури навколишнього середовища газом (переважно повітрям). Виходячи із сопла, в якому він розширюється, газ набуває високої швидкості та починає рухатися по периферії труби. Тиск у периферійних шарах вищий, тому що вищою є тангенціальна швидкість цих шарів і відповідно вищим є тиск у них. Це призводить до переміщення частини газу у внутрішні шари, де тиск нижчий. Такий перехід відбувається безперервно та адиабатно і супроводжується розширенням газу і, як наслідок, зниженням його температури. На межі зовнішнього, що обертається швидше, та внутрішнього шарів виникає тертя, на подолання якого витрачається частина енергії зовнішнього шару. При цьому граничні шари уповільнюються, охолоджуються та втягуються до внутрішнього шару. В свою чергу внутрішні шари віддають свою кінетичну енергію зовнішнім шарам через тертя і не отримують в полі вихрового розподілу газу еквівалентного повернення теплоти. Температурне розшарування проходить значно швидше, ніж настає термодинамічна рівновага. Внаслідок цього зовнішні шари виходять з труби через дросельний вентиль нагрітими, а внутрішні через отвір у діафрагмі – холодними.

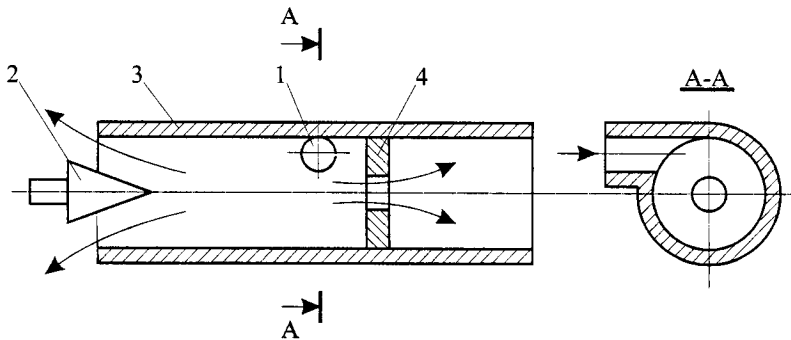


Рис. 8.4. Схема вихрової труби.

Термоелектричний ефект. Пельтьє у 1834 році відкрив, що при пропусканні електричного струму через ланцюг, який складався з різних провідників, виникала різниця температур спайв: один з них нагрівався, а інший охолоджувався. Холодний спай є джерелом низької температури. Кількість теплоти, що виділяється чи поглинається спаями за певний проміжок часу, залежить від сили струму та якості матеріалів термоелемента – добротності, яка визначає максимальну різницю температур.

На рис. 8.5. показана схема такого термоелемента Пельтьє, виготовленого з напівпровідників. Два напівпровідники n (електронний) і m (дірковий) утворюють контур, по якому проходить постійний струм від джерела живлення c . Напівпровідники виготовляють у вигляді прямокутних чи циліндричних брусків з'єднаних між собою мідними пластинами, що утворюють спаї. Термоелементи можна послідовно об'єднувати у батареї. Якщо температура на холодних спаях T_x стане нижче температури охолодного тіла, а температура на гарячих спаях T_r вище температури навколишнього середовища, то термоелемент буде виконувати функції холодильної машини, спроможної переносити теплоту від джерела низької температури до навколишнього середовища.

Зниження температури спаю відбувається в тому випадку, коли електрони під впливом електричного поля, рухаючись з однієї гілки термоелемента, переходять у новий стан із більш високою енергією. При цьому підвищення енергії електронів відбувається за рахунок кінетичної енергії, що відбирається від атомів гілок термоелемента в місцях їхнього сполучення. При зворотному напрямку руху електрони, переходячи на більш низький енергетичний рівень, віддають надлишкову енергію атомам кристалічної решітки, нагріваючи спай термоелемента.

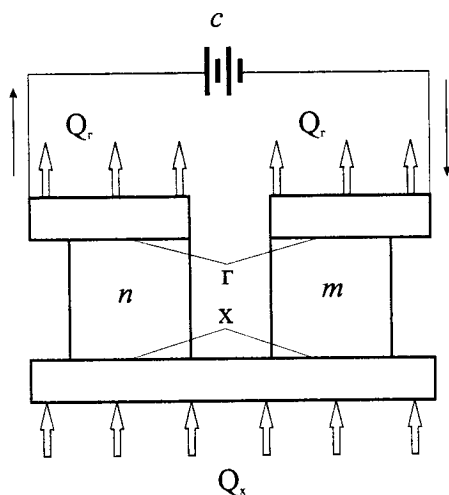


Рис. 8.5. Схема термоелемента Пельтьє.

З використанням термоелектричного охолодження в багатокаскадних мікрохолодильниках були отримані температури до $-118\text{ }^\circ\text{C}$ (при температурі середовища $4 - 27\text{ }^\circ\text{C}$).

Простота схеми, відсутність будь-яких частин, що рухаються, шуму роблять термоелемент Пельтьє надзвичайно перспективним генератором холоду. Останнім часом набули використання переносні холодильники та автомобільні кондиціонери.

Таким чином, здійснюючи певний фізичний процес, можна отримати джерело низької температури, яке необхідне для того, щоб за його допомогою знизити або підтримувати сталю низьку температуру будь-якого тіла в

технологічних процесах. Наприклад, для зберігання харчових продуктів їх спочатку охолоджують до певної температури, після чого зберігають, підтримуючи її. При цьому температура охолодного джерела має бути нижчою від температури продукту, щоб теплота охолодження переходила від нього до джерела природним чином. Для здійснення процесу охолодження необхідно мати два тіла: продукт та охолодник – джерело низької температури. Охолодження буде тривати доти, доки між тілами проходить теплообмін. Охолодження триває безперервно, тому джерело низької температури повинне діяти постійно. Це можна забезпечити, маючи достатньо великий запас охолодної речовини або, при її відносно невеликій кількості, відновлювати початковий стан речовини.

Останній спосіб неперервного отримання холоду поширений в холодильній техніці з використанням різних холодильних машин. Безмашинні способи ґрунтуються на фазових перетвореннях.

8.4.1.1. Термодинамічні процеси та зворотний цикл

Для безперервного охолодження потрібно щонайменше три тіла: 1) охолоджуване, 2) тіло, що приймає теплоту, 3) тіло, що переносить теплоту від першого до другого, так зване робоче тіло, або холодильний агент. Отже, холодильний агент, зазнаючи ряд змін, повинен повернутися до початкового стану і безперервно повторювати такий круговий процес, який називають циклом. Таким чином, на одній з ділянок кругового процесу холодильний агрегат в результаті теплообміну отримує теплоту від охолоджуваного тіла. Ця теплота повинна бути передана тілу, яке буде нагріватися. Таким тілом у холодильних машинах є навколишнє середовище (атмосферне повітря, вода, тощо). Температура навколишнього середовища вища, ніж температура холодильного агента, отже, мимоволі такий перехід теплоти неможливий. Тому на певній ділянці кругового процесу до холодильного агента необхідно підвести енергію у вигляді роботи або теплоти для підвищення його температури настільки, щоб він міг передати отриману в попередніх процесах теплоту навколишньому середовищу. Після підведення енергії, на наступній ділянці кругового процесу, відбувається теплообмін між холодильним агентом і навколишнім середовищем. На останній ділянці кругового процесу холодоагент повертається в початковий стан.

На відміну від прямого циклу (цикл теплової машини), в якому отримують роботу при переході теплоти від більш нагрітого до менш нагрітого тіла, круговий процес, в якому підводиться робота (або теплота) для передачі теплоти від холодного до більш нагрітого тіла, називається зворотним циклом.

Є три різновиди зворотних циклів: холодильний, теплового насоса і комбінований.

Холодильна машина працює за холодильним циклом і використовується для охолодження середовища або підтримання низької температури в приміщенні. Теплота від джерела низької температури $T_{\text{днт}}$ (об'єкта, що охолоджується) передається навколишньому середовищу $T_{\text{нс}}$. Такий зворотний цикл показаний на рис. 8.6,а. У процесі 4-1 до робочої речовини від джерела низької температури підводиться теплота q_0 , у процесі 1-2 робоча речовина

стискається, у процесі 2-3 відбувається відведення теплоти q від робочої речовини до навколишнього середовища. Процес 3-4 – розширення робочої речовини з виконанням роботи w .

Відповідно до другого закону термодинаміки, навколишньому середовищу передається теплоти більше, ніж віднімається від джерела низької температури, на величину роботи циклу.

$$q - q_0 = w. \quad (8.12)$$

Робота, яку необхідно затратити для здійснення зворотного циклу, дорівнює:

$$w = w_{ст} - w_p. \quad (8.13)$$

Термодинамічна ефективність холодильного циклу характеризується холодильним коефіцієнтом ε :

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w}. \quad (8.14)$$

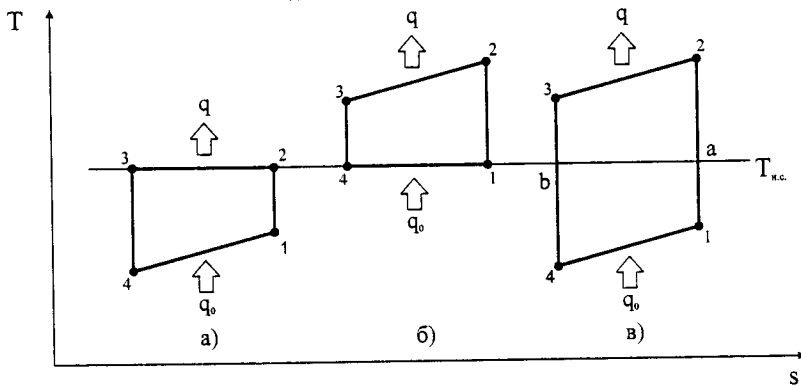


Рис. 8.6. Різновиди холодильних циклів у T - s діаграмі.

Холодильна машина працює за циклом теплового насоса, якщо теплота від навколишнього середовища передається джерелу з більш високою температурою $T_{двт}$. У цьому випадку холодильна машина використовується для теплопостачання. Такий спосіб теплопостачання іноді називають *динамічним опаленням*. Цикл теплового насоса показаний на рис. 8.6,б. У процесі 4-1 до робочої речовини підводиться теплота від навколишнього середовища. При стисканні робочої речовини у процесі 1-2 його ентальпія і температура підвищуються внаслідок підведення роботи, у процесі 2-3 робоча речовина віддає теплоту q джерелу високої температури – воді або повітрю, що використовуються для опалення приміщень чи технологічних потреб. У процесі 3-4 робоча речовина розширюється, виконуючи при цьому роботу w .

Термодинамічна ефективність циклу теплового насоса визначається опалювальним коефіцієнтом μ :

$$\mu = \frac{q}{w}. \quad (8.15)$$

Між холодильним і опалювальним коефіцієнтами існує зв'язок

$$\mu = \frac{q}{w} = \frac{q_0 + w}{w} = \varepsilon + 1. \quad (8.16)$$

Комбінований цикл – це цикл холодильної машини, у якому теплота від джерела низької температури передається джерелу високої температури. Такий цикл показано на рис. 8.6, в, де 4-1 – процес підведення теплоти q_0 до робочої речовини; 1-2 – стискання робочої речовини; 2-3 – відведення теплоти q від робочої речовини до джерела високої температури; 3-4 – розширення робочої речовини з одержанням роботи.

За допомогою комбінованого циклу одержують одночасно холод і теплоту, тому характеризується він двома коефіцієнтами ϵ , μ :

$$\epsilon = \frac{q_0}{w_x}; \mu = \frac{q}{w_T}, \quad (8.17)$$

де w_x та w_T – відповідно робота циклів 1-b-a-4 та b-2-3-a.

В техніці дуже важливо знати, який з кругових циклів є найбільш досконалим при одних і тих же температурних режимах. Навіть якщо він буде нездійснений в технічному плані, він дозволить робити судження про найбільший теоретично можливий коефіцієнт використання теплової енергії при заданих умовах. Порівнюючи ККД цього циклу з ККД інших циклів, можна судити наскільки вибрана машина далека від ідеалу. Для холодильних циклів таким є *цикл Карно*. Він складається з повністю оборотних процесів двох ізотермічних та двох адіабатних. Зображення циклу Карно в $T-s$ діаграмі показано на рис. 8.7. Усі процеси циклу відбуваються в межах температур $T_{\text{днт}}$ та $T_{\text{нс}}$. Різниця температур в процесах теплообміну між робочою речовиною циклу та джерелами теплоти дорівнює 0.

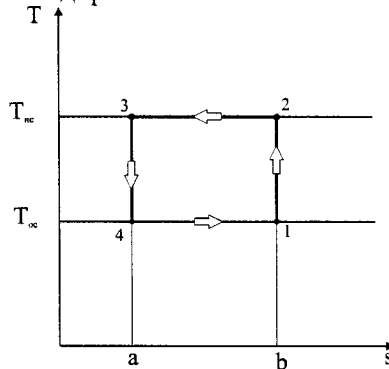


Рис. 8.7. Зображення циклу Карно в $T-s$ діаграмі.

В процесі 1-2 робоча речовина адіабатно стискається у компресорі, при цьому витрачається робота $w_{\text{ст}}$; у процесі 2-3 відбувається ізотермічне стискання, яке супроводжується відведенням теплоти q від робочої речовини до навколишнього середовища; у процесі 3-4 – відбувається адіабатне розширення робочої речовини з виконанням роботи w_p ; процес 4-1 – ізотермічне розширення, під час якого до робочої речовини від джерела низької температури підводиться теплота q_0 . На рис. 8.7. кількість відведеної теплоти від джерела низької температури відображається площею прямокутника a-1-4-b, кількість переданої навколишньому середовищу – площею a-2-3-b. З рівняння 8.12. отримуємо, що робота циклу відображається площею 1-2-3-4:

$$\text{пл. } (a-2-3-b) - \text{пл. } (a-1-4-b) = \text{пл. } (1-2-3-4).$$

Враховуючи, що пл. $(a-2-3-b) = T_{\text{нс}}(s_2 - s_3)$, пл. $(a-1-4-b) = T_{\text{днт}}(s_1 - s_4)$, а $s_1 = s_2$ і $s_3 = s_4$, отримаємо пл. $(1-2-3-4) = (T_{\text{нс}} - T_{\text{днт}}) \cdot (s_2 - s_3) = (T_{\text{нс}} - T_{\text{днт}}) \cdot (s_1 - s_4) = w$.

Ефективність циклу Карно може бути оцінена холодильним коефіцієнтом, значення якого:

$$\epsilon_c = \frac{q_0}{w} = \frac{T_{\text{днт}}(s_1 - s_4)}{T_{\text{нс}}(s_2 - s_3) - T_{\text{днт}}(s_1 - s_4)} = \frac{T_{\text{днт}}}{T_{\text{нс}} - T_{\text{днт}}}. \quad (8.18)$$

З цього рівняння можна зробити висновки: ефективність циклу Карно залежить лише від температур джерел теплоти, в межах яких проводиться цикл, і не залежить від властивостей джерел та робочої речовини; із зменшенням різниці температур джерел ефективність циклу зростає і досягає свого максимального значення у випадку $(T_{\text{нс}} - T_{\text{днт}}) \rightarrow 0$.

Зворотний цикл Карно лежить в основі принципу дії холодильних машин, що застосовуються в холодильній техніці. Залежно від робочого тіла (холодоагенту), який в них використовується, холодильні машини ділять на дві групи: парові і газові. У випарнику парової холодильної машини відбувається випаровування робочого тіла при переході до нього теплоти від охолоджуваного об'єкта, а в конденсаторі при переході теплоти від робочого тіла до навколишнього середовища – його конденсація. У парових холодильних машинах робочим тілом є аміак і хладони – похідні насичених вуглеводнів. У газових холодильних машинах робоче тіло – здебільшого повітря.

Залежно від способу подавання робочого тіла в конденсатор розрізняють компресорні, абсорбційні і пароежекторні холодильні машини. У парових і газових компресорних холодильних машинах робочий цикл здійснюється за рахунок механічної роботи компресора. У абсорбційних і пароежекторних холодильних машинах робочий цикл здійснюється за рахунок використання теплоти. Для забезпечення необхідних температур кипіння і конденсації робочого тіла використовують одноступеневі, багатоступеневі і каскадні парові компресійні холодильні машини. У одноступеневих використовують один, а в багатоступеневих і каскадних – здебільшого два і більше компресорів, які забезпечують здійснення холодильного циклу в кожному ступені машини. Для холодильної обробки і низькотемпературного зберігання харчових продуктів переважно застосовують парові компресорні одно- і двоступеневі машини.

8.4.2. Теоретичні цикли парових компресорних холодильних машин (ПКХМ)

Компресорні холодильні машини (КХМ) є найбільш поширеним типом холодильних машин. Вони застосовуються для одержання штучного холоду в широкому інтервалі температур: від 278 К (одноступеневі холодильні машини) до 113 К (каскадні холодильні машини).

Холодопродуктивність КХМ охоплює діапазон від кількох сотень Вт до кількох МВт. Головною відмінною рисою таких машин є те, що робоча речовина в процесах зворотного циклу змінює свій фазовий стан і в різні часові проміжки може знаходитися в стані насиченої або «переохоложеної» рідини, сухої насиченої, перегрітої або вологої пари. Основними елементами КХМ є:

компресор, конденсатор, випарник і пристрій для розширення робочої речовини. Для стискання робочої речовини в парових холодильних машинах застосовуються різноманітні типи компресорів: поршневі, гвинтові, відцентрові, осьові і ротаційні. Як конденсатори і випарники можуть застосовуватися теплообмінні апарати різноманітного типу. Вибір циклу КХМ залежить, насамперед від температури охолодного та навколишнього середовища. На характер і процеси циклу КХМ істотний вплив спричиняють тип застосованого компресора, розширювального пристрою, теплообмінних апаратів, а також робоча речовина і схема холодильної машини.

8.4.2.1. Одноступенева компресорна холодильна машина

На рис. 8.8. наведена принципова схема і цикл (у $T-s$ та $\lg p-h$ діаграмах) одноступеневої холодильної машини в області вологої пари. З випарника B волога пара робочої речовини з паровмістом x_1 засмоктується компресором KM , де ізоентропно стискується до тиску конденсації p_k (процес 1-2). При такому стисканні вологої пари до неї підводиться теплота еквівалентна витраченій роботі. Ця теплота витрачається на випаровування рідкої фази, що міститься у парі. Положення точки 1 повинно бути таким, щоб наприкінці процесу стискання в компресорі утворювалася суха насичена пара. Після стискання робоча речовина направляється в конденсатор KD , де конденсується за рахунок відведення теплоти в навколишнє середовище (процес 2-3). При цьому тиск p_k і температура T_k залишаються постійними. У процесі 3-4 відбувається ізоентропне розширення робочої речовини від тиску конденсації p_k до тиску кипіння p_0 у детандері D . Після детандера робоча речовина в стані вологої пари з паровмістом x_4 надходить у випарник. У випарнику за рахунок підведення теплоти від охолодного середовища відбувається випаровування рідкої фази робочої речовини (процес 4-1). Температура T_0 і тиск p_0 робочої речовини в процесі випаровування залишаються постійними, тому що волога пара постійно відсмоктується компресором. Якщо зовнішні джерела (охолодне та навколишнє середовище) не змінюють свою температуру і теплообмін робочої речовини і зовнішніх джерел відбувається при нескінченно малій різниці температур, то в цьому випадку робоча речовина в холодильній машині буде здійснювати зворотний цикл Карно.

Теплота, підведена до 1 кг робочої речовини у випарнику, у діаграмі $T-s$ відповідає площі $n-1-4-m$ та еквівалентна різниці ентальпій $h_1 - h_4$. Ця величина називається *питомою масовою холодопродуктивністю* q_0 . У діаграмі $\lg p-h$ питома холодопродуктивність відповідає довжині відрізка 1-4.

Під час стискання пари в компресорі витрачається робота $w_{ст}$. Ця робота в діаграмі $T-s$ відповідає пл. 1-2-3-0-1; у діаграмі $\lg p-h$ – довжині відрізка під процесом 1-2. У процесі конденсації 2-3 теплота передається навколишньому середовищу. Ця теплота в діаграмі $\lg p-h$ відповідає довжині відрізка 2-3, а на діаграмі $T-s$ – площі $n-2-3-m$. У процесі 3-4 відбувається розширення робочої речовини, яке супроводжується здійсненням зовнішньої роботи w_d . Ця робота в діаграмі $T-s$ еквівалентна площі 4-3-0-4, а у діаграмі $\lg p-h$ – довжині відрізка під процесом 3-4.

Таким чином, основні величини, що характеризують цикл 1-2-3-4, можна обчислити в такий спосіб:

$$q_0 = h_1 - h_4; q = h_2 - h_3; w_{ст} = h_2 - h_1; w_d = h_3 - h_4. \quad (8.19)$$

Робота, яку одержують у детандері, може бути використана у компресорі на стискання робочої речовини. У цьому випадку робота циклу дорівнює різниці робіт, витраченої в компресорі й отриманої в детандері:

$$w_{ц} = w_{ст} - w_d = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) = (h_2 - h_3) - (h_1 - h_4) = q - q_0 \quad (8.20)$$

Отже, щоб здійснити зворотний цикл і перенести теплоту від охолодного до навколишнього середовища, необхідно затратити роботу, рівну $w_{ц}$.

Холодильний коефіцієнт циклу 1-2-3-4 дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w_{ц}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}. \quad (8.21)$$

Розглянутий цикл і схема парової холодильної машини є теоретичними і використовуються для порівняння під час визначення втрат у реальних холодильних машинах. На практиці використовують дещо інші одноступеневі холодильні машини.

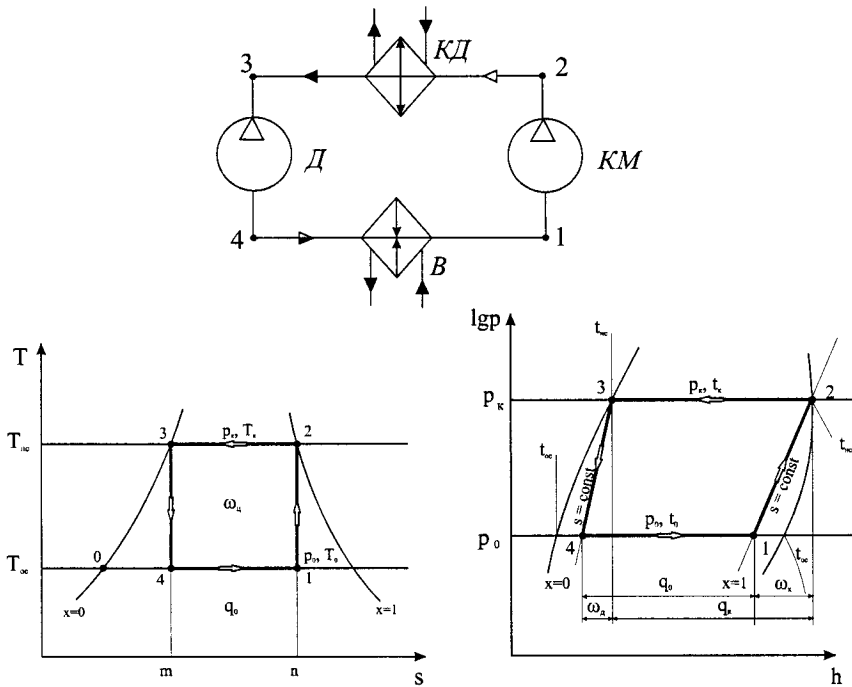


Рис. 8.8. Схема та цикл компресорної ХМ в області вологої пари.

Принципова схема такої холодильної машини і цикли з усмоктуванням сухої (перегрітої) пари в $T-s$ та $\lg p-h$ – діаграмах зображено на рис. 8.9. Робочі процеси в холодильній машині йдуть таким чином: процес 1-2 (6-7) – ізоентропне стискання робочої речовини в компресорі, процес 2-3 (7-3) – відведення теплоти від робочої речовини в навколишнє середовище у конденсаторі; процес 3-4 – дроселювання робочої речовини в регульовальному

вентилі *PB*, процес 4-1 – підведення теплоти до робочої речовини від охолодженого середовища.

У цих циклах процес ізентропного розширення в детандері з одержанням зовнішньої роботи замінено процесом дроселювання в *PB*. Це пов'язано з тим, що в КХМ робота, яка віддається детандером, мала (на вході до детандера маємо рідкий холодильний агент, а рідина при зміні тиску розширюється дуже мало), у порівнянні з роботою компресора і для спрощення схеми і скорочення витрат на виготовлення холодильної машини детандер заміняють дроселем.

Проте в деяких випадках (для машин значної продуктивності) включення детандера в схему парової холодильної машини було б раціональним, тому що скоротило б витрати енергії для одержання холоду.

Іншою відмінністю аналізованої схеми від попередньої є те, що компресор всмоктує суху насичену (точка 1) або перегріту пару (точка б). Це пояснюється тим, що в сучасних холодильних машинах із поршневими компресорами подавати вологу пару в компресор небезпечно. Разом із паром в компресор може потрапити рідка робоча речовина і у більшості випадків призвести до гідравлічного удару, наслідком якого буде руйнування компресора чи окремих його деталей. Гідравлічний удар відбувається при потраплянні рідкої робочої речовини (або мастила) між поршнем і кришкою циліндра.

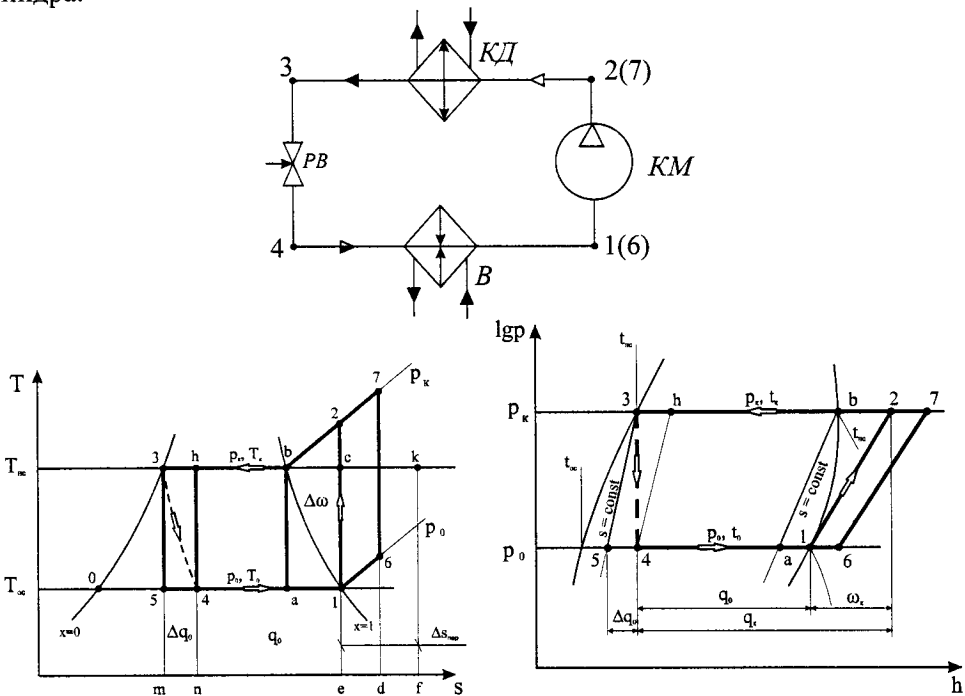


Рис. 8.9. Схема та цикл компресорної ХМ з дроселюванням та всмоктуванням сухої насиченої або перегрітої пари.

Для деяких типів компресорів, наприклад для гвинтових, потрапляння рідкої робочої речовини у незначних кількостях не викликає практично ніяких

наслідків. Проте, в будь-якому випадку, при всмоктуванні вологої пари в компресор (точка a) через великі коефіцієнти тепловіддачі вологої пари у всмоктувальному трубопроводі і газовому тракті компресора, по яких вона рухається, виникає інтенсивний теплообмін, наслідком якого є її підсушування (процес $a-1$). Холодопродуктивність, еквівалентна площі під процесом $a-1$ у діаграмі $T-s$, нерационально витрачається на охолодження навколишнього повітря і компресора, причому робота компресора збільшується на величину, в $T-s$ діаграмі еквівалентну – площі $1-2-b-a$. Заміна детандера дросельним вентилям призводить до появи незворотних втрат, пов'язаних із дроселюванням, і, крім того, в аналізованих циклах $1-2-3-4$ і $6-7-3-4$ зменшується питома холодопродуктивність на величину Δq_0 .

При всмоктуванні сухої насиченої пари температура робочої речовини наприкінці процесу стискання (точка 2) стає вище температури навколишнього середовища, що викликає додаткові необоротні втрати, що ведуть до збільшення роботи циклу.

Визначимо основні величини, що характеризують цикли з дроселюванням і з усмоктуванням сухої або перегрітої пара, а саме, цикли $1-2-3-4$ або $6-7-3-4$. Питому холодопродуктивність можна правильно визначити тільки розглядаючи разом цикл побудований на діаграмах і схему. У нашому випадку для обох циклів.

$$q_0 = h_1 - h_4, \quad (8.22)$$

а саме, питома холодопродуктивність дорівнює різниці ентальпій робочої речовини на виході з випарника і на вході у випарник. У діаграмі $T-s$ вона еквівалентна площі $e-1-4-n$ або у діаграмі $\lg p-h$ – довжині відрізка $1-4$. Робота компресора $w_{кв}$ у циклі $1-2-3-4$ еквівалентна площі $1-2-3-0-1$; робота компресора $w_{кп}$ у циклі $6-7-3-4-1$ – площі $6-7-3-0-1$, або

$$w_{кв} = h_2 - h_1; \quad w_{кп} = h_7 - h_6. \quad (8.23)$$

Теплота, відведена у конденсаторі до навколишнього середовища, буде відповідно еквівалентна площам: площі $e-2-b-3-m$ і площі $d-7-b-3-m$, або

$$q_c = h_2 - h_3; \quad q_n = h_7 - h_3. \quad (8.24)$$

В аналізованих циклах детандер відсутній, тому його робота $w_d = 0$ і робота циклу визначається за формулами:

$$w_{uc} = w_{кв}; \quad w_{шп} = w_{кп}. \quad (8.25)$$

Порівняємо холодильні коефіцієнти розглянутих циклів та циклу з адіабатним розширенням в області вологої пари. У циклі з дроселюванням питома холодопродуктивність менша, а робота циклу більша, а це значить, що холодильний коефіцієнт циклу з дроселюванням менший, ніж для циклу з детандером:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_5)} > \varepsilon_{др} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1)}. \quad (8.26)$$

Це впливає і з відношення відповідних площ. Коефіцієнт оборотності циклу $1-2-3-4$ дорівнює:

$$\eta_{обр} = \frac{пл.1-c-h-4}{пл.1-2-3-0-1} < 1. \quad (8.27)$$

Холодильний коефіцієнт і коефіцієнт оборотності циклу 6-7-3-4 будуть менші, тому що робота цього циклу більше роботи циклу 1-2-3-4 на величину, еквівалентну площі 6-7-2-1.

У описаних вище циклах процес стискання в компресорі приймався ізентропним. У реальних компресорах такий процес стискання здійснити практично неможливо через необоротні втрати у компресорі. Втрати, пов'язані зі стисканням робочої речовини в компресорі, будуть розглянуті нижче.

Необоротні втрати, що виникають під час здійснення циклів холодильних машин, можуть бути скорочені і, таким чином, зросте ефективність отримання штучного холоду.

Основним способом скорочення необоротних втрат, пов'язаних із дроселюванням, є охолодження рідкого холодильного агента перед дроселем. Для здійснення такого охолодження необхідно мати джерело теплоти, температура якого нижча температури навколишнього середовища. На рис. 8.10. показана принципова схема і цикл у діаграмах $T-s$ і $\lg p-h$ холодильної машини з теплообмінником для охолодження рідкого холодильного агента перед дросельним вентиляем. У цій схемі після конденсатора $KД$ холодильний агент охолоджується в теплообміннику $ТО$ водою. Вода, яка подається в теплообмінник, як правило, з артезіанських свердловин, має постійну температуру протягом року на рівні 14...16 °С. Можна використати для такого охолодження й оборотну воду (або з водогінної мережі), при цьому вона спочатку пропускається через теплообмінник, а потім спрямовується у конденсатор.

З рис. 8.10. очевидно, що при охолодженні робочої речовини перед дросельним вентиляем (процес 3-4) його питома холодопродуктивність збільшується на Δq_0 , а робота циклу залишається незмінною. Холодильний коефіцієнт при цьому зростає:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} > \varepsilon' = \frac{h_1 - h_6 + \Delta q_0}{h_2 - h_1}. \quad (8.28)$$

Користуючись викладеним вище методом, можна показати, що необоротні дросельні втрати при охолодженні скорочуються і $\eta_{обр1} > \eta_{обр2}$.

Ще більшого ефекту можна досягти, якщо робочу речовину перед $PВ$ охолоджувати робочою речовиною, що кипить при такій же температурі, що й у випарнику машини. Така схема отримала назву *холодильної машини з економайзером*. На рис. 8.11. показана схема такої машини. Після конденсатора рідка робоча речовина поділяється на два потоки, менший з яких дроселюється у $PВ2$ до тиску p_0 (процес 3-6) та надходить до економайзера $E_{(ТО)}$, де кипить при температурі T_0 (процес 6-1), охолоджуючи (процес 3-4) основний потік речовини, що прямує у випарник машини. Пара, яка утвориться у економайзері, засмоктується компресором.

Необоротні втрати, пов'язані з відведенням теплоти від робочої речовини, у теплообміннику та економайзері можна не враховувати через їхню незначність. Під час зображення циклів з охолодженням рідкого робочого тіла нижче температури конденсації в $T-s$ діаграмі варто мати на увазі, що лінія процесу охолодження 3-4, що збігається з лівою граничною кривою, показана

умовно, тому що ізобари в області рідини йдуть більш полого, ніж гранична крива. Однак така умовність практично не впливає на аналіз і результати розрахунку циклів.

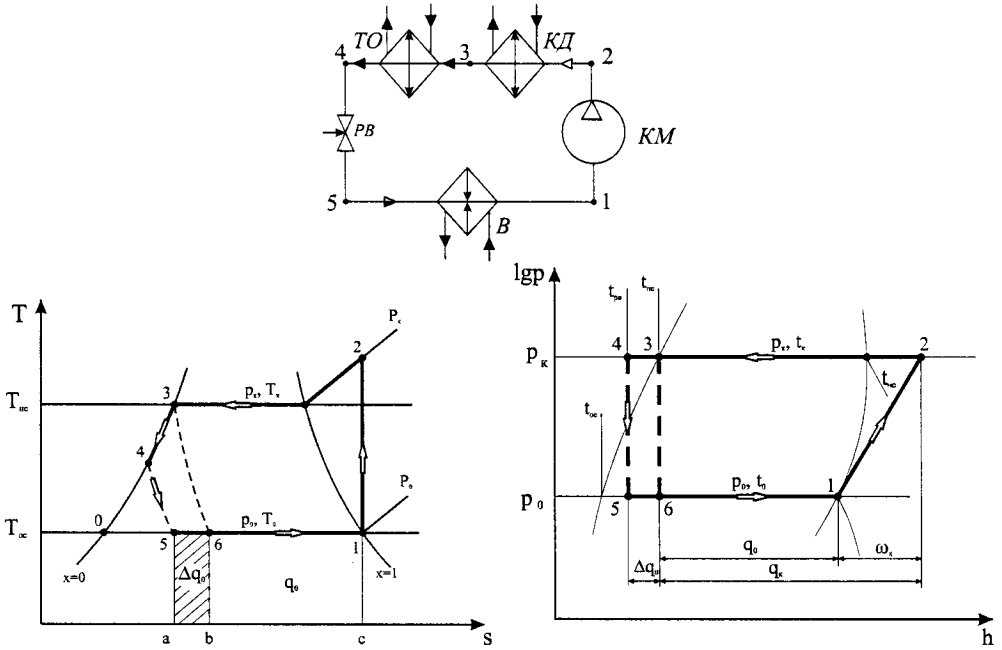


Рис. 8.10. Схема та цикл компресорної ХМ з переохолодженням рідкого холодильного агента перед PB .

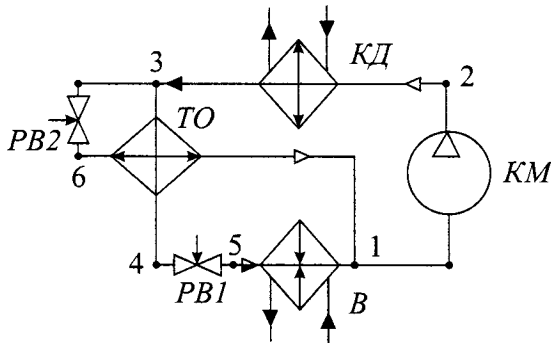


Рис. 8.11. Схема компресорної ХМ з економайзером.

Охолодження рідкої робочої речовини перед дросельним вентилям можна здійснити також за рахунок холодної пари, що прямує з випарника у компресор, тобто застосувати регенерацію. Схема і цикл такої *регенеративної холодильної машини* показано на рис. 8.12.

У цій схемі холодна пара робочої речовини, що виходить із випарника B (стан a), направляється в регенеративний теплообмінник $РТО$, де нагрівається (процес $a-1$) за рахунок охолодження робочої речовини, що прямує із конденсатора до регульовального вентиля PB (процес $3-4$). У результаті

регенерації питома холодопродуктивність збільшується на величину Δq_0 , але одночасно збільшується і робота компресора на величину Δw на $T-s$ діаграмі еквівалентну площі $a-1-2-b$.

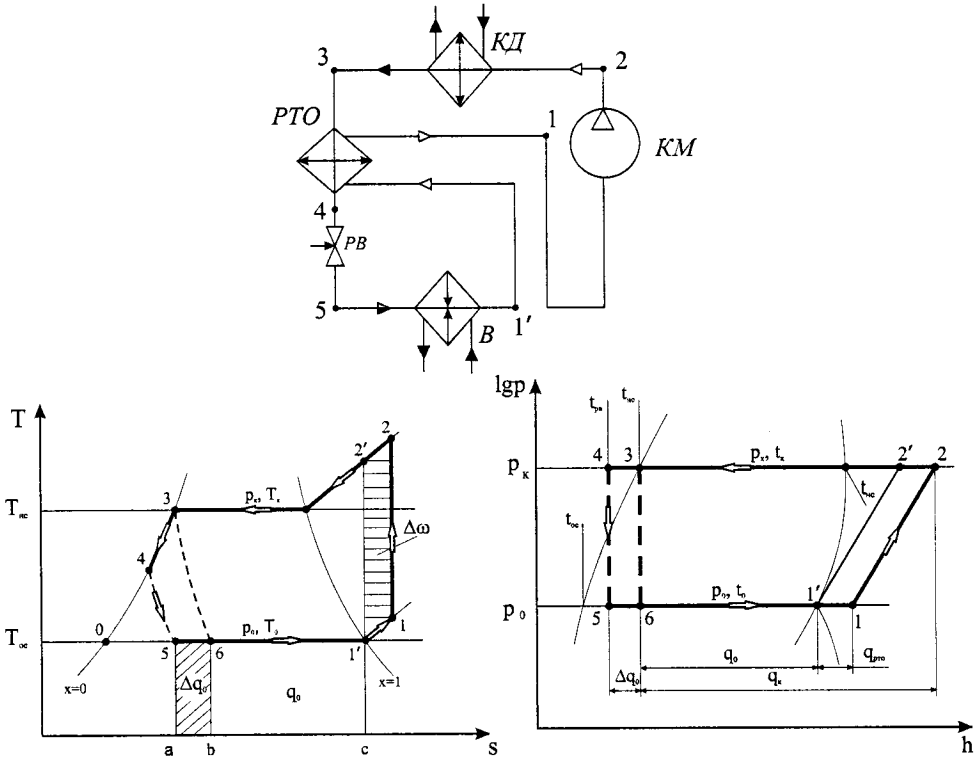


Рис. 8.12. Схема та цикл компресорної ХМ машини з PТО.

Ефективність цього методу залежить від термодинамічних властивостей робочих речовин, які визначають співвідношення $\Delta q_0/\Delta w$. З цієї причини регенеративний цикл застосовується для робочих речовин, у яких є великі втрати, пов'язані з дроселюванням, і малі – з перегріванням робочої речовини під час стискання. Такими робочими речовинами є більшість фреонів. Для робочих речовин із великими втратами від перегрівання, наприклад для аміаку, застосовують схему з водяним теплообмінником.

Більшість фреонів добре розчиняються у мастилі. З цієї причини в реальних фреонових холодильних машинах у схемі циркулює не лише холодильний агент, але й мастило. При відсутності перегрівання робочої речовини перед всмоктуванням, у компресор потрапляють краплини мастила, що містять розчинений холодильний агент, і також можуть потрапляти краплини рідкого холодильного агента. Потрапивши у порожнину стискання, температура якої значно вища температури охолодного середовища, відбувається виділення фреону з краплин мастила, що зменшує корисний об'єм усмоктування. Краплини рідкої робочої речовини, що потрапляють з випарника у порожнини стискання, зменшують холодопродуктивність машини і можуть призвести до гідравлічного удару, наслідком якого буде руйнування

компресора. Крім того, потрапляння краплин мастила і рідкої робочої речовини сприяє значній інтенсифікації теплообміну між парою і стінками порожнин стискання компресора, що призводить до додаткових втрат. Таким чином регенеративний теплообмінник дозволяє захистити компресор холодильної машини від гідравлічного удару та зменшити втрати у процесі стискання.

Іншим способом скорочення необоротних втрат, пов'язаних із теплообміном робочої речовини і зовнішніх джерел, може бути використання у парових холодильних машинах робочих речовин із змінними температурах кипіння та конденсації – неазеотропних сумішей. Цикл такої холодильної машини показаний на рис. 8.13. На ньому умовно зображено процес охолодження джерела низької температури $b-a$. Робота циклу $1-2-3-4$ буде еквівалентна площі $1-2-3-0-1$. Цикл-зразок для цього – $a-b-c-d$, робота якого еквівалентна площі $a-b-c-d$.

Коефіцієнт оборотності циклу $1-2-3-4$ дорівнює:

$$\eta_{\text{обр1}} = \frac{\text{пл. } a-b-c-d}{\text{пл. } 1-2-3-0-1}. \quad (8.29)$$

Якби в холодильній машині використовувалася однокомпонентна робоча речовина, то цикл такої машини був би $5-6-3-7$ (показаний умовно), а його коефіцієнт оборотності:

$$\eta_{\text{обр2}} = \frac{\text{пл. } a-b-c-d}{\text{пл. } 5-6-3-0-5}. \quad (8.30)$$

Оскільки площа $5-6-3-0-5 >$ площі $1-2-3-0-1$, то

$$\eta_{\text{обр1}} > \eta_{\text{обр2}}. \quad (8.31)$$

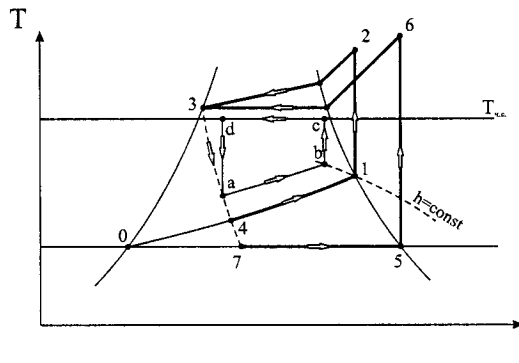


Рис. 8.13. Цикл компресорної ХМ, яка працює на неазеотропній суміші

У аналізованому випадку температура навколишнього середовища приймалася постійною. У реальних умовах роботи ХМ, коли навколишнім середовищем виступає вода і повітря в обмежених кількостях, $T_{\text{нс}}$ є змінною. У цьому випадку виграш буде ще помітнішим.

Однак розглянута економія буде мати місце лише під час охолодження. У випадку необхідності підтримування постійної температури охолодного середовища, використання неазеотропних сумішей призведе до додаткових втрат. Це викликано більшою середньою різницею температур при використанні неазеотропних сумішей у порівнянні із чистими речовинами. При

цьому втрати будуть тим помітніші, чим більшою буде різниця температур кипіння компонентів неазеотропної суміші.

Ще одним із шляхів економії енергії при одержанні штучного холоду є зменшення різниці температур між робочою речовиною і джерелами. Досягнути цього можна застосуванням теплообмінних апаратів з інтенсифікованим теплообміном, правильним вибором (без заниження необхідної площі теплообміну) та належною експлуатацією теплообмінного обладнання, яка не допускає забруднення, а якщо це неможливо, передбачає своєчасне очищення поверхні теплообміну (від мастила, інею, водного каменю та ін.).

8.4.2.2. Багатоступеневі компресорні холодильні машини. Причини переходу до багатоступеневого стискування

При зниженні температури кипіння або підвищенні температури конденсації робочої речовини збільшується ступінь підвищення тиску $\pi = p_k/p_0$ і різниця тисків $p_k - p_0$. Це веде до погіршення об'ємних і енергетичних коефіцієнтів корисної дії компресорів, що збільшує капітальні й експлуатаційні витрати на одержання штучного холоду у випадку використання одноступеневих компресійних холодильних машин.

Збільшення π у компресорі призводить до зростання температури нагнітання, що може викликати неприпустимі температурні деформації, пригорання мастила в нагнітальних клапанах компресора та їхнє руйнування. Може виникнути і вкрай небезпечний випадок – самозаймання мастила. Одночасно зменшується питома холодопродуктивність циклу.

З ростом відношення p_k/p_0 , як відзначалося раніше, збільшуються необоротні втрати під час дроселювання, а також втрати, пов'язані з відведенням теплоти перегрівання робочої речовини.

Все вище сказане обумовлює необхідність переходу до багатоступеневого стискування. За результатами численних досліджень було визначено, що у випадку $\pi \geq 8$ багатоступеневе стискування є ефективнішим від одноступеневого (при $\pi \geq 8$ об'ємний коефіцієнт корисної дії компресора стане меншим 0,5). Проте у деяких випадках компресори працюють з більшим перепадом тисків. Все залежить від умов роботи холодильної машини: робочої речовини, типу компресора й теплообмінних апаратів, температур зовнішніх джерел. Наприклад, низькотемпературні компресори можуть працювати з перепадом тисків близьким 20.

У галузі зберігання та переробки харчових продуктів здебільшого використовують двоступеневе стискування. У таких багатоступеневих машинах температура парів холодильного агента в кінці стиснення першого ступеня компресора зазвичай перевищує температуру навколишнього середовища. У цьому випадку використовують прямоточне охолодження перегрітої пари у водяному міжступеневому холодильнику. У циклах багатоступеневих холодильних машин крім водяного використовують і проміжне охолодження холодильним агентом, що дозволяє збільшити холодильний коефіцієнт. Багаторазове дроселювання холодильного агента з проміжним відбором пари призводить до зниження енергетичних втрат.

Суттєвою особливістю багатоступневих холодильних циклів є зниження об'ємних і енергетичних втрат компресора. У багатоступневих холодильних машинах холодильний агент стискається до тиску конденсації послідовно два або більше разів з проміжним охолодженням частково стиснутих парів. На кожному ступені відношення тиску нагнітання до тиску всмоктування менше, ніж p_k/p_0 для повного циклу даної машини.

Схеми багатоступневих машин можуть бути різними. У схемах з багаторазовим дроселюванням проміжне охолодження між ступенями може бути повним і неповним. При повному проміжному охолодженні стан робочого тіла перед всмоктуванням в компресор наступного ступеня відповідає стану сухої насиченої пари. Неповне проміжне охолодження здійснюється водою. Повне проміжне охолодження досягається зниженням температури пари після водяного холодильника проміжної ступені киплячим холодильним агентом, що надходить після першого дроселювання.

Розглянемо деякі із найбільш поширених схем багатоступневих холодильних машин.

Двохступенева холодильна машина із змієвиковою проміжною посудиною і неповним проміжним охолодженням. Принципову схему такої машини і цикл у теплових діаграмах наведено на рис. 8.14. Рідка робоча речовина, що виходить із конденсатора (стан точка б) поділяється на два потоки. Більший потік надходить у змієвик проміжної посудини *ПП*, проходячи по якому охолоджується до температури $t_{зм} = t_m + 3...5$ °С (процес 6-7), а менший дроселюється у регульовальному вентилі *PВ1* до тиску p_m (процес 6-9) та надходить у середину проміжної посудини у кількості необхідній для охолодження більшого потоку. У проміжній посудині за рахунок різниці густини рідини і пари відбувається поділ вологої пари (стан 9) на рідину (стан 10) і суху насичену пару (стан 11). Суха насичена пара засмоктується компресором другого ступеня *КМ2*, а рідина кипить (процес 9-11) за рахунок теплоти, що відбирається від рідкої робочої речовини, яка йде по змієвику. Після змієвика охолоджена робоча речовина дроселюється у *PВ2* до тиску p_0 (процес 7-8) та поступає у випарник *В*, де кипить, відбираючи теплоту від охолодного середовища (процес 8-1'). Пара, що при цьому утворюється, всмоктується компресором першого ступеня *КМ1*, адіабатно стискається до тиску p_m (процес 1-2) та надходить до проміжного теплообмінника *ПТО*, де охолоджується водою (процес 2-3). Після теплообмінника потік пари (стан 3) змішується з потоком пари, що прямує з проміжної посудини (стан 11). Суміш парів (стан 4) засмоктується компресором другого ступеня *КМ2*, адіабатно стискається до тиску конденсації p_k (процес 4-5) та нагнітається до конденсатора, у якому робоча речовина охолоджується, конденсується (процес 4-5') та переохолоджується (процес 5'-6), віддаючи теплоту навколишньому середовищу.

Розрахунок холодильної машини починають із визначення (або задавання) температур кипіння та конденсації, за якими, скориставшись таблицями термодинамічних властивостей чи діаграмою *lgp-h* визначають відповідні тиски p_k та p_0 . За відомими тисками кипіння та конденсації визначають p_m та відповідну йому температуру t_m . Отримавши значення тисків, будують цикл холодильної машини в *lgp-h* діаграмі.

Температури переохолодження холодильного агента у конденсаторі та всмоктування пари у компресор першого ступеня *КМ1* визначають так само, як і для одноступеневих машин. Температура на виході із змішувика проміжної посудини у точці $t_7 = t_m + (3...5)$, °С. Температура пари після проміжного теплообмінника *ПТО* t_3 приймають на 8...10 °С вищою від температури води на вході до проміжного холодильника; у разі, якщо температура t_3 виявиться більшою температури пари t_2 після *КМ1*, теплообмінник у схему машини не включають.

Стан робочої речовини у точці 4 визначають, склавши тепловий баланс процесу змішування:

$$(q_{m2} - q_{m1})h_{11} + q_{m1}h_3 = q_{m2}h_4, \quad (8.32)$$

$$h_4 = h_{11} + (h_3 - h_{11}) \frac{q_{m1}}{q_{m2}}, \quad (8.33)$$

де q_{m1} та q_{m2} – масові витрати робочої речовини у компресорах першого та другого ступеня холодильної машини.

Масову витрату холодильного агента, кг/с, через *КМ1* знаходять за відомою холодопродуктивністю машини:

– для аміаку:

$$q_{m1} = Q_0 / (h_7 - h_8); \quad (8.34)$$

– для хладона (фреона):

$$q_{m1} = Q_0 / (h_1 - h_8). \quad (8.35)$$

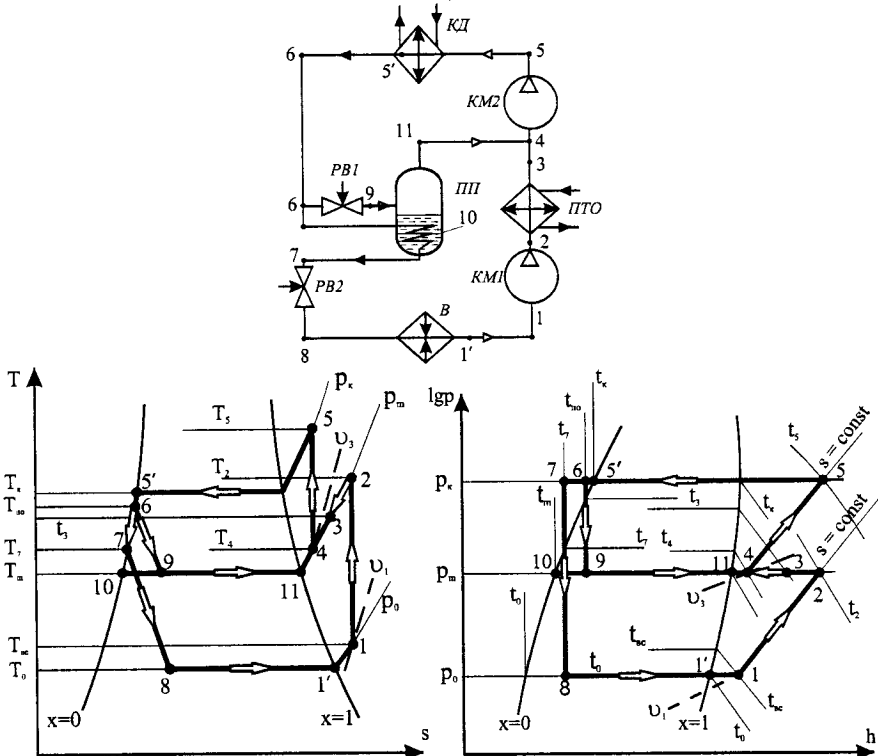


Рис. 8.14. Цикл та схема двоступеневої ХМ з проміжною змішувковою посудиною та неповним проміжним охолодженням.

Масову витрату холодильного агента, кг/с, через компресор $KM2$ визначають, складаючи матеріальний або тепловий баланс проміжної посудини.

Матеріальний баланс проміжної посудини має вид:

$$q_{m2} = (q_{m2} - q_{m1})x_6 + q_{m1} + q'_m, \quad (8.36)$$

де $x_6 = (h_6 - h_{10}) / (h_{11} - h_{10})$ – ступінь сухості пари в точці 6, q'_m – масова витрата робочої речовини, яка випаровується у проміжній посудині за рахунок поглинання теплоти охолодження (процес 6-7), і визначається з рівняння:

$$q_{m1}(h_6 - h_7) = q'_m(h_{11} - h_{10}). \quad (8.37)$$

Підставивши у (8.36) вираз для q'_m та значення x_6 , виражене через ентальпії, отримаємо:

$$q_{m2} = q_{m1} \frac{h_{11} - h_7}{h_{11} - h_6}. \quad (8.38)$$

Такий же результат отримуємо, склавши тепловий баланс проміжної посудини:

$$q_{m2}h_6 = q_{m1}h_7 + (q_{m2} - q_{m1})h_{11}, \quad (8.39)$$

звідки $q_{m2} = q_{m1} \frac{h_{11} - h_7}{h_{11} - h_6}$.

У разі виключення із схеми проміжного холодильника, h_3 у формулах заміняють на h_2 .

Об'ємна витрата пари, м³/с, що проходить через компресори першого (низького тиску) та другого (високого тиску) ступенів:

$$V_{h1} = q_{m1}v_{11}, \quad (8.40)$$

$$V_{h2} = q_{m2}v_{23}. \quad (8.41)$$

Розрахунок питомих характеристик циклу проводять, користуючись параметрами вузлових точок циклу:

– питома масова холодопродуктивність, кДж/кг, у холодильних машинах, що працюють на хладонах,

$$q_{0m} = h_1 - h_8; \quad (8.42)$$

– в холодильних машинах, що працюють на аміаку, кДж/кг,

$$q_{0m} = h_{1'} - h_8; \quad (8.43)$$

– питома об'ємна холодопродуктивність визначається за формулою (8.19);

– питома теоретична робота компресорів, кДж/кг:

$$\text{1-го ступеня (низького тиску)} \quad w_{h1} = h_2 - h_1, \quad (8.44)$$

$$\text{2-го ступеня (високого тиску)} \quad w_{h2} = h_5 - h_4; \quad (8.45)$$

– питома теоретичне навантаження конденсатора, кДж/кг:

$$q_{x_m} = h_5 - h_6; \quad (8.46)$$

– холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{(w_{h1}q_{m1} + w_{h2}q_{m2})} = \frac{q_{m1} \cdot q_{0m}}{(w_{h1}q_{m1} + w_{h2}q_{m2})} = \frac{q_{0m}}{\left(w_{h1} + w_{h2} \frac{q_{m2}}{q_{m1}}\right)} = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + (h_5 - h_6) \frac{(h_{11} - h_7)}{(h_{11} - h_6)}} \quad (8.47)$$

Ця схема холодильної машини може бути використана у випадку, коли температура робочої речовини після компресора другого ступеня не перевищує допустимої (визначається видом робочої речовини, наприклад для аміаку – 140°C, для більшості фреонів – 120°C).

Якщо температура вища, використовують *двохступеневу холодильну машину із змієвикою проміжною посудиною і повним проміжним охолодженням*. Принципова схема такої машини і цикл у теплових діаграмах наведено на рис. 8.15.

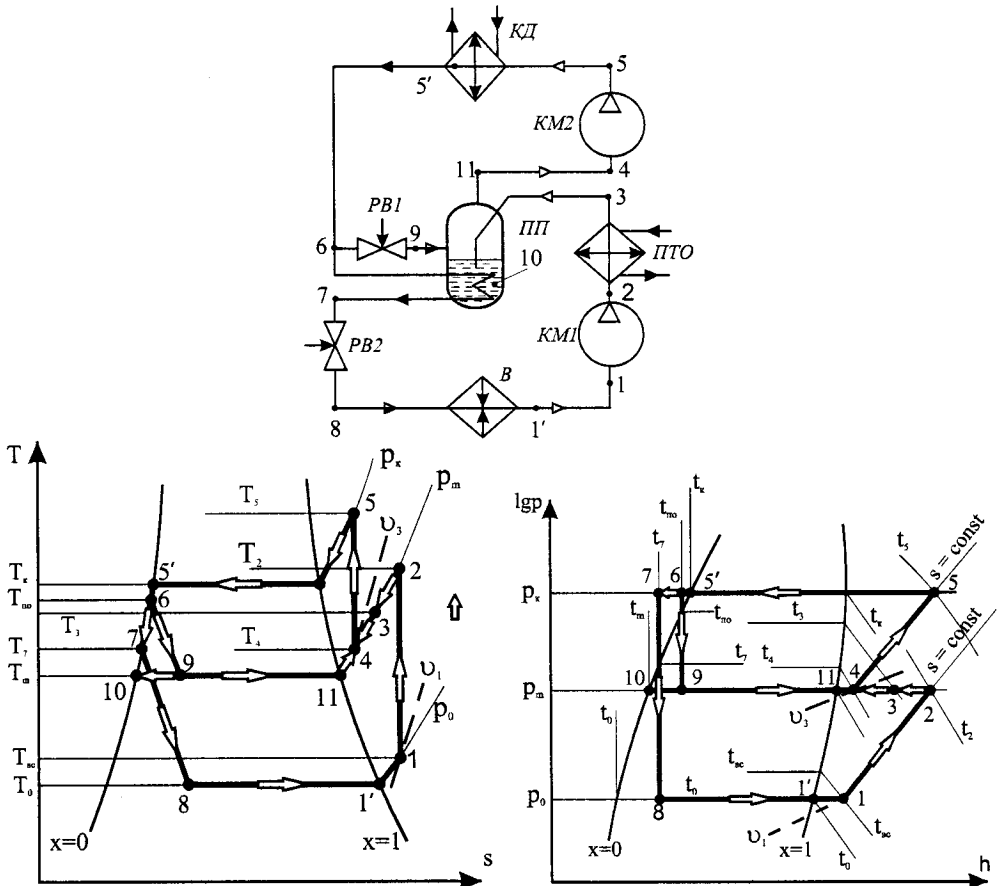


Рис. 8.15. Цикл та схема двохступеневої ХМ з проміжною змієвикою посудиною та повним проміжним охолодженням.

Відмінність цієї холодильної машини від попередньої полягає у тому, що пара після проміжного теплообмінника *ПТО* надходить під рівень рідкого холодильного агента у проміжну посудину *ПП*, проходячи через який, вона охолоджується до сухого насиченого стану (точка *11*). Теплота, яка при цьому відводиться від пари, спричиняє випаровування частини рідини. Стан робочої речовини у вузлових точках та тепловий розрахунок холодильної машини проводять у відповідності до рекомендацій, даних для попередньої схеми. Перегрівання на всмоктуванні до компресора другого ступеня відсутнє, або, як правило, не перевищує 3...5 °С (стан 4) (на рис. 8.15. цикли побудовані з урахуванням перегрівання на всмоктуванні до компресора другого ступеня).

Масову витрату холодильного агента через *КМ1* знаходять за формулами (8.34) чи (8.35). Масову витрату холодильного агента через компресор *КМ2* визначають склавши матеріальний або тепловий баланс проміжної посудини.

Матеріальний баланс проміжної посудини має вид:

$$q_{m2} = (q_{m2} - q_{m1})x_9 + q_{m1} + q'_m + q''_m, \quad (8.48)$$

де $x_9 = (h_9 - h_{10}) / (h_{11} - h_{10})$ – ступінь сухості пари в точці 9, q'_m – масова витрата робочої речовини, яка випаровується у проміжній посудині за рахунок поглинання теплоти охолодження (процес 6-7) визначається за рівнянням:

$$q_{m1}(h_6 - h_7) = q'_m(h_{11} - h_{10}); \quad (8.49)$$

q''_m – масова витрата робочої речовини, яка випаровується у проміжній посудині за рахунок поглинання теплоти гарячої пари після компресора першого ступеня (процес 2-11) визначається за рівнянням:

$$q_{m1}(h_3 - h_{11}) = q''_m(h_{11} - h_{10}); \quad (8.50)$$

Тепловий баланс проміжної посудини:

$$q_{m2}h_6 + q_{m1}h_3 = q_{m1}h_7 + q_{m2}h_4, \quad (8.51)$$

звідки,

$$q_{m2} = q_{m1} \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6}. \quad (8.52)$$

У разі виключення із схеми проміжного холодильника, h_3 у формулах замінюють на h_2 .

Об'ємна витрата пари, питомі характеристик циклу та холодильний коефіцієнт циклу визначають за формулами (8.40 – 8.47).

Розглянуті схеми із змійовиковою проміжною посудиною використовуються, якщо робоча речовина – аміак.

Двохступенева холодильна машина з теплообмінниками. Принципова схема такої машини і цикл у теплових діаграмах наведено на рис. 8.16. Така схема використовується для фреонів. Принцип роботи схеми такий. Рідка робоча речовина після конденсатора (стан точка 6) надходить до регенеративного теплообмінника *РТО*, де охолоджується парою (процес 6-7), що прямує з випарника до компресора другого ступеня *КМ2*. Після *РТО* робоча речовина знаходить до рідинного теплообмінника *ТО*, у якому продовжує охолоджуватися (процес 7-8), віддаючи теплоту робочій речовині, що кипить при тиску p_m . Проїшовши *ТО*, потік речовини поділяється на два. Менший дреслюється в *РВ1* до тиску p_m (процес 8-10) та надходить до *ТО*, де

випаровується (процес 10-11), поглинаючи теплоту від рідини, а більший – дроселюється в $PB2$ (процес 8-9) до тиску p_0 та надходить у випарник B , де кипить, відбираючи теплоту від охолодженого середовища (процес 9-1'). Пара, що утворюється у випарнику, перед компресором першого ступеня $KM1$, проходить через PTO , де охолоджує рідку робочу речовину, нагріваючись при цьому (процес 1'-1). У $KM1$ пара адіабатно стискається до тиску p_m (процес 1-2) та надходить до проміжного теплообмінника $ПТО$, де охолоджується водою (процес 2-3). Після теплообмінника потік пари (стан 3) змішується з потоком пари, що прямує з рідинного теплообмінника $ТО$ (стан 11). Суміш парів (стан 4) засмоктується компресором другого ступеня $KM2$, адіабатно стискається до тиску конденсації p_k (процес 4-5) та нагнітається у конденсатор, де охолоджується, конденсується (процес 5-5') та переохолоджується (процес 5'-6), віддаючи теплоту навколишньому середовищу.

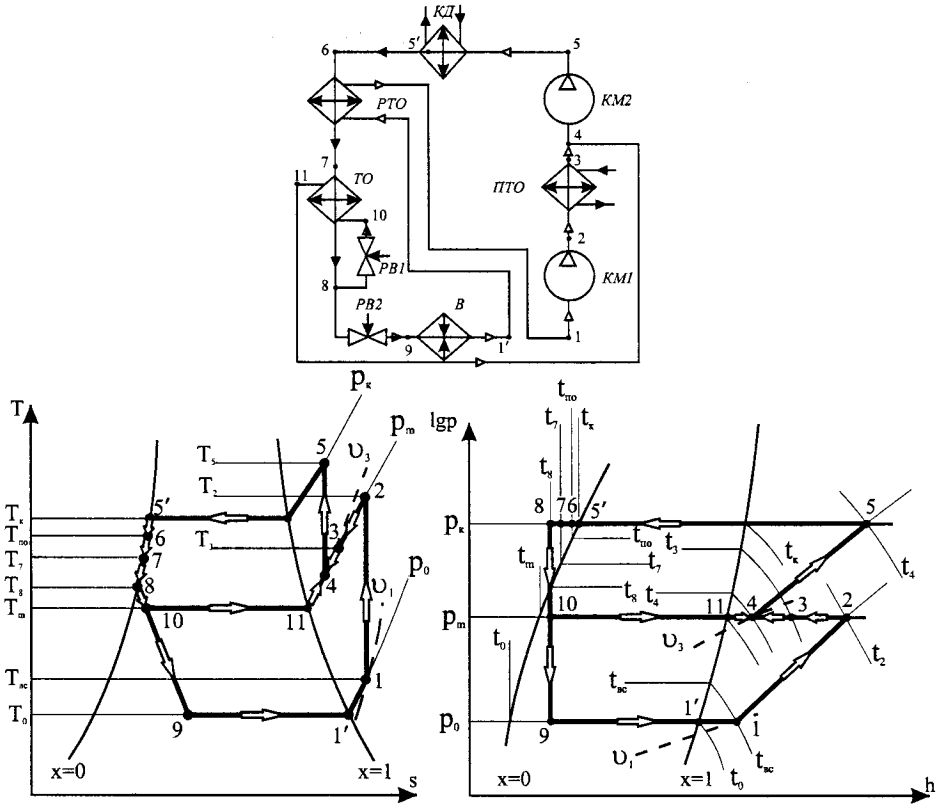


Рис. 8.16. Цикл та схема двоступеневої ХМ з теплообмінниками.

Регенеративний теплообмінник та рідинний теплообмінник суттєво охолоджують рідку робочу речовину перед дроселюванням, що у випадку використання фреонів дозволяє скоротити необоротні втрати, що виникають у цьому процесі та збільшити питому холодопродуктивність циклу. Перегрівання пари у PTO дозволяє підвищити об'ємні та енергетичні коефіцієнти компресора першого ступеня, а також захистити його від можливого гідравлічного удару.

Тепловий розрахунок холодильної машини починають із визначення

тисків p_k , p_0 та p_m за методикою розглянутою раніше та побудови циклу холодильної машини в $\lg p-h$ діаграмі.

Під час побудови приймають, що точки $1'$ та 11 знаходяться на правій граничній кривій або з невеликим перегріванням ($2\dots3^\circ\text{C}$) на відповідних ізобарах; температура у точці 1 становить $t_1 \approx 0^\circ\text{C}$; точка 5 знаходиться на лівій граничній кривій або з деяким переохолодженням ($2\dots3^\circ\text{C}$); температуру пари після проміжного теплообмінника $ПТО$ t_3 приймають на $8\dots10^\circ\text{C}$ вищою від температури води на вході до проміжного холодильника (можна прийняти рівною t_k чи t_5); температура речовини після $ТО$ визначається проміжним тиском $t_8 = t_m + (3\dots5),^\circ\text{C}$.

Температуру робочої речовини після регенеративного теплообмінника t_7 , кДж/кг, знаходять, скориставшись рівнянням теплового балансу теплообмінника:

$$q_{m2}(h_6 - h_7) = q_{m1}(h_1 - h_{1'}), \quad (8.53)$$

звідки

$$h_7 = h_6 - \frac{q_{m1}}{q_{m2}}(h_1 - h_{1'}). \quad (8.54)$$

Масову витрату холодильного агента через компресор першого ступеня знаходять за рівняннями (8.36 – 8.37). Масову витрату холодильного агента через компресор другого ступеня визначають скориставшись тепловим балансом системи, яка складається з теплообмінників ($ПТО$ та $ТО$) та допоміжного дросельного вентиля $РВ1$:

$$q_{m1}h_{1'} + q_{m2}h_6 = q_{m1}h_8 + q_{m1}h_1 + (q_{m2} - q_{m1})h_{11}, \quad (8.55)$$

$$q_{m2} = q_{m1} \frac{(h_{11} - h_8) - (h_1 - h_{1'})}{h_{11} - h_6}. \quad (8.56)$$

Стан речовини точці 4 розраховують за рівнянням змішування:

$$q_{m2}h_4 = q_{m1}h_3 + (q_{m2} - q_{m1})h_{11}, \quad (8.57)$$

$$h_4 = \frac{q_{m1}(h_3 - h_{11})}{q_{m2}} + h_{11}. \quad (8.58)$$

А положення точки знаходять на перетині ізоентальпи h_4 з ізобарою p_m . У разі виключення із схеми проміжного холодильника h_3 у формулах замінюють на h_2 .

Питомі характеристики циклу та об'ємна витрата пари у компресорах визначаються за формулами (8.40 – 8.46).

Питоме теплове навантаження, кДж/кг:

– проміжного холодильника (якщо він є у схемі):

$$q_{\text{пх}} = h_2 - h_3; \quad (8.59)$$

– регенеративного теплообмінника:

$$q_{\text{пто}} = h_6 - h_7; \quad (8.60)$$

– рідинного теплообмінника:

$$q_{\text{то}} = h_8 - h_7. \quad (8.61)$$

Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу машини:

$$\varepsilon = \frac{q_{0m}}{\left(w_{h1} + w_{h2} \frac{q_{m2}}{q_{m1}} \right)} = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_5) \frac{(h_{11} - h_8)}{(h_{11} - h_6)}}. \quad (8.62)$$

8.4.3. Дійсні цикли ПКХМ

Теоретичний об'ємний компресор.

На ефективність циклів пароконпресорних холодильних машин суттєвий вплив мають процеси, що відбуваються у компресорі. Для розуміння характеру втрат, що в ньому виникають розглянемо роботу теоретичного компресора.

Теоретичним називають такий компресор, у якому відсутні втрати, пов'язані з тертям, вихороутворенням та будь-які інші (тиски всмоктування та нагнітання рівні тискам відповідно у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах); процеси всмоктування та нагнітання – адіабатні (проходять без теплообміну з навколишнім середовищем); теплообмін між навколишнім середовищем та холодильним агентом, який стискається, може відбуватися лише в процесі стискання; швидкість середовища на вході та виході з компресора однакові (кінетична енергія не змінюється); відсутній «мертвий» простір; витікання та перетікання холодильного агента з компресора у процесі стискання (кількість холодильного агента, яка надійшла у компресор, дорівнює кількості, яка його залишає); клапани компресора, якщо вони є, відкриваються та закриваються миттєво та повністю.

Робочі процеси, що відбуваються в теоретичних об'ємних компресорах, у сутності своїй однакові. Найбільше наочно вони можуть бути проаналізовані на прикладі поршневого компресора. Основними елементами поршневого компресора є: циліндр, рухомий поршень, всмоктувальний і нагнітальний клапани. Зворотно-поступальний рух поршня в поєднанні з роботою клапанів забезпечує протікання таких робочих процесів: всмоктування, стискання, нагнітання і миттєва зміна тиску. Сукупність цих процесів складає робочий цикл компресора, що повторюється при кожному оберті колінчатого вала компресора. Робочий цикл компресора не є термодинамічним круговим циклом, тому що процеси всмоктування і нагнітання проходять із перемінною масою робочої речовини, і тільки процес стискування може бути описаний рівняннями термодинаміки постійної маси.

Робочі процеси компресора зручно розглядати в *індикаторній діаграмі*, що показує залежність тиску середовища p , яке стискається, від перемінної величини її об'єму V в циліндрі або, що те ж саме, від ходу поршня S (шляху, який проходить поршень, рухаючись від однієї крайньої точки циліндра до іншої). Індикаторна діаграма теоретичного компресора 1-2-3-4 показана на рис. 8.17. Із вищевказаних причин індикаторна діаграма не є термодинамічною діаграмою.

При прямуванні поршня зліва праворуч відбувається процес *всмоктування* 4-1 при тиску $p_1 = \text{const}$ та цілком відкритому всмоктувальному клапані. У точці 1, що відповідає правому крайньому положенню поршня, всмоктувальний клапан закривається, і при зворотному прямуванні поршня

відбувається процес *стискання* холодильного агента 1-2 (зменшення об'єму, яке супроводжується наростанням тиску). В момент, коли тиск у циліндрі досягне тиску кінця процесу стискання p_2 (у точці 2), відкривається нагнітальний клапан і здійснюється процес *нагнітання* 2-3 при тиску $p_2 = \text{const}$, наприкінці якого нагнітальний клапан закривається. Після завершення процесу нагнітання поршень починає прямувати до крайнього лівого положення, а тиск у циліндрі миттєво змінюється в процесі 3-4 від тиску p_1 до тиску p_2 .

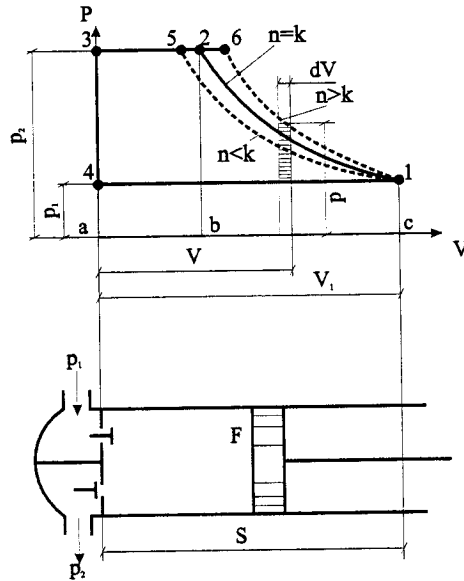


Рис. 8.17. Індикаторна діаграма теоретичного об'ємного компресора.

Одним з основних технічних показників роботи компресора є *об'ємна* продуктивність компресора. Окрім об'ємної, в розрахунках використовують також *масову* продуктивність.

Під *об'ємною* продуктивністю V ($\text{м}^3/\text{с}$) розуміють об'єм робочої речовини (пари холодильного агента), що проходить через компресор в одиницю часу. При цьому параметри газу приймаються такими, що відповідають умовам всмоктування, а саме при тиску і температурі на вході до всмоктувального патрубку компресора. Для компресорів об'ємного принципу дії ця величина має й іншу назву – *теоретичний описаний об'єм*. Він являє собою об'єм, що звільняється робочими елементами компресорів (поршнями, гвинтами, роторами, завитками і т.п) в одиницю часу, для надходження усмоктуваної робочої речовини. Теоретичний описаний об'єм, V_h , визначається в залежності від геометричних розмірів порожнин всмоктування і частоти обертання валу компресора. Для поршневого компресора:

$$v_h = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot z \cdot n, \quad (8.63)$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; z – число циліндрів; n – частота обертання валу компресора, с^{-1} .

Для інших типів компресорів розрахункові залежності визначення

теоретичного описаного об'єму буде розглянуто нижче. Для компресорів динамічного принципу дії використовують лише дійсну об'ємну продуктивність.

Дійсна об'ємна продуктивність компресорів завжди менша від теоретичної через об'ємні втрати, які є у реальних машинах.

Масова продуктивність G , (кг/с) – маса робочої речовини (пари холодильного агента), що проходить через компресор в одиницю часу. Масова продуктивність пов'язана з об'ємною залежністю:

$$G = V/v_1 = V\rho_1, \quad (8.64)$$

де v_1 і ρ_1 – питомий об'єм ($\text{м}^3/\text{кг}$) та густина ($\text{кг}/\text{м}^3$) робочої речовини на вході до всмоктувального патрубку компресора.

Потужністю компресора, N (Вт) називають витрату роботи компресора на стискання робочої речовини в одиницю часу.

Раніше були розглянуті способи визначення питомої роботи компресора для різноманітних термодинамічних процесів стискання. Найбільш загальним випадком є робота компресора з політропним процесом стискання, що характеризується показником політропи n . Підкреслимо, що це умовний, постійний показник політропи, обумовлений кінцевими параметрами процесу стискання. Маючи w_k і G_T , неважко визначити потужність споживану теоретичним компресором:

$$N_T \approx G_T w_k = G_T \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]. \quad (8.65)$$

Для адіабатного процесу стискання робота теоретичного компресора може бути знайдена за формулою:

$$N_T = G_T w_{k(\text{ад})} = G_T (h_{2s} - h_1), \quad (8.66)$$

де h_1 та h_{2s} – ентальпії робочої речовини на початку та в кінці процесу стискання.

Об'ємні втрати в компресорі.

У реальному компресорі діє ряд конструктивних і функціональних чинників, що призводять в остаточному підсумку до зниження продуктивності й економічності компресора в порівнянні з теоретичним. Роздивимося основні з цих чинників.

Мертвий простір. У дійсному компресорі об'єм циліндра більше об'єму, описаного поршнем за один хід, на величину так званого *мертвого простору*. Мертвий простір – це частина циліндра, з якої робоча речовина пар не може бути витиснута при досягненні поршнем мертвої точки наприкінці процесу нагнітання. Розрізняють лінійний і об'ємний мертвий простір. Лінійний мертвий простір – це зазор (мм) між днищем поршня у верхній мертвій точці (для вертикального компресора простої дії) і клапанною плитою. Цей зазор передбачається для компенсації температурного розширення деталей компресора, що виникають в процесі його роботи. Об'ємний мертвий простір V_c (м^3) складається з: частини об'єму циліндра висотою, рівної лінійному мертвому просторові; кільцевого об'єму між стінками поршня і циліндра

висотою, рівною відстані від днища поршня до першого ущільнювального кільця; об'єму в каналах клапанів, звернених з однієї сторони в циліндр і обмежених з іншої сторони запірними органами в закритому стані.

При зворотному прямуванні поршня, процес усмоктування починається лише після того, як стиснута пара, що залишилася в мертвому просторі, розшириться і її тиск знизиться до тиску усмоктування. Цей процес відбувається на деякій частині ходу поршня і називається процесом *зворотного розширення*. Отже, наявність мертвого простору зменшує об'ємну продуктивність дійсного компресора.

Гідравлічні втрати. В усмоктувальних і нагнітальному трактах, включаючи клапани, мають місце втрати тиску пари, що призводить до зниження об'ємних і енергетичних коефіцієнтів компресора.

Підігрівання пари. На ділянці від усмоктувального патрубка до циліндра компресора відбувається підвищення температури пари, що надходить і, як наслідок, зменшується масова продуктивність компресора.

Теплообмін у циліндрі. У процесах стискання й оберненого розширення між парою та стінками циліндра і поршня має місце теплообмін різноманітної спрямованості й інтенсивності. У результаті цього показники політроп у цих процесах мають змінні значення, а ефективність роботи компресора знижується.

Пульсація тисків. Поршневий компресор є машиною періодичної дії, тому в усмоктувальних і нагнітальних порожнинах тиск змінюється з визначеною частотою та амплітудою. Це явище, назване пульсацією тисків, збільшує потужність приводу компресора, але в деяких випадках підвищує дійсну продуктивність у порівнянні з теоретичною.

Перетікання та витікання. У процесі роботи компресора мають місце перетікання та витікання пари через різноманітні конструктивні зазори: у розривах поршневих кілець; у зазорах між поршнем і поршневими кільцями і стінками циліндра; через нещільності в клапанах та ін.

Тертя. Частина енергії приводу дійсного компресора витрачається на подолання тертя в механічних парах.

Вплив більшої частини перерахованих чинників відбивається на дійсній індикаторній діаграмі, що дозволяє провести якісний і кількісний аналіз дійсних робочих процесів компресора.

Дійсні робочі процеси істотно відрізняються від теоретичних. Це наочно показує порівняння індикаторних діаграм теоретичного ($a-b-c-d$) і дійсного ($1'-2'-3'-4'$) компресорів (рис. 8.18). Процес усмоктування $4'-1'$ проходить при змінному тиску більш низькому, ніж тиск в усмоктувальному патрубку $p_v = p_1$. Точки $4'$ і $1'$ відповідають початку відкривання та повного закривання усмоктувального клапана. Різниця тисків в усмоктувальному патрубку й у циліндрі в процесі $4'-1'$ викликана гідравлічним опором прямуванню пари на шляху між ними. Змінна величина цієї різниці обумовлена двома обставинами: по-перше, зміною ступеня відкривання усмоктувального клапана; по-друге, зміною швидкості пари в ньому через змінну швидкість поршня. Різниця тиску в патрубку і на початку стискання у точці $1'$ називається *депресією на усмоктуванні* – $\Delta p_v = p_v - p'_v$.

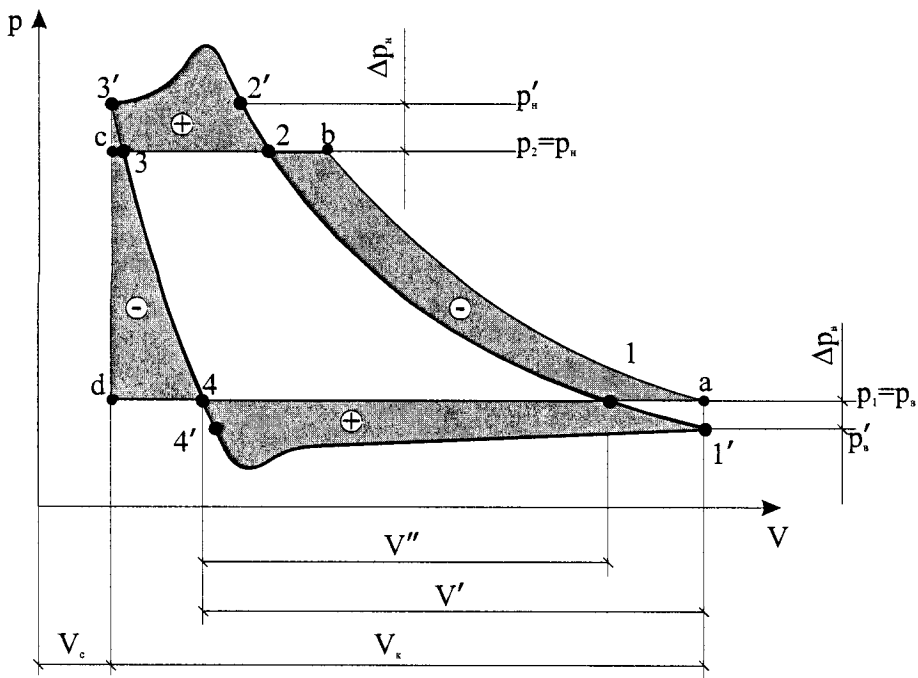


Рис. 8.18. Дійсна індикаторна діаграма.

Аналогічна картина спостерігається й у процесі нагнітання 2'-3'. Тут моменту відкриття нагнітального клапана відповідає точка 2'. Через малий прохідний перетин щілини тиск буде продовжувати зростати і після початку відкриття клапана. Після досягнення максимуму тиск перед клапаном падає, але наприкінці нагнітання продовжує ще залишатися вищим тиску у нагнітальному патрубку. Різниця кінцевого тиску в точці 3' і тиску у нагнітальному патрубку називається *депресією на нагнітанні* – $\Delta p_n = p'_i - p_i$.

Продуктивність дійсного компресора. Дійсна об'ємна продуктивність компресора об'ємного принципу дії V_d завжди менша теоретичної через об'ємні втрати, які мають місце в дійсному компресорі. Кількісним показником зменшення дійсної продуктивності V_d у порівнянні з теоретичним об'ємом, описаним поршнем V_h , служить коефіцієнт подавання:

$$V_d = \lambda V_h. \quad (8.67)$$

Коефіцієнт подавання компресора можна розглядати як коефіцієнт корисної дії компресора відносно його об'ємної продуктивності.

Розділивши обидві частини цієї рівності на питомий об'єм пари за тиску і температури в усмоктувальному патрубку, для дійсної масової продуктивності отримаємо:

$$G_d = \lambda G_r. \quad (8.68)$$

Для зручності аналізу і розрахунку коефіцієнт подавання умовно подають у вигляді добутку окремих співмножників, кожний із яких оцінює зменшення продуктивності від дії відповідного йому чинника:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_\omega \cdot \lambda_{щ}. \quad (8.69)$$

Об'ємний коефіцієнт λ_c і коефіцієнт дроселювання $\lambda_{др}$ можуть бути визначені за індикаторною діаграмою, тому їхній добуток називають *індикаторним об'ємним коефіцієнтом*:

$$\lambda_i = \lambda_c \cdot \lambda_{др}. \quad (8.70)$$

Коефіцієнти нагрівання λ_ω і щільності λ_μ не можуть бути визначені за індикаторною діаграмою, тому їх іноді називають *коефіцієнтами прихованих утрат*:

$$\lambda'_\omega = \lambda_\omega \lambda_\mu \quad (8.71)$$

Об'ємний коефіцієнт, що враховує «мертвий» простір, визначається відношенням:

$$\lambda_c = V'/V_k. \quad (8.72)$$

Об'єм V' можна подати у вигляді $V' = V_\mu - V_4 = V_k + V_c - V_4$. Мертвий простір V_c (м^3) можна виразити через його відносну величину. *Відносний мертвий простір* – це безрозмірна величина, яка визначається відношенням мертвого об'єму V_c до об'єму, описаного поршнем за один оберт валу компресора V_k (корисного об'єму циліндра), $c = V_c/V_k$. Відносний мертвий простір для більшої частини сучасних компресорів складає 3 – 6 %, а в спеціальних конструкціях компресорів, наприклад низькотемпературних, він може бути зменшений до 1,5 – 2 %.

Коефіцієнт λ_c залежить від відносної величини мертвого простору, відношення тисків і показника політропи оберненого розширення. У випадку, коли величина Δp_n незначна, λ_c може бути визначений за формулою:

$$\lambda_c = 1 - c \left[\pi_k^{1/n_p} - 1 \right], \quad (8.73)$$

де $\pi_k = p_2/p_1$ – відношення тисків компресора.

Депресії на всмоктуванні призводять до того, що перед початком стискання пара у циліндрі має тиск p'_b , менший тиску в усмоктувальному патрубку $p_b = p_1$. Ці тиски зрівнюються лише у точці 1 діаграми після того, як поршень пройде деяку частину ходу стискання. Об'єм циліндра на «втраченій» частині ходу стискання і складає втрату продуктивності від депресії на усмоктуванні.

Коефіцієнт дроселювання може бути визначений з індикаторної діаграми, визначається співвідношенням:

$$\lambda_{др} = V''/V' = 1 - \Delta V/V'. \quad (8.74)$$

У випадку політропного процесу стискання з показником політропи n_c він може бути знайдений з виразу:

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{1+c}{\lambda_c} \left(1 - \left(\frac{p_b - \Delta p_b}{p_b} \right)^{1/n_c} \right). \quad (8.75)$$

У сучасних поршневих компресорах коефіцієнт $\lambda_{др}$ має досить високі значення (0,95 ÷ 1). При розрахунку нових конструкцій рекомендується приймати $\lambda_{др} = 1$.

Індикаторний коефіцієнт подавання:

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{др} = \frac{V'V''}{V_k V'} = \frac{V''}{V_k}. \quad (8.76)$$

З урахуванням виразів (8.73) і (8.75) індикаторний коефіцієнт подавання може бути визначений за формулою:

$$\lambda_i = \frac{p_b - \Delta p_b}{p_b} - c \left[\left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_b} \right)^{1/n_p} - \left(\frac{p_b - \Delta p_b}{p_b} \right) \right]. \quad (8.77)$$

Коефіцієнт нагрівання λ_{ω} оцінює зменшення продуктивності компресора від підвищення температури пари, що заповнює циліндр, внаслідок теплонадходження від стінок всмоктувальної порожнини, деталей клапана і циліндра.

Для інженерних розрахунків можна скористатися формулою, отриманою для вертикальних аміачних компресорів, яка враховує втрати від підігрівання та нещільностей:

$$\lambda'_{\omega} = T_0 / T_k, \quad (8.78)$$

де T_0 , T_k – температури кипіння і конденсації, К.

Продуктивність компресора холодильної машини повинна бути такою, щоб забезпечувати відсмоктування пари з випарника з тією ж інтенсивністю, з якою вона утворюється в результаті кипіння рідкого холодильного агента. Якщо холодильний агент кипить швидше, ніж компресор може відводити пару, то надмірна кількість пари накопичується у випарнику, тиск збільшується, і в результаті підвищується температура кипіння. Якщо продуктивність компресора така, що пара відводиться з випарника занадто швидко, то тиск у випарнику зменшується, внаслідок чого знижується температура кипіння. У будь-якому випадку необхідні умови не будуть дотримуватися і робота холодильної установки буде незадовільною.

Продуктивність компресора в значній мірі залежить від умов, в яких працює машина. Головний фактор, що впливає на продуктивність компресора – це температура кипіння холодоагенту у випарнику. Чим вище температура кипіння рідини у випарнику, тим більше щільність пари, що надходить у компресор. При високій температурі кипіння компресором стискається більша маса пари холодильного агента (збільшується об'ємна продуктивність компресора). Якщо температура кипіння підвищується при постійній температурі конденсації, то ступінь стиснення зменшується, а коефіцієнт подачі компресора зростає. Отже, при більш високій температурі кипіння збільшується не тільки маса холодильного агента, що відбирається компресором на одиницю об'єму, але і об'єм пари.

Холодопродуктивність компресора – умовне поняття і визначається масою пари холодильного агента, що всмоктується ним в одиницю часу. Холодопродуктивність може бути визначена також кількістю теплоти, сприйнятою від охолоджуваного середовища і переданою холодильного агенту, що кипить. Продуктивність можна виразити таким рівнянням:

$$Q_o = g_m \cdot q_o, \quad (8.79)$$

де Q_o – холодопродуктивність, кДж/с чи кВт; g_m – масова витрата холодильного агента, кг/с; q_o – питома холодопродуктивність, кДж/кг.

При зниженні температури кипіння холодопродуктивність компресора зменшується в результаті збільшення питомого об'єму холодильного агента. При підвищенні температури конденсації за постійної температури кипіння ступінь стиснення збільшується, а коефіцієнт подачі компресора знижується, внаслідок чого дійсний об'єм переміщуваної компресором пари в одиницю часу зменшується. Тому холодопродуктивність компресора знижується.

Для порівняння компресорів за холодопродуктивністю встановлено декілька груп температурних умов їхньої роботи. Порівняльними температурами прийняті температури кипіння t_0 , конденсації t_k (відповідні до температур насичення при тиску p_0 і p_k поблизу патрубків компресора), всмоктування $t_{вс}$ і температура перед регулюючим вентиляем $t_{рв}$.

Енергетичні втрати в компресорі.

В поршневих компресорах розрізняють два види енергетичних втрат: індикаторні і втрати на тертя, в результаті яких потужність, що підводиться до валу компресора, збільшується в порівнянні з теоретичною, що витрачається в його циліндрі. Індикаторні втрати обумовлені гідравлічними опорами у всмоктувальних і нагнітальних клапанах і теплообміном в циліндрах компресора.

Для оцінки енергетичної досконалості всіх дійсних робочих процесів компресора вводиться поняття ізоентропної (адіабатної) потужності:

$$N_{ад} = G\Delta h_s = \lambda V_h w_s / v_1. \quad (8.80)$$

У формулі (8.80) Δh_s є різницею кінцевої і початкової ентальпій ізоентропного процесу стискування.

Оцінка енергетичної досконалості роботи компресора провадиться за допомогою енергетичних ККД: індикаторного, механічного й ефективного.

За допомогою індикаторного ККД враховують втрати пов'язані з недосконалістю процесів у дійсному компресорі. Він представляє собою відношення теоретичної та дійсної потужності компресора:

$$\eta_i = N_{ад} / N_i. \quad (8.81)$$

У дійсних поршневих компресорах процеси стискування відбуваються з показником політропи $n_p > n_k$ і, якщо відома ентальпія робочої речовини у кінці дійсного процесу стискування, індикаторний ККД може бути знайдений за формулою:

$$\eta_i = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (8.82)$$

де h_1 , h_{2s} та h_2 – ентальпії робочої речовини на початку, в кінці теоретичного та дійсного процесів стискування відповідно.

Під час проектування нових компресорів значення енергетичних ККД визначають, як правило, за дослідними даними для однотипних машин. Для орієнтованої оцінки значення індикаторного ККД може бути визначене за емпіричною формулою І.І. Левіна:

$$\eta_i = \lambda'_\omega + b t_0, \quad (8.83)$$

де t_0 – температура кипіння з відповідним знаком; b – дослідний коефіцієнт: $b = 0,002$ і $b = 0,001$ відповідно для аміачних горизонтальних і вертикальних компресорів; $b = 0,0025$ – для фреонових компресорів.

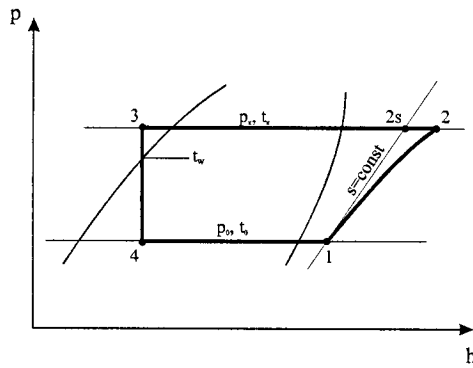


Рис. 8.19. Цикл холодильної машини.

До валу компресора підводиться ефективна потужність N_e , більша, ніж N_i на величину потужності тертя $N_{тр}$, що витрачається на подолання тертя в механічних парах:

$$N_e = N_i + N_{тр}. \quad (8.84)$$

Потужність тертя залежить від ряду чинників, у тому числі від конструкції компресора, від в'язкості, а отже, і від температури мастила в картері, від частоти обертання валу, від відношення тисків усмоктування і нагнітання.

Величина потужності, що витрачається на тертя, залежить від типу, конструктивних розмірів і частоти обертання валу компресора, температури і в'язкості мастила. До механічних втрат відносять також потужність, затрачену на привід масляного насоса компресора.

Підвищення температури мастила може призвести до різкого зниження його в'язкості і до погіршення умов змащування. На практиці потужність тертя часто визначають як добуток $N_{тр} = p_{тр} \cdot V_h$, де $p_{тр}$ – досвідний коефіцієнт, названий *тиском тертя*. За результатами випробовувань прямотечійних компресорів середньої продуктивності середнє значення тиску тертя становить 0,083 МПа, причому при підвищенні π_k від 2 до 8 значення $p_{тр}$ зменшувалося від 0,089 МПа до 0,078 МПа.

Із збільшенням частоти обертання валу потужність тертя в різноманітних вузлах компресора змінюється неоднаково, але в цілому вона зростає за степеневою залежністю з показниками степені 1,5-2. Це свідчить про те, що з підвищенням частоти обертання зростає також тиск тертя $p_{тр}$.

Втрати від тертя можна врахувати механічним ККД, що представляє собою відношення індикаторної потужності компресора до його ефективної потужності:

$$\eta_m = N_i / N_e. \quad (8.85)$$

Для сучасних компресорів значення механічного ККД є досить високим і може бути прийнятим в межах 0,96....0,99 залежно від конструкції. При цьому менші значення відносяться для компресорів з великою кількістю пар тертя (підшипників та циліндрів).

Ефективний ККД компресора представляє собою відношення теоретичної потужності до потужності на валу компресора:

$$\eta_e = N_{ад} / N_e. \quad (8.86)$$

Ефективна потужність на валу компресора визначена через енергетичні коефіцієнти становить:

$$N_e = \frac{N_{ад}}{\eta_i \eta_{мех}}. \quad (8.87)$$

Потужність, що споживається електродвигуном компресора, розраховується з врахуванням ККД *передачі* і ККД *двигуна*:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{п} \eta_{дв}}. \quad (8.88)$$

Для сучасних електродвигунів ККД коливається в межах 0,75...0,95 залежно від потужності (більші значення відносяться до більших електродвигунів). ККД передачі залежить від її виду (ремінна, ланцюгова, муфта, і.т.д) і може бути прийнята з відповідних довідників.

На рис. 8.20 показана залежність енергетичних коефіцієнтів компресора середньої продуктивності з відкритим приводом від відношення зовнішніх тисків π . Для компресорів з вмонтованим електродвигуном спостерігається деяке зниження коефіцієнтів η_i і η_e , проте значення ККД $\eta_{ел}$ близькі для обох варіантів. Це пояснюється тим, що зниження об'ємних і енергетичних коефіцієнтів безсальникового компресора через підвищене підігрівання пари від двигуна в значній мірі компенсується більш високими значеннями ККД електродвигуна, що має інтенсивне охолодження електродвигуна робочою речовиною.

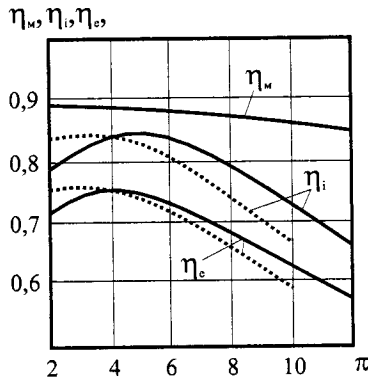


Рис. 8.20. Залежність енергетичних коефіцієнтів компресора від відношення зовнішніх тисків π .

8.4.4. Робочі речовини та холодонсії Загальні відомості.

Для здійснення зворотного термодинамічного циклу, завданням якого є отримання штучного холоду, необхідно мати пристрої для його здійснення (холодильну машину), джерела теплоти та тіло, за допомогою якого здійснюється цикл. Це тіло поглинає теплоту від джерела низької температури (тіла, що охолоджується) в одних та віддає її до гарячого джерела в інших

процесах циклу. Це тіло прийнято називати *робочою речовиною циклу* або *холодильним агентом*.

Безупинне відведення теплоти охолодного середовища можливе при нескінченно великому запасі робочої речовини або при кінцевій його кількості, якщо після здійснення холодильного ефекту повернути робочу речовину в початковий стан. У першому випадку будемо мати розімкнені цикли, у другому – замкнені. Вибір холодильного агента потребує врахування термодинамічних, теплофізичних та фізико-хімічних властивостей, від яких залежить конструкція холодильної машини та витрата енергетичних ресурсів.

Робочі речовини, що застосовуються у холодильних машинах характеризуються діапазоном нормальних температур кипіння від $+100^{\circ}\text{C}$ до -160°C . Наприклад, аміак при тиску $0,1\text{ МПа}$ має температуру кипіння $-33,15^{\circ}\text{C}$.

Сьогодні найпоширенішими холодильними агентами є аміак, хладони та їхні суміші, вода і повітря. Тренд у використанні холодоагентів зміщується до аміаку, вуглекислого газу та насичених вуглеводнів.

Вода (R718) – найдоступніша робоча речовина. Однак, застосування води обмежено температурами кипіння вище 0°C . При цьому через високу нормальну температуру кипіння робочі тиски водяної пари в апаратах машини досить низькі (при $t_0 = 2^{\circ}\text{C}$, $p_0 = 0,796\text{ кПа}$), тому вона використовується лише у пароежекторних і бромисто-літєвих абсорбційних холодильних машинах, головним чином в установках кондиціювання повітря.

Аміак (R717) застосовують у компресорних та абсорбційних холодильних машинах при температурі кипіння $> -70^{\circ}\text{C}$. Основні переваги аміаку: малий питомий об'єм при температурах випаровування в основній області його використання, велика питома теплота випаровування, незначна розчинність в мастилі, не спричиняє корозію сталі. До недоліків аміаку відносять його отруйність, горючість, а також вибухонебезпечність при концентраціях в повітрі $16\text{--}26,8\%$. У присутності води роз'їдає цинк, мідь, бронзу та інші мідні сплави, за винятком фосфористої бронзи.

Повітря, як робоча речовина, використовується в газових (повітряних) холодильних машинах порівняно невеликої холодопродуктивності. Застосування повітря обмежено малою теплоємністю (близько $1,0\text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$), що в машинах великої холодопродуктивності потребує стискати в компресорі дуже великі його кількості. Повітряні холодильні машини переважають інші у випадку отримання у холодильних машинах температур нижчих -70°C .

Вуглекислий газ (R744) або діоксид вуглецю може служити альтернативним холодоагентом. Міститься в атмосфері і біосфері Землі, має такі переваги: низька ціна, просте обслуговування, сумісність з мінеральними маслами, електроізоляційними і конструкційними матеріалами. Використовується в установках з температурами кипіння вище -50°C . Разом з тим при використанні діоксиду вуглецю потрібне водяне охолодження конденсатора холодильної машини, збільшується металоємність холодильної установки (в порівнянні з іншими). Високий критичний тиск дозволяє мати низьку ступінь стиснення, внаслідок чого ефективність компресора стає значною. Можливі перспективи використання діоксиду вуглецю в низькотемпературних двокаскадних установках і системах кондиціювання

повітря автомобілів і потягів. Його пропонується використовувати також в побутових холодильниках і теплових насосах.

Пропан (R290) – дешевий і нетоксичний холодоагент. При використанні його не виникає проблем з вибором конструкційних матеріалів деталей компресора, конденсатора та випарника. Пропан добре розчиняється в мінеральних маслах. Температура кипіння при атмосферному тиску $-42,1^{\circ}\text{C}$. Додаткова перевага пропану – низька температура на виході з компресора. Однак пропан як холодоагент має два принципових недоліки: він пожежонебезпечний і розміри компресора повинні бути більшими, ніж при використанні в тих же умовах холодильного агенту R22.

Пропан використовується в промислових та комерційних холодильних установках, а також в побутових холодильниках, кондиціонерах та теплових насосах і в транспортних холодильних установках.

Речовини, отримані з насичених вуглеводнів, хімічна формула яких $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, шляхом заміни атомів водню атомами хлору, фтору, бромов ($\text{C}_n\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z\text{Br}_u$) одержали назву *хладонів* або *фреонів* (закордонна назва). Число молекул окремих складових, що входять в ці хімічні сполуки, пов'язані залежністю $2n + 2 = x + y + z + u$. Ці речовини хімічно інертні, мало- або вибухобезпечні.

Велика кількість робочих речовин потребує їхнього позначення. Наразі діє міжнародний стандарт технічного позначення ISO №817-74, який складається з літерного позначення **R** (від першої літери слова «refrigerant» – холодоагент) і цифрового позначення – визначального номера.

Для робочих речовин неорганічного походження визначальний номер починається з цифри 7, після якої вказано молекулярну масу речовини. Наприклад, найбільш поширений холодильний агент аміак має позначення R717 (хімічна формула NH_3 , молекулярна маса – 17); вуглекислий газ R744 (хімічна формула CO_2 , молекулярна маса – 44).

Система визначальних номерів похідних насичених вуглеводнів – хладонів побудована по нижченаведених правилах:

1. Перша цифра справа – це число атомів фтору в з'єднанні (або дефіс і дві цифри, якщо число атомів фтору більше дев'ятьох).
2. Друга цифра справа – це число атомів водню в з'єднанні плюс одиниця.
3. Третя цифра справа – це число атомів вуглецю в з'єднанні мінус одиниця. Для з'єднань метанового ряду нуль опускається.
4. Число атомів хлору в з'єднанні знаходять вирахуванням сумарного числа атомів фтору і водню з загального числа атомів, що можуть з'єднатися з атомами вуглецю.
5. Для циклічних похідних на початку визначального номера після літери R ставиться літера C.
6. У випадку, коли на місці хлору знаходиться бром, застосовують ті ж правила, а наприкінці визначального номера ставиться буква B і цифра, що показує число атомів бромов в молекулі.
7. При наявності ізомерів найбільш симетричний із них позначений визначальним номером, а в наступних, усе більш несиметричних, до номера добавляються літери a, b і т.д. Найбільш симетричним вважається ізомер із

найменшим абсолютним значенням різниці молекулярних мас лівої і правої частин молекули.

8. При наявності в молекулі подвійного зв'язку в якості четвертої цифри справа використовується 1.

Наприклад, найбільш поширені до останнього часу фреони R22 та R12 мають хімічні формули відповідно CHClF_2 та CCl_2F_2 .

Наряду з використанням чистих речовин у холодильній техніці дістали поширення суміші. При цьому розрізняють *азеотропні* (неподільно киплячі однорідні суміші, що переганяються без поділу на фракції і без зміни температури кипіння) та *неазеотропні* суміші, що характеризуються розходженням рівноважних концентрацій компонентів у рідкій і паровій фазах. Останні переганяються з поділом на компоненти, а кипіння і конденсація їх відбувається при перемінних температурах. Змінюючи в широких межах склад таких сумішей, можна одержати властивості, що у даних конкретних умовах забезпечать найвищу ефективність процесів машини: скорочують необоротність процесу теплообміну при перемінних температурах джерела; збільшують холодопродуктивність, знижують температуру кінця стискування; покращують умови циркуляції мастила в системі; розширюють зону застосування за температурами конденсації і кипіння; виключають режими роботи в умовах вакууму і т.п.

Характер впливу властивостей неазеотропних сумішей на характеристики і показники ефективності холодильних машин такий же, як і в чистих речовин, проте змінність температур у процесах кипіння і конденсації накладає на них деяку особливість. Переваги неазеотропних сумішей особливо помітні при використанні теплообмінних апаратів із протитоком середовищ. Однак, у випадку негерметичності системи, порушується склад суміші і, як наслідок, робота холодильної машини відхиляється від необхідних умов (зростають температури кипіння та конденсації). Витікання понад 7 % потребує повної заміни робочої речовини у холодильній машині (достатньо дорого враховуючи вартість таких речовин), або відновлення її початкового складу (достатньо складно для здійснення).

Суміші хладонів позначають визначальними номерами відповідних холодоагентів (у порядку зростання температур кипіння), розділеними дрібною рискою, із вказівкою в дужках масових часток у відсотках, а також умовно прийнятими номерами рядів 500 – для азеотропних сумішей (наприклад R500 – R22/R115 (48,8/51,2), 400 – для неазеотропних сумішей (наприклад R402A – R22/R125/R290 (38/60/2)).

Останнім часом в холодильних машинах почали використовувати вуглеводні, а також їхні суміші та ізомери. Частина цих речовин підпадає під загальну нумерацію, правила якої наведено вище (R170 – етан, пропан – R290), а частина отримала порядковий номер рядів – 600 (R600 – бутан, R600a – ізобутан).

Екологічні аспекти використання холодильних агентів.

Параметри оцінки впливу на довкілля

Починаючи з кінця сімдесятих років минулого століття, коли над Антарктидою виявили «озонову діру», велика увага почала приділятися вивченню впливу холодильних агентів на довкілля. Було виявлено, що фреони

сприяють руйнуванню озонового прошарку Землі та спричиняють парниковий ефект.

Незважаючи на те, що концентрація фреонів у атмосфері знано нижча концентрації CO₂, їх ефективність по затримуванню інфрачервоного випромінювання в багато тисяч разів більша, в тому числі через значно довший період життя (R12 – 120 років, R115 – 250 років, R11 – 60 років).

Руйнування озонового шару відбувається внаслідок того, що молекули фреону, потрапивши у стратосферу (шлях триває 1 – 2 роки), під дією ультрафіолетового випромінювання внаслідок фотолітичної дисоціації розкладаються з вивільненням атома хлору. Вільні атоми хлору та радикал, що залишився, виступають потужними каталізаторами реакції перетворення озону у кисень – одна молекула хлору спричиняє руйнування від 10 до 100 тисяч молекул озону.

Враховуючи, що до середини 80-х років ХХ століття загальне виробництво фреонів у світі досягло значних обсягів (1123 тис. тон у 1986 році), виникла потреба у регулюванні виробництва та використання фреонів, з метою зменшення шкідливого впливу на довкілля.

Вперше проблема була піднята на Віденській конференції по захисту озонового шару в 1985 році з подальшим закріпленням у Монреальському протоколі 1987 року, який підписала більшість розвинутих країн. Він встановив жорсткі економічні обмеження не тільки на виробництво і використання хлорфторвуглеводнів (CFC), а й на торгівлю, експорт та імпорт холодильної техніки, яка містить CFC. Протокол набув сили з 12 січня 1989 року. Станом на 1995 рік до нього приєдналося 150 країн. Незалежна Україна також входить до переліку країн, які приєднані до Монреальського протоколу.

Згідно протоколу усі фреони були розділені на три групи у відповідності зі ступенем впливу на озоновий шар Землі:

Група	Характеристика впливу на озоновий шар	Холодильні агенти
А	Озононебезпечні хладони. Викликають виснаження озонового прошарку.	Хлорфторвуглеводні (CFC): R11, R12, R13, R111, R112, R113, R114, R115. Бромфторвуглеводи: R12B1, R12B2, R113B2, R13B1, R21B1, R22B1, R114B2.
В	Регульовані хладони. Викликають слабке виснаження озонового прошарку.	Хлорфторвуглеводні (HCFC): R21, R22, R31, R121, R122, R123, R123B1, R124, R131, R132, R133, R141, R142, R151, R221, R222, R223, R224, R225, R231, R232, R233, R234, R235, R241, R242, R243, R244, R251, R252, R271.
С	Озонобезпечні хладони.	Фторвуглеводні (HFC): R23, R32, R41, R125, R134, R143, R152, R161, R227, R236, R245, R254. Фторвуглеводи (FC): R14, R116, R218, RC318, R31-10.

В червні 1990 року на конференції у Лондоні було прийнято рішення про припинення використання усіх видів фреонів промислово розвинутими країнами до 2000 року. На конференції у Копенгагені (листопад 1992 року) учасники Монреальського протоколу прийняли рішення про припинення

виробництва озоннебезпечних фреонів R11, R12 та R502 з 1 січня 1996 року, а галогенів до 1 січня 1994 року.

На Віденській конференції в 1995 році було введено терміни використання озоннебезпечних сполук:

Група фреонів	Країни учасники Монреальського протоколу	ЄС	Країни, що розвиваються
CFC	11.01.1996	01.01.1995	01.01.2006
CCl ₄	01.01.1996	–	01.01.2006
Метил хлороформ	01.01.1996	–	01.01.2006
HCFC	01.01.2030	–	–

Якщо вплив CFC на парниковий ефект очевидний, то на руйнування озонного шару він є спірним (викиди природних хлорфторвуглеводнів під час діяльності вулканів чи танення антарктичної криги, яка містить ці сполуки, досить суттєвий). З цієї причини на Копенгагенській конференції вчені закликали повернутися до рішень Монреальського протоколу. Було запропоновано порівнювати холодильні агенти за їх шкідливою дією. Для цього було запропоновано коефіцієнти:

– **ODP** (Ozon Depletion Potential) – потенціал руйнування озону визначається наявністю у молекулі атомів хлору. Прийнято ODP = 1 для R11. Для CFC ODP ≥ 1, для HCFC ODP < 0,1, для HFC ODP = 0;

– **GWP** (Global Warming Potential) – потенціал глобального потепління, або **HGWP** (Halocarbon Global Warming Potential). Прийнято GWP = 1 для CO₂ з часовим відрізком 100 років. HGWP = 1 для R11.

В таблиці наведено значення коефіцієнтів для деяких поширених холодильних агентів:

Холодильний агент	ODP	HGWP	GWP
R11	1	1	3500
R717	0	0	0
R12	0,9...1	1,3...1,4	8500
R22	0,04...0,06	0,32...0,37	1500
R134a	0	0,24...0,29	1300
R152a	0	0,026...0,033	122
R143a	0	0,72...0,76	4300

Практика використання заміників холодильних агентів показала, що в деяких випадках має місце зниження ефективності роботи холодильних машин, що в свою чергу викликає додаткові затрати електроенергії, вироблення якої супроводжується викидами в атмосферу двоокису вуглецю (окрім атомної енергетики). З цієї причини останнім часом для аналізу загального впливу використання холодильних агентів на довкілля використовують параметр **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact), що носить назву сумарної еквівалентної теплової дії. Він представляє собою суму безпосереднього потенціалу парникового ефекту в результаті емісії в атмосферу та дотичного потенціалу,

викликаного емісією двоокису вуглецю в процесі виробництва електроенергії, яка необхідна для роботи холодильної установки:

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B \cdot L,$$

де GWP – потенціал глобального потепління; M – маса емісії холодильного агента в атмосферу; α – коефіцієнт, що характеризує емісію двоокису вуглецю в атмосферу під час вироблення кг $CO_2/1$ кВт·год електроенергії; B – кількість електроенергії, спожитої за весь час роботи холодильної установки, кВт·год; L – час роботи холодильної установки, год.

Можливість застосування робочих речовин у холодильних машинах різноманітного призначення й умові здійснення термодинамічних циклів визначається їхніми властивостями. До таких властивостей відносяться: отруйність, запах, вибухонебезпечність, займистість, температура затвердіння, взаємодія з металами і мастилами і їхні термодинамічні властивості.

Термодинамічні, теплофізичні, фізико-хімічні та фізіологічні властивості холодоагентів

Робочі речовини класифікують за тиском p і нормальними температурами кипіння t , (при $p = 0,981 \cdot 10^5$ Па). За тиском робочі речовини умовно поділяють на три групи: високого, середнього і низького тиску. До першої групи відносять речовини, у яких тиск конденсації при $t = 30$ °С складає від 7 до 2 МПа, до другої групи – речовини, у яких тиск конденсації – від 2 до 0,3 МПа, до третього – нижче 0,3 МПа.

За нормальними температурами кипіння речовини також поділяють на три групи. До першої групи відносяться речовини з нормальною температурою кипіння $t_0 < -60$ °С, до другої – з $t_0 = -60 \div -10$ °С, до третьої – $t_0 > -10$ °С.

Класифікації за тисками і температурами взаємозалежні. Низькотемпературні речовини відносять до групи речовин високого тиску і, навпаки, речовини низького тиску відносять до групи високотемпературних речовин.

Класифікація робочих речовин визначає їхній вибір у відповідності з температурним режимом роботи холодильних машин, серед яких розрізняють:

- високотемпературні ($t_0 > -10$ °С) – теплові насоси, машини для кондиціювання повітря, в основному одноступеневі;
- середньотемпературні ($-10 \div -30$ °С), в основному одноступеневі;
- низькотемпературні: одноступінчаті ($-30 \div -55$ °С), двохступеневі (до -70 °С) і каскадні (до -110 °С).

До теплофізичних властивостей відносять в'язкість μ , теплопровідність λ , густину ρ та ін. Як і питома теплота випаровування r , вони впливають на коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння і конденсації. Більшим значенням λ , ρ , r і малій в'язкості μ відповідають більші значення коефіцієнтів тепловіддачі. В'язкість і густина впливають на гідравлічні опори при циркуляції холодильного агента в системі: при їхньому зростанні опір зростає. Кількість циркулюючого в системі холодильного агента залежить від питомої теплоти випаровування і зменшується з її зростанням.

До фізико-хімічних властивостей відносять розчинність в мастилі для змащення і воді, інертність до металів, вибухонебезпечність і займистість.

За характером взаємодії з мастилом всі холодильні агенти можна розділити на дві групи. До першої групи відносять холодильні агенти з обмеженою розчинністю в мастилі, до другої – з необмеженою. Це означає, що при обмеженій розчинності в рідкій фазі суміші спостерігаються два шари, з яких в одному переважає мастило, в іншому – холодильний агент. При необмеженій розчинності в рідкій фазі не спостерігається розшарування. Ця класифікація умовна, так як за певних умов необмежена розчинність може переходити в обмежену при зниженні температури залежно від виду мастила (мінеральне, алкілбензолне чи поліефірне).

До першої групи відносять: аміак R717, вуглекислоту R744, хладон R14. Хладон R22 з мінеральним мастилом, а хладони R402A, R402B, R404A з алкілбензолним та мінеральним мастилами має межі розчинності при низьких температурах і, відповідно, складає проміжну групу. Всі інші хладони, в тому числі R134a та сумішеві, є тілами з необмеженою розчинністю з поліефірними мастилами, які рекомендуються до застосування з ними. У випадку кипіння суміші, наприклад R134a та мастила, для отримання тієї ж температури кипіння, що і в разі чистої речовини, доводиться підтримувати більш низький тиск кипіння і, як наслідок, витратити зайву роботу на стискання пари. Крім того, суміш мастила з хладоном має більшу в'язкість і зменшує коефіцієнт тепловіддачі.

Розчинність холодильних агентів у воді має важливе значення для нормальної роботи холодильної машини. Аміак необмежено розчиняє воду. Присутність невеликої кількості води в ньому не порушує помітно роботу холодильної машини. Хладони майже не розчиняють воду. Надмірна волога в хладонах при проходженні через дросель (якщо $t_0 < 0^\circ\text{C}$) кристалізується в лід і блокує дросельний отвір. Тому в холодильних машинах, що працюють на хладонах, передбачають спеціальні осушувальні пристрої.

Взаємодія холодильних агентів з металами також залежить від вмісту в них вологи. Вуглеводні, що містять галогени, дають з вологою галогенні кислоти, при яких стає можливим гідроліз хладону і корозія металів.

У герметичних і безсальникових компресорах холодоагенти стикаються з обмотками електродвигунів, і тому для запобігання їх руйнуванню, холодильний агент повинен мати достатній електричний опір.

Холодильний агент повинен бути вибухобезпечним і незаймистим в суміші з повітрям і парою мастила. R22, R507, R404A, R407C, R134a є вибухобезпечними.

За фізіологічними властивостями холодильні агенти не повинні бути отруйними. Аміак викликає подразнення очей і верхніх дихальних шляхів. Допустима концентрація його в повітрі повинно бути не більше $0,02 \text{ г/м}^3$. Більша його концентрація може призвести до значної шкоди здоров'ю або ж смерті.

Хладони з великим вмістом атомів фтору або повністю фторовані практично нешкідливі для людини. Однак частина з них на відкритому полум'ї розкладається на складові частини; в продуктах розкладання крім фтористого і хлористого водню, які є дуже шкідливими для організму людини, міститься отруйний фосген.

Галузь застосування

Такі холодильні агенти, як аміак (R717), хладони R134a і R22 використовують в компресорних холодильних машинах для отримання температур кипіння $-25 \div -40$ °C без вакууму в системі охолодження. Холодильний агент R134a застосовують в одноступеневих холодильних машинах з температурою кипіння не нижче -17 °C і температурою конденсації не вище 70 °C, в домашніх холодильниках, кондиціонерах, холодильних машинах для охолодження води з гвинтовими і відцентровими компресорами та теплонасосних установках. R134a використовується у верхній гілці каскадних холодильних машин (в нижній гілці R744).

Холодильний агент R22 та R290 застосовують для машин з поршневими і гвинтовими компресорами одно- і двоступеневого стиснення, а також в побутових холодильних машинах. Діапазон температур кипіння від 10 до -70 °C при температурах конденсації не вище 50 °C. Одноступеневе стиснення рекомендується застосовувати в діапазоні температур до -35 °C.

У випадку заміни заборонених Монреальським протоколом холодильних агентів, пропан (R290) можна відразу заправити в систему. Однак при цьому втрачається до 10 % холодопродуктивності, якщо в системі раніше був R22, і 15 %, якщо R502. В ряді країн вуглеводні дозволено використовувати в торговому холодильному обладнанні та кондиціонерах. При розміщенні торгового холодильного обладнання, що працює на пропані, в загальнодоступних приміщеннях необхідно дотримуватися правил безпеки. У разі перевищення дозволених норм заправки (залежить від виду установки та інших факторів) холодильне обладнання слід встановлювати в окремому, спеціально обладнаному приміщенні, що збільшує капітальні витрати. Пропан застосовують також в теплових насосах.

Для заміни холодильного агента R502 в низькотемпературних одноступеневих холодильних машинах при температурі конденсації до 50 °C і температурах кипіння до -45 °C використовують суміші: азеотропну R507 та неазеотропні – R402A, R402B та R404A, які мають схожі термодинамічні властивості. Найбільш ефективно вони використовуються в безсальникових і герметичних компресорах низькотемпературних машин. У великих промислових установках холодильний агент R402A, R402B та R404A використовують рідше в порівнянні з R502 через підвищену вартість. Азеотропна суміш R507 часто застосовується в холодильних установках овоче-та фруктосховищ, та порівняно рідко: в побутових кондиціонерах з підвищеними температурами конденсації (тропічні умови) та теплових насосах.

В загальному випадку неазеотропні суміші використовують для заміни заборонених міжнародними угодами холодильних агентів. При цьому у багатьох випадках це дозволяє збільшити холодопродуктивність, знизити температуру кінця стиснення і обмоток вбудованого електродвигуна компресора, поліпшити умови циркуляції мастила в системі, розширити діапазон застосування за температурами кипіння і конденсації, забезпечити бажане поєднання холодопродуктивності з рівнями тисків, усунути вакуумні режими. При цьому енергетична ефективність досягається головним чином за рахунок високого ступеня регенерації теплоти в циклі, підвищення ККД

компресора та зменшення ступеня стискання.

Для заміни холодильних агентів високого тиску, що використовуються в каскадних холодильних машинах (R13, R503, R23) пропонується R508B з нормальною температурою кипіння $-88,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Сьогодні практичне застосування мають такі холодильні агенти:

- для високотемпературних холодильних машин – R134a, R600a, R407C;
- для середньотемпературних холодильних машин – R717, R290, R401A, R401B, R401C, R409A, R22, R410A, R507A, R744;
- для низькотемпературних холодильних машин – R402A, R402B, R744, R404A, R507A, R508B.

Холодоносії

В холодильних установках, де необхідно зменшити кількість холодильного агента, охолодження об'єктів відбувається з використанням проміжних холодоносіїв. Кращим холодоносиєм є вода, вона володіє винятковими теплофізичними властивостями і безпекою. Однак застосовувати воду в системах охолодження, що працюють при негативних температурах, можна лише в суміші з речовинами, що знижують температуру замерзання. Розчини таких речовин повинні в максимальній степені зберігати теплофізичні властивості води, а значить, мати високу теплопровідність, високу теплоємність, низьку в'язкість, при цьому мати низьку корозійну активність і не мати шкідливого впливу на навколишнє середовище і персонал.

Холодоносії поділяються на рідкі та тверді. Використовувані сьогодні вторинні холодоносії на водній основі можна віднести до однієї з трьох груп: розчини спиртів, розчини неорганічних солей, розчини органічних солей.

Перша група включає водні розчини одноатомних спиртів (метанолу і етанолу) та гліколей (етилен- та пропіленгліколю). Всі вони ефективно знижують температуру замерзання і сумісні з матеріалами, що використовуються у вторинних контурах охолодних систем. Етиленгліколь є безбарвною рідиною без запаху. Температура кипіння при атмосферному тиску $197,2^{\circ}\text{C}$. Залежно від концентрації етиленгліколю у воді можна підібрати холодоносій з температурою замерзання від 0°C (вода) до $-67,2^{\circ}\text{C}$ при концентрації етиленгліколю 70 % за обсягом.

Однак токсичність метанолу і етиленгліколю повністю виключає можливість використання їх при виробництві харчових продуктів. Етанол має низьку температуру кипіння, що обумовлює його підвищену летючість і може привести до створення вибухонебезпечної концентрації парів. Це накладає певні обмеження на його застосування.

На підприємствах харчової промисловості активно використовуються водні розчини пропіленгліколю, який є харчовою добавкою E1520 і при попаданні (до 0,2 %) в харчові продукти не впливає на їхні органолептичні якості. Вони володіють низькою токсичністю і мають високу температуру кипіння (187°C), мають малу корозійну активність, однак досить в'язкі. На жаль, розчини пропіленгліколю за своїми теплообмінними характеристикам близькі до води лише при концентраціях менше 20 %. При більш високих концентраціях і низьких робочих температурах розчини пропіленгліколю

мають незадовільні теплообмінні властивості, обумовлені, в першу чергу, їх високою в'язкістю. А значить, холодоносії на основі пропіленгліколю конкурентоспроможні в інтервалі температур від -15 до -1°C . Останнім часом, використовуючи спеціальні добавки, в'язкість цих розчинів навчилися знижувати від двох до п'яти разів, що розширює межі застосування цих холодоносіїв від -18°C до майже -40°C .

Розчини неорганічних солей NaCl , MgCl_2 , CaCl_2 , володіють хорошими теплофізичними властивостями, нетоксичні, недорогі. Температура їхнього замерзання до певної межі (стану криогідратної точки) залежить від концентрації розсолу. Криогідратна точка визначає концентрацію і температуру розсолу $t_{\text{кр}}$, при якій він замерзає у вигляді однорідної суміші обох компонентів. Область раціонального застосування холодоносія визначається його криогідратною точкою. Для розчину NaCl криогідратна точка $-21,2^{\circ}\text{C}$, для MgCl_2 $-33,6^{\circ}\text{C}$, для CaCl_2 -55°C . Розсоли у взаємодії з киснем повітря і металом викликають посилену корозію обладнання. Для зменшення корозійної дії розсолів в розчини додають пасиватори: силікат натрію, хромову сіль, фосфорні кислоти. Системи охолодження з боку проміжного холодоносія виконують здебільшого закритими (замкнутими), де розсіл не стикається з повітрям. Безперечні переваги не компенсують єдиний, але дуже серйозний недолік – відсутність ефективних інгібіторів корозії, що приводить до швидкого руйнування системи трубопроводів і створює загрозу забруднення охолоджуваних продуктів харчування.

В останні роки на ринку холодоносіїв пропонуються водні розчини органічних солей, наприклад ацетату і форміату калію. В діапазоні заявлених фірмами температур до -60°C , ці розчини володіють, в цілому, прийнятною в'язкістю, помірною корозійною активністю і є пожежовибухобезпечними. Вони випускаються під різними торговими марками – Tyfoxit, Antifrogen, Freezium, Нордвей. Значення теплоємності і теплопровідності, зіставлені з аналогічними характеристиками води в поєднанні з низькою корозійною активністю і доступною ціною, роблять їх не тільки незамінними для використання в низькотемпературних холодильних системах, а й дозволяють скласти гідну конкуренцію розчину пропіленгліколю в оптимальних для останнього температурних режимах. Крім того, розробка таких холодоносіїв дозволила вирішити важливу екологічну проблему: повністю відмовитися від використання фреонів у холодильних установках у великих супермаркетах, що особливо важливо для країн Північної Європи, де встановлені граничні терміни для повного заміщення фреонів альтернативними холодоносіями.

Ацетат калію – дозволена харчова добавка E-261, що розкладається при попаданні в ґрунт протягом місяця. За теплообмінними характеристик форміат калію не поступиться CaCl_2 , і більш ефективний у порівнянні з іншими холодоносіями, включаючи ацетат калію. Потреба в кисні для повного розкладання форміату калію в природних умовах на порядок нижче, ніж для ацетату калію. По токсичності розчини пропіленгліколю, ацетату і форміату калію знаходяться в нижчому класі небезпеки. В Європі форміат калію використовується порівняно давно і з досвіду застосування його вважають одним з найефективніших низькотемпературних холодоносіїв. Інгібітори

корозії сьогодні знижують корозійний вплив на метал до $0,1 \text{ г/м}^2$ на добу. Подібні холодоносії практично не спричиняють корозії чавуну, сталі, алюмінію, бронзи.

Тверді холодоносії – це евтектичний лід, що утворюється при криогідратній температурі і являє собою суміш мікроскопічних кристалів льоду та солі, має постійну температуру плавлення. Іноді такі холодоносії називають айссларрі (ice-slurry). Кристали не заважають транспортуванню трубопроводами подібної двофазної системи, але дозволяють за енергетичними показниками наблизитися до систем безпосереднього охолодження. Айссларрі отримують з морської води, водних розчинів солей, гліколей, спиртів. Двофазні розчини дозволяють знизити кількість холодоносія в системі, створити стабільний температурний режим холодопостачання, значно підвищити кількість питомої відведеної теплоти, зменшити діаметри трубопроводів, знизити вартість системи.

8.4.5. Компресори

Компресори холодильних машин за принципом дії поділяються на: поршневі, гвинтові, спіральні.

Поршневі компресори є найбільш поширеним типом холодильних компресорів. Їх застосовують в холодильних машинах продуктивністю від декількох десятків ват до сотень кіловат, а в області малої продуктивності (до 2 – 3 кВт) вони переважають.

Поршневі компресори класифікують за величиною холодопродуктивності, конструктивними і функціональними ознаками, родом робочої речовини. За холодопродуктивністю компресори поділяють на: малі – Q_0 менше 12 кВт; середні – $Q_0 = 12 - 120$ кВт; великі – понад 120 кВт.

За функціональними ознаками компресори можна розділити на такі: стаціонарні і транспортні; високо-, середньо- і низькотемпературні; з пристроєм для регулювання продуктивності і без нього.

За родом робочої речовини: аміачні; фреонові; вуглекислотні; універсальні.

Конструкції поршневих компресорів різноманітні і визначаються конструктивною схемою, типами вузлів і деталей та поділяються:

- за конструктивною схемою – крейцкопфні (подвійної дії) та безкрейцкопфні (простої дії);
- за конструкцією корпусу – блок-картерні (загальний виливок блоку з картером) та роз'ємні (з окремими блоками та циліндрами);
- за числом циліндрів – одно-, дво- та багатоциліндрові (до 16 циліндрів);
- залежно від кінематичної схеми та розташування циліндрів – горизонтальні, вертикальні, з кутовим розташуванням (V-, W-, VV-, хресто- та зіркоподібні);
- прямоотечійні та непрямотечійні;
- за числом ступенів стискання – одно- та багатоступеневі;
- за герметичністю та числом роз'ємів – герметичні, напівгерметичні (безсальникові), відкриті (сальникові).

8.4.5.1. Розрахунок та вибір холодильних компресорів

Для вибору компресорів холодильних машин за відомим тепловим навантаженням використовують заводські характеристики (графіки залежностей $Q_0 = f(t_0, t_k)$ та $N_e = f(t_0, t_k)$ побудовані за результатами заводських випробовувань). Однак дуже часто режими роботи компресорів відрізняються від наведених у характеристиках. В цьому випадку компресор обирається за результатами теплового розрахунку вибраної схеми холодильної машини, який завершується визначенням об'ємної продуктивності компресора V , м³/с, та теплового навантаження теплообмінних апаратів – Q_k , $Q_{то}$, $Q_{рто}$ і т.п.

Для проведення теплового розрахунку за відомими параметрами роботи, обраних схеми та виду холодильного агента в діаграмі $\lg p-h$ будують цикл холодильної машини. Визначивши параметри циклу у вузлових точках, проводять розрахунок у порядку, розглянутому в попередніх розділах.

Компресори обирають за величиною теоретичного описаного об'єму V_h , а електродвигун за споживаною потужністю на клеммах електродвигуна $N_{еп}$. Залежно від типу компресора його розрахунок має певні особливості.

Поршневий компресор. Теоретичну подачу компресора, м³/с, визначають за формулою:

$$V_h = V/\lambda, \quad (8.89)$$

де λ – об'ємний коефіцієнт подачі компресора, V – об'єм пари холодильного агента, що надходить у всмоктувальний патрубок компресора, м³/с.

Коефіцієнт подачі визначають за формулою:

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_w, \quad (8.90)$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі компресора, λ'_w – коефіцієнт нагрівання, в яких p_0 – тиск кипіння холодильного агента у випарнику, Па; p_k – тиск конденсації холодильного агента у конденсаторі, Па; $\Delta p_{вс}$ – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{вс} = 5 \dots 10$ кПа; Δp_n – депресія на нагнітанні, $\Delta p_n = 5 \dots 10$ кПа; $c = 0,03 \dots 0,05$ – відносний мертвий простір; n – показник політропи розширення, $T_0 = t_0 + 273$ К; $T_k = t_k + 273$ К; $T_{пр} = t_{пр} + 273$ К.

Значення показника політропи можуть бути прийняті такі:

Тип компресора	Стиснення	Розширення
Аміачний	1,2...1,25	1,1...1,15
Хладоновий	1,05...1,1	1,0...1,05

У разі двоступеневої холодильної машини індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі для компресора першого та другого ступеня визначають відповідно за формулами:

$$\lambda_{i1} = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left[\left(\frac{p_m + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right], \quad (8.91)$$

$$\lambda_{i2} = \frac{p_m - \Delta p_{вс}}{p_m} - c \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_m} \right)^{1/n} - \frac{p_m - \Delta p_{вс}}{p_m} \right], \quad (8.92)$$

де p_m – проміжний тиск, Па.

Необхідна потужність електродвигуна визначається в порядку описаному вище.

Гвинтовий компресор. Для визначення теоретичного описаного об'єму коефіцієнт подачі гвинтових мастилонаповнених компресорів (ГМК) визначають за дослідними даними залежно від зовнішнього відношення тисків початку та кінця стиснення (для одноступеневого компресора – конденсації та випаровування) $\pi_{\text{зов}}$ (рис. 8.22).

Для визначення електричної потужності приводу ефективний ККД хладонових (ГМК) знаходять за рис.8.23, а аміачних – рис.8.24. залежно від зовнішньої ступені підвищення тиску та різної геометричної ступені стиснення.

Геометрична степінь стиснення визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \pi_{\text{зов}}^{1/n_{\text{ст}}} = \left(\frac{P_{\text{к}}}{P_0} \right)^{\frac{1}{n_{\text{ст}}}}, \quad (8.93)$$

де $n_{\text{ст}}$ – показник політропи стиснення (для аміачних компресорів приймають 1,2...1,25, для хладонових – 1,05...1,1).

В іншому розрахунки не відрізняються від наведених вище.

Для визначення витрати води чи холодильного агента (термосифонне охолодження) для охолодження мастила ГМК та подальшого розрахунку мастилоохолодників та систем оборотного водопостачання необхідно знайти витрату мастила та кількість теплоти, яку воно відводить.

На рисунку 8.21 показано цикл роботи холодильної машини з гвинтовим компресором в $\lg p-h$ діаграмі.

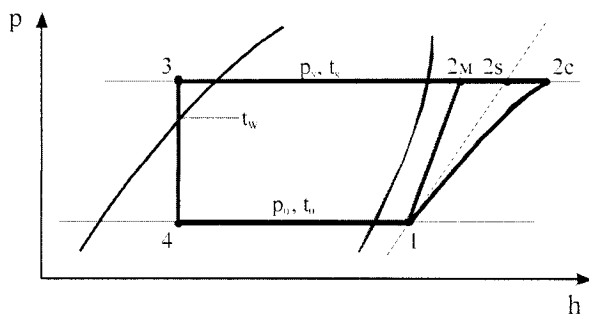


Рис. 8.21. Цикл роботи холодильної машини з гвинтовим компресором.

Впорскування мастила в компресор призводить до заповнення зазорів мастилом та охолодження гвинтів та корпусу, що зменшує ефективні перетини зазорів і, як наслідок, збільшує коефіцієнт подачі, а також зменшує споживану потужність. Однак на розбризкування мастила, надання йому направленої руху витрачається певна потужність. Таким чином визначення оптимальної кількості мастила є важливою задачею.

Кількість теплоти, кВт, яка відводиться від мастила, може бути знайдена за формулою:

$$Q_{\text{м}} = q_{0\text{м}} (h_{2\text{с}} - h_{2\text{м}}), \quad (8.94)$$

де $q_{0\text{м}}$ – масова витрата холодильного агента, кг/с; $h_{2\text{с}}$ – ентальпія

холодильного агента в кінці процесу стиснення, якщо він проходить без мастила (сухе стискання), кДж/кг; $h_{2м}$ – ентальпія холодильного агента в кінці процесу стиснення, якщо він проходить з мастилом, кДж/кг.

Ентальпія холодильного агента у випадку сухого стиснення може бути знайдена за формулою:

$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{пол}}, \text{ кДж/кг}, \quad (8.95)$$

де $\eta_{пол} = 0,8$ – політропний ККД процесу стиснення в ГМК.

За значенням ентальпії знаходять температуру в кінці процесу стиснення t_{2c} .

Ентальпія в точці 2 м приймається за умови, що температура в ній становить як правило 60 – 90 °С, або розраховується за формулою:

$$T_{2м} = T_{2c} \pi_{зоб}^{\frac{n_{ст}-1}{n_{ст}}}, \text{ К}, \quad (8.96)$$

де $T_{2c} = t_{2c} + 273 \text{ К}$; $n_{ст}$ – показник політропи стиснення.

Ентальпія у точці 2м знаходиться за діаграмою $\lg p-h$ на перетині ізотерми $t_{2м} = \text{const}$ та ізобари кінця процесу стиснення.

Крім мастила, яке вприскується в робочу порожнину компресора, в нього подається мастило на змащення підшипників, на розвантажувальні поршні, на сальникові ущільнення. Загальна кількість мастила дорівнює сумі всіх складових. З цієї причини кількість теплоти, яку необхідно відвести від мастила, збільшують на 5–10%. Знайшовши значення Q_m , можна знайти витрату мастила $G_i = Q_i / (c_i \Delta t_i)$. Підвищення температури мастила в компресорі приймається в межах $\Delta t_i = 20 \dots 40^\circ\text{C}$.

Після завершення розрахунків для заданого холодоагенту за отриманими значеннями теоретичної подачі (об'єму, описуваного поршнями V_{h1}, V_{h2}), а також сумарної ефективної потужності вибирають двоступеневий компресорний агрегат. Можна також використовувати систему з двох компресорних агрегатів одноступеневого стиснення. При цьому за значеннями V_{h1}, N_{e1} та V_{h2}, N_{e2} вибирають два одноступеневі компресори 1-го та 2-го ступенів.

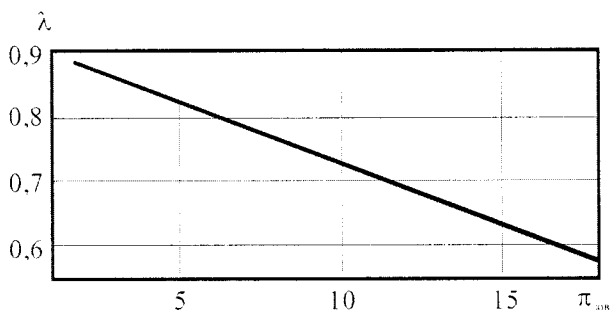


Рис. 8.22. Залежність коефіцієнта подачі аміачних та хладонових ГМК від ступеня підвищення тиску.

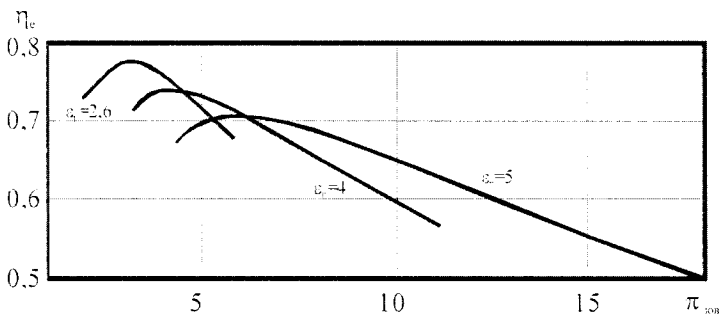


Рис. 8.23. Залежність ефективного ККД для хладонових ГМК.

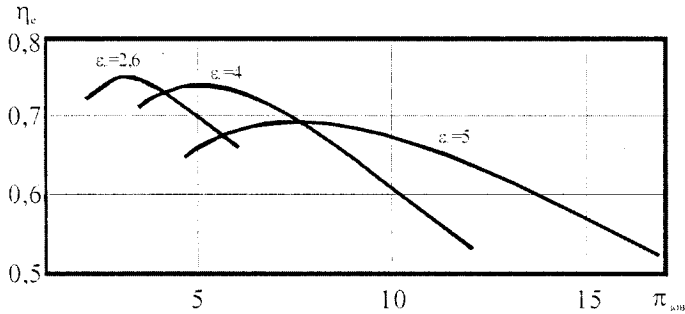


Рис. 8.24. Залежність ефективного ККД для аміачних ГМК.

Спіральний компресор. Спіральні компресори переважно використовують у середніх та невеликих хладонових холодильних машинах. Тепловий розрахунок спірального компресора не відрізняється від наведеного вище, за винятком розрахунку коефіцієнта подачі ефективного ККД.

Коефіцієнт подачі спірального компресора можна визначити скориставшись дослідною залежністю наведеною на рис. 8.25, а ефективний ККД спірального компресора знаходять за рис. 8.26.

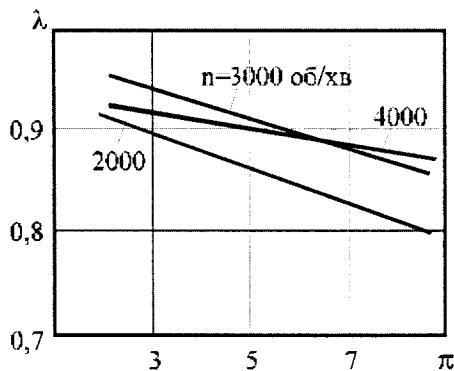


Рис. 8.25. Залежність коефіцієнта подачі спірального компресора від степені підвищення тиску.

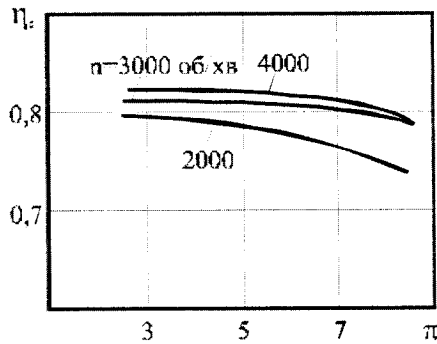


Рис. 8.26. Залежність ефективного ККД для спіральних компресорів від степені підвищення тиску.

Ротаційний компресор. Тепловий розрахунок ротаційного компресора не відрізняється від наведеного вище за винятком розрахунку коефіцієнта подачі.

Об'ємний коефіцієнт подачі компресора з ротором, що котиться, визначають за формулою:

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{1/n} - 1 \right], \quad (8.97)$$

де c – відносний мертвий простір, $c = 0,02$; n – показник політропи розширення.

Коефіцієнт нагрівання:

$$\lambda_\omega = AT - B(T_{вс} - T_0), \quad (8.98)$$

де $A = 2,98 \cdot 10^{-3}$, $B = 3,25 \cdot 10^{-3}$ при роботі на R12; $A = 2,57 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,06 \cdot 10^{-3}$ при роботі на R22; $A = 2,75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,8 \cdot 10^{-3}$ при роботі на R502; T_k , $T_{вс}$, T_0 – абсолютні температури конденсації, всмоктування та кипіння холодоагенту.

Коефіцієнт щільності $\lambda_{щ}$ становить 0,82 – 0,92 при $n = 50 \text{ с}^{-1}$; 0,75 – 0,88 при $n = 25 \text{ с}^{-1}$.

Коефіцієнт подачі можна визначити також за дослідними даними (рис. 8.27) залежно від температури кипіння та конденсації холодильного агенту.

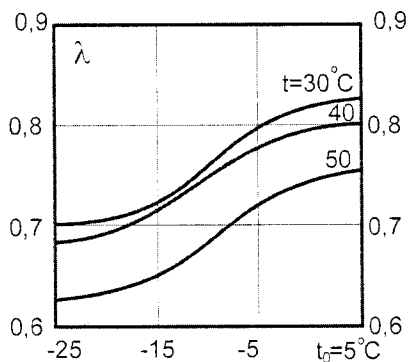


Рис. 8.27. Залежність λ від температури кипіння t_0 та конденсації t для ротаційних компресорів з ротором, що котиться.

8.4.6. Теплообмінні апарати і допоміжне обладнання

За функціональною ознакою апарати ХМ поділяються на основні (теплообмінні, тепломасообмінні) та допоміжні. Головне завдання основних апаратів – забезпечити теплообмін між середовищами або через розподільну стінку або при безпосередньому контакті. Вони є невід’ємною складовою ХМ, необхідність їх викликана самим принципом роботи ХМ. В той же час допоміжні апарати не є обов’язковими, проте вони значно поліпшують експлуатаційні та економічні показники роботи ХМ та їхню надійність.

В теплообмінних апаратах відбувається лише передавання теплоти від одного середовища до другого через стінку або при безпосередньому контакті. В тепломасообмінних – процеси теплообміну супроводжуються також масообміном в одному чи обох середовищах.

Теплообмінні апарати в значній мірі визначають масогабаритні та енергетичні показники холодильних машин. Великою є роль теплообмінних апаратів у кількості енергії, що споживається ХМ. Збільшення температурного напору (середньої різниці температур) в теплообмінних апаратах призводить до зростання температури конденсації та випаровування, що в свою чергу призводить до збільшення витрати електроенергії на отримання холоду. Гідравлічний опір апаратів також впливає на споживану електроенергію. Можна виділити загальні вимоги, що ставляться до теплообмінних апаратів: висока ефективність процесів теплопередачі, малий гідравлічний опір, простота конструкції, технологічність виготовлення та дешевизна матеріалів, компактність та мала маса, зручність монтажу та ремонту, надійність, відповідність правилам ТБ та ОП, відповідність сучасним технологічним та естетичним вимогам.

8.4.6.1. Конденсатори

Призначені для передавання теплоти від робочого тіла навколишньому середовищу чи джерелу теплоти високої температури (в теплових насосах). При цьому в апараті робоче тіло спочатку охолоджується до температури насичення, а потім конденсується (змінює свій агрегатний стан) та охолоджується на декілька градусів нижче температури конденсації.

Залежно від *роду охолодного середовища*, яке сприймає теплоту від холодильного агента, конденсатори поділяються на дві великі групи: з водяним чи повітряним охолодженням. До окремої групи можна віднести конденсатори, в яких охолодження відбувається технологічним продуктом, та випарники-конденсатори каскадних холодильних машин.

Залежно від *принципу відведення теплоти* конденсатори з водяним охолодженням поділяються на проточні, адіабатні, зрошувальні та випарні. Адіабатні, зрошувальні та випарні іноді називають конденсаторами з водоповітряним охолодженням.

До *проточних* конденсаторів з водяним охолодженням відносяться горизонтальні та вертикальні кожухотрубні, пластинчасті та кожухопластинчасті, пакетно-панельні та елементні. Відведення теплоти в проточних конденсаторах відбувається за рахунок нагрівання води в середньому на 4–8°C. Рух води всередині труб чи каналів забезпечується насосами.

В *адіабатних* конденсаторах повітря перед тим, як контактувати з поверхнею теплообміну, адіабатно зволожується водою.

В *зрошувальних* конденсаторах значна частина теплоти витрачається на нагрівання води, проте деяка частина теплоти витрачається на випаровування води в повітря.

У *випарних* конденсаторах теплота витрачається на випаровування води в повітря та нагрівання повітря. Температура води, що зрошує такий конденсатор, практично не змінюється.

У водяних конденсаторах інтенсивність теплопередачі значно вища, тому до останнього часу у холодильних машинах великої та середньої продуктивності використовувалися тільки вони. Однак дефіцит водних ресурсів спричинив необхідність переходу від конденсаторів з водяним охолодженням до водоповітряних та повітряних конденсаторів з примусовим повітряним охолодженням.

Повітряні конденсатори діляться на конденсатори з примусовим та вільним рухом повітря. Перший тип складається з теплообмінної поверхні та вентилятора з окремим електродвигуном чи приводом від двигуна компресора. Конденсатори з вільним рухом повітря не мають вентиляторів, вони прості у виготовленні та дешеві, не споживають електроенергії, не шумлять, однак мають меншу інтенсивність теплопередачі через низькі коефіцієнти тепловіддачі та більшу температуру та тиск конденсації. Область використання їх обмежується невеликими холодильними машинами.

Вимоги, що ставляться до конденсаторів. Висока інтенсивність теплопередачі. Так зниження температури конденсації на один градус (з 30 до 29 °С) дає, в середньому, економію 1,5 % питомої витрати електроенергії. Зниження температури холодоагенту на 1°С нижче температури конденсації дає ще близько 1,5 %. Для забезпечення високої інтенсивності необхідно забезпечити: швидке видалення конденсату з поверхні теплообміну та недопускання підтоплення поверхні рідким ХА; відсутність повітря та інших газів, що не конденсуються в зоні конденсації; відсутність, а при неможливості відсутності – вчасне та повне видалення мастила з конденсаторів; недопущення забруднення поверхні теплообміну зі сторони охолодного середовища, а при неможливості недопущення – своєчасне очищення цих поверхонь.

Для зменшення витрати електроенергії на привід водяних насосів проточних та вентиляторів повітряних конденсаторів необхідно, щоб вони мали низький гідравлічний опір. Як відомо, гідравлічний опір суттєво залежить від швидкості потоку. Однак зменшення швидкості і, відповідно гідравлічного опору, призведе до зменшення інтенсивності процесів теплообміну. Таким чином, під час розробки нових типів теплообмінних апаратів, необхідно так враховувати вимоги, що протирічають одна одній, щоб отримана конструкція мала найвищу ефективність та мінімальні капітальні та експлуатаційні витрати.

Горизонтальні кожухотрубні конденсатори. Поширені в аміачних та хладонових холодильних машинах у великому діапазоні холодопродуктивності. Схематичне зображення аміачного конденсатора наведена на рис. 8.28.

До циліндричного корпусу 1 з двох сторін приварено трубні решітки 2, в отворах яких закріплені теплообмінні труби (вальцюванням, зварюванням і т.п.).

Між трубами, трубними решітками та корпусом утворюється замкнений простір, який називають міжтрубним. До фланців трубних решіток болтами закріплюють кришки 3 з внутрішніми перегородками 20, кількість та розташування яких залежить від кількості ходів води через трубний пучок апарата. Пара аміаку надходить у міжтрубний простір через вентиль 4 і конденсується на зовнішній поверхні теплообмінних труб, віддаючи теплоту охолодній воді, яка рухається в них. У випадку великої довжини труб для рівномірного подавання пари на поверхню теплообміну, на вході може бути облаштовано вхідний паровий колектор, з'єднаний з міжтрубним патрубком кількома окремими патрубками.

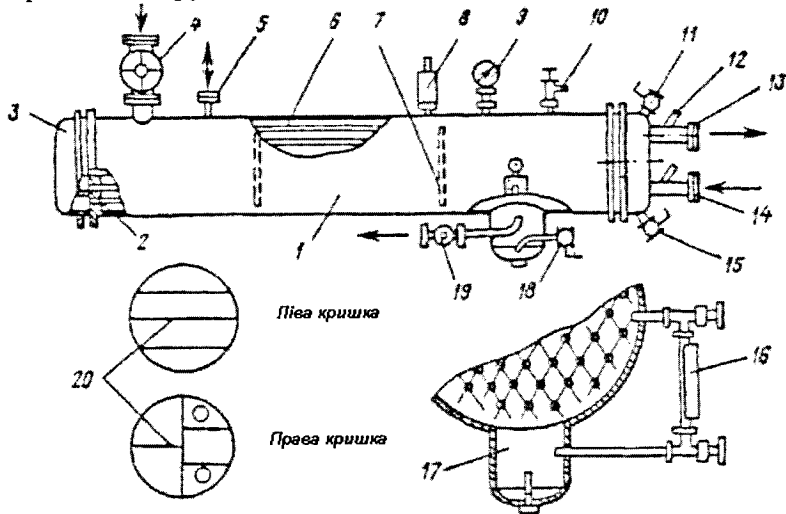


Рис. 8.28. Схематичне зображення кожухотрубного аміачного конденсатора.

Рідкий аміак та мастило, що може міститися у парі, збираються у мастилозбірнику 17. З верхньої частини мастилозбірника аміак відводиться через вентиль 19 у лінійний ресивер, а мастило з нижньої частини через вентиль 18. Кількість мастила незначна, тому воно відводиться з конденсатора періодично по мірі накопичення.

Всередині корпусу можуть облаштовуватися перегородки 7, щоб запобігти вібрації труб від пульсації пари (при великій довжині).

Охолоджувана вода подається в нижній патрубок 14, проходить всередині труб кілька разів (як правило парну кількість, що не перевищує восьми) та виходить через патрубок 13.

Конденсатор обладнано патрубком для приєднання лінії вирівнювання тиску 5 (для випадку паралельної роботи кількох конденсаторів), запобіжним клапаном 8, манометром 9, вентилем для випускання повітря 10, вказівником рівня 16. Вентилі 11 та 15 служать для випускання повітря та зливання води відповідно. В патрубках підведення та відведення води вварені термометричні гільзи 12.

Густина теплового потоку таких конденсаторів, віднесена до внутрішньої поверхні, становить $5800\text{--}6500 \text{ Вт/м}^2$ при середній логарифмічній різниці температур $5\text{--}6^\circ\text{C}$.

Аміачні конденсатори з гладкими трубами використовуються також на R22. Однак більшість фреонових холодильних машин комплектуються іншими за конструкцією конденсаторами. Вони мають мідні труби, поверхня яких має накатані чи насадні ребра.

Конденсатори із вільним рухом повітря. Основне конструктивне виконання – вертикальний чи похилий ребристий змійовик. Основне поширення дістали дрототрубні та листотрубні конструкції. Такі конденсатори використовують здебільшого в побутових та невеликих торгових холодильниках.

Дрототрубний конденсатор являє собою змійовик, зігнутий в одній площині, до якого з двох сторін через 6 – 10 мм приварено ребра, виконані із сталевго дроту діаметром 1 – 1,5 мм. Змійовик виготовляють з мідних труб діаметром 5 – 7 мм з кроком згинання 40 – 60 мм. Коефіцієнт оребрення такого конденсатора становить 2,5 – 5. Зовнішній вигляд дрототрубного конденсатора показано на рис. 8.29, а.

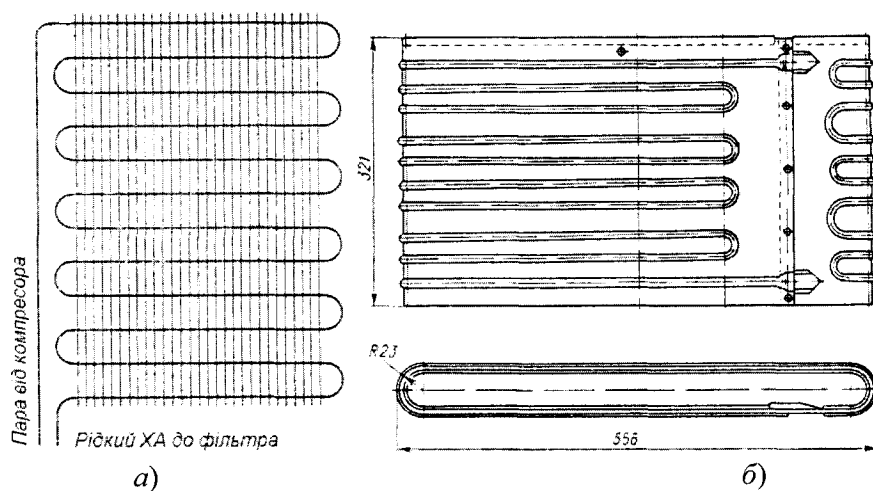


Рис. 8. 29. Конденсатори з вільним рухом повітря:
а) дрототрубний, б) листотрубний.

Листотрубний щитовий конденсатор представляє собою лист, до якого припаяно змійовик із мідної трубки 5x1 мм. Інша конструкція – прокатно-зварний конденсатор із алюмінієвого листа товщиною 1,5 мм, в якому видавлені канали у вигляді змійовика. Зовнішній вигляд конденсатора щитового типу показано на рис. 8.29, б.

8.4.6.2. Випарники

Випарник є одним з елементів холодильної машини, у якому робоча речовина кипить за рахунок теплоти, що підводиться від джерела низької температури. Пара, що утворилася при кипінні холодильного агента, відсмоктується з випарника компресором для здійснення подальших процесів циклу холодильної машини.

Залежно від покладеного в основу принципу випарники діляться на ряд груп:

– *за характером охолодного середовища* розрізняють випарники для охолодження рідких холодоносіїв, повітря, твердих середовищ. Окрему групу складають випарники-конденсатори каскадних холодильних машин;

– *залежно від умов циркуляції охолодного середовища* розрізняють випарники із закритою системою циркуляції (кожухотрубні і кожухозмієвикові) та з відкритим рівнем (вертикально-трубні, панельні);

– *за характером заповнення робочою речовиною* випарники бувають затопленими та незатопленими (зрошувальний, кожухотрубний із кипінням у трубах, змієвиковий із верхнім подаванням рідини).

Випарники можуть поділитися і на інші групи (залежно від того, на якій поверхні відбувається кипіння робочої речовини; за характером прямування робочої речовини та ін.).

Випарники для охолодження рідких теплоносіїв. Проміжним рідким теплоносієм у випарниках можуть бути застосовані розсоли (водні розчини солей NaCl, CaCl₂), вода, спирт, водяний розчин етиленгліколю, холодильні агенти (наприклад R30) тощо. Як правило, розсоли вибираються з концентрацією меншою чи рівною евтектичній, що дозволяє економити сіль. Температура початку кристалізації повинна бути нижчою від температури кипіння холодильного агента. Вибираючи проміжний теплоносій, необхідно пам'ятати, що збільшення концентрації призводить до зростання в'язкості і, як наслідок, зниження ефективності теплообміну.

8.4.6.2.1. Випарники для охолодження рідин

Кожухотрубні випарники затопленого типу є найбільш поширеними і використовуються в машинах середньої та великої продуктивності. В таких апаратах розсіл охолоджується під час руху в трубах (4 – 12 ходів), а холодильний агент кипить в міжтрубному просторі. Принципової різниці у конструкції аміачних та хладонових випарників немає. Різняться вони лише конструкцією поверхні теплообміну та матеріалами, що використовуються для виготовлення.

Конструкція кожухотрубного випарника подібна до конструкції кожухотрубного конденсатора. Верхня частина міжтрубного простору вільна від труб. Подавання рідкого холодоного агента відбувається знизу апарата, а відведення пари з верхньої частини міжтрубного простору або зі сухопарника. Для апаратів з великою площею теплообміну підведення холодоного агента роблять із загального колектора у кількох точках за довжиною випарника, а відведення пари – через кілька патрубків, об'єднаних загальним колектором.

В аміачних випарниках (рис. 8.30) у верхній частині корпусу приварено сухопарник, а в нижній – мастилозбірник. Для випарників використовують сталеві безшовні труби розміром $\varnothing 25 \times 2,5$ мм – для апаратів середньої, $\varnothing 38 \times 3$ мм – великої продуктивності. Відношення довжини труб до діаметра корпусу в більшості апаратів становить 5–8. Подавання ХА в міжтрубний простір здійснюється автоматично, завдяки регуляторам рівня. Рівень ХА підтримується по верхньому ряду труб (їх верхній частині). Перегрівання пари на виході з випарника становить 1,5°C.

В деяких конструкціях випарників у сухопарнику монтують змійовик регенеративного теплообмінника, в якому рідкий холодильний агент охолоджується перед дроселюванням, а пара, яка залишає випарник, перегрівається.

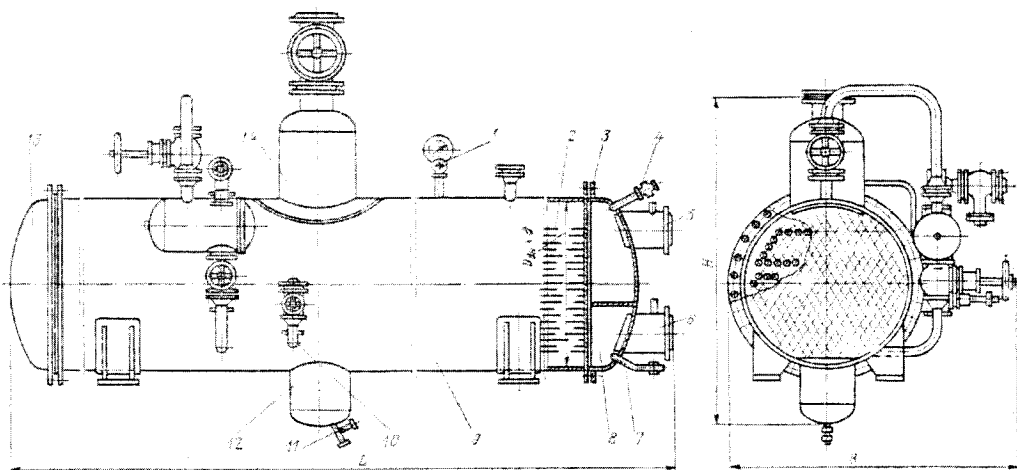


Рис. 8.30. Аміачний кожухотрубний випарник:

- 1 – манометр; 2 – теплообмінні труби; 3 – трубна дошка, 4 – випуск повітря;
- 5, 6 – патрубки входу та виходу теплоносія; 7 – зливання теплоносія;
- 8, 13 – кришки; 9 – корпус; 10 – вхід рідкого холодильного агента;
- 11 – випуск мастила; 12 – мастилозбірник; 14 – сухопарник

У хладонових випарниках вільний від труб простір у верхній частині корпусу роблять більшим.

У хладонових випарниках використовують мідні труби з накатними ребрами. Рівень заповнення міжтрубного простору в них нижчий через те, що суміш холодильного агента з мастилом піниться під час кипіння. Величина оптимального рівня залежить від теплового навантаження (при температурному напорі 7°C висота рівня становить приблизно 0,6 діаметра корпусу). Для таких випарників в умовах змінних навантажень живлення за рівнем рідини небажане, або недозаповнення призводить до різкого зменшення продуктивності. Для оптимальної роботи випарника необхідно, щоб пара мала ступінь сухості 0,98–1, або в крайньому разі перегрівалася на 1°C . Цього можна досягнути шляхом автоматичного живлення випарника через поплавковий регулятор рівня.

Відсмоктування з випарника вологої пари з наступним її осушуванням у регенеративному теплообміннику забезпечує часткове відведення мастила з випарника, що є доцільним у випадку значної зміни теплового навантаження. Іноді, для видалення мастила з випарника, деяку кількість мастильно-хладонової суміші із зони її найбільшої концентрації відводять та направляють у регенеративний теплообмінник, з якого мастило з потоком пари виноситься у всмоктувальний трубопровід. На шляху відведення суміші з випарника

встановлюють термoeжекційний та соленоїдний вентиля. Датчик термoeжекційного вентиля встановлюють на виході з регенеративного теплообмінника.

8.4.6.2.2. Випарники для охолодження повітря

Повітроохолодники. Повітроохолодниками прийнято називати теплообмінні апарати для охолодження та, в більшості випадків, осушування повітря. Рух повітря у повітроохолодниках – примусовий. Всі повітроохолодники можна розділити на поверхневі (сухі), контактні та змішані.

Найбільш поширені повітроохолодники *поверхневого* типу, в яких повітря віддає теплоту робочій речовині, що кипить всередині труб, чи холодоносію, що протікає по ним (розсол, гліколь, тощо). Апарати, в яких кипить холодильний агент, називають повітроохолодниками безпосереднього охолодження. Якщо теплота відводиться холодоносієм – повітроохолодниками водяного чи розсільного охолодження.

В *контактних* – теплообмін відбувається між повітрям та теплоносієм, у повітроохолодниках *змішаного* типу повітря охолоджується, контактуючи з поверхнею труб, в яких кипить ХА, а поверхня одночасно зрошується рідким холодоносієм (таке рішення дозволяє збільшити поверхню теплообміну, а в низькотемпературних повітроохолодниках розсіл видаляє снігову шубу).

Аміачні повітроохолоджувачі безпосереднього охолодження виготовляються зі сталевих безшовних труб діаметром 25x2,5, 32x2,5, 38x2,5 мм, зібраних у вигляді змієвикових або колекторних секцій. Для роботи в умовах великої вологості зі значним відкладенням інею і утворенням льоду на теплообмінній поверхні (температура поверхні нижче 0 °С або необхідно осушувати повітря) повітроохолоджувачі, в яких температура поверхні дорівнює або нижче точки роси роблять з гладких труб. В цьому випадку більш низька температура поверхні теплообміну дозволяє видалити більше вологи. Швидкість повітря у звуженому перетині таких повітроохолодників приймають 6 м/с для низьких та 12 м/с для середніх температур.

Оребрені повітроохолодники виконують як правило із круглих сталевих, мідних чи алюмінієвих трубок. В окремих випадках, коли необхідно вплинути на такі характеристики як компактність чи аеродинамічний опір, використовують овальні чи плоскі труби. За розташуванням трубок розрізняють повітроохолодники з коридорним чи шаховим пучком.

За типом оребрення поверхні, що використовуються у повітроохолодниках, можна поділити на: пластинчаті, спірально-навиті, спірально-накатні, з насадними ребрами.

Хладонові повітроохолоджувачі виготовляються переважно з мідних труб діаметром 10 x 11, 12 x 1, 15 x 1, 18 x 1,5 мм з латунними, сталевими, алюмінієвими або мідними ребрами. Коефіцієнти тепловіддачі в таких випарниках залежать основним чином від швидкості повітря в них, коефіцієнта оребрення, ефективності ребра, відношення прихованої теплоти конденсації води до ентальпії повітря.

Крок ребер повітроохолодників приймають 2–5 мм при роботі повітроохолодників в умовах позитивних температур (вище 2°C), 4–8 мм – в

умовах інтенсивного вологовиділення чи камерах зберігання заморожених продуктів (від -20°C до $+2^{\circ}\text{C}$), 9–12 мм – для камер та обладнання заморожування продукції з великим вологовиділенням (при температурах нижче -25°C). Застосування оребрених труб дозволяє забезпечити компактність повітроохолодника, малу масу, невисоку вартість, високу щільність теплового потоку з одиниці довжини теплообмінної труби. На рис. 8.31 показано різні типи ребристих поверхонь та їхній реальний вигляд.

Повітря через повітроохолодник нагнітається осьовими або відцентровими вентиляторами. Якщо вентилятор забезпечує циркуляцію повітря тільки через повітроохолодник, використовують осьові вентилятори, що створюють менший напір. Якщо система охолодження передбачає повітропроводи, фільтри та інші гідравлічні опори, застосовуються відцентрові вентилятори. Повітроохолодник може розташовуватися всередині камери або поза нею. Рух повітря направлено зазвичай поперек труб.

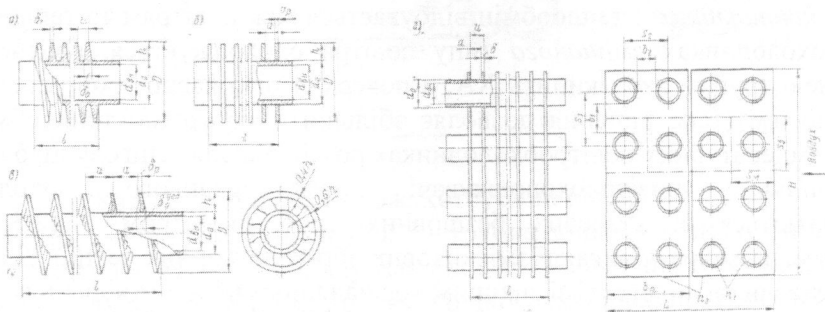


Рис. 8.31. Види ребристих поверхонь:

- а) спірално-накатні ребра; б) окремі насадні ребра; в) спірално-навиті ребра;
- г) пластинчаті ребра.

Залежно від місця встановлення повітроохолодників вони можуть бути підвісні та постаментні (використовуються в камерах великого об'єму та шоквої заморозки). У підвісних повітроохолодниках розташування осьових вентиляторів може бути горизонтальним або вертикальним. В останньому випадку теплообмінна поверхня розташовується по бокам від вентиляторів. Кількість вентиляторів, діаметр їхніх лопатей, матеріал та діаметр труб залежать від виду холодильного агента та теплового навантаження повітроохолодника (рис. 8.32).

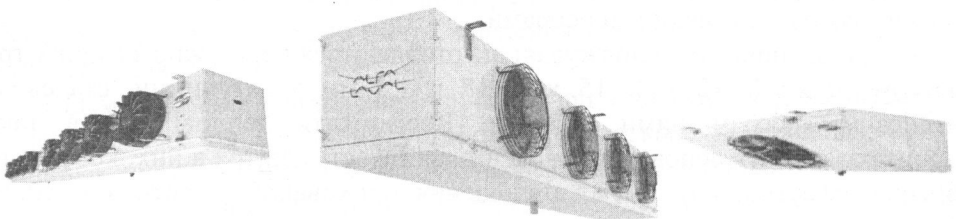


Рис. 8.32. Загальний вигляд сучасних сухих повітроохолодників різної теплової потужності

На рис. 8.33 показано конструкцію сухого повітроохолодника безпосереднього охолодження, який працює на хладоні з горизонтальним розташуванням вентиляторів. Повітря подається нормально до пучка труб, рідкий хладонильний агент – через розподільник в секції, розташовані горизонтально за висотою апарата, відведення пари – знизу кожної секції через вертикальний паровий колектор. Така конструкція забезпечує хороше повернення мастила.

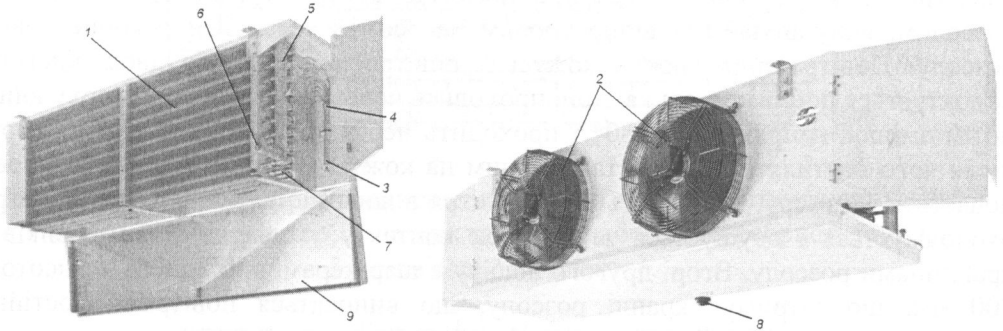


Рис. 8.33. Повітроохолодник безпосереднього охолодження:
 1 – теплообмінна оребрена поверхня; 2 – осьові вентилятори; 3 – вхід рідкого хладонильного агента; 4 – розподільний пристрій; 5 – паровий колектор; 6 – вихід пари хладонильного агента; 7 – горизонтальна секція; 8 – дренажний патрубок віддайної води; 9 – відтайний піддон.

Контактні повітроохолодники широко використовуються в системах кондиціонування повітря, коли необхідно крім охолодження змінювати вологість повітря у широких межах. Головна перевага таких повітроохолодників – менша різниця температур між повітрям та охолодною рідиною. На рис. 8.34, а показано принцип роботи форсунокового контактного повітроохолодника, на рис. 8.34, б – повітроохолодник із зрошуваною насадкою. Охолодна рідина розбризкується на шар насадки, яка складається з шару фарфорових кілець. Повітря пропускається через шар кілець у протитечії до рідини і в результаті контакту з поверхнею кілець охолоджується. Щоб зменшити винесення рідини з повітрям над шаром насадки встановлюють сепаратор.

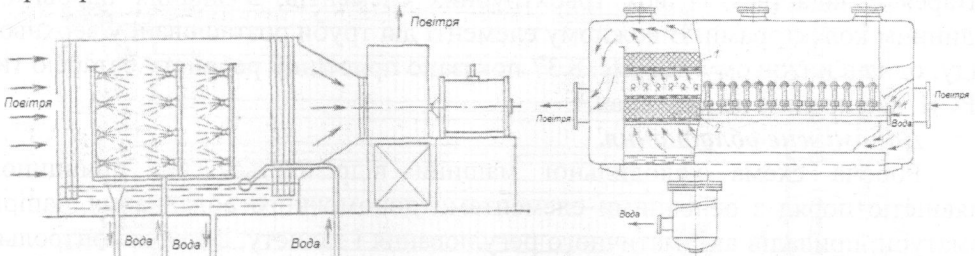


Рис. 8.34. Контактні повітроохолодники: а) схема форсунокового повітроохолодника кондиціонера, б) повітроохолодник із зрошуваною насадкою: 1 – відбійний шар; 2 – робочий шар.

У камері з великою вологістю сухі охолодники повітря важко застосовувати, оскільки необхідні часті зупинки для зняття снігової шуби. В цьому випадку доцільно використовувати *комбіновані* повітроохолодники, в яких оребрені аміачні змійовики 4 зрошуються розсолем чи холодоносієм з низькою температурою замерзання, в результаті чого не утворюється снігова шуба, і більш ніж в 1,5 рази збільшується теплопередача в порівнянні з теплопередачею в сухих повітроохолодниках. Оребрені змійовики з труб діаметром 38x3 мм зрошуються за допомогою форсунок 3 (діаметром 5,5 мм) розсолем, який подається відцентровим насосом з установки реконцентрації розсолу. Повітря циркулює в кожусі 5 повітроохолодника в двох відсіках, всмоктується поблизу стелі камери, проходить через перший відсік зверху вниз, потім змінює напрямок на 180° і проходить через другий відсік знизу вгору, після чого вентилятором 2, встановленим на кожусі повітроохолодника, знову подається в камеру. Швидкість руху повітря в живому перетині 2 м/с. Повітря охолоджується і осушується за рахунок контакту з поверхнею змійовиків і краплинами розсолу. Вгорі другого відсіку є шар керамічних кілець 1 висотою 200 мм, що затримує краплі розсолу, що виносяться повітрям. Постійна концентрація розсолу підтримується безперервною подачею реконцентрованої рідини. Періодично вона повністю замінюється (1–2 рази на добу залежно від вологості повітря в камері).

Охолодні батареї. Батареями прийнято називати теплообмінні апарати призначені для охолодження повітря у приміщеннях. В середині батарей рухається охолодний розсіл чи кипить холодильний агент, відбираючи теплоту від повітря в результаті його природної циркуляції. Розсільні батареї використовуються рідко, тільки в тих випадках, коли необхідно зменшити місткість системи за холодильним агентом чи за умов безпеки. Батареї, як правило, виготовляють оребреними. Типи батарей, що виготовляються останнім часом і використовуються на холодильниках, досить різноманітні: стельові і настінні, одно- та дворядні, гладкотрубні та ребристі, колекторні та змієвикові і т.д. Аміачна однорідна батарея колекторного типу складається із труб 57x3,5 із спіральними ребрами. Максимальна кількість труб по висоті – 14. Довжина може становити від 6 до 30 м. На рис. 8.35 показано аміачну ребристу однорядну батарею типу АРС. Батарея має труби, на які навито спіральні ребра.

На рис. 8.36 показано аміачну ребристу стельову батарею типу АРП. Батарея складається з двох трьохтрубних елементів, з'єднаних паровим та рідинним колекторами. В кожному елементі дві труби розташовані у верхньому ряду, одна в нижньому. На рис. 8.37 показано пристінну ребристу батарею типу ПРСН, яка працює на хладачах.

Допоміжне обладнання.

Робоча схема холодильної машини відрізняється від принципової наявністю поряд з основними елементами допоміжного обладнання, запірної арматури, приладів автоматичного регулювання і захисту, а також контрольно-вимірювальних приладів.

До допоміжної апаратури відносять теплообмінники, проміжні посудини, мастиловіддільники, віддільники рідини, грязеуловлювачі, переохолодники, ресивери, фільтри, осушувачі й інші. Їхнім призначенням є підвищення

Регенеративні теплообмінники.

В регенеративних теплообмінниках відбувається теплообмін між рідким холодильним агентом, що надходить з конденсатора (або ресивера) до регулюючого вентиля, і пароподібним агентом, що виходить з випарника та прямує у компресор. Регенеративні теплообмінники використовуються для виконання однієї або кількох таких функцій:

1. Підвищення термодинамічної ефективності холодильного циклу. Для більшості використовуваних фреонів (крім R22) використання регенеративного підігрівання пари, що надходить в компресор, призводить до деякого підвищення ефективності термодинамічного циклу, а також до поліпшення об'ємних характеристик компресора. Це підвищення ефективності повинно перебивати негативний вплив падіння тиску в паровій зоні теплообмінника, що змушує компресор працювати при більш низькій температурі кипіння. Найбільший вигравш від застосування регенеративного теплообмінника спостерігається при низьких температурах кипіння. Для систем, що працюють в режимі кондиціювання повітря, регенеративні теплообмінники себе не виправдовують.

2. Переохолодження рідкого холодильного агента для зменшення пароутворення перед регулюючим вентиляем. Це необхідно в разі великого падіння тиску в рідинній лінії внаслідок тертя в трубах і підйому рідини в випарнику, розташованому вище ресиверів.

3. Для випаровування невеликої кількості рідкого холодильного агента, який може виноситись парою з випарника. У випадку відведення з випарника вологої пари з $x = 0,98 - 1,0$ (для повного використання поверхні теплообміну апарату) деяка кількість рідини механічно виноситься з випарника потоком пари. Іноді при використанні випарників затопленого типу багатий мастилом шар рідини навмисно відводять у всмоктувальну лінію для забезпечення повернення мастила. У цих випадках регенеративні теплообмінники служать для випаровування рідкого холодильного агенту з розчину.

4. Для запобігання заливання компресора рідиною при коливанні навантаження випарника з нерегульованим дросельним органом (капілярна трубка). У системах з R22 регенеративні теплообмінники використовуються тільки для звільнення від надлишку рідини в парі. При установці регенеративних теплообмінників слід уникати надмірного перегрівання пари, оскільки воно викликає підвищення температури нагнітання.

В даний час використовують кілька типів регенеративних теплообмінників, які описані нижче.

Найпростіша форма теплообмінника виходить при зварюванні (пайці) рідинного та парового трубопроводів із забезпеченням протитечії. Обидва трубопроводи покриваються ізоляцією як єдине ціле. Для забезпечення максимальної продуктивності рідинна лінія повинна бути розміщена нижче парової, оскільки рідина у паровому трубопроводі може текти вздовж нижньої стінки труби.

Поширення отримали кожухозмійовикові, кожухотрубні та пластинчасті регенеративні теплообмінники.

У малих холодильних машинах іноді використовуються змієвикові

теплообмінники спрощеної конструкції, в якій рідинна трубка навивається на всмоктувальну. Іноді для поліпшення теплопередачі ця конструкція заливається алюмінієвим сплавом. Всмоктувальна лінія має внутрішні гладкі поздовжні ребра, що забезпечують хорошу тепловіддачу до пари при мінімальному гідравлічному опорі. Ці теплообмінники призначені для холодильних установок продуктивністю менше 15 кВт.

Для установок середньої та великої продуктивності широко застосовуються кожухозмійовикові регенеративні теплообмінники.

В апаратах цього типу рідинний змійовик (або кілька паралельних змійовиків), навитий навколо витіснювача, поміщеного в циліндричний кожух. Пара проходить в кільцевому просторі між витіснювачем і кожухом, при цьому забезпечується більш повне омивання паром поверхні рідинного змійовика. Змійовик виконується з гладких, а частіше з оребрених зовні труб. Конструкція такого теплообмінника наведена на рис 8.38.

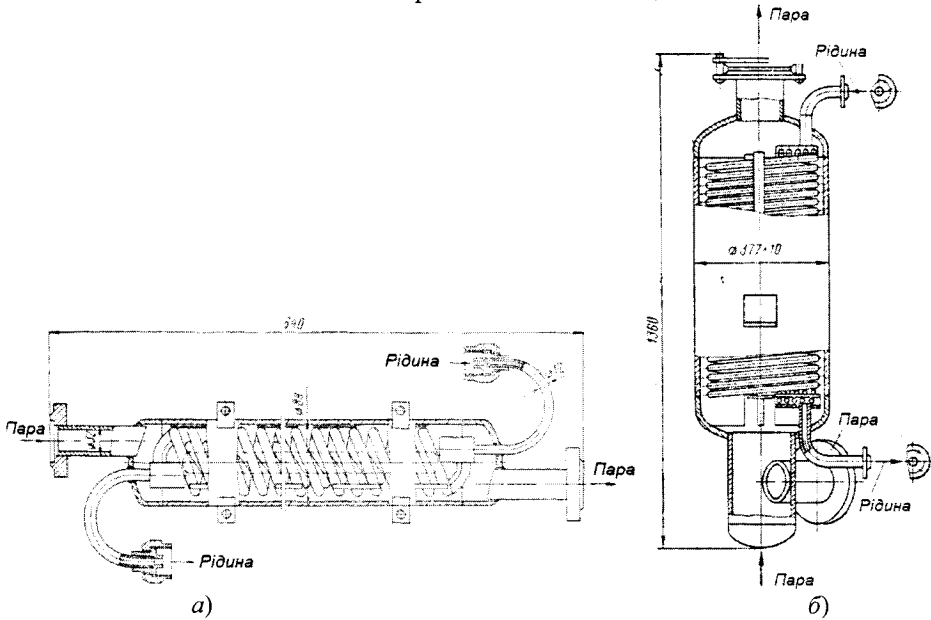


Рис. 8.38. Регенеративні теплообмінники кожухозмійовикового типу: а) горизонтальний – ТФ-22, б) вертикальний – ТФ-15.

Регенеративні теплообмінники кожухотрубного типу використовуються лише в установках великої продуктивності. Конструктивно ці апарати не відрізняються від звичайних кожухотрубних теплообмінників: рідина проходить всередині труб, пар в міжтрубному просторі; за рахунок встановлених перегородок забезпечується декілька послідовних ходів пари поперек труб.

Регенеративні теплообмінники кожухотрубного і кожухозмійовикового типів повинні монтуватися так, щоб вихід пари був в нижній частині кожуха для запобігання затримання мастила в апараті. У великих установках в разі використання теплообмінників для випаровування рідини, винесеної у всмоктувальний трубопровід компресора, рекомендується встановлювати

теплообмінник з невеликим нахилом до горизонталі і забезпеченням входу пари у нижній точці. При цьому рідина вловлюється в кожусі і знаходиться в контакті з теплим змішувачем, так що велика частина винесеної з паром рідини випаровується. Для повернення масла, яке збирається в кожусі, служить лінія з голчастим і соленоїдним вентилями; останній відкритий тільки під час роботи компресора (рис. 8.38а).

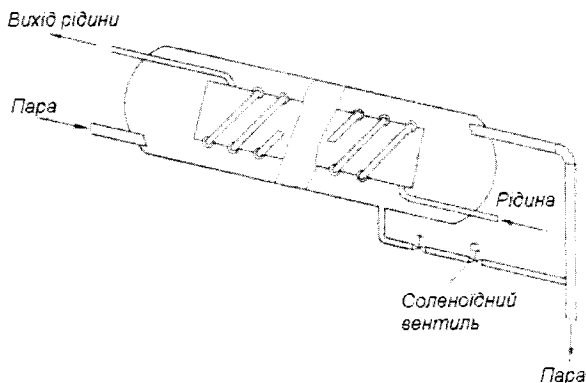


Рис. 8.38а. Схема встановлення регенеративного теплообмінника

Теплообмінники типу «труба в трубі» не такі ефективні для поліпшення характеристик циклу і переохолодження рідини, як кожухозмішувачові чи кожухотрубні. Однак вони цілком підходять в тих випадках, де необхідно отримати мінімальне перегрівання пари, наприклад при використанні R22. Для інтенсифікації теплообміну в таких теплообмінниках використовуються різноманітні вставки (дротові, стрічкові та ін.) паровій області або в паровій і рідинній областях. На рис. 8.38б наведено різні схеми таких теплообмінників. Ці вставки турбулізують потік і одночасно відіграють роль оребрення, збільшуючи теплообмінну поверхню.

Останнім часом дістали поширення паяні (нерозбірні) пластинчасті регенеративні теплообмінники. Основна перевага – компактність. Конфігурація пластинчато-ребристих поверхонь, що зустрічаються в сучасній практиці, різноманітна. Пластинчато-ребристі поверхні залежно від типу ребра підрозділяються на поверхні з гладкими, жалюзійними, пластинчастими, хвилястими, а також зі стерженьковими ребрами. Жалюзійні ребра виконуються шляхом прорізання пластини і відгинання смужки матеріалу в потік газу через певні інтервали. Цим досягається руйнування прикордонного шару і підвищення інтенсивності теплообміну в порівнянні із гладкими ребрами при тих же умовах руху. Відношення поверхні теплообміну до об'єму між пластинами становить для пучків труб 200–400 м²/м³, а для пластинчато-ребристих апаратів 800–2000 м²/м³ (залежно від геометрії оребрення). Конструкція таких теплообмінників та принцип роботи подібні до описаних вище.

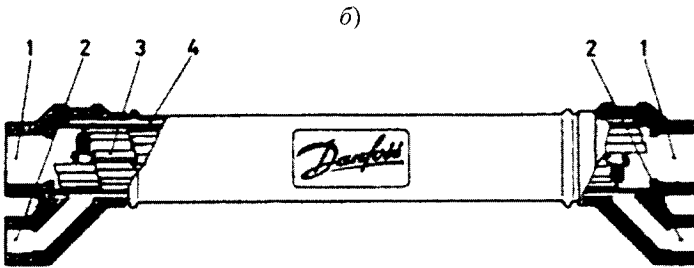
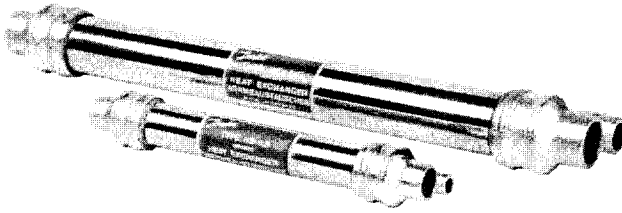
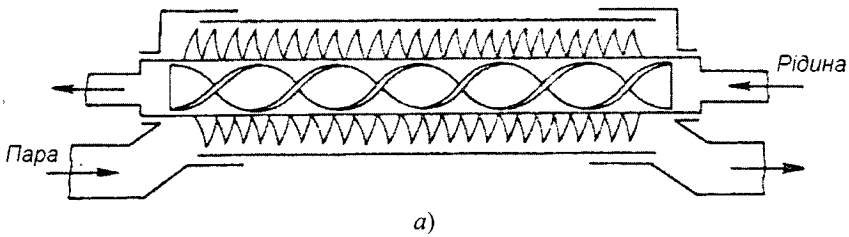


Рис. 8.386. Регенеративний теплообмінник фірми Danfoss (модель HE):
 а) схема, б) загальний вид, в) конструкція: 1 – парові патрубки, 2 – рідинні патрубки, 3 – внутрішня камера з турбулізатором, 4 – зовнішня камера

Передконденсатори.

У парокompресорних холодильних машинах температура холодильного агента на виході з компресора значно перевищує температуру конденсації для заданих умов роботи. Для різних холодильних агентів значення цієї температури різні і залежать від роду холодильного агента та тисків кипіння і конденсації. Так, для аміаку ця температура може доходити до 140°C і більше. У конденсаторах холодильних машин пара холодильного агента спочатку охолоджується до температури насичення при тиску конденсації, а потім конденсується. Для різних холодильних агентів доля теплоти, що приходить на зняття перегріву може доходити до 20 %. Для прикладу, у випадку роботи холодильної машини на R22 з температурою кипіння -40°C і конденсації 40°C , температура пари на виході із поршневого компресора при ізоентропному стисканні становитиме 90°C . При цьому доля теплоти, що приходить на охолодження пари у конденсаторі становитиме 19,43 %. Для аміаку за умов: $-20/+30$ температура становитиме 110°C , а доля теплоти 15,72 %. Якщо ж прийняти до уваги, що стискання проходить політропно, то ці значення будуть ще більшими.

Таким чином, у тому випадку якщо у споживача штучного холоду є потреба у гарячій воді (для більшості побутових та промислових споживачів температура води становить 50–60 °С) її можна отримати нагріваючи воду спочатку у конденсаторі, за рахунок відведення теплоти конденсації, а потім при проходженні через охолодник перегрітої пари – передконденсатор. Однак об'ємна витрата води, у цьому випадку, обмежена тепловою потужністю охолодника перегрітої пари. При цьому необхідно враховувати санітарні правила, що діють у тій чи іншій країні. В більшості з них безпосереднє нагрівання побутової води аміаку заборонено. В цьому випадку використовують двоконтурні схеми.

Для того, щоб температура гарячої води була постійною та не залежала від коливань тиску конденсації необхідно передбачати систему акумулювання теплоти, якщо тільки зниження температури не компенсується додатковим нагріванням, наприклад електричними нагрівними елементами. Досить рідко найбільше споживання штучного холоду співпадає з найбільшим споживання гарячої води. Наприклад увечері, при зупинці підприємства, коли необхідно багато гарячої води, холодильна установка може не працювати, або працює з малим навантаженням. Щоб позбавитися цього недоліку використовують накопичувальні резервуари. Найбільш підходящими є конструкції в яких відбувається пасивне розшарування, коли гаряча вода знаходиться уверху, а холодна унизу резервуара.

Зазвичай передконденсатори виконуються у вигляді кожухотрубних, кожухозмієвикових чи пластинчастих ТО. На рис. 8.38в показано кожухотрубні передконденсатори та схема акумулювання теплоти з їхнім використанням. На рис. 8.38г наведено загальний вигляд та схему акумулювання теплоти з кожухозмієвиковим передконденсатором.

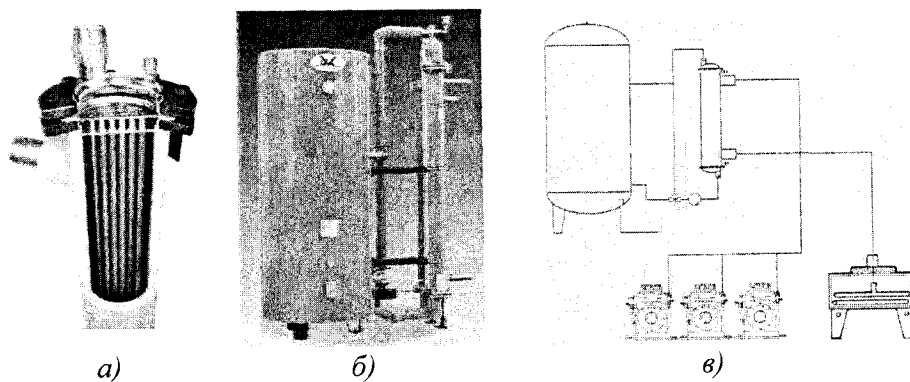


Рис. 8.38в. Кожухотрубний передконденсатор фірми ДК:
 а) вигляд кожухотрубного передконсатора,
 б) загальний вигляд установки з акумулювання теплоти,
 в) схема акумулювання теплоти

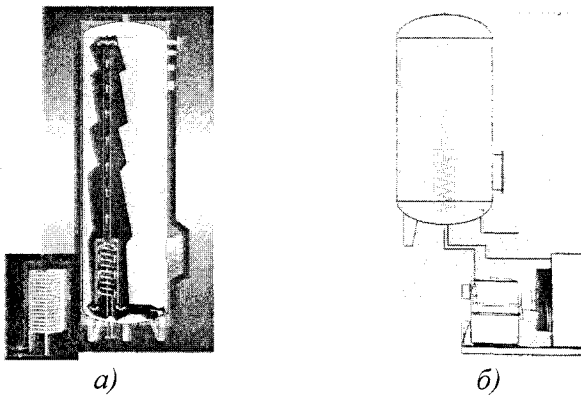


Рис. 8.38г. Кожухозмійовиковий передконденсатор фірми DK:
 а) загальний вигляд установки з акумулювання теплоти,
 б) схема акумулювання теплоти

Переохолодники та теплообмінники.

Переохолодження рідкого ХА запобігає чи зменшує пароутворення в РВ. Це необхідно у випадку великого падіння тиску в рідинних трубопроводах і піднімання рідини у випарники, що розташовані вище ресиверів.

В аміачних холодильних машинах зниження необоротних втрат від дроселювання здійснюється шляхом включення в схему між конденсатором і дросельним вентилям переохолодника. На рис. 8.39. показано двотрубний протитечійний переохолодник. Він складається з однієї або двох секцій, зібраних із послідовно включених подвійних труб (труба в трубі). Внутрішні труби сполучені чавунними калачами, зовнішні – зварюванням. Рідкий холодоагент протікає в міжтрубному просторі в протитечії з охолодною водою, що рухається по внутрішніх трубах. Труби – сталеві безшовні. Температура виходу холодильного агента з апарата звичайно на 2 – 3 °С вища температури охолодної води, що надходить. На рис. 8.40. наведено коаксіальні теплообмінні апарати невеликих холодильних машин, також схема руху середовищ (б) та вид поверхні (а і в), що використовується з метою інтенсифікації теплообміну.

Останнім часом дістали поширення пластинчаті переохолодники.

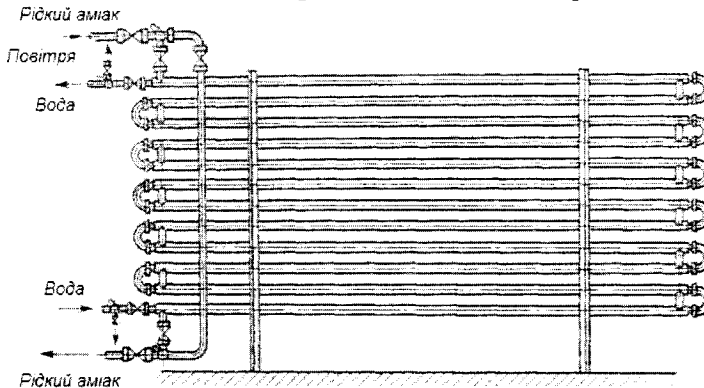


Рис. 8.39. Протитечійний пере охолодник.

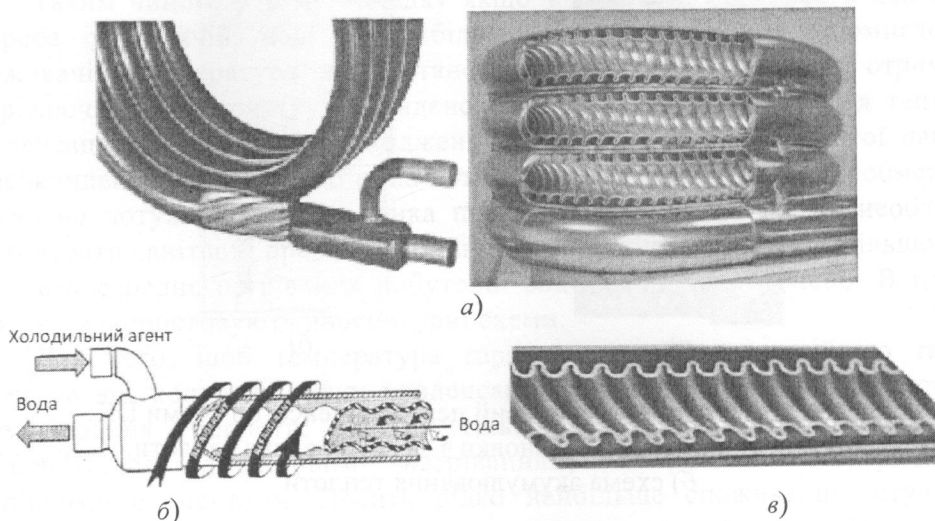


Рис. 8.40. Коаксіальний теплообмінник:
 а) загальний вигляд, б) схема руху середовищ, в) вид поверхні.

Якщо температура пари холодильного агента після компресора першого ступеня багатоступеневих холодильних машин значно перевищує температуру навколишнього середовища, її охолоджують у проміжному теплообміннику (як правило водою). Це зменшує теплове навантаження проміжної посудини і, як наслідок, об'ємну витрату у компресорі другого ступеня. Конструкція такого теплообмінника подібна до конструкції передконденсаторів (див. вище).

Проміжні посудини.

Призначенням цих апаратів є охолодження перегрітої пари, яка знаходиться при проміжному тиску, після компресора нижнього ступеня в двохступеневих холодильних машинах рідким холодоагентом, а також охолодження рідкого холодоагенту після конденсатора перед його дроселюванням. Пара охолоджується, барботуючи через шар рідкого холодильного агента, частина якого при цьому випаровується (безпосередній контакт), а рідкий холодильний агент охолоджується, рухаючись у середині змійовика, віддаючи теплоту через стінку. На рис. 8.41. показана проміжна посудина типу ПС₃.

В умовах нормальної роботи проміжна посудина через штуцер d_1 заповнюється рідким холодоагентом із температурою, що відповідає проміжному тиску. Рівень його підтримується на визначеній позначці або ручним регулюючим вентилям, або автоматично. Перегріта пара холодоагенту надходить із компресора нижньої ступені через верхній штуцер під рівень і, барботуючи через прошарок рідини товщиною 200 – 500 мм, за рахунок випаровування рідини охолоджується до температури, що відповідає проміжному тиску. Піднімаючись нагору, охолоджена пара, пройшовши конусні відбійники, звільняється від рідини і через бічний штуцер надходить у компресор верхнього ступеня стискання. Змійовик у проміжній посудині слугує

для переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора. Підбирають проміжну посудину за діаметром вхідного парового патрубку чи за площею поверхні змійовика, визначеної за формулою:

$$F_{зм} = Q_{зм} / (k_{зм} \theta_m), \quad (8.99)$$

де $k_{зм}$ – коефіцієнт теплопередачі змійовика, віднесений до розрахункової поверхні, Вт/(м²·К). Коефіцієнт теплопередачі змійовика можна приймати в межах 350 – 700 Вт/(м²·К); θ_m – середня логарифмічна різниця температур, К.

Середня логарифмічна різниця температур у проміжній посудині визначається за формулою:

$$\theta_m = \frac{(t_{по} - t_{пп}) - (t_{рв} - t_{пп})}{\ln \frac{(t_{по} - t_{пп})}{(t_{рв} - t_{пп})}}, \quad (8.100)$$

де $t_{по}$, $t_{рв}$, $t_{пп}$ – відповідно: температура рідкого холодинного агента на виході з конденсатора чи після переохолодника; температура рідкого холодинного агента перед регулювальним вентилям (приймається на 3–5°C вищою від температури у проміжній посудині); температура у проміжній посудині (відповідає температурі насичення визначеній за тиском у проміжній посудині), °С.

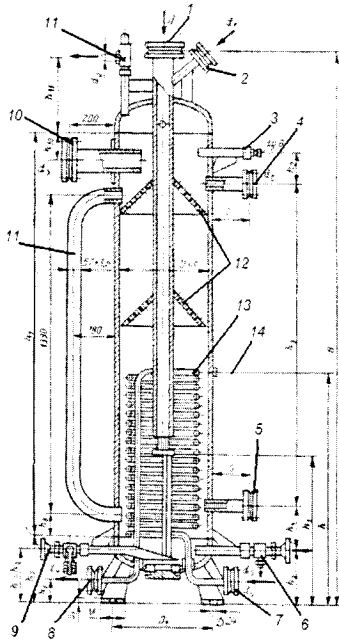


Рис. 8.41. Змійовикова проміжна посудина:

- 1 – вхід пари з компресора першого ступеня; 2 – вхід рідкого ХА після РВ; 3 – патрубок манометра; 4 – патрубок вирівнювальний паровий; 5 – патрубок вирівнювальний рідинний; 6 – зливний патрубок; 7 – вхід рідкого ХА з конденсатора; 8 – вихід рідкого ХА на РВ; 9 – випуск мастила; 10 – вихід пари на компресор другого ступеня; 11 – вказівник рівня; 12 – відбійні тарілки; 13 – змійовик; 14 – рівень рідкого ХА.

Маслиловіддільники і маслилозбірники. При роботі машини на холодоагентах, що обмежено розчиняють у собі мастило (R717, R22), останнє виноситься з компресора в систему, осідає на стінках теплообмінних труб теплообмінних апаратів і погіршує їхню роботу. Для видалення мастила встановлюють маслиловіддільники. Для ХА махорозчинних у маслилі маслиловіддільники слід встановлювати якомога далі від компресорів, так як ефективність їх роботи залежить від температури суміші. В той же час для ХА добре розчинних у маслилі маслиловіддільники слід встановлювати зразу за компресорами. Доля мастила, що залишається в парі після проходження через маслиловіддільник, не повинна перевищувати 10^{-6} . Вони можуть бути різноманітні за конструкцією та використовувати різні принципи: відцентрові, гравітаційні, інерційні; з охолодженням чи без.

На рис.8.42. показані маслиловіддільники різних конструкцій. Принцип роботи зрозумілий із малюнка і не потребує додаткових пояснень.

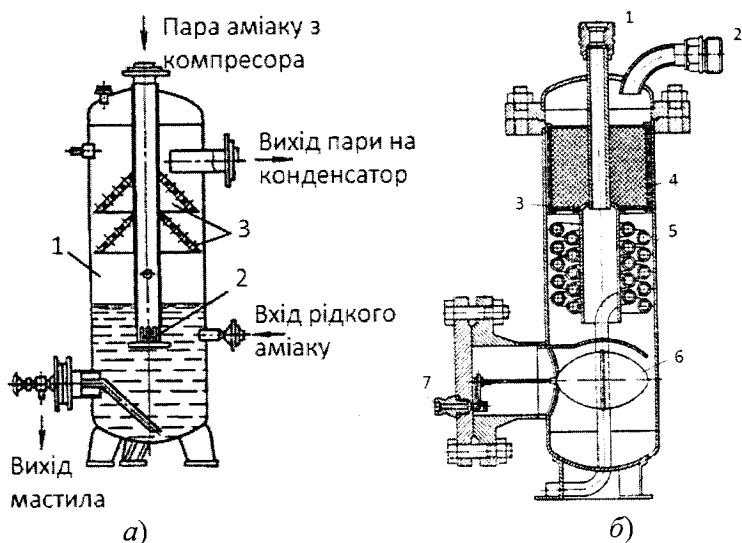


Рис. 8.42. Маслиловіддільники: а) з промиванням: 1 – кожух; 2 – барботажна труба; 3 – відбійники; б) з охолодженням: 1 – вхід пари аміаку; 2 – вихід пари; 3 – сітка; 4 – насадка; 5 – водяний охолодник; 6 – поплавков відкриття клапана; 7 – штуцер відведення мастила

Маслилозбірники призначені для зливання мастила з апаратів холодної установки (випарників, ресиверів, маслиловіддільників і т.д.) та наступного видалення його із системи. Вони сприяють зменшенню втрат холодоагенту і підвищують безпеку обслуговування системи.

У випадку, коли маслилозбірник встановлений після маслиловіддільників кількох компресорів, що працюють паралельно та мають свої регулятори рівня мастила, з нього відбувається доливання мастила в картери, за сигналом регулятора рівня. В цьому випадку тиск у маслилозбірнику підтримується таким як і в картерах компресорів, завдяки лінії вирівнювання тиску.

Віддільники рідини слугують для відділення пари холодоагенту від краплин рідини, що захоплюються з випарної системи. Це дозволяє захистити компресори від потрапляння у них рідкого холодоагенту, який погіршує умови змащення пар тертя і, у випадку потрапляння в порожнини стискання, може призвести до поломки деталей (поршня, циліндра і т.п.). В деяких схемах холодильних установок віддільник рідини застосовується як посудина, з якої рідкий холодильний агент надходить до випарників.

Відділення пари від рідини відбувається внаслідок різкого зменшення швидкості і напрямку руху холодоагенту при проходженні через апарат.

Іноді в нижній частині віддільника рідини встановлюють змієвик для нагрівання мастила (парами ХА) перед зливанням.

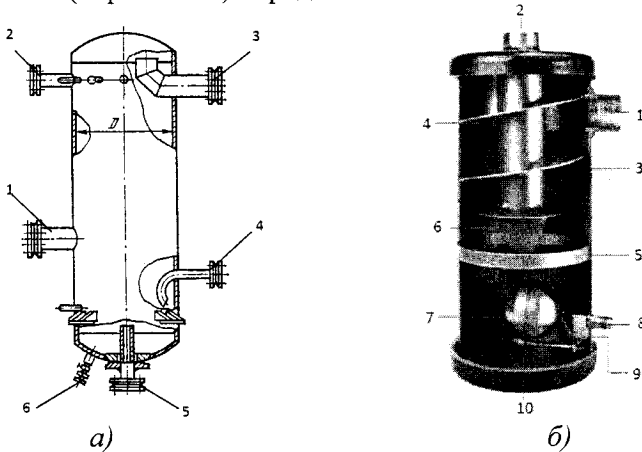


Рис. 8.43. Віддільник рідини:

а) аміачний: 1 – вхід вологої пари з випарної системи; 2 – лінія вирівнювання тиску; 3 – вихід пари; 4 – вхід холодильного агента з РВ; 5 – лінія зливання рідкого холодильного агента; 6 – випуск мастила;

б) фреоновий: 1 – вхід вологої пари з випарної системи; 2 – вихід пари; 3 – сітка; 4 – виток гвинта; 5 – перегородка зливання рідкого ХА; 6 – вторинний сітчастий фільтр; 7 – поплавков клапан; 8 – штуцер відведення ХА з мастилом; 9 – клапан; 10 – магніт

Фільтри, осушники та фільтри-осушники. Будь-яка холодильна установка, яка перед заправкою в неї холодоагенту пройшла процес вакуумування, містить в контурі залишки вологи, що проникає всередину через недостатньо герметичні ущільнення, коли тиск всмоктування падає нижче атмосферного, або під час ремонту. Ця волога повинна бути повністю видалена з огляду на те, що вона не зміщується з холодоагентами (за винятком аміаку), і може не тільки стати причиною корозії, але і, потрапляючи в деякі особливо небезпечні місця, наприклад у капілярну трубку, і замерзаючи там, обумовити її закупорку. У випадку використання синтетичних мастил волога вступає в хімічну реакцію з ними з утворенням кислот. Крім вологи, в холодильному контурі можуть перебувати також різні забруднюючі речовини: стружка та окалина металів, солі хімічних реакцій: бруд, що залишився після монтажу установки. Нарешті, третім ворогом будь-якої холодильної установки є

кислоти, які утворюються або при підвищеному вмісті води в холодоагенті в результаті його гідролізу, або в процесі хімічних реакцій між холодоагентом і мастилом при високих температурах, або перегоранні двигуна компресора (для герметичних та напівгерметичних компресорів).

Для того, щоб усунути несприятливий вплив на холодильну ходильну установку цих речовин, до складу їх включаються спеціальні елементи, які відповідно називаються фільтрами, осушниками і нейтралізаторами кислот. На практиці дуже часто всі перераховані функції виконуються одним елементом, що називається протикислотним фільтром-осушником, хоча існують елементи, конструкція і призначення яких передбачає в першу чергу виконання функції осушення і лише потім, фільтрацію і нейтралізацію кислот. Приклад фільтра забруднень, що використовується в магістралях рідкого або газоподібного холодоагента, масляних і розсільних трактах, наведено на рис.8.44.

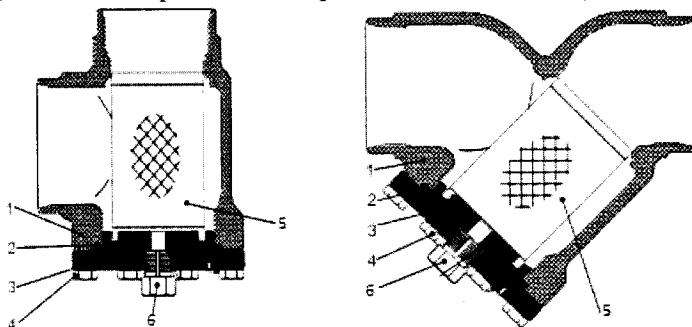


Рис. 8.44. Фільтр забруднень Danfoss: 1 – корпус; 2 – прокладка; 3 – кришка; 4 – болти; 5 – фільтруючий елемент; 6 – гвинт скидання тиску.

Багатофункціональні елементи, які забезпечують фільтрацію, осушення і нейтралізацію кислот, встановлюються, як правило, на рідинному трубопроводі між рідинним ресивером і РВ. Фільтр-осушник бажано встановлювати там, де температура середовища найнижча, а саме в холодильній камері або після переохолодника рідини, якщо він передбачений.

Для установок невеликої потужності з малими діаметрами трубопроводів використовують моноблочні нерозбірні фільтри-осушники. Для великих систем передбачено моделі, в яких можлива заміна фільтруючого елемента. Конструктивно фільтри-осушники та комбіновані фільтри не відрізняються. Відмінність полягає у матеріалі, який застосовується у фільтрі. Для фільтрів-осушників використовують три хімічних агенти-наполнювачі:

1) кристали алюмосилікату, які утворюють так зване молекулярне сито, оскільки розміри його капілярів дозволяють за рахунок адсорбції утримувати найдрібніші частинки води, одночасно пропускаючи холодоагент і мастило. Молекулярне сито може поглинати до 20% маси вологи в паровій фазі і ефективно при будь-якій температурі;

2) двоокис кремнію (силікагель), який відрізняється високою поглинальною здатністю по відношенню до води за низьких температур;

3) алюмогель, який не тільки поглинає вологу, але і володіє високою нейтралізуючою здатністю по відношенню до кислот.

Крім хімічних агентів-наповнювачів, що поглинають вологу і нейтралізують кислоти, фільтри містять також волокнисті наповнювачі (часто типу повсті), здатні забезпечувати мікронну фільтрацію – затримувати частинки з розмірами до 10 мк.

Приклад таких фільтрів представлено на рис 8.45.

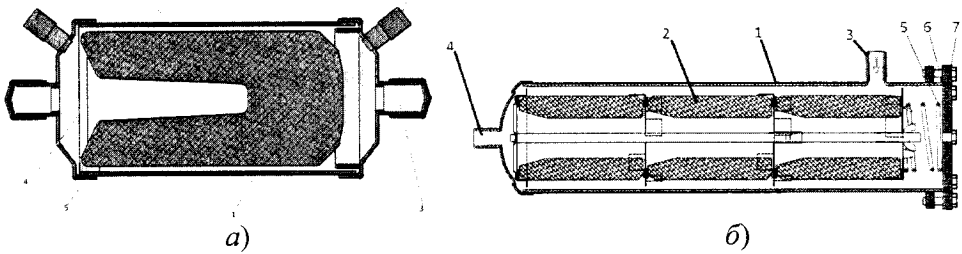


Рис. 8.45. Фільтри-осушники (комбіновані фільтри) фірми Danfoss:

- а) нерозбірний:** 1 – корпус; 2 – фільтруючі елементи; 3 – штуцер під пайку;
4 – фільтрувальна сітка; 5 – захист від вібрації; 6 – клапан Шредера;
- б) розбірні:** 1 – корпус; 2 – фільтруючий елемент; 3 – вхід рідкого ХА;
4 – вихід рідкого ХА; 5 – пружина; 6 – прокладка; 7 – кришка.

Фільтр-осушувач завжди слід встановлювати у вертикальному положенні таким чином, щоб вхід холодоагенту знаходився вгорі. Стрілка, вигравірувана на корпусі фільтра, яка і вказує напрям руху середовища, повинна бути спрямована зверху вниз. Якщо фільтр розташувати горизонтально, наповнювач швидко накопичиться в його нижній частині і холодоагенту буде легше протікати у верхню, вільну від наповнювача частину фільтра, від чого ефективність роботи фільтра різко знизиться. З'єднання фільтра-осушувача з трубопроводами контуру зазвичай виконується або у вигляді різьбових штуцерів, або за допомогою зварювання (пайки).

Повітровіддільники. У контурі будь-якої холодильної установки завжди присутні в більшій або меншій кількості газу, що не конденсуються, а саме:

– повітря, який може проникати в контур через недостатньо герметичні з'єднання, якщо установка працює при тиску нижче атмосферного або в разі ремонту обладнання, при заміні фільтра, під час дозаправки, а також в інших випадках;

– водень і азот, що залишаються в контурі після різних гідравлічних випробуваннях, а також утворюються при розкладанні аміаку, якщо використовується цей холодоагент;

– вуглеводні, які утворюються при розкладанні мастила.

Відповідно до закону Дальтона, повний тиск в газовій суміші дорівнює сумі парціальних тисків кожного з компонентів, які її складають. Це означає, що у конденсаторі, куди потрапляє холодильний агент та газу, які не конденсуються, повний тиск дорівнюватиме парціальному тиску пари холодоагенту плюс парціальний тиск газів. Таким чином тиск конденсації буде вище необхідного для нормальної роботи установки, що викликає такі небажані наслідки: підвищення кількості енергії, споживаної компресором; зниження холодопродуктивності внаслідок більш високого тиску конденсації; підвищення температури в кінці

стискання, що піддає холодоагент і мастило небезпеки впливу аномальних теплових навантажень; зниження інтенсивності теплообміну; підвищення витоків через можливі нещільності системи внаслідок збільшеного тиску, підвищене споживання води для конденсаторів з водяним охолодженням.

Щоб запобігти цим негативним явищам необхідно видаляти із холодильної установки такі гази. Видалення можна здійснювати як вручну, так і автоматично.

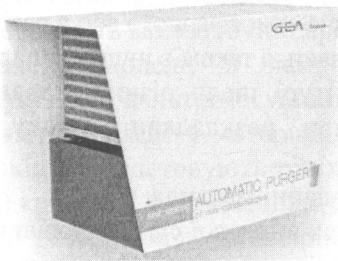
Скидання газів вручну на практиці проводиться дуже часто. Його перевага полягає в тому, що при цьому не потрібно ніякого спеціального устаткування. Механік холодильної установки, відкриваючи продувні крани, встановлені в різних місцях контуру, таких, наприклад, як конденсатор або рідинний ресивер, скидає ці гази в атмосферу. Однак при такому способі складно визначити момент, коли необхідно скидати домішки, таким чином щоб це дійсно було корисним, адже кожне продування пов'язане з неминучою втратою більш-менш значної кількості холодоагенту, який до того ж забруднює довкілля. На практиці скидання часто проводиться один-два рази у зміну незалежно від того, чи є в тому потреба.

Тому слід, особливо для установок певного значення потужності, що працюють безперервно, орієнтуватися на постійно діючі та пов'язані з різними продувними клапанами системи автоматичного видалення домішок (рис. 8.46). Така система має наступні переваги:

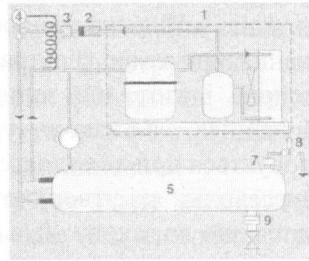
- продування здійснюється через регулярні інтервали без втручання людини, в тому числі і без необхідності визначати наявність або відсутність газів, що істотно заощаджує час;

- холодоагент, який видаляється з установки одночасно з газами, конденсується у віддільнику рідини системи автоматичного продування і потім звідти повертається у випарник, тобто втрати холодоагенту практично відсутні, що повністю відповідає вимогам законодавства щодо захисту довкілля;

- досягається економія електроенергії, так як знижується споживана потужність компресорів, що часто обумовлює швидку окупність витрат на придбання і установку системи.



а)



б)

Рис. 8.46. Повітровіддільник фірми GEA GRASSO:

- а) загальний вигляд; б) схема: 1 – компресорно-конденсаторний агрегат; 2 – фільтруючий елемент; 3 – оглядове вікно; 4 – термо-регулювальний вентиль (ТРВ); 5 – віддільник ХА з парогазової суміші; 7 – патрубок виведення домішок; 8 – соленоїдний вентиль; 9 – патрубок надходження суміші та повернення видаленого ХА у систему.

Ресивери. По призначенню ресивери діляться на лінійні, циркуляційні і дренажні. Призначенням *лінійного* ресивера є звільнення конденсатора від рідкого холодоагенту і забезпечення рівномірної подачі його на регулюючу станцію. Крім того, він є збірником повітря та мастила. *Циркуляційні* ресивери застосовують у насосних циркуляційних схемах подачі холодоагенту у випарну систему. *Дренажні* ресивери призначені для випуску в них рідкого холодоагенту при ремонті основних апаратів і розморожуванні снігової шуби з батарей безпосереднього випаровування.

Захисні ресивери встановлюються на стороні низького тиску і служать для зливання рідини, що не випарувалася із віддільників рідини в безнасосних системах.

Ресивери являють собою горизонтальні (рис. 8.47) або вертикальні циліндричні посудини з патрубками для входу і виходу холодоагенту, зрівняльною лінією і комплектуючою арматурою і приладами. Горизонтальні ресивери займають багато місця і внаслідок великої поверхні дзеркала рідини погано автоматизуються.

Ресивери підбираються за об'ємом, який визначається в залежності від призначення за умови 80% його заповнення.

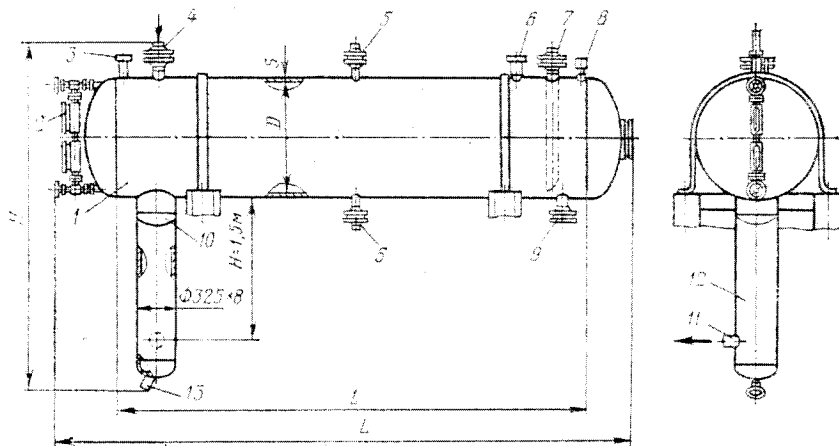


Рис. 8.47. Горизонтальний ресивер РД:

1 – корпус; 2 – вказівник рівня; 3 – патрубок манометра; 4, 7 – патрубки входу та виходу рідкого ХА; 5 – патрубок лінії вирівнювання тиску; 6 – запобіжний клапан; 8 – патрубок випускання повітря; 9, 11 – патрубок подавання рідкого ХА до насосів; 10 – мастилозбірник; 12 – стійка; 13 – вентиль зливання мастила

8.5. Охолоджувані споруди (холодильники)

8.5.1. Охолоджувані споруди. Класифікація

Поняття «холодильник» включає спеціально обладнане приміщення і холодильну компресорну установку, яку використовують для підтримки в приміщенні температурно-вологісного режиму, відповідного технологічним нормам зберігання або виробництва харчових продуктів. Холодильники відносяться до промислових споруд. В приміщеннях холодильників підтримують знижену температуру 12...-30 °С і підвищену відносну вологість

повітря 80...95 %. Відмінними рисами будівель холодильників є відсутність світлових прорізів (вікон), наявність потужної теплової ізоляції зовнішніх і внутрішніх огорож, теплоізолюваних дверей, обладнання для охолодження приміщень і пристроїв для запобігання промерзання ґрунту в основі будівлі.

За **призначенням** розрізняють наступні типи холодильників: виробничі, для зберігання овочів і фруктів (включаючи заготівельні), розподільні, продовольчих баз, портові (транспортно-експедиційні), перевалочні, підприємств роздрібно́ї торгівлі та громадського харчування, змішаного призначення.

Виробничі холодильники входять до складу підприємств харчової промисловості (м'ясокомбінатів, рибокомбінатів, молочних і консервних заводів, фабрик морозива та ін.) Їхнє призначення охолоджувати, заморожувати і зберігати сировину і готову продукцію. На базі використання холодильного обладнання виробничих холодильників можна здійснювати холодопостачання технологічних процесів основного виробництва.

Холодильники для зберігання овочів і фруктів входять до складу плодоовочевих і продовольчих баз або є самостійними підприємствами. Вони розташовуються в містах, селищах, а саме в місцях споживання, або в сільській місцевості (заготівельні холодильники). На сучасних холодильниках цього типу обладнують холодильні камери з регульованим газовим середовищем (наприклад, підвищений вміст CO₂).

Розподільні холодильники є підприємствами системи оптової торгівлі та призначені для досить довготривалого зберігання харчових продуктів в центрах споживання з метою рівномірного забезпечення населення продуктами харчування, в тому числі сезонного характеру. Залежно від номенклатури вантажів, що зберігаються розподільні холодильники можуть бути універсальними або спеціалізованими. Часто на розподільних холодильниках є цехи, в яких виробляють морозиво, сухий чи водний лід, фасують вершкове масло та інші продукти, виготовляють напівфабрикати. Такий розподільний холодильник є виробничим підприємством і носить назву холодокомбінат.

Холодильники продовольчих баз обслуговують торговельну мережу невеликих міст, отримуючи харчові продукти з розподільних і виробничих холодильників.

Портові холодильники призначені для зберігання харчових продуктів, що перевозяться водним транспортом, з їхньою перевалкою з суден-рефрижераторів на залізничний і автомобільний транспорт і в зворотному напрямку. Портові холодильники відносять до групи транспортно-експедиційних.

Перевалочні холодильники використовують для короткочасного зберігання вантажів при передачі їх з одного виду транспорту на другий, наприклад з залізничного на автомобільний.

Холодильники на підприємствах роздрібно́ї торгівлі та громадського харчування призначені для короткострокового зберігання запасу продуктів, що реалізуються підприємством протягом декількох днів.

Холодильники змішаного призначення виконують одночасно кілька функцій. Виробничі і портові холодильники в великих містах здійснюють

функції розподільних. Портові холодильники в рибних портах можуть виконувати функції виробничих для рибокомбінатів.

За умовною вантажомісткістю холодильники поділяють на малі (до 500 т), середні (до 5000 т) і великі (понад 5000 т).

Умовну вантажомісткість (ємність) холодильників позначають в тоннах умовного вантажу в зв'язку з тим, що об'ємна маса продуктів, що підлягають зберіганню, різна. За умовний вантаж прийнято м'ясо в напівтушах, що має при укладанні на підлогу в штабель об'ємну масу $0,35 \text{ т/м}^3$ або при розміщенні на підвісних коліях завантаження $0,25 \text{ т}$ на 1 м колії (виключаючи розподільні колії та стрілки). Залежно від характеру вантажу, його упаковки і тари, способу укладання в холодильник розрахункова об'ємна маса вантажу може бути більше або менше зазначеної. Умовну вантажомісткість переводять в фактичну для конкретного вантажу шляхом її поділу на коефіцієнти перерахунку, що визначаються за нормами завантаження холодильника різними продуктами.

Коефіцієнт перерахунку, наприклад для вершкового масла в картонних коробках, дорівнює $0,44$, для яйця в картонних коробках – $1,35$.

Вантажомісткість визначають окремо для камер зберігання заморожених вантажів (включаючи камери з універсальним режимом $0 \dots -20^\circ\text{C}$) і охолоджених (включаючи камери зберігання охолодженого м'яса на підвісних коліях і камери попереднього охолодження плодів і овочів). Камери охолодження і заморожування, охолоджувані приміщення, не призначені для зберігання продуктів (експедиції, накопичувальні камери, завантажувальні і розвантажувальні приміщення, камери заморожування, камери дозрівання сирів, льодосховища), а також приміщення, що не охолоджуються (вестибюлі коридори, сходові клітини і ліфтові шахти) під час розрахунку вантажомісткості холодильника не враховують.

Охолоджуваний будівельний об'єм камери холодильника визначають за формулою:

$$V_6 = F H, \quad (8.101)$$

де F – площа підлоги камери, м^2 ; H – висота камери від підлоги до стелі (для сучасних холодильників коливається від $3,6$ до 24 м), м .

Вантажний об'єм камери менше будівельного:

$$V_b = F_b H_b, \quad (8.102)$$

де F_b – площа підлоги камери, на якій укладений вантаж, м^2 ; H_b – вантажна висота приміщення (менша від висоти камер на величину $0,2$ – $0,5 \text{ м}$ через необхідність розміщення обладнання чи повітряних каналів).

Це пов'язано з тим, що частина площі підлоги зайнята колонами, проходами і проїздами, площадками для маневрування навантажувачів, холодильним обладнанням, а також не зайнята вантажем з технологічних причин (наприклад, зміщенням вантажів від пристінних приладів охолодження). Для врахування цієї обставини використовують поняття коефіцієнта використання будівельної площі камер $\beta_f = F_b / F_6$. Значення коефіцієнта приймають в межах $0,65 \dots 0,85$ залежно від площі камери. При цьому чим менша камера, тим менший коефіцієнт.

Необхідна вантажомісткість розподільних холодильників приймається на основі визначення річного вантажообігу, достатнього для забезпечення підприємств роздрібною торгівлі і обслуговування холодильниками району. При

цьому кратність вантажообігу приймається 4–6 разів на рік. Для фабрик морозива місткість камер загартовування, зберігання морозива і сировини повинна відповідати 20–40 – добовій продуктивності і можливості зберігання місячного запасу сировини. На холодильниках м'ясокомбінатів місткість камер для зберігання замороженого м'яса повинна відповідати 40–60 – змінній продуктивності комбінату з виробництва м'яса, а камер зберігання охолодженого м'яса – дводобовому виробничому запасу. Вантажомісткість холодильника при міському молочному заводі приймається рівною 10–15 – змінному обсягу виробництва продукції, що підлягає зберіганню.

За капітальністю будівлі холодильники відносять до трьох класів: II клас – термін експлуатації 50 – 100 років, III клас – 25–50 років, IV клас – 5–25 років. При цьому холодильники з вантажомісткістю понад 700 т відносяться до II класу, 250–700 т – III, менше 250 т – IV класу. Залежно від класу будівлі при будівництві холодильника з метою забезпечення довговічності, вогнестійкості, стабільності температурного та вологісного режиму камер використовують будівельні матеріали і конструкції відповідної якості. Основні несучі конструкції будівель II і III класів роблять із залізобетону або сталі.

Будинки холодильників виконують одноповерховими і багатоповерховими (2–5 поверхів). В окремих випадках в будівлі влаштовують підвальний поверх.

Поверховість виробничих холодильників визначається об'ємно-планувальним рішенням основних виробничих будівель, а саме найбільш раціональною організацією виробництва. Холодильники мають стільки поверхів, скільки і основний виробничий корпус.

Одноповерхові холодильники мають ряд переваг у порівнянні з багатоповерховими: відсутність необхідності поверхового вертикального переміщення вантажів і пов'язаного з цим ліфтового господарства; можливість збільшення прольотів несучих конструкцій будівлі до 24 – 30 м (у порівнянні з сіткою колон 6 x 6 м, використовуваної в багатоповерхових холодильниках), що забезпечує відсутність колон в холодильних камерах; можливість збільшення корисного навантаження на підлогу в 2 – 3 рази внаслідок розташування їх на ґрунті. Останнє дозволяє складувати вантажі на велику висоту (10 – 20 м) і використовувати більш важкі вантажопідйомні і транспортні механізми. Ці переваги відкривають широкі можливості для застосування різних схем комплексної механізації вантажних робіт, дозволяють краще використовувати складську площу. Одноповерхові холодильники конструктивно простіші. Це полегшує і прискорює їх спорудження.

Серйозним недоліком одноповерхових холодильників крім великої площі є підвищені (на 20–40 %) надходження теплоти через зовнішні огорожі, особливо покрівлю, поверхня якої превалює (до 70 %). Це викликає додаткові витрати холоду і підвищене всихання харчових продуктів. Зазначений недолік може бути в значній мірі зменшено шляхом влаштування більш потужної теплової ізоляції зовнішніх огорож і оптимізацією геометричних розмірів будівлі. Однак посилення теплоізоляції вимагає збільшення початкових капітальних витрат. Найменші надходження теплоти через зовнішні огорожі забезпечують будівлі холодильників, наближені за конфігурацією до кубу, оскільки куб з прямокутних фігур має найменше значення площі поверхні, віднесеної до одиниці об'єму. Оптимальні

конфігурації будівель досягають, підвищуючи в одноповерхових холодильниках висоту холодильних камер до 15-20 м, що вимагає нових схем і засобів механізації вантажних робіт з використанням стележного обладнання.

Переваги є і у багатоповерхових холодильників. Для них простіше вирішується питання захисту ґрунту основи будівлі від проморожування. На першому поверсі або в підвалі можуть розташовуватися камери з нульовою або позитивними температурами. Надходження теплоти від сонячної радіації через покрівлю в загальному балансі багатоповерхових холодильників менше, ніж в одноповерхових. До того ж його можна істотно знизити, якщо камери останнього поверху використовувати для зберігання охолоджених продуктів при температурах, близьких до нуля. Багатоповерхові холодильники вимагають значно меншої території для свого спорудження.

В даний час холодильники місткістю 10 тис. тон і більше споруджуються переважно багатоповерховими, за винятком плодоовочевих, які в переважній більшості одноповерхові. Холодильники меншої місткості проєктують багатоповерховими у виняткових випадках, наприклад при малих розмірах будівельної площадки.

8.5.2. Об'ємно-планувальні рішення

Об'ємно-планувальне рішення холодильника і пов'язана з ним конструктивна схема будівлі визначаються його призначенням і, відповідно, структурою його охолоджуваних приміщень. При цьому повинне бути передбачене максимальне зменшення капітальних витрат на спорудження і забезпечені мінімальні витрати під час експлуатації. У будівлях холодильників розміщують різні охолодні приміщення (холодильні камери), призначені для зберігання тільки охолоджених або заморожених продуктів або тих і інших (універсальні); попереднього охолодження і заморожування (м'ясо, фрукти); охолодження, заморожування і доморожування продуктів; зберігання дефектних вантажів і т. д. Передбачають також розвантажувальні, накопичувальні, експедиційні та інші приміщення. Структуру вантажомісткості (кількість камер того чи іншого призначення) визначають асортиментом харчових продуктів, що зберігаються та потребують оброблення холодом; технологічними режимами оброблення та зберігання, а також сумісністю окремих продуктів, а саме можливістю спільного зберігання. Структура вантажомісткості і об'ємно-планувальне рішення холодильника повинні забезпечувати прогресивну технологію холодильного виробництва і зберігання харчових продуктів, раціональні вантажопотоки в будівлі, високий рівень механізації вантажно-розвантажувальних і транспортно-складських робіт, мінімальні теплонадходження і витрата холоду. Об'ємно-планувальні рішення холодильників дуже різноманітні. Розглянемо основні об'ємно-планувальні рішення деяких типів холодильників.

Розподільні холодильники мають наступну структуру вантажомісткості: камери зберігання заморожених продуктів (-20°C) – 50–70 %, камери зберігання охолоджених продуктів ($4\dots-3^{\circ}\text{C}$) – 20–35 %, універсальні камери ($0\dots-20^{\circ}\text{C}$) – 10–15, камери заморожування (-30°C) — 0,5–1 %. Розміри камер різні. Наприклад, в одноповерхових холодильниках камери для зберігання заморожених продуктів мають площу 300–600 м², для зберігання охолоджених продуктів – до 300 м². У багатоповерхових холодильниках площа камер більше – до 1000 м².

У прибудові, що примикає до холодильника по його короткій стороні, розташовують машинне відділення і різні допоміжні приміщення. З довгих сторін будівлі холодильника під навісами облаштовують автомобільну та залізничну платформи. Вони можуть бути відкритими або закритими, а саме мати зовнішню стіну. Ширина платформ 6–9 м, висота автомобільної – 1,2 м, залізничної – 1,4 м. Навіси перекривають платформи повністю і виходять за вісь залізничної колії на 0,5 м і на 1,5 м від краю – для автомобільної платформи. Платформи з'єднують коридорами (один – три). В одноповерхових холодильниках коридори розташовують по центру відносно груп камер, двері яких виходять в нього (рис. 8.48). Двері камер можуть виходити і безпосередньо на платформи, наприклад у випадку без коридорного розміщення. У багатоповерхових холодильниках з боку платформи в контурі будівлі розташовують ліфтові шахти і сходові клітини (рис. 8.49). Двері ліфтів відкриваються на платформи і на кожному поверсі у вестибюлі, в які виходять двері холодильних камер. Вантажі прибувають по залізниці, розвантажуються на залізничній платформі. Їх розміщують на зберігання в камери. Вантажі відправляють в роздрібну торгівлю автотранспортом, який завантажується на автомобільній платформі.

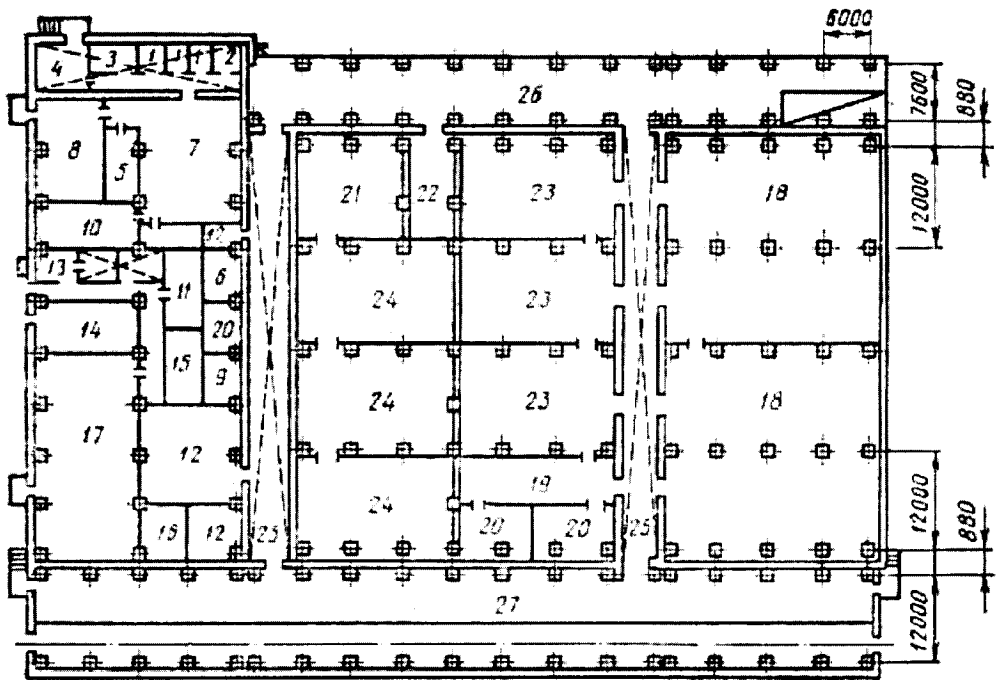


Рис. 8.48. Планування одноповерхового розподільного холодильника:

- 1 – 16 – службові, підсобні, виробничі та побутові приміщення;
- 17 – компресорне відділення; 18 – камери схову морожених вантажів;
- 19 – накопичувальна морозильних камер; 20 – морозильні камери; 21 – камера зберігання дефектних вантажів; 22 – експедиція; 23 – камери з універсальним режимом зберігання (0 – 18°C); 24 – камери зберігання охолоджених вантажів;
- 25 – коридори; 26 – автомобільна платформа; 27 – залізнична платформа

Камери з однаковим температурним режимом формують в блоки (відсіки) по горизонталі (на поверхах) і вертикально (у будівлі). У підвалі розташовують камери з температурою не нижче -3°C . Багатоповерхові холодильники виконують шириною не більше 40 м, одноповерхові – 24–72 м. Довжина холодильника визначається в основному фронтом вантажно-розвантажувальних робіт, а саме довжиною залізничної та автомобільної платформ, яка залежить від місткості холодильника і вантажообігу. Для холодильників місткістю понад 3000 т довжина залізничної платформи повинна бути не менше 120 м, що достатньо для розвантаження 5 – ти вагонної рефрижераторною секції.

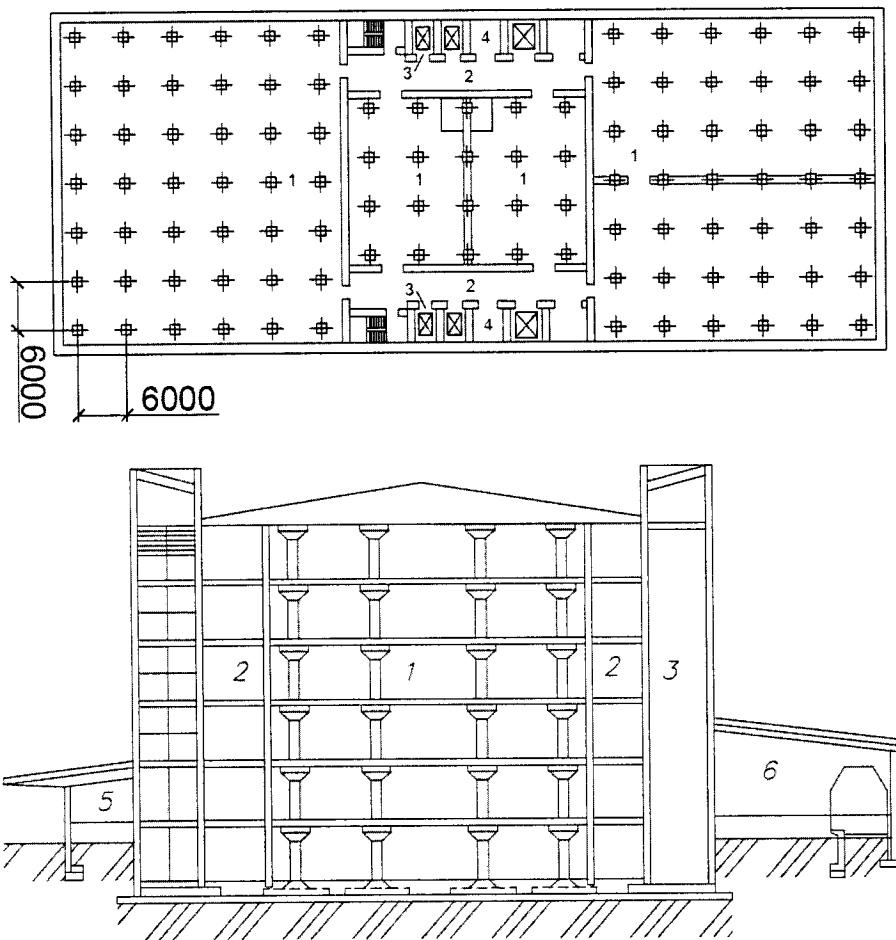


Рис. 8.49. Планування одного з поверхів і розріз багатоповерхового розподільчого холодильника:

1 – камери зберігання охолоджених або заморожених продуктів; 2 – вестибюль камери; 3 – ліфти і ліфтові шахти; 4 – службові приміщення; 5 – автомобільна платформа; 6 – залізнична платформа.

Розподільчі холодильники споруджувалися, в основному, за типовими проектами: одноповерхові місткістю 2000, 3500 і 6000 т, багатоповерхові –

(4–5 – поверхві) 10 000 і 16 000 т, на основі яких можуть споруджувалися також багатоповерхові холодильники місткістю 5000 і 8000 т.

Як приклад *виробничих холодильників* розглянемо холодильники м'ясокомбінату, міського молочного заводу та консервного заводу.

Холодильник м'ясокомбінату (рис. 8.50) призначений для холодильного оброблення і зберігання м'яса і м'ясопродуктів. Його розташовують між м'ясо-жировим і м'ясопереробним корпусами (одноповерхове підприємство) або примикають до них (багатоповерхове підприємство). У структуру вантажомісткості холодильника входять камери інтенсивного охолодження (однотадійного -3°C ,

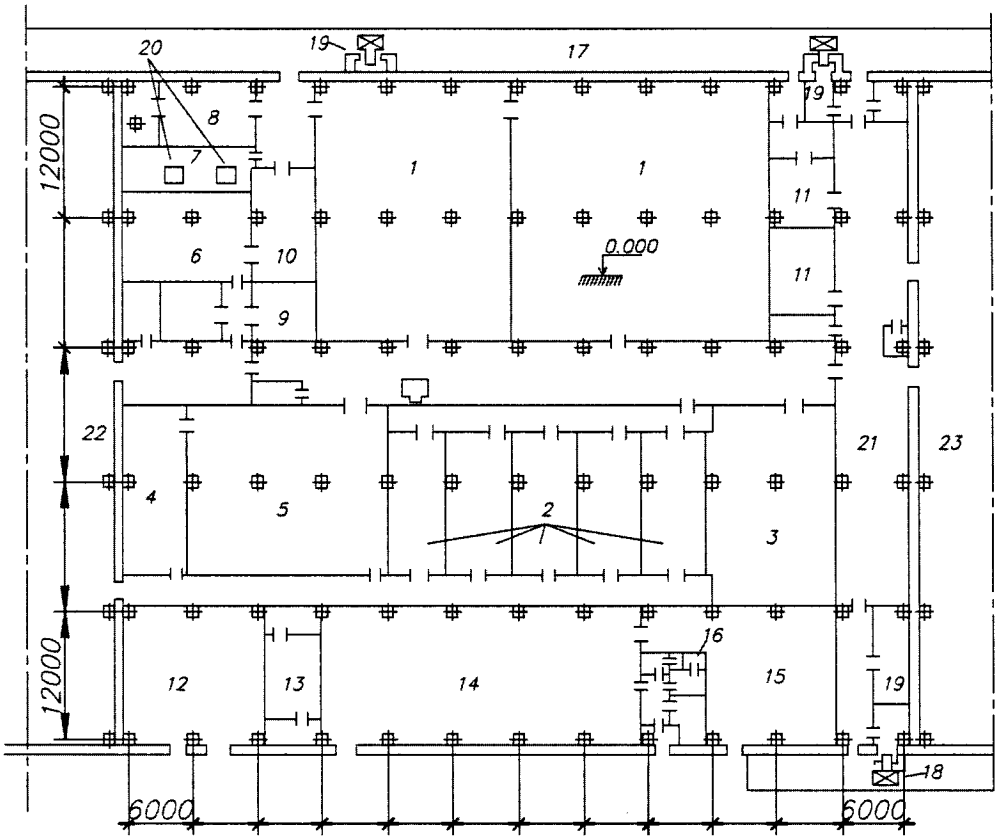


Рис. 8.50. Планування одноповерхового виробничого холодильника м'ясокомбінату: 1 – камери схову мороженого м'яса; 2 – камери однофазного заморожування м'яса; 3 – камера зберігання охолодженого (морозива) м'яса; 4 – камера охолодження м'яса; 5 – камера накопичення і зберігання охолодженого м'яса; 6,7 – камери заморожування і пакування блокового м'яса; 8 – камера зберігання жиру; 9, 10 – камери заморожування і зберігання субпродуктів; 11 – камери некондиційних вантажів; 12 – трансформаторна; 13 – КВП; 14 – компресорне відділення; 15 – апаратне відділення; 16 – побутові приміщення; 17 – залізнична платформа; 18 – автомобільна платформа; 19 – вагові; 20 – морозильні апарати; 21 – експедиція; 22 – м'ясо-жировий корпус; 23 – м'ясопереробний корпус

двухстадійного $-10...-15$ і -1°C), однофазного заморожування (-30°C), зберігання заморожених м'ясопродуктів (-20°C) і охолодженого м'яса (-1°C), а також універсальні ($-1...-20^{\circ}\text{C}$). Число і розміри камер залежать від виробничої потужності м'ясокомбінату. Кількість камер для охолодження м'яса до 3, для заморожування – 5–7, для зберігання охолодженого м'яса 1–2 (площа $200 - 300 \text{ м}^2$), замороженого м'яса 3–4 (площа $300-1000 \text{ м}^2$), універсальних 1-3. Крім того, є камери різних розмірів для зберігання охолоджених і заморожених м'ясопродуктів.

Холодильники цих підприємств мають паралельно розташовані вантажні платформи – залізничну і автомобільну, шириною 6 м і більше при довжині залізничної платформи 120 м. М'ясо-жирової корпус, холодильник і м'ясопереробний корпус зблоковані і представляють собою єдиний будівельний об'єм. Транспортний зв'язок між корпусами здійснюється через коридор, розташований поздовжньо в середній частині холодильника. У коридор виходять двері камер охолодження, заморожування і зберігання м'яса. Експедиційне приміщення представляє собою коридор, розташований поперек будівлі, що примикає до м'ясопереробного корпусу з боку холодильника і виходить на залізничну і автомобільну платформи. Висота приміщень холодильника 6 м. Камера зберігання замороженого м'яса розташовується з боку залізничної платформи, що скорочує шлях до завантаження вагонів.

Холодильник міського молочного заводу (рис. 8.51) блокують із загальною будівлею виробничого корпусу. Він призначений для охолодження, заморожування і короткострокового зберігання продукції підприємства. Якщо в структурі підприємства є цех морозива, то в холодильнику передбачають камери для його закалювання і зберігання.

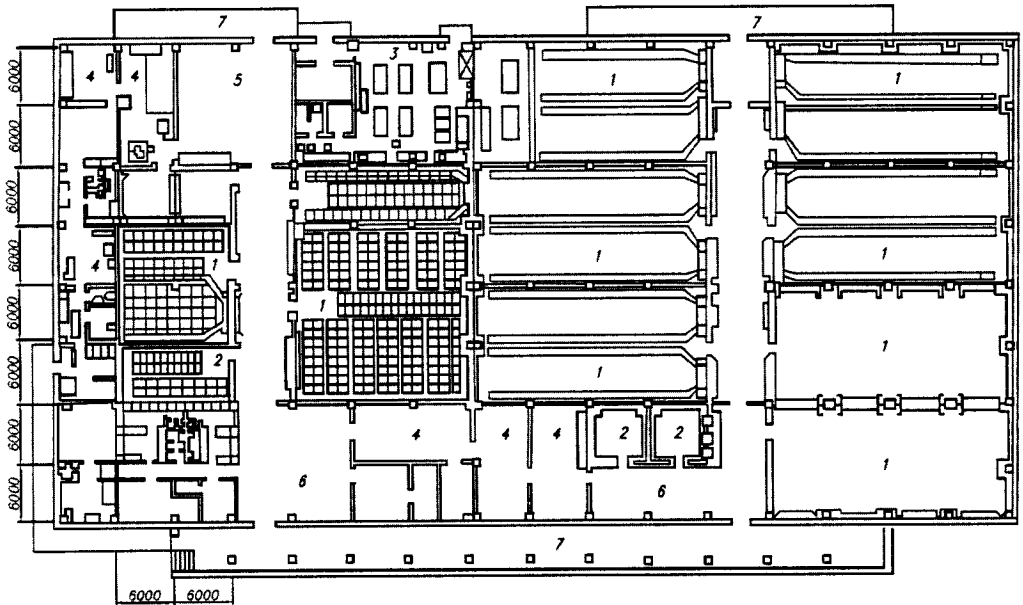


Рис. 8.51. Планування одноповерхового виробничого холодильника міського молочного заводу: 1 – камери схову охолодженої та замороженої продукції; 2 – камери охолодження і заморожування; 3 – компресорне відділення; 4 – службові, підсобні, виробничі і побутові приміщення; 5 – відділення прийому молочної продукції; 6 – експедиція; 7 – автомобільні платформи.

Об'ємно-планувальне рішення такого холодильника може бути проілюстровано на прикладі холодильника типового міського молочного заводу потужністю переробки 150 т молока в зміну. Місткість холодильника 2000 т, з них 1600 т – камери зберігання замороженого сиру (-20°C), 400 т – камери зберігання заморожених вершків (-20°C). У холодильнику передбачені дві камери заморожування сиру і вершків (-30°C) і накопичувальна камера перед ними, камери загартовування і зберігання морозива (-23°C) і камера для завантаження і тимчасового розміщення контейнерів (-10°C). Підприємство і холодильник розміщують в одноповерховій будівлі. Будівля має автомобільну платформу для відвантаження продукції і приймання сировини, до якої примикає експедиція. Експедиція має виходи в два коридори, в один з яких виходять двері всіх камер зберігання сиру, камер охолодження і заморожування сиру і вершків, а в інший (виробничий) всі інші камери. Через виробничий коридор в цехи надходить сировина, а в холодильник – готова продукція. З боку, протилежного автомобільній платформі, до холодильника примикають різні технічні приміщення.

Холодильники консервних заводів (рис. 8.52) проектують у вигляді окремого будинку. На його базі заморожують плодово-ягідну продукцію, овочі і готові страви, а також зберігають їх до відправки споживачам. Холодильники цього призначення виконують одноповерховими. В їх структурі передбачають морозильне відділення, камери для зберігання замороженої продукції (-20°C) і камери зберігання охолодженого сиру (0°C).

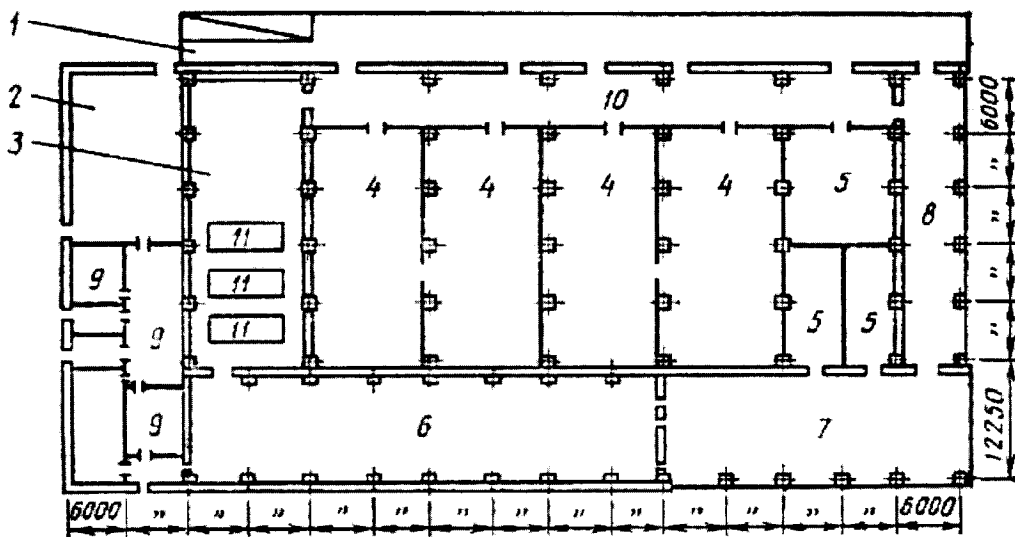


Рис. 8.52. Планування одноповерхового виробничого холодильника консервного заводу: 1 – залізнична платформа; 2 – компресорне відділення; 3 – відділення заморожування; 4 – камери зберігання охолоджених і заморожених продуктів; 5 – камери зберігання сиру; 6 – відділення підготовки продукції до охолодження і заморожування; 7 – майданчик прийому і складування сиру; 8 – з'єднувальний коридор; 9 – підсобні та побутові приміщення; 10 – коридор; 11 – морозильні апарати.

У типовому холодильнику вантажомісткістю 1300 т консервного заводу є морозильне відділення з трьома морозильними апаратами, чотири камери зберігання замороженої продукції загальною вантажомісткістю 1200 т і три камери зберігання сировини загальною вантажомісткістю 100 т. Висота холодильних камер 6 м. Холодильник має залізничну платформу. До нього примикають морозильне і підготовче відділення. В загальному будівельному об'ємі розташовують машинне відділення і підсобно-побутові приміщення. Коридор блоку холодильних камер використовують як експедицію для видачі вантажів на залізничний чи автомобільний транспорт.

Портово-виробничі холодильники в рибних портах обслуговують рибопереробні і рибоконсервні підприємства, забезпечуючи їх сировиною. Вони приймають рибу, виловлену у різних районах і заморожену на судах. На цих же холодильниках охолоджують і заморожують рибу, виловлюють в прибережній зоні. Також у холодильнику зберігають готову продукцію. Відповідно до цього передбачається відповідна структура холодильної ємності. Портово-виробничі холодильники розміщують зазвичай в багатоповерхових будівлях, зблокованих з підприємством. Об'ємно-планувальне рішення підпорядковане технологічній схемі підприємства. Багатоповерхові будівлі холодильників обладнають ліфтами і поверховими балконами для завантаження камер зберігання замороженої рибою, що доставляється судами. Рибу на балкони подають портовими кранами безпосередньо з трюмів суден і транспортують електронавантажувачами в холодильні камери через дверні прорізи в зовнішніх стінах, що виходять на балкони.

Виробничі рибні холодильники, розташовані в промислових центрах, не виконують перевалочних функцій. У них зберігають сировину і готову продукцію. Якщо дозволяють умови, то такі холодильники можуть бути і одноповерховими.

Планування виробничого холодильника вантажомісткістю 5000 т в рибному порту представлена рис. 8.53. Холодильник має п'ять поверхів і зблокований з підприємством, з яким він має загальний вестибюль. На 2–5-му поверхах розташовано по дві камери зберігання замороженої риби і морепродуктів (-25°C). На 1-му поверсі – експедиція і камери короткочасного зберігання готової продукції. До торцевої сторони холодильника примикають приміщення машинного відділення і льодозаводу. Холодильник і підприємство розташовані вздовж причальної лінії. З тилового боку передбачена відкрита автомобільна платформа.

8.5.3. Будівельні та ізоляційні конструкції холодильників

8.5.3.1. Будівельні конструкції

Конструкції будівлі холодильника поділяються на несучі і огорожувальні. Несучі конструкції сприймають корисні навантаження, а також власну масу конструкцій будівлі і передають їх на фундамент. Огороджувальні конструкції захищають приміщення будівлі від впливу факторів зовнішнього середовища або умов сусідніх приміщень. В холодильниках огорожувальні конструкції необхідно наносити шар теплоізоляції.

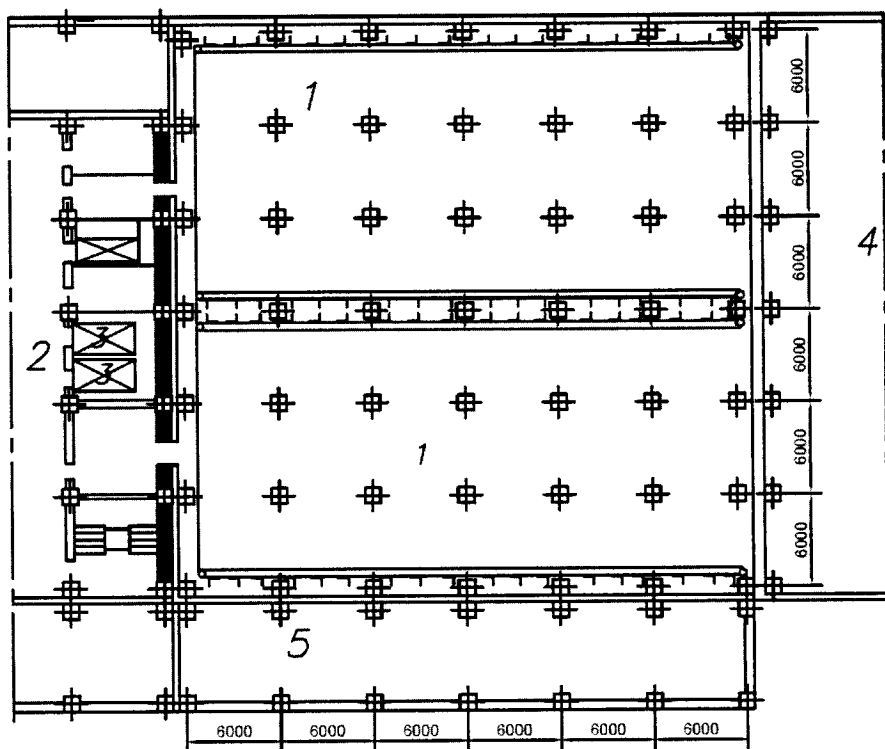


Рис. 8.53. Планування одного з поверхів багатоповерхового виробничого холодильника в рибному порту: 1 – камери схову мороженої риби; 2 – вестибюль; 3 – ліфти і ліфтові шахти; 4 – компресорне відділення, трансформаторна, льодозавод і інші виробничі приміщення; 5 – автоплатформа.

Несучі конструкції мають свої особливості для багатоповерхових і одноповерхових холодильників.

У багатоповерхових холодильниках несучою конструкцією служить каркас, зовнішні стіни є самонесучими. Каркас будівлі сприймає все навантаження (власна маса конструкцій, маса продуктів, що зберігаються і механізмів, маса снігу на покрівлі, вітрове навантаження) і передає їх через фундаменти на основу – ґрунт, на якому розташований холодильник. Стіни несуть навантаження від власної маси і не залежать від каркасу. Каркаси будинків багатоповерхових холодильників виконуються із збірних залізобетонних конструкцій з безбалковими перекриттями. Вони включають колони з капітелями, надколонні і прогонові плити однакої товщини (рис. 8.54). Капітель в плані має розмір 300 x 300 см і висоту 65 см. Верхня її частина це плоска плита, а нижня частина має форму усіченого конуса або усіченої піраміди залежно від форми перерізу колони (кругле або квадратне). При монтажі капітель, що має отвір у центрі, встановлюють на колону, забезпечену для цього підкапітельним розширенням (рис. 8.55). На верхній торець колони ставлять колону верхнього поверху. Надколонні плити укладають між

колонами на капітелі, поєднуючи їх між собою стрижнями, Що приварюються до закладних деталей.

Прольотні плити встановлюють на кути капітелей. Вони закривають отвори, утворені надколонними плитами. Щілини, що утворюються між скосами надколонних і прогонових плит, заливають бетоном. «Етажерки» безбалкових перекриттів мають сітку колон 6 x 6 м, висоту поверхів 4,8 і 6 м і розраховані на нормативне корисне навантаження на перекриття 20 і 30 кПа. Безбалкові конструкції дозволяють отримувати в камерах рівні, без виступів стелі, що дає можливість на тих же площах мати велику вантажомісткість і більш рівномірний розподіл температур за об'ємом камер в порівнянні з балочними конструкціями. Крім того, поліпшуються умови для роботи механізми холодильників, як і багатоповерхових, самонесучі. Несучі конструкції одноповерхових холодильників (рисю 8.56)монтують зі збірних залізобетонних елементів – колон, балок і плит покриття. Колони вибирають залежно від висоти камер 4,8 і 6 м (до низу балок). Балки використовують прольотом 12 м, плити – довжиною 6 м. У будівлях з таких конструкцій сітка колон 6 x 12 м.

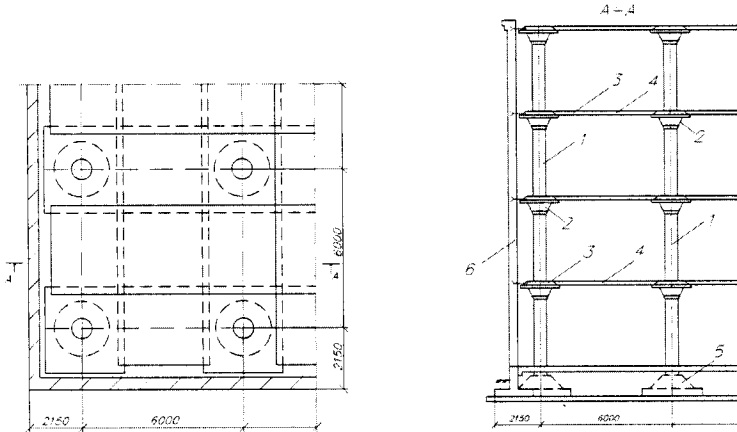


Рис. 8.54. Елементи конструкції будівлі багатоповерхового холодильника:

- 1 – колони; 2 – капітелі; 3 – надколонні плити; 4 – прогонові плити;
- 5 – фундамент; 6 – самонесуча зовнішня стіна

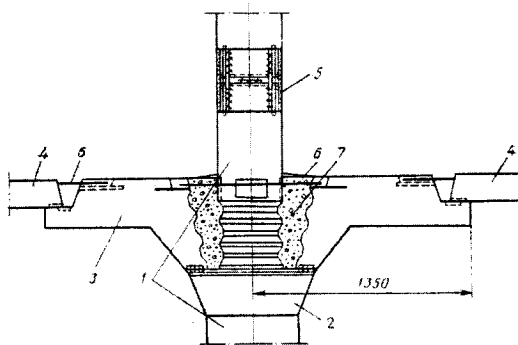


Рис. 8.55. Вузол з'єднання колони з капітеллю та надколонною плитою:

- 1 – колона; 2 – капітель; 3 – надколонна плита; 4 – пролітна плита; 5 – металеві анкери; 6 – зварне з'єднання колони; 7 – заповнення бетоном

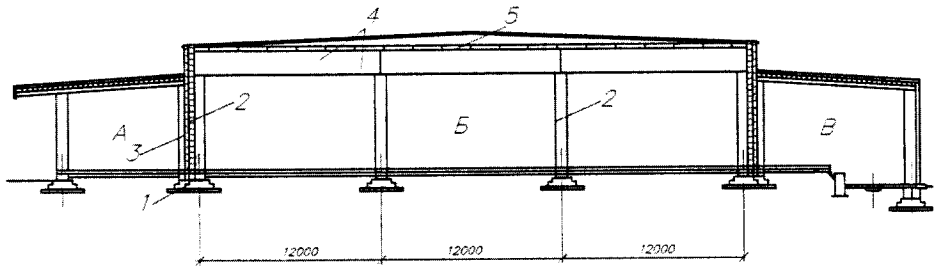


Рис. 8.56. Елементи конструкції будівлі одноповерхового холодильника:
 А – автомобільна платформа; Б – холодильні камери; В – залізнична платформа; 1 – фундамент; 2 – колони; 3 – самонесуча зовнішня стіна; 4 – балки (ригелі); 5 – плита покриття.

Залізобетонні конструкції мають велику масу і матеріаломісткість. Тому набуло поширення спорудження одноповерхових будівель холодильників з полегшених конструкцій. У таких холодильниках колони і балки (ферми) виконують зі сталевих профілів. Елементи зовнішніх стін і покриття однотипні, їх монтують із полегшених (20–25 кг/м²) тришарових панелей, які отримали назву «сандвіч». У цьому випадку вдається збільшити проліт основних несучих конструкцій з 12 до 24–36 м, а сітка колон має розміри 6 х 24 (36) м. Це дозволяє створити великі холодильні камери без внутрішніх колон. Будинки холодильників такого типу бувають двох видів: з зовнішнім і внутрішнім каркасом (рис. 8.57).

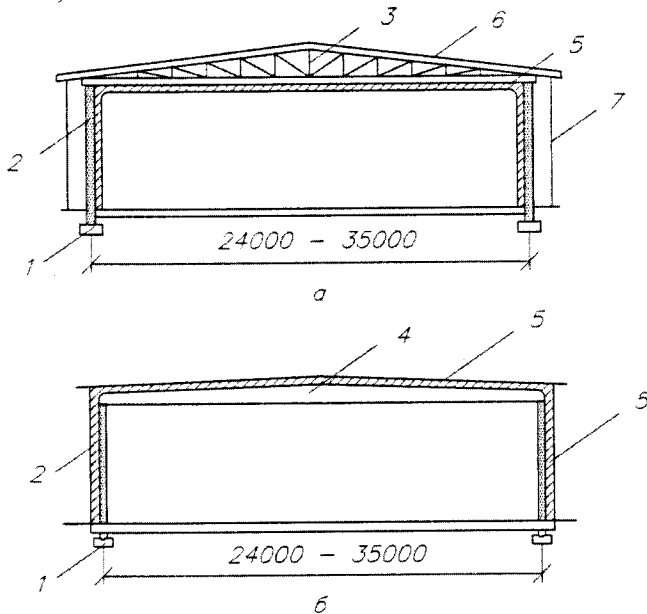


Рис. 8.57. Конструктивні схеми одноповерхових холодильників з полегшених конструкцій: а) з зовнішнім каркасом; б) з внутрішнім каркасом:
 1 – фундамент; 2 – колона; 3 – сталева ферма; 4 – сталева балка; 5 – панелі зовнішніх стін і покриття типу «сандвіч»; 6 – покрівля з гофрованого металевих листа; 7 – екрани стін з гофрованого металевих листа.

У першому випадку панелі стін і покриття укладають таким чином, що колони і ферми залишаються зовні будівлі. По фермам укладається покрівля з профільованого сталевго настилу, під якою утворюється горище. Колони зовні також закривають профільованим сталевим настилем, віддаленим від них на відстань 50–60 см для утворення наскрізного проходу вздовж стін. У другому випадку панелі монтують по зовнішній поверхні колон і балок (ферм), які опиняються всередині холодильника. Будинки із зовнішнім каркасом зручні в експлуатації: захист конструкцій від механічних пошкоджень і погодних впливів, покращення умов догляду та ремонтів, зменшення впливу теплонадходжень сонячної радіації через наявність екранів на стінах і вентиляльованих горищ. Але будівлі такого типу дещо дорожчі. Їх використовують частіше в районах з жарким кліматом.

Зовнішні огорожувальні конструкції. Зовнішні огорожувальні конструкції (стіни і покриття) відділяють приміщення будівлі від впливу погодних умов.

Зовнішні стіни будівель холодильників виконують багатошаровими. Можна виділити три основних шари. Середній шар стіни – тепла ізоляція з ефективних і довговічних теплоізоляційних матеріалів. Зовнішній шар – несучий і захисно-декоративний, призначений для сприйняття навантаження власної маси всіх шарів стіни і вітрового навантаження, захисту теплової ізоляції від механічних пошкоджень і погодних факторів, а також створення архітектури фасадів будівлі. Між зовнішнім шаром і тепловою ізоляцією знаходиться пароізоляція, призначена для захисту теплової ізоляції від зволоження. Третій (внутрішній (захисний) шар) розташовують з боку приміщень холодильника. Він призначається для захисту ізоляції від руйнування при вантажних роботах на холодильнику і усунення контакту ізоляційних матеріалів з харчовими продуктами.

Розрізняють цегляні і панельні зовнішні стіни холодильників, а також стіни з полегшених панелей (рис. 8.58, а, б, в). Зовнішній шар цегляних стін виконують товщиною 380 мм з повнотілої глиняної цегли на цементно-піщаному розчині марки 50. Його штукатурять з однієї (внутрішньої) або двох сторін. Внутрішній шар виконують по металевій сітці. Іноді штукатурку замінюють азбестоцементними листами товщиною 8–12 мм. Цегляні стіни закріплюють сталевими анкерами до каркасу будівлі в рівнях міжповерхових перекриттів або покриття будівлі. Зовнішній шар панельних стін холодильників виконують із залізобетонних (в багатоповерхових холодильниках) або керамзитобетонних панелей (в одноповерхових холодильниках), внутрішній шар аналогічно цегляних стін. Під час монтажу панельних стін особливу увагу звертають на герметизацію і теплоізоляцію стиків між окремими панелями, так як від цього залежать теплотехнічна ефективність і довговічність стін будівель холодильників.

У стінах з полегшених панелей (типу «сандвіч») зовнішній і внутрішній шари (облицювання) виконують з листового металу (гладкого або профільованого) – алюмінію або сталі, внутрішній теплоізоляційний шар – з пінопластів. Пароізоляція в таких стінах не робиться, тому що ці функції виконують металеві листи облицювання панелей товщиною 0,8–1,2 мм. Стики полегшених панелей легко і надійно герметизують. Панелі закріплюють до каркаса будівлі. Розмір панелей: з

бетону довжина до 6 м, ширина до 1,8 м; полегшених (типу «сандвіч») – довжина до 18 м, ширина до 1,5 м. Маса полегшених панелей в приведених розмірах в 25–30 разів менша, ніж залізобетонних.

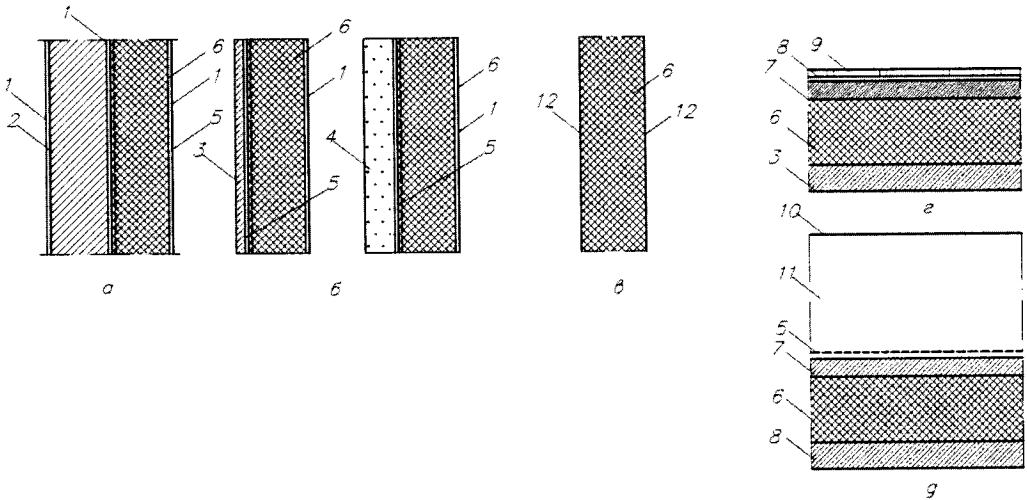


Рис.8.58. Зовнішні огорожувальні конструкції холодильника:

а – цегляні стіни; *б* – панельні стіни; *в* – типу «сандвіч»; *г* – безгорищного (суміщеного) покриття; *д* – горищне покриття: 1 – штукатурка; 2 – цегляна кладка; 3 – залізобетонна панель; 4 – керамзитобетонні панель; 5 – пароізоляція; 6 – теплоізоляція; 7 – бетонна стяжка; 8 – гідроізоляційний рулонний покрівельний килим; 9 – захисне та відбиваюче покриття, що захищає гідроізоляцію; 10 – покрівля з оцинкованої сталі (шиферу) по дерев'яній обрешітці крокв; 11 – горищне приміщення; 12 – металевий лист

Покриття холодильників можуть бути як з горищами, так і без них. Покриття без горища складаються з трьох конструктивних елементів: несучих конструкцій (балок, ферм, плит), теплоізоляції і плоскої покрівлі – гідроізоляції і основи під неї (рис. 8.58, г, д). В холодильниках з горищами скатну покрівлю та перекриття останнього поверху розділяє горищне приміщенням. На горищі розташовані конструкції крокв, що підтримують покрівлю. В таких конструкціях на горищах розміщують

Ухил плоскої покрівлі передбачається в межах 1–2 %. Він створюється за рахунок відповідного ухилу несучих конструкцій покриття або змінної товщини теплоізоляції, що зменшується від центру до стін холодильника. Гідроізоляція такої покрівлі здійснюється шляхом наклеювання на основу 4–5 шарів рулонних покрівельних матеріалів – руберойду підкладного і покривного. Наклейку роблять на гарячій бітумній мастиці. Основою під рулонний покрівельний килим є шар цементно-піщаного розчину товщиною 20–50 мм (стяжка), армований металевою сіткою.

Підвищення відбивної здатності покрівлі по відношенню до сонячної радіації для зменшення теплонадходжень в холодильник, а також захист гідроізоляції від механічних пошкоджень і впливу погоди здійснюється укладання поверх покрівельного килима більш світлих матеріалів – дрібного

гравію (5–10 мм), цементних або азбестоцементних плиток, наклейки фольгоізолу (матеріал з алюмінієвої фольги). Іноді для цього покрівельний килим фарбують спеціальними складами світлих тонів. Покрівлю покриття горищного типу виконують з листів оцинкованої покрівельної сталі або хвилястого шиферу. Перекриття при цьому має пароізоляцію.

Коефіцієнт теплопередачі огорожень приймають залежно від температур зовнішнього повітря (середньорічне значення для даного географічного місця) і повітря в приміщенні холодильника, яке розглядається. Рекомендоване значення цих коефіцієнтів визначаються СНиП.

Внутрішні огорожувальні конструкції поділяють внутрішній об'єм будівлі на окремі.

Міжповерхові перекриття багатоповерхових холодильників виконують тришаровими (рис. 8.59). Перекриття включає залізобетонні плити перекриття, теплову ізоляцію і конструкцію підлоги.

Таку конструкцію використовують, коли по обидва боки перекриття розташовані камери з однаковими або різними температурами. Теплоізоляцію укладають на перекриття (кладуть зверху). Теплоізоляційну конструкцію захищають від зволоження пароізоляцією, яку розташовують відносно неї зі сторони приміщень з більш високими температурами. При цьому вона може бути зверху чи знизу.

Підлоги холодильників (див. рис. 8.59) повинні володіти достатньою механічною міцністю при низьких температурах по відношенню до впливу навантажувачів і підлогових транспортних засобів, бути жиростійкими, мати мале пилевиділення і добре очищатися від бруду. Конструкція підлоги на міжповерхових перекриттях включає підстильний шар і покриття підлоги – «чисту» підлогу. Підстильний шар надає підлозі міцність, рівномірно розподіляючи навантаження на розташовану нижче теплоізоляцію, і вирівнює основу під покриття підлоги. Підстильний шар (товщина 50–100 мм) виконують з бетону армованого металевою сіткою. Під ним влаштовують гідроізоляцію з одного шару руберойду. Найбільш поширені такі покриття підлоги: бетонні мозаїчні монолітні (з добавкою в бетон мармурової крихти), з бетонних армованих мозаїчних, шлакосітлових (кристалічне скло) і металевих плит, а також асфальтобетонні.

Підлоги першого та підвального поверхів влаштовують безпосередньо на ґрунті. Конструкція підлог першого поверху в будівлях без підвалів буває різною і залежить від того, який пристрій використано для захисту від промерзання ґрунту під холодильником. Захист ґрунту під холодильником від промерзання спрямований на запобігання його пучення, яке може викликати деформацію підлог і конструкцій будівлі і навіть привести до її руйнування. Механізм такого явища досить простий. При відсутності захисту від промерзання основа холодильника поступово проморожується. З роками глибина промерзання може досягти 15–20 м. Ґрунт при замерзанні спучується, а саме: збільшує свій об'єм, в результаті чого з'являється вертикальна виштовхувальна сила, що впливає на будівлю. Її величина залежить від характеру ґрунту, рівня ґрунтових вод і глибини промерзання. Ґрунт під холодильником промерзає нерівномірно – максимальна глибина промерзання в центрі будівлі. По периметру будівлі глибина промерзання в 4–5 разів менша.

Тому до різних частин будівлі прикладені різні вертикальні сили, що і викликає нерівномірний підйом і руйнування конструкцій.

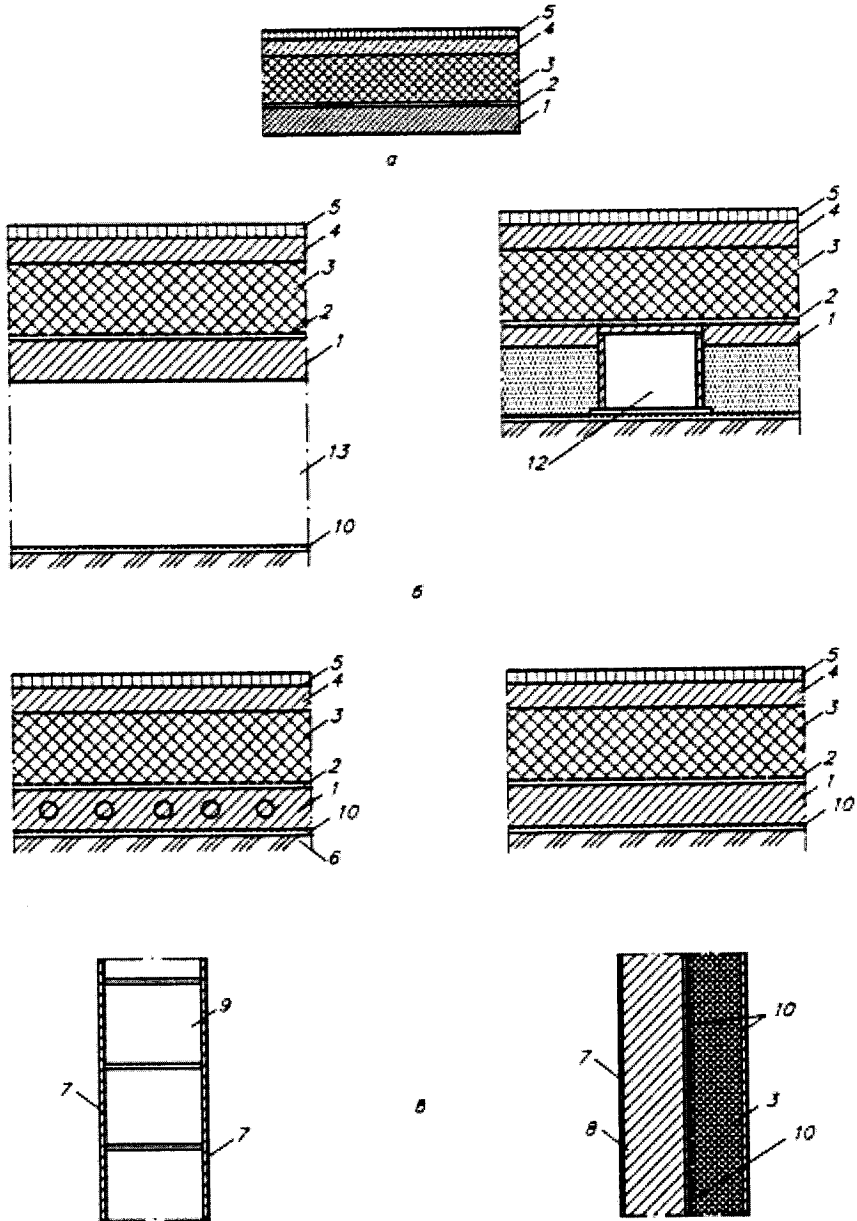


Рис.8.59. Внутрішні огорожувальні конструкції холодильника:
а – міжповерхові перекриття; *б* – підлоги на ґрунті (першого та підвального поверхів); *в* – внутрішні стіни і перегородки; *1* – залізобетонна плита (перекриття); *2* – пароізоляція (гідроізоляція); *3* – теплоізоляція; *4* – бетонна стяжка; *5* – покриття «чистої» підлоги; *6* – ґрунт; *7* – штукатурка; *8* – цегляна кладка; *9* – блоки теплоізоляційних матеріалів; *10* – бетонна підготовка; *11* – арматура або трубопровід системи обігрівання ґрунту; *12* – повітряний канал; *13* – вентилязоване підпілля.

Деформації підлог і конструкцій може викликати промерзання ґрунту навіть на незначну глибину (1 – 1,5 м). Наявність підвального поверху з температурою в його приміщеннях 0 °С і вище запобігає, як вказувалося раніше, промерзанням. При відсутності підвалу захист від промерзання ґрунту в основі холодильника здійснюється шляхом підведення теплоти до його основи, яке забезпечується трьома способами: теплим повітрям, нагрітою рідиною чи електрообігріванням.

Повітряну систему обігрівання ґрунту виконують облаштуванням природно провітрюваного за рахунок вітрового напору підпілля (підлогу холодильника піднімають над ґрунтом на висоту 1 – 1,8 м) або облаштуванням під підлогою повітряних каналів (шанців), по якими влітку вентилятором проганяється тепле зовнішнє, а взимку – підігріте повітря (рис. 8.60).

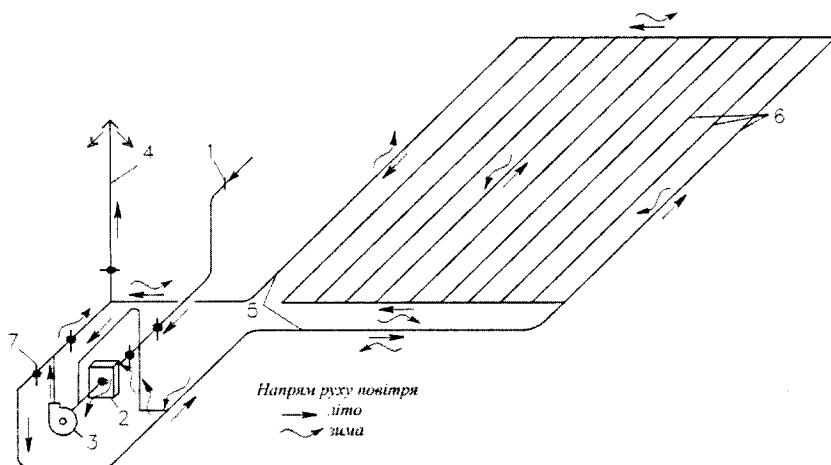


Рис. 8.60. Схема системи повітряного (канального) обігрівання ґрунту основи:

- 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – калорифер для підігрівання повітря;
- 3 – вентилятор; 4 – витяжна шахта; 5 – припливний (витяжний) повітропровід; 6 – повітряні канали (шанці) системи обігрівання ґрунту; 7 – повітряний клапан.

При рідинному обігріванні в залізобетонну плиту основи, розташовану під підлогою, закладають систему трубопроводів, по якій за допомогою насоса циркулює рідина (мастило, етиленгліколь та ін.), що підігрівається в теплообмінниках парою, електроенергією або в результаті утилізації частини теплоти конденсації холодильної установки (рис. 8.61).

Як електронагрівники в системах електричного обігрівання ґрунту використовують арматурний дріт діаметром 6–12 мм, покладений паралельними рядами з кроком 0,5–0,8 м в бетонну плиту основи. До електронагрівника через трансформатор підводить струм частотою 50 Гц зниженої напруги до 36 В (рис. 8.62). При використанні електричного обігрівання особливу увагу приділяють гідроізоляції всієї конструкції підлоги, яку можна виконати, наприклад, у вигляді двох шарів гідроізоли на гарячій бітумній мастиці. У зоні розташування пристроїв для обігрівання ґрунту необхідно підтримувати температуру 2°С.

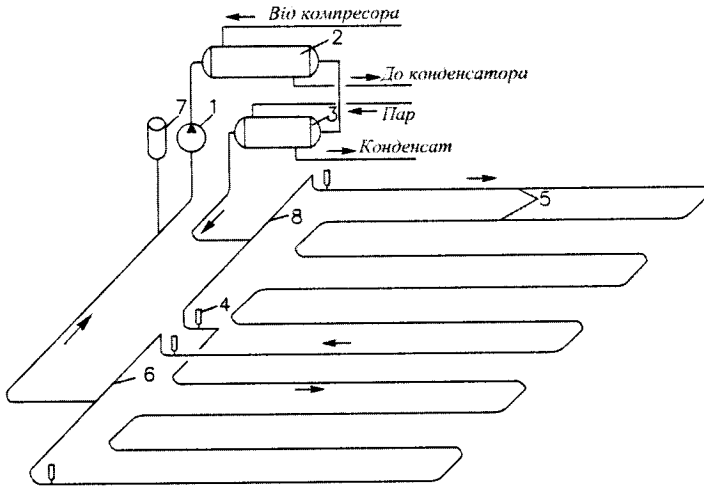


Рис. 8.61. Схема системи рідинного обігрівання ґрунту основи:
 1 – насос; 2 – елементний конденсатор; 3 – паровий теплообмінник;
 4 – термометр; 5 – трубопровід системи обігрівання ґрунту; 6 – колектор повернення теплоносія; 7 – розширювальний бак; 8 – колектор подачі теплоносія.

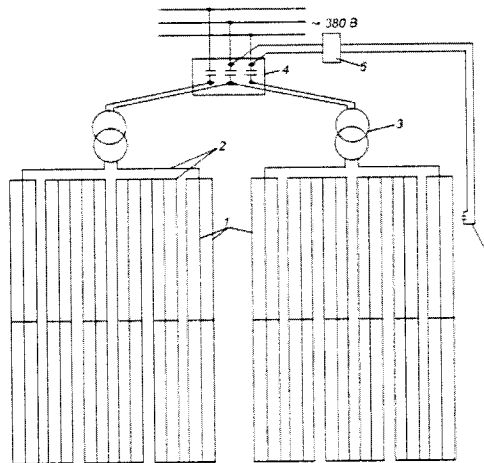


Рис. 8.62. Схема системи електрообігрівання ґрунту основи: а – перша ділянка (камера); б – друга ділянку (камера); 1 – сталеві стрижні (арматурний дріт); 2 – шини струмопровідні; 3 – понижуючий трансформатор; 4 – магнітний пускач; 5 – пакетний вмикач; 6 – регулятор температури.

Внутрішні стіни приміщень відокремлюють охолоджувані камери від внутрішніх коридорів або вестибюлів. Їх виконують з глиняної повнотілої цегли і штукатурять з обох сторін. До їхньої конструкції входить теплоізоляція, яку захищають від зволоження пароізоляцією, що розташовується в конструкції з боку більш, теплого приміщення, а від механічних пошкоджень – штукатуркою. Конструкції всіх стін аналогічні (див. рис. 8.59).

Міжкамерні перегородки споруджують однорідними – з блоків будівельних матеріалів з хорошими теплоізоляційними властивостями

(пінобетон, піноскло, керамзитобетон), або двошаровими – цегляна стіна (бетонні панелі) і ефективна теплова ізоляція (див. рис. 8.59, в) із захистом від зволоження пароізоляцією в разі потреби.

В холодильниках встановлюють спеціальні *ізольовані двері*, коефіцієнт теплопередачі яких не менше $0,41 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ К})$. Такі двері повинні бути досить герметичні, щоб запобігати інфільтрації більш теплого повітря в камери. Це досягається встановленням по контуру примикання дверей до дверної коробки герметизуючих прокладок з пружних матеріалів (губчаста гума) і оснащенням дверей замками натяжної типу. Використовують двері притульні і відкотні. Притульні мають ручне керування, відкотні – механізоване. Притульні двері бувають трьох типів: двостулкові для камер зберігання вантажу в штабелях (ширина 2 м, висота 2,3 м) і камер, оснащених підвісними шляхами (2 x 3,3 м); одностулкові – для службових приміщень (1 x 2 м). Відкотні одностулкові двері (ширина 2 м, висота 2,3 і 3,1 м) мають механізм керування. Теплоізоляція дверей має товщину до 150 мм. Каркас дверей виконують з дерева. З двох сторін двері оббивають оцинкованим сталевим листом. Останніми роками використовують двері виготовлені із сандвіч панелей. Для запобігання примерзання дверей до дверної коробки встановлюють електрообігрівання. Електронагрівальні елементи поміщають під герметизуючу прокладку. Для зменшення припливу теплого повітря в охолоджувані приміщення при відкриванні дверей їх оснащують повітряними завісами або полімерними шторами.

8.5.3.2. Ізоляційні конструкції

Надходження теплоти в приміщення холодильника може бути зменшене якщо в будівельних конструкціях використовувати теплоізоляційні матеріали. Це дозволяє зменшити їхню масу та товщину.

Ефективність ізоляційних конструкцій залежить від теплофізичних властивостей застосовуваних матеріалів, способів їх укладання в конструкцію і якості виконання робіт. Стабільність ефективності ізоляційних конструкцій в часі забезпечується застосуванням довговічних матеріалів, хорошим захистом від механічних пошкоджень і зволоження та правильною технічною експлуатацією. Ізоляційна конструкція включає теплоізоляційні та допоміжні матеріали – елементи кріплення і деталі.

Теплоізоляційні матеріали

До теплоізоляційних матеріалів, що використовуються в холодильному будівництві ставляться дуже високі вимоги. Коефіцієнт теплопровідності основних конструкцій повинен бути в межах $0,03 - 0,05 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$, а об'ємна маса – $30 - 250 \text{ кг} / \text{м}^3$. Матеріали повинні мати мікропористу структуру з об'ємом пор $90 - 98 \%$, бути гідрофобними (погано зволожуватися при контакті з водою), достатню міцність на вигинання (не менше 150 кПа) і стиснення (до 40 кПа), бути морозостійкими (не руйнуватися і мало змінювати свої властивості при багаторазовому заморожуванні і відтаванні), не вражатися гризунами та мікроорганізмами, не мати запахів і не виділяти шкідливих летючих компонентів, бути вогнестійкими або самозатухаючими (не горіти без присутності відкритого полум'я). Теплоізоляційних матеріалів, що мають усі

перераховані властивості не існує. Застосовують матеріали, що володіють комплексом найбільш вигідних властивостей. Але і таких матеріалів небагато.

Теплоізоляційні матеріали класифікують за видом сировини, з якої вони виготовлені: органічні (синтетичного і природного походження), неорганічні і змішані; за формою – плитні, блокові, фасонні та гранульовані; за структурою – волокнисті, пористі, зернисті і шаруваті; за об'ємною масою – особливо легкі (до 100 кг / м^3), легкі (до 350 кг / м^3) і важкі (понад 350 кг / м^3); за способами ізоляційних робіт – штучні, засипні, напилюванні і ті, що заливаються.

До недавнього часу найпоширенішими такі матеріали: жорсткі мінераловатні плити, плити з натуральної пробки, торф'яні плити (теплоізоляційні), блоки та плити пінобетону і піноскла, і гранульовані матеріали – шлак котельний і керамзитовий гравій. У невеликих обсягах використовувалися й інші матеріали – комишит, цементний фіброліт, папероволита ізоляція, міпора, деревно-волокнисті плити.

В кінці 60-х років почали застосовувати органічні матеріали синтетичного походження – пінопласти і поропласти; пінополістирол ПС-1, ПС-4, ПСБ і ПСБ-С; пінополіуретан ППУ-3Н, ППУ-3С; фенольно-резольних пінопласт ФРП-1 і ФРП-2; пінополівінілхлорид ПВХ-1 та ін. З'явилися нові матеріали неорганічного походження – плити на основі перліту і вермікуліту. Технічні характеристики деяких теплоізоляційних матеріалів наведено в таблиці:

Матеріал	Об'ємна маса, кг / м^3	Коеф. теплопровідності, $\text{Вт / (м}\cdot\text{К)}$	Межа міцності на згинання, кПа
Пінополістиро ПСБ-С	25 – 50	0,035 – 0,04	130 – 250
Пінополіуретан ППУ-3С	20 – 80	0,025 – 0,04	70 – 190
Пінополівінілхлорид ПВХ-1	60 – 120	0,04 – 0,055	200 – 350
Екструдований пінополістирол (Styrodur і т.п.)	28 – 45	0,03 – 0,038	250 – 500
Фенольно-резольний пінопласт ФРП-1	40 – 60	0,04 – 0,05	50–150
Мінераловатні плити жорсткі	250 – 300	0,065 – 0,075	110 – 160
Пінобетон	250 – 300	0,115 – 0,130	600 – 800
Перлітогелеві плити	200 – 250	0,065 – 0,07	170 – 200
Перлітоцементні плити	250 – 350	0,075 – 0,085	150 – 200
Асбовермікулітові плити	200 – 250	0,07 – 0,075	180 – 200
Гравій керамзитовий	300 – 500	0,2 – 0,35	–
Перліт спучений	100 – 250	0,06 – 0,08	–

В даний час для облаштування теплоізоляції холодильників застосовують обмежене коло матеріалів, перерахованих нижче.

Жорсткі мінераловатні плити – волокнистий матеріал, що складається з мінеральних волокон, скріплених між собою частинками бітуму. Розмір плит $500 \times 1000 \times 50$ (60) мм. Мінеральні волокна отримують з розплавів кам'яних матеріалів. Залежно від ступеня пресування плит на виробництві отримують матеріал з різною об'ємною масою та іншими показниками.

Пінополістирол ПСБ-С випускають у вигляді плит або фасонних виробів, наприклад напівциліндрів і сегментів, які використовуються для теплоізоляції

холодильних трубопроводів і апаратів. Матеріал виготовляють на основі сировини синтетичного походження. Він має низку цінних властивостей: малої об'ємною масою, високою міцністю, низькою теплопровідністю і паропроникністю, незначним зволоженням при контакті з водою, морозостійкістю – все це робить його одним з кращих матеріалів для низькотемпературної теплоізоляції. Плити випускають різної товщини (30, 40, 50, 60 і 100 мм) і розміром до 1000 x 2000 мм. Матеріал легко обробляється і розпилюється по довжині і товщині.

Пінобетон – подібний до каменю пористий матеріал, що випускається у вигляді плит товщиною 150 мм і блоків перерізом 400 x 400 мм різної об'ємної маси. Його виготовляють на основі цементу. Матеріал паропроникний і легко зволожується.

Плити теплоізоляційні перлітоцементні і перлітогелієві зернистої структури виробляють на основі пористого мінералу – порошку перліту, що змішаний з добавками і сполучною речовиною. Плити випускаються розміром 500 x 1000 x 50 мм. Вони водостійкі, міцні і практично не горять.

Керамзит – зернистий засипний матеріал з максимальним розміром частинок овальної і круглої форми 5 – 50 мм, отримується шляхом формування і випалення глини. Залежно від розміру зерен змінюються його об'ємна маса і коефіцієнт теплопровідності.

Перспективним матеріалом для теплоізоляції холодильників є пінополіуретан (ППУ). Його випускають у вигляді плит і виробів для теплоізоляції трубопроводів. Пінополіуретан дозволяє створювати ізоляційні конструкції з готових плит і виконувати ці конструкції на місці виконання робіт шляхом заливання рідких компонентів матеріалу в порожнину, що ізолюється, наприклад між зовнішнім і внутрішнім огороженням стін. Можливий і метод напилювання вихідних рідких матеріалів на поверхню ізолюваних конструкцій, де вони піняться і тверднуть. Це дозволяє отримувати безшовну одношарову теплоізоляційну конструкцію будь-якої заданої товщини з мінімальною кількістю кріпильних деталей, так як теплоізоляційний шар має високі показники і прекрасне зчеплення (адгезію) з будівельними конструкціями.

Технологія виготовлення пінополіуретану дозволяє заповнювати його пори газами з низькою теплопровідністю (наприклад, хладонами), теплопровідність яких менше, ніж у повітря. Коефіцієнт теплопровідності таких матеріалів може бути доведений до 0,02 Вт/(м·К). Пінополіуретан застосовують для виробництва полегшених панелей типу «сандвіч».

Теплоізоляційні конструкції огорожень (за винятком панелей типу «сандвіч») виконують в процесі спорудження холодильників з плитних або сипучих теплоізоляційних матеріалів. Інші способи теплоізоляції (напилювання на поверхню, заливка в порожнину) поки не поширені. Теплоізоляційні конструкції огорож холодильників за способами укладання і кріплення теплоізоляційних матеріалів можна розділити на дві групи: конструкції вертикальних огорож (зовнішні і внутрішні стіни, перегородки) і конструкції горизонтальних огорож (покриття, перекриття, підлоги).

Теплоізоляційна конструкція *зовнішніх стін* складається з декількох (2–6) шарів плит, закріплених послідовно (шар за шаром) з боку охолодних приміщень до цегляної або бетонної стіни (рис. 8.63).

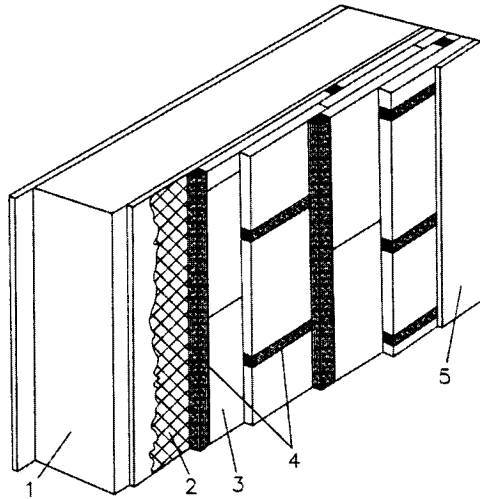


Рис. 8.63. Теплоізоляційна конструкція зовнішньої стіни:

1 – цегляна (бетонна) стіна; 2 – пароізоляція; 3 – теплоізоляція з плит;
4 – дерев'яний каркас; 5 – штукатурка по металевій сітці або облицювання

Плити в суміжних шарах укладені зі зміщенням стиків так, щоб не було наскрізних щілин в теплоізоляційній конструкції. Плити скріплені зі стіною і між собою за допомогою дерев'яного рейкового каркаса і спеціальних клеїв. Перший шар плит наклеюють по пароізоляції до стіни по всій поверхні, інші плити скріплюють між собою точковим або смуговим склеюванням, щоб уникнути утворення суцільного пароізоляційного шару всередині теплоізоляції. Каркас зроблений з вертикальних і горизонтальних рейок (50 x 50 мм), перший ряд яких закріпленний до стіни цвяхами або гвинтами.

До початку монтажу в стіні виконуються елементи для кріплення (корки, анкери, хомути). Наступні ряди рейок кріплять до першого ряду тим же способом. До останнього ряду рейок закріплюють металеву сітку штукатурного шару. Рейки можна встановлювати в кожному шарі плит або через один. Відстань між рейками кратна розмірам плит теплоізоляції (ширина або довжина 1-2 плит). Розташування рейок і відстань між ними залежать від міцності і маси плит теплоізоляції. Так, в конструкціях із використанням жорсткої мінераловатної плити рейки встановлюють в кожному шарі, відстань між ними дорівнює довжині плити – 1 м. При застосуванні пінополістиролу ПСБ-С може бути застосований розріджений рейковий каркас, в якому рейки встановлюють через один шар плит, а відстань між ними збільшено до 1,5 – 2 м.

Покриття може бути виконане з плитних, блокових і засипних матеріалів. Часто теплоізоляцію з плит і блоків комбінують із засипною, що дозволяє створювати необхідний ухил покрівлі. Для теплоізоляції покриття використовують плити пінополістиролу ПСБ-С, жорсткі мінераловатні плити, блоки пінобетону і засипні матеріали – керамзитовий гравій і перлітовий щебінь. Плити та блоки ізоляційних матеріалів укладають без приклеювання і не кріплять до основи – залізобетонних плиток покриття.

Міжповерхові перекриття виконують з плитних теплоізоляційних матеріалів з невеликою об'ємною масою і високою міцністю на стискання. Це

диктується міркуваннями зниження навантаження на перекриття і виключення осідань теплоізоляції під дією корисного навантаження – продуктів, що зберігаються, і механізмів. Найкраще цим вимогам відповідає пінополістирол ПСБ-С з об'ємною масою не нижче 40 кг / м^3 . Плити ізоляційного матеріалу між собою не склеюють і до основи не кріплять.

Підлоги на ґрунті теплоізолюють плитними і засипними матеріалами: пінополістиролом ПСБ-С і керамзитовим гравієм. Використовувати для цієї мети жорсткі мінераловатні плити недоцільно через їх стисливість під навантаженням на 25–30%. Теплоізоляційна конструкція може бути двошаровою (комбінованою з плитної та засипної ізоляції). Плити бажано наклеювати на основу і склеювати між собою бітумною мастикою, наносячи її на поверхню суцільним шаром. По торцях плити теж бажано склеювати бітумною мастикою.

Внутрішні стіни за конструкцією теплоізоляції не відрізняються від зовнішніх стін (див. вище).

Теплоізоляцію *перегородок* між приміщеннями холодильника з однаковими температурами виконують з пінобетонних чи керамзитобетонних блоків. Перегородки між приміщеннями холодильника з різними температурами виконують так само, як зовнішні та внутрішні стіни.

У конструкціях зовнішніх і внутрішніх огорожень передбачають захист теплоізоляції від пошкодження гризунами, загоряння і зволоження в процесі експлуатації будівлі. Гризуни пошкоджують теплоізоляційні конструкції, влаштовуючи в них ходи і нори. Для запобігання цьому в нижній частині стін встановлюють сітки висотою 1 м від підлоги вічком $10 \times 10 \text{ мм}$. Сітка, заводиться в конструкцію підлоги, а на стінах закривається оздоблювальним шаром. При використанні мінеральної пробки сітку від гризунів не ставлять.

Теплоізоляційну конструкцію захищають від загоряння, захищаючи її з обох боків шарами або стінами з негорючих матеріалів. Наприклад, із зовнішнього боку це може бути цегляна або бетонна стіна, з внутрішньої – штукатурка або асбестоцементні листи. Крім того, з метою локалізації загоряння при виникненні пожежі теплоізоляційні конструкції стін, перекриттів і покриття, виконані з горючих або важкогорючих матеріалів, поділяють на окремі відсіки протипожежними поясами. При використанні горючих матеріалів площа теплоізоляційної конструкції в кожному відсіку не повинна перевищувати 500 м^2 , а при використанні тих, що важко горять 1000 м^2 . Протипожежні пояси в зовнішніх стінах розташовують в місцях примикання до них міжповерхових перекриттів і покриття (рис. 8.64). У перекриттях ці пояси споруджують в місцях примикання до них внутрішніх стін і перегородок. Для протипожежних поясів використовують негорючі теплоізоляційні матеріали, які захищаються від зволоження пароізоляцією, що не горить (алюмінієва фольга).

Оптимальна теплоізоляція. Товщина теплоізоляції впливає на величину теплонадходжень у холодильник: чим вона більша тим менші надходження і як наслідок, зменшуються потреби у холодильному обладнанні і витрати на нього, експлуатаційних витрат, втрат продукції від всихання. Однак зростання товщини ізоляції тягне за собою збільшення матеріальних та капітальних витрат на будівництво холодильника. Оптимальна товщина теплоізоляційної конструкції повинна забезпечити найбільш вигідне співвідношення перерахованих витрат і

затрат. Кінцевою завданням розрахунків по оптимізації ізоляційної конструкції є визначення раціональних з економічної і технічної точок зору значень коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій холодильників.

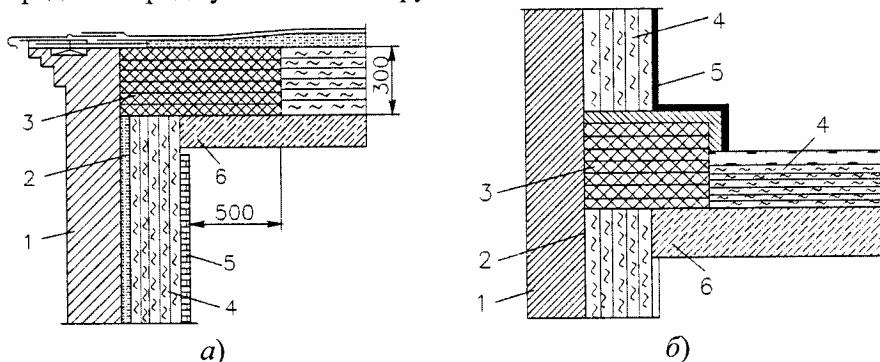


Рис. 8.64. Облаштування протипожежних поясів у будівлях холодильника:

- a* – покриття; *б* – міжповерхове перекриття; 1 – цегляна (бетонна) стіна;
 2 – пароізоляція; 3 – протипожежний пояс з негорючих матеріалів;
 4 – теплоізоляція; 5 – штукатурка (азбоцементні листи);
 6 – залізобетонна плита перекриття

Розрахунок товщини теплоізоляційної конструкції. До виконання розрахунку повинна бути прийнята конструкція огорожі: вибрані будівельні та ізоляційні матеріали, визначені порядок їх розташування в конструкції і товщина всіх шарів огороження, за винятком теплоізоляції. Необхідну товщину теплоізоляційної конструкції огорожень холодильників (в м) визначають за формулою

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} [1/k - (1/\alpha_{вн} + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_z)], \quad (8.103)$$

де δ_{iz} – товщина ізоляції, м; k – рекомендований коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт / (м²·К) (табл. 8.1, 8.2 і 8.3); λ_{iz} , λ_i – теплопровідність ізоляційного (див. вище) та будівельних матеріалів (табл. 8.4), що складають конструкцію огороження, Вт/(м²·К); α_z , $\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження, Вт/(м·К) (табл. 8.5); δ_i – товщина окремих шарів конструкції огороження, м (за винятком шару, що розраховується).

Таблиця 8.1.

Коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін та покрівлі

Середньорічна температура зовнішнього повітря, °С	k, Вт/(м ² ·К), при внутрішній температурі охолоджуваних приміщень, °С				
	-25...-20	-15...-10	-4	0	+4
0 та нижче	0,26/0,24	0,33/0,30	0,47/0,40	0,52/0,44	0,58/0,47
1...8	0,23/0,20	0,28/0,27	0,35/0,33	0,40/0,37	0,51/0,42
9 та вище	0,21/0,20	0,33/0,21	0,28/0,26	0,30/0,29	0,35/0,33

Примітки:

1. В чисельнику наведені значення для зовнішніх стін, а в знаменнику – для покрівлі.
2. Коефіцієнти теплопередачі покриття горіщ збільшуються на 10%.

Таблиця 8.2.

Коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних (коридори, тамбури тощо)

Температура в охолоджуваних приміщеннях, °С	-30	-20	-10	-4	4
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	0,27	0,28	0,32	0,40	0,52

Примітка. Коефіцієнт теплопередачі простінків між камерами зберігання різних вантажів можна приймати рівним 0,58 Вт/(м²·К).

Таблиця 8.3.

Коефіцієнти теплопередачі підлоги холодильника

Внутрішня температура охолоджуваних приміщень, °С	$k_{\text{під}}$, Вт/(м ² ·К)
+4...-4	0,41
-10	0,29
-20...-30	0,21

Таблиця 8.4.

Теплопровідність конструкційних матеріалів огорожень

Матеріал	Теплопровідність, Вт/(м·К)
<i>Гідроізоляційні матеріали</i>	
Бітум нафтовий	0,18
Пергамін та рубероїд	0,14...0,18
Гідроізол	0,25...0,35
<i>Будівельні матеріали</i>	
Бетон	1,0...1,4
Залізобетон	1,4...1,6
Кладка цегляна	0,82
Складний розчин (пісок, вапно, цемент) або штукатурка з нього	0,88...0,93

Таблиця 8.5.

Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь огороження

Поверхні приміщень	α , Вт/(м ² ·К)
Зовнішні поверхні зовнішніх стін та покрівлі	23,3
Зовнішні поверхні покриття горищ	11,6
Внутрішні поверхні приміщень без примусової циркуляції повітря:	
поверхня стін	8,12
поверхня стелі холодної камери при розташуванні над нею більш теплої камери	5,81
Внутрішні поверхні приміщень з циркуляцією повітря:	
помірною	9,28
інтенсивною	10,5

Після розрахунку уточнюють товщину теплоізоляційної конструкції, оскільки її споруджують з елементів стандартних розмірів. Для плитних і блокових матеріалів дійсна товщина визначається кількістю і товщиною використаних плит або блоків. Дійсна товщина ізоляційної конструкції повинна бути більшою від розрахованої. Після уточнення товщини ізоляції проводять перерахунок коефіцієнта теплопередачі огорожі за формулою:

$$k_o = [1/\alpha_o + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_{in}] + \delta_{изд}/\lambda_{изд} \quad (8.104)$$

де $\delta_{изд}$ – прийнята товщина ізоляційного шару, м.

8.5.3.3. Пароізоляції теплоізоляційних конструкцій.

Зволоження теплоізоляційної конструкції. У повітрі завжди міститься певна кількість водяної пари. Його парціальний тиск збільшується з підвищенням відносної вологості і температури повітря. Температура і вологість повітря в більшості випадків по обидва боки огорожень холодильників різні. Тому різні і парціальні тиски водяної пари, що міститься в повітрі. Ця різниця є причиною дифузії водяної пари через огорожі в сторону зниженого парціального тиску. Різниця парціальних тисків водяної пари визначає інтенсивність його дифузного перенесення.

Результатом зволоження теплоізоляційних конструкцій холодильника є збільшення теплонадходжень та порушення температурно-вологісного режиму в охолодних приміщеннях, необхідність встановлення додаткового холодильного обладнання для компенсації теплонадходжень, що збільшилися, збільшення експлуатаційних витрат, збільшення втрат продуктів, руйнування будівельних конструкцій холодильника (якщо температура всередині будівельної конструкції падає нижче 0°C, то волога буде замерзати із збільшенням об'єму).

Виправити ситуацію можливо лише заміною теплової ізоляції, що потребує значних капітальних витрат і потребує зупинки холодильника.

Запобігання конденсації водяної пари і накопичення вологи в огорожах холодильників здійснюється шляхом застосування пароізоляції теплоізоляційних конструкцій, яка є найважливішим елементом конструкції огорожень. Від неї в залежать довговічність холодильника і рівень експлуатаційних витрат. Фізичний сенс пароізоляції полягає в тому, що вона, володіючи великим опором дифузії водяної пари, зменшує надходження пароподібної вологи в теплоізоляційну конструкцію. При цьому в пароізоляційному шарі парціальний тиск водяної пари, що дифундує через огорожу, падає до певного (бажаного) рівня.

Джерелами зволоження теплоізоляційної конструкції окрім водяної пари зовнішнього повітря можуть бути ґрунтова волога, виробнича волога і т. п. Тому необхідно вживати заходів захисту теплоізоляційної конструкції від всіх можливих джерел зволоження.

Пароізоляційні матеріали і покриття. Пароізоляційні покриття розташовуються усередині огорожі і недоступні для проведення оглядів, обстежень та ремонтів. Тому пароізоляційні матеріали повинні бути довговічними і надійно запобігати зволоженню теплоізоляційних конструкцій, незважаючи на багаторазові заморожування, розморожування і інші дії зовнішнього середовища.

Для пароізоляції використовують покрівельні та гідроізоляційні матеріали, які володіють високим опором дифузії водяної пари. Найбільшого поширення знайшли матеріали, що виготовляються на основі застосування нафтового бітуму: мастики і емульсії різного складу, а також рулонні матеріали.

Мастики містять бітум, розчинник, волокнистий і порошок наповнювачі, антисептик і добавки – синтетичні смоли, каучук і ін. в різних співвідношеннях. Розрізняють холодні і гарячі мастики. Холодні застосовують без попереднього розігрівання, гарячі розігрівають до 160-200 °С. Емульсії (дисперсна система, що містить найдрібніші частинки бітуму у воді, емульгатор і добавки – латекси, смоли та ін.) Застосовують при температурі складу 40-70 °С. Мастики і емульсії виготовляють на підприємствах і будмайданчиках. Їх напильюють на поверхню спеціальними установками. Шар мастики можна наносити на армуючу сітку.

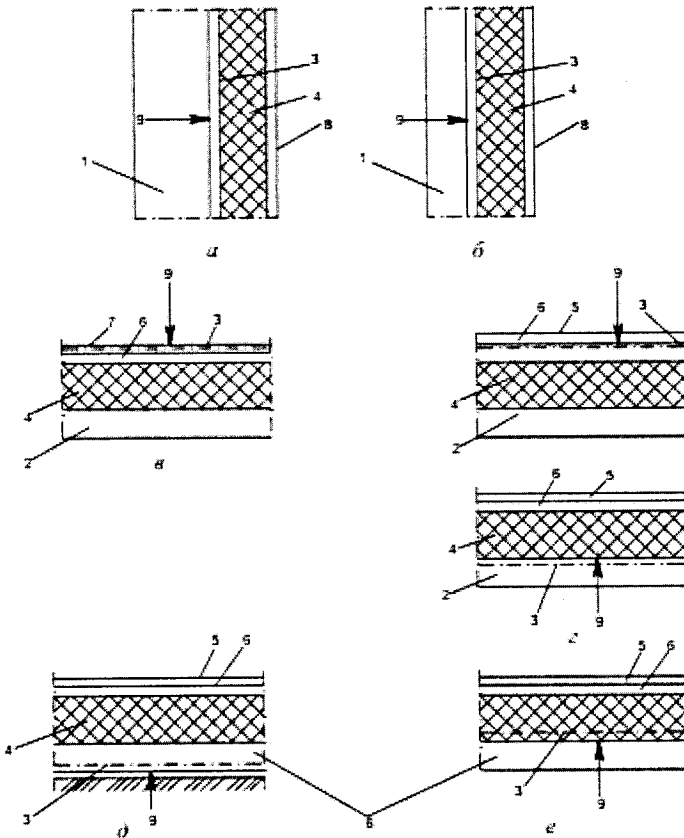


Рис. 8.65. Розташування пароізоляції в огороженні холодильника:

- a* – зовнішні стіни; *б* – внутрішні стіни і перегородки; *в* – покриття;
- г* – міжповерхові перекриття; *д* – підлоги на ґрунті; *е* – підлоги першого поверху від ґрунту (вентильоване підпілля); 1 – цегляна (бетонна) стіна;
- 2 – залізобетонна плита (перекриття); 3 – пароізоляція (гідроізоляція);
- 4 – теплоізоляція; 5 – підлога; 6 – бетонна стяжка; 7 – гідроізоляційний килим;
- 8 – штукатурка (облицювання); 9 – напрям дифузії водяної пари.

Рулонні матеріали (руберойд, ізол-, фольгоізол) мають ширину 1000 мм, довжину (в рулоні) 10 – 20 м, товщину 1,5 – 2,5 мм. Їх наклеюють на гарячих бітумних мастиках з одночасним прикатуванням важкими катками. Доцільна область використання – горизонтальні поверхні.

Пароізоляційні матеріали і покриття вибирають на основі розрахунку необхідного опору паро проникненню за методикою, наведеною в спеціальній літературі.

У сумішених покриттях холодильників роль пароізоляції грає покрівельний гідроізоляційний килим. Якщо покриття розташовано над камерами з нульовими і позитивними температурами, то додатково влаштовують пароізоляцію під теплоізоляційною конструкцією з одного шару руберойду, наклеєного на основу на гарячій бітумній мастиці. У міжповерхових перекриттях пароізоляційні покриття виконують таким же чином, але його розміщення залежить від розташування приміщень з більш високою температурою (рис. 8.65). У конструкціях підлог на ґрунті пароізоляційні покриття розташовують знизу від теплової ізоляції, а в конструкціях підлог першого поверху, зроблених у відриві від ґрунту, її розташування залежить від температури в камерах (див. рис. 8.65). Пароізоляційне покриття в підлогах виконують з двох шарів руберойду на гарячій бітумній мастиці. Перераховані пароізоляційні покриття приймають без розрахунку.

8.5.4. Тепловий баланс приміщень

Для визначення теплових навантажень на компресори та камерне обладнання виконують розрахунок теплонадходжень. Потужність холодильної установки повинна бути достатньою для компенсування всіх теплонадходжень в охолоджувані приміщення.

Період, для якого визначають теплонадходження, називають розрахунковим. Звичайно за розрахунковий приймають період, що відповідає найбільш високій температурі зовнішнього повітря та максимальному надходженню продуктів до камер холодильника.

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (8.105)$$

де Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 – надходження теплоти відповідно: через огорожувальні будівельні конструкції, від продуктів і тари при холодильному обробленні, від вентиляції приміщень, експлуатаційні теплонадходження, теплота, що виділяється продуктами під час дихання, Вт.

Надходження теплоти через будівельні конструкції

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 + Q'''_1, \quad (8.106)$$

де Q'_1, Q''_1, Q'''_1 – надходження теплоти відповідно через стіни, простінки, перекриття і покрівлю, через підлогу та від сонячної радіації.

Перед тим як визначати Q_1 , роблять розрахунок необхідної товщини ізоляції огорожень (зовнішніх стін, простінків, підлоги та покрівлі). Приклади конструкцій зовнішніх стін та покрівлі розглянуто вище.

Величину Q'_1 , визначають за формулою

$$Q'_1 = k_d F (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}}), \text{ Вт}, \quad (8.107)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F – площа поверхні огороження, м^2 ; $t_{\text{зов}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вн}}$ – температура повітря всередині охолоджуваного приміщення, $^{\circ}\text{C}$.

Під час визначення площі поверхні огороження потрібно приймати (див. рис. 8.66):

- довжину зовнішніх стін не кутових приміщень – між осями внутрішніх стін (розмір δ), а кутових приміщень – від зовнішніх поверхонь стін до осей внутрішніх стін (розміри a , δ); довжину внутрішніх стін, перпендикулярних до зовнішніх стін, визначають відстанню між внутрішньою поверхнею зовнішньої стіни та віссю внутрішньої стіни (розміри e);
- висоту стін одноповерхового холодильника, розташованого безпосередньо на ґрунті – від рівня підлоги до верхнього рівня засипки покриття;
- висоту стін одноповерхового холодильника з підвалом – від поверхні стелі підвалу до верхнього рівня засипки покриття;
- довжину та ширину підлоги та стелі – між осями внутрішніх стін чи від внутрішньої поверхні зовнішніх стін до осі внутрішніх стін (розміри δ або δ і e).

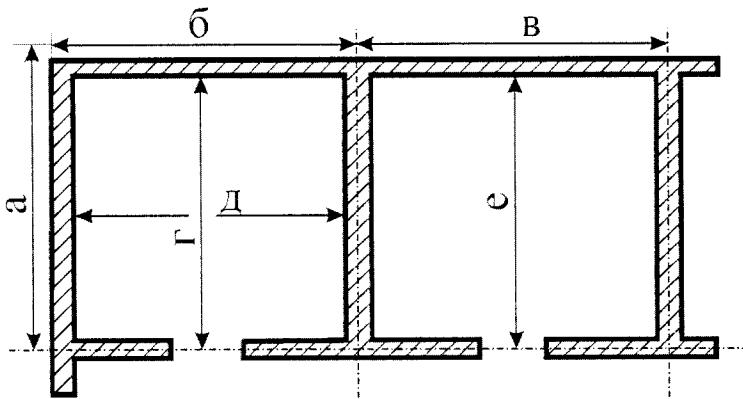


Рис. 8.66. Основні розміри огорожень холодильника для визначення їх площі поверхні

Розрахункові різниці температур ($t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}}$) для внутрішніх огорожень приймають (в % від розрахункової різниці температур): для стін та простінків, що відокремлюють охолоджувані приміщення від неохолоджуваних, які сполучаються із зовнішнім повітрям (тамбури, вестибюлі тощо) – 70 %; для стін та простінків, що відокремлюють охолоджувані приміщення від неохолоджуваних, які не сполучаються із зовнішнім повітрям – 60 %; для перекриття охолоджуваних приміщень, розташованих над неохолоджуваними підвалами, які не мають вікон – 50 %, над підвалами з вікнами – 60 %.

Величину Q''_1 для неізолюваної підлоги, розташованої безпосередньо на ґрунті, визначають за формулою:

$$Q''_1 = \Sigma k_{\text{ум}} F_{\text{зов}} (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}}), \text{ Вт}, \quad (8.108)$$

де k_{y_m} – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги шириною 2 м площею $F_{зov}$, Вт/(м²·К); для зон, розташованих від зовнішніх стін на відстані до 2 м, його приймають рівним 0,47; від 2 до 4 м – 0,23; від 4 до 6 м – 0,12; для решти площі підлоги – 0,07 (рис. 8.67).

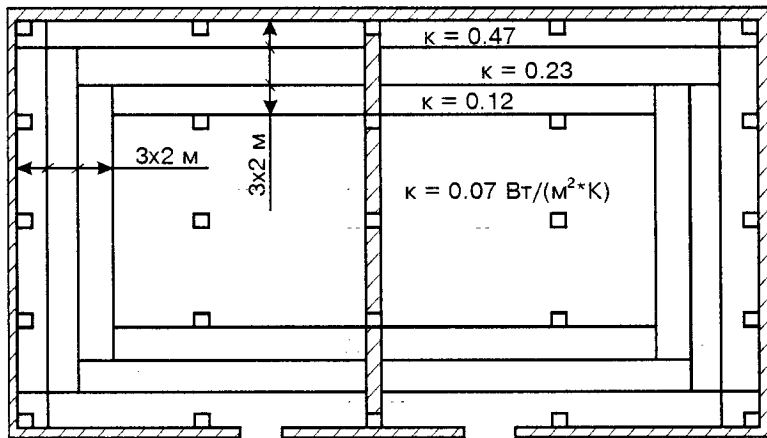


Рис. 8.67. Схема холодильника до розрахунків теплонадходжень через підлогу

Площа підлоги першої двометрової зони, що прилягає до кута зовнішніх стін, враховується двічі, а саме в напрямку двох зовнішніх стін, що складають кут.

Теплонадходження через ізольовану підлогу, розташовану на ґрунті:

$$Q_1'' = \Sigma k_{y_m} F_{зov} (t_{зov} - t_{вн}) m, \text{ Вт}, \quad (8.109)$$

де $m = [1 + 1,25(\delta_1/\lambda_1 + \dots + \delta_n/\lambda_n)]^{-1}$ – коефіцієнт, що враховує відносне збільшення термічного опору підлоги при наявності ізоляції. Тут $\delta_1 \dots \delta_n$ – товщина окремих шарів конструкції підлоги, $\lambda_1 \dots \lambda_n$ – теплопровідність окремих шарів конструкції підлоги, Вт/(м·К).

Теплонадходження через обігрівну підлогу, розташовану на ґрунті:

$$Q_1'' = k_{під} F (t_{ср} - t_{вн}), \text{ Вт}, \quad (8.110)$$

де $k_{під}$ – коефіцієнт теплопередачі підлоги, Вт/(м²·К); $t_{ср}$ – розрахункова температура підлоги над ґрунтом, що має нагрівальні прилади; приймають при електронагріванні рівною 1 °С, за інших способів підігрівання – рівною 3 °С.

Надходження теплоти від сонячного опромінювання Q_1''' розраховують за формулою:

$$Q_1''' = k_d F \theta_c, \text{ Вт}, \quad (8.111)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м²·К); F – площа поверхні огороження, що опромінюється сонцем, м²; θ_c – надлишковий температурний напір, що характеризує дію сонячного опромінення для літнього періоду, °С (табл. 8.6).

Надлишковий температурний напір, що характеризує дію сонячного опромінення

Стіна	Надлишкова різниця температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті, °С									
	ПД			ПДС	ПДЗ	С	З	ПНС	ПНЗ	ПН
	40°	50°	60°	40°..60°						
Бетонна	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6	0
Цегляна	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3	0
Побілена вапном чи із світлою штукатуркою	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0
Покрита штукатуркою темних тонів	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9	0
Облицьована білими глазурованими плитками	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2	0

Примітка. ПД – південна, ПДС – південно-східна, ПДЗ – південно-західна, С – східна, З – західна, ПНС – північно-східна, ПНЗ – північно-західна, ПН – північна.

Для плоскої покрівлі надлишкова різниця температур залежить лише від тону пофарбування. Так, для плоских покрівель без пофарбування (або темних) надлишкова різниця температур, приймається рівною 17,7°С, для пофарбованої в світлі тони – 14,9 °С.

Для покрівель з горищами надлишкову різницю температур, °С приймають залежно від географічної широти: для південних районів – 15, для середньої полоси – 10, для півночі – 5.

Під час розрахунку навантаження на компресор враховують теплоту сонячного опромінення, що надходить через покрівлю та одну із стін холодильника або з найбільшою поверхнею, або несприятливо зорієнтовану (взяти більшу величину). Під час розрахунку теплового навантаження на камерне обладнання Q_1'' визначають для стіни кожної камери, що характеризується найбільшим значенням $k_o \cdot F \cdot \theta_o$ та для покрівлі.

Надходження теплоти від продуктів і тари під час холодильного оброблення

Величину Q_2 визначають як суму двох складових: теплонадходжень від охолоджуваних продуктів та від тари:

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2\text{т}}, \text{ Вт,}$$

$$\text{де } Q_{2\text{пр}} = [m_{\text{пр}}(h_1 - h_2)] / (24 \cdot 3600), \text{ Вт,}$$

$$Q_{2\text{т}} = [m_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{т}1} - t_{\text{т}2})] / (24 \cdot 3600), \text{ Вт,}$$

де $m_{\text{пр}}$ – добове надходження продуктів у камеру, кг/добу; $m_{\text{т}}$ – маса тари, що надходить з продуктами, кг/добу; h_1, h_2 – початкова та кінцева ентальпії продуктів, Дж/кг (табл. 8.7.); $t_{\text{т}1}, t_{\text{т}2}$ – початкова та кінцева температура тари, °С; $c_{\text{т}}$ – теплоємність тари, Дж/(кг·К).

Під час охолодження продуктів у камерах зберігання охолоджених вантажів повинні виконуватись такі умови: добове надходження продуктів не

повинно перевищувати 8 % від місткості камери – для камер зберігання місткістю до 200 т включно, 6 % – для камер місткістю понад 200 т. Щодобове завантаження вершкового масла для холодильного оброблення в камерах зберігання з температурою повітря – 18 °С та нижче не повинно перевищувати: для камер місткістю до 200 т – 6 %; для камер місткістю понад 200 т – 4 % від вантажної місткості камери.

Маса тари становить 10...30 % від маси вантажу. Для випадків зберігання продуктів у специфічній тарі її масу потрібно розраховувати, використовуючи величини відношення маси продуктів нетто та брутто.

Теплоємність тари приймають для матеріалу, з якого вона зроблена, Дж/(кг·К): дерев'яна – 2500, картонна – 1460, скляна – 750, металева – 835.

Таблиця 8.7.

Значення ентальпії деяких харчових продуктів за різних температур, кДж/кг

Температура продукту, °С	Вид продукту															
	Яловичина, птиця	Баранина	Свинина	М'ясні субпродукти	Риба піна	Риба жирна	Яйця	Масло вершкове	Молоко	Простокваша, кефір	Сметана	Сир кисломолочний	Сир твердий	Морозиво вершкове	Виноград, абрикос, вишня	Фрукти та плоди інших видів
-20	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0	-	0,0	0,0	-		0	-	0,0	0	0
-18	4,6	4,6	4,6	5,0	5	5	-	3,8	5,5	-		9,4	-	7,1	7,5	6,7
-15	13,0	12,6	12,2	13,8	14,3	13,3	-	10,1	14,3	-		26,8	-	19,7	20,6	17,2
-12	22,2	21,8	21,4	24,4	24,8	24,4	-	17,6	25,2	-		41,2	-	34,8	36,5	29,8
-10	30,2	29,8	28,9	33,2	33,6	32,7	-	23,5	32,7	-		53,2	-	46,9	49,8	38,5
-8	39,4	38,5	34,8	43,1	43,5	42,3	-	29,3	42,3	-		63,7	1,3	62,4	66,5	51
-5	57,3	55,5	54,4	62,8	64	62,5	-	40,6	62,8	-		85,9	5,5	105,3	116	82,9
-3	75,3	77,0	73,3	87,9	88,4	85,5	227,4	50,5	88,7	-		103	11,3	178,8	202,2	139
-2	98,8	95,8	91,6	109,6	111,6	106,2	230,2	60,4	111,2	-		152	14,3	221,0	229	211
-1	185,5	179,5	170,0	204,0	212,2	199,8	233,8	91,6	184,2	-		192,6	16,7	224,4	232,6	267,9
0	232,2	224,0	211,8	261,0	268,5	249	237	95,0	317,8	0	0	299,1	19,7	227,4	235,8	271,7
1	235,5	227,0	214,7	264,5	269,5	252	240	98,0	322,3	3,2	3,8	302,2	22,7	230,8	239,5	274,3
2	238,2	230,0	217,8	268,3	272,9	256	243,3	101,4	326,8	8	5,9	205,5	25,2	234,0	242,9	274
4	245,5	236,3	224,0	274,3	280,0	262,2	249,8	106,5	334,4	15,9	13	313	31	240,9	250,2	286,7
8	248,2	249,0	235,8	289,2	293,9	277	262,4	121,4	350,7	31,4	29,3	326,9	42,3	254,4	264,5	302
10	264,5	255,3	241,7	296,0	301,0	283	268,7	129,8	358,5	39,4	36,8	334	47,7	264,0	271,8	308,8
12	270,8	261,4	248,2	302,2	308,0	290	274,3	138,6	366,0	47,3	44,4	344,3	53,2	267,9	278,6	317
15	280,4	271,2	256,8	312,8	314,4	300,4	284,4	155,3	378,0	59	55,2	351,5	61,5	277,8	289,6	328
20	296,8	286,7	272,5	330,6	336,6	317,4	300	182,8	398,0	78,6	73,7	369,4	75,7	294,3	307	346,5
25	312,0	301,8	287,7	348,0	353,6	334,4	316,2	204,2	418,0	98,4	95,8	387,2	89,6	311,0	325,5	365,5
30	329,0	314,0	301,8	366,0	371,0	351,5	331,5	221,4	437,0	118	110,6	404,7	103,8	328,0	343	384,8
35	345,0	334,0	317,8	384,0	388	369,0	347,5	240,0	458,0	-	-	-	-	344,6	360,5	403
40	361,0	349,8	332,2	401,0	406	385	362,7	253,6	477,0	-	-	-	-	361,4	378	421

Надходження теплоти від вентиляції

Це теплонадходження розраховують для спеціалізованих холодильників зберігання овочів і фруктів та на підприємствах бродильних виробництв.

Теплонадходження при вентиляції, кВт:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \alpha \rho_{\text{п}}}{24 \cdot 3600} (h_{\text{зов}} - h_{\text{вн}}), \quad (8.111)$$

де $V_{\text{буд}}$ – будівельний об'єм приміщення, що вентилюється, м^3 ; α – число обмінів повітря на добу; $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря за температури і відносної вологості повітря в охолоджуваному приміщенні, знаходяться за h - d діаграмою або за психрометричними таблицями вологого повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; $h_{\text{зов}}$, $h_{\text{вн}}$ – ентальпія відповідно зовнішнього та внутрішнього повітря в камері, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Для цехів пивзаводів кратність вентиляції можна приймати такою: склад хмелю – 1; бродильне відділення – 5; відділення доброджування – 5; експедиції – 2.

Відносну вологість повітря охолоджуваних приміщень пивзаводу можна приймати $\varphi = 70 \dots 80 \%$.

Якщо у виробничих охолоджуваних приміщеннях доводиться працювати відносно великій кількості людей, то в такі приміщення необхідно подавати зовнішнє повітря з розрахунку $20 \text{ м}^3/\text{год}$ на одного працюючого. Теплонадходження від цього повітря, кВт:

$$Q'_3 = 20 n \rho_{\text{п}} (h_{\text{зов}} - h_{\text{вн}}), \quad (8.112)$$

де n – число одночасно працюючих людей у приміщенні.

Надходження теплоти, пов'язане з експлуатацією камери

Величину Q_4 визначають як суму теплонадходжень

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ Вт}, \quad (8.113)$$

де q_1, q_2, q_3, q_4 – надходження теплоти відповідно від освітлення, перебування людей, працюючих електродвигунів та відкривання дверей.

Надходження теплоти від освітлення

$$q_1 = AF, \text{ Вт}, \quad (8.114)$$

де A – кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами на 1 м^2 площі камери, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (для складських приміщень $A = 4 \text{ Вт}/\text{м}^2$, для виробничих – $A = 8 \text{ Вт}/\text{м}^2$); F – площа підлоги камери, м^2 .

Надходження теплоти від перебування людей:

$$q_2 = 350n, \text{ Вт}, \quad (8.115)$$

де 350 – кількість теплоти, яку виділяє один працівник, Вт ; n – кількість людей, що працюють у даному приміщенні (для камер площею до 200 м^2 – $2 \dots 3$, понад 200 м^2 – $3 \dots 4$).

Надходження теплоти від працюючих електродвигунів розраховують:

– при розташуванні електродвигунів вентиляторів, насосів та т.ін. в середині охолоджуваних приміщень:

$$q_3 = 1000 \sum N_e, \text{ Вт}, \quad (8.116)$$

– при розташуванні електродвигунів зовні охолоджуваного контуру:

$$q_3 = 1000 \sum N_e \cdot \eta_e, \text{ Вт}, \quad (8.117)$$

де N_e – потужність електродвигунів, кВт; η_e – ККД електродвигунів.

Під час орієнтовних розрахунків потужність встановлених електродвигунів можна приймати для камер зберігання охолоджених вантажів 1..4 кВт, для камер холодильної обробки – 4... 16 кВт.

Надходження теплоти від відкриття дверей:

$$q_4 = BF, \text{ Вт}, \quad (8.118)$$

де B – питома надходження теплоти від відкриття дверей, Вт/м². Величину B приймають для камер висотою 6 м, рівною: при площі до 50 м² – 17,4 Вт/м²; 50...150 – 9,3; 150 і більше – 7,0; F – площа підлоги, м².

Часто беруть:

$$Q_4 = (0,1 \dots 0,3)(Q_1 + Q_3), \text{ Вт} \quad (8.119)$$

Надходження від "дихання" продуктів рослинного походження

Ці теплонадходження (Q_5) враховують лише в спеціалізованих і розподільчих холодильниках для камер зберігання плодів і овочів.

Теплоту дихання фруктів та овочів визначають за останнім днем завантаження камери:

$$Q_5 = q'_5 \cdot G' + q''_5 \cdot (E - G') \quad (8.120)$$

де q' – питома кількість теплоти, що виділяється плодами та овочами при диханні, під час охолодження, Вт/т (визначають за середньою температурою на початку та в кінці охолодження (табл. 8.8)); G' – добове надходження продуктів, т; q''_5 – питома кількість теплоти, що виділяється плодами та овочами при диханні, під час зберігання, Вт/т (визначають за температурою в камері зберігання (табл. 8.8)); E – місткість камери, т.

Якщо, овочі та фрукти зберігаються у регульованому газовому середовищі (РГС) теплонадходження від дихання становитимуть:

$$Q_5 = (0,3 \div 0,5)q''_5 \cdot E \quad (8.121)$$

Таблиця 8.8.

Питома кількість теплоти, що виділяється плодами й овочами під час дихання, Вт/т

Плоди й овочі	Температура, °C					
	0	2	5	10	15	20
Абрикоси	17	27	50	102	155	199
Банани						
– зелені	-	-	52	98	131	155
– достиглі	-	-	58	116	164	242
Лимони достиглі	9	13	20	33	47	58
Черешня	21	31	47	97	165	219
Апельсини	10	13	19	35	50	69
Персики	19	22	41	92	131	181
Груші						
– ранні	20	28	47	63	160	278
– пізні	10	22	41	56	126	219
Яблука						
– ранні	19	21	31	60	92	121
– пізні	10	14	21	31	58	73

Слива	21	35	65	126	184	233
Часник	22	31	47	71	128	152
Виноград	9	17	24	36	49	78
Диня	20	23	28	43	76	102
Томати	17	20	28	41	87	102
Цибуля	20	28	34	60	116	213
Капуста						
– брюссельська	67	78	135	228	295	520
– цвітна	63	17	88	138	259	402
– білокачанна	33	36	51	121	121	194
– червонокочанна зимова	19	24	24	58	58	116
Картопля	20	22	24	36	36	44
Огірки	20	24	34	121	121	174
Морква	28	34	38	97	97	135

Визначення навантаження на камерне обладнання та компресор

Навантаження на камерне обладнання кожної камери визначають як суму всіх теплонадходжень в цю камеру:

$$Q_{\text{обл}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \text{ Вт} \quad (8.122)$$

При цьому в Q_1 враховуються лише позитивні теплонадходження.

Під час визначення навантаження на компресор:

– теплонадходження Q_1 враховують повністю для розподільних та холодильників для зберігання фруктів; для холодильників м'ясної та рибної промисловості ця величина залежить від температури в камері і враховується у розмірах, %: 80 – при температурі (-20) °С, 60–0°С, 50 – при температурі +5°С;

– теплонадходження Q_2, Q_3 приймають рівним розрахунковому значенню;

– теплонадходження Q_4 враховують у розмірі 50 – 75 % від максимального значення;

– теплонадходження Q_5 враховують повністю.

Холодопродуктивність компресора визначають за формулою

$$Q_0 = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{км}}}{b}, \text{ Вт}, \quad (8.123)$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (в системах безпосереднього охолодження $k = 1,07$, розсільного охолодження $k = 1,12$); $\sum Q_{\text{км}}$ – загальне навантаження на компресор, прийняте з урахуванням вищенаведених міркувань; b – коефіцієнт робочого часу (на великих холодильниках дорівнює 0,9, що відповідає 22 годинам роботи на добу; для малих – 0,5...0,7).

В холодильниках з великим числом камер розрахунок теплонадходжень можна виконувати лише для кількох найбільш характерних камер, а для решти розраховувати за питомими тепловими навантаженнями q_f (вони віднесені до 1 м² площі підлоги), які одержано для характерних камер.

Виконуючи наближенні розрахунки, теплове навантаження на холодильне обладнання можна визначити за укрупненими показниками густини теплового потоку $q_f, \text{ Вт/ м}^2$ (таблиця у прикладі виконання контрольної роботи).

Тоді теплонадходження до камер визначається як добуток густини теплового потоку на площу підлоги приміщень, що охолоджуються.

8.5.5. Схеми холодозабезпечення і засоби охолодження камер

У більшості випадків холодильні установки базуються на парових компресорних холодильних машинах. Схеми холодильних установок крім холодильних машин включають в себе також системи охолодження об'єкта (наприклад, холодильника, рефрижераторного поїзда або судна і т.п.).

Системою охолодження називають ту частину холодильної установки, яка розташована між регулюючим вентиляем і всмоктувальним патрубком холодильної машини (компресора). Вона складається з мережі трубопроводів з запірно-регулюючої арматури, охолоджуючих приладів, апаратів і допоміжного обладнання. Призначення охолодної системи – підтримувати заданий температурно-вологісний режим охолоджуваного об'єкта. Робота системи передбачає розподіл робочого тіла між споживачами холоду на об'єкті і відведення теплоти від них. Відповідно до цього охолоджуючі системи класифікують за способом подачі робочого тіла до споживачів холоду, а також за способом відведення теплоти від них.

За першою ознакою розрізняють системи безпосереднього охолодження (безнасосні та насосні) і системи з проміжним холодоносієм.

За другою ознакою залежно від способу відведення теплоти від споживачів холоду або конструкції охолоджуючих приладів розрізняють системи батарейного (панельного), повітряного, змішаного і контактного охолодження.

При характеристиці системи в її назві відображають обидві розглянутих ознаки, наприклад насосно-циркуляційна система з батарейним охолодженням.

Системи безпосереднього охолодження

У цих системах теплота від об'єктів відводиться безпосередньо холодильним агентом, що протікає в приладах охолодження, що виконують одночасно роль випарника в холодильній машині, який розташовується в охолодному приміщенні. При цьому агрегатний стан холодильного агента в цих приладах змінюється (він кипить).

Безнасосної системи. За способом подачі рідкого холодильного агента в охолодні прилади ці системи поділяються на прямотечійні та з віддільником рідини.

У **прямотечійних системах** рідкий холодильний агент подається у прилади охолодження під дією різниці тисків конденсації і кипіння. Для забезпечення безпечної і стабільної роботи компресора необхідно, щоб в компресор надходила суха або перегріта пара. Для «сухого ходу» компресора пара повинна мати температуру всмоктування $t_{sc} = t_0 + \Delta t_{sc}$. Для аміачних одноступеневих і другого ступеня двоступеневих компресорів приймають $\Delta t_{sc} = 5 \div 10$ °С, для першого ступеня двоступеневих компресорів 10–20°С.

Для забезпечення таких умов необхідно, щоб заповнення рідким холодильним агентом приладів охолодження не перевищував допустимі норми, а кількість холодильного агента, що надходить у них, відповідало тепловому навантаженню Q_0 .

Кількість пари, що утворюється у випарнику (кг/с):

$$q_m = Q_0 / q_0, \quad (8.124)$$

де Q_0 – теплове навантаження, кВт; q_0 – питома масова холодопродуктивність 1 кг холодильного агента, кДж/кг.

При подаванні рідкого холодильного агента в кількості більшій від необхідної у системі відбувається його накопичення, що може призвести до «вологого ходу» компресора і більш тяжких наслідків – гідравлічних ударів. Подавання холодильного агента в меншій кількості призводить до зниження ефективності роботи охолодних приладів (знижується коефіцієнт теплопередачі). У прямотечійних системах необхідно забезпечити подавання рідкого холодильного агента в прилади охолодження лише в кількості, що відповідає тепловому навантаженню. При цьому кратність кратності його циркуляції $n = 1$.

Прямотечійні системи використовують лише на малих холодильних установках, що працюють на хладонах.

На рис. 8.68, а наведена схема такої системи, в якій точне дозування рідкого ХА, що подається в окремі прилади охолодження або групи приладів, відбувається за допомогою терморегулюючого вентиля 1. ТРВ автоматично змінює подавання рідини залежно від ступеня перегрівання пари. Для того, щоб ТРВ працював нормально, його чутливий патрон 2 закріплюють на всмоктувальному трубопроводі на виході пари холодильного агента з приладів охолодження так, щоб забезпечити хороший тепловий контакт.

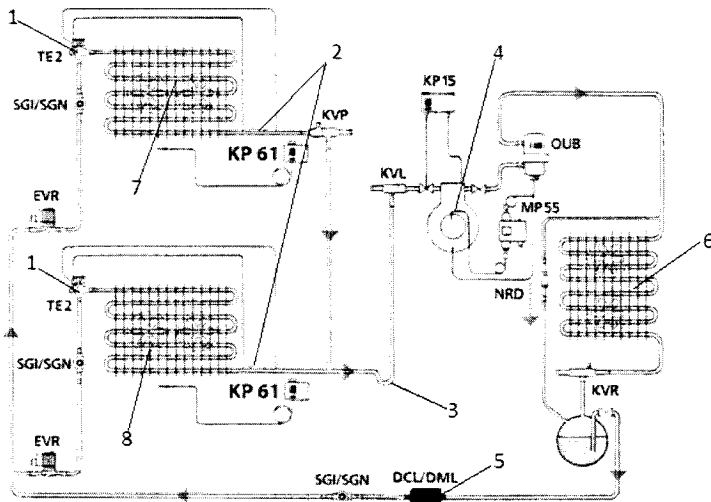


Рис .8.68. Схема прямотечійної системи безпосереднього охолодження хладоном (Danfoss): 1 – терморегулюючий вентиль; 2 – четливий термобалон; 3 – гідрозатвор; 4 – компресор; 5 – фільтр-осушник; 6 – конденсатор; 7 – випарник розташований вище компресора; 8 – випарник розташований нижче компресора; інше: EVR – електророманітний клапан; NRD – зворотний клапан; SGI/SGN – оглядове скло; KVP – регулятор тиску випаровування; KP – термостат; KVR – регулятор тиску конденсації; MP – диференційне реле тиску мастила

Для випарників, у яких ХА кипить всередині труб, застосовують верхнє, нижнє і комбіноване подавання рідини. *Верхнє* подавання є кращим з точки зору повернення мастила з випарної системи у компресор. При цьому всмоктувальний трубопровід монтують з нахилом 1-2 % в сторону компресора, якщо останній розташовано нижче приладів охолодження. При такому подаванні відсутній вплив гідростатичного стовпа рідини на температуру кипіння і досягається менша місткість системи за холодильним агентом.

Нижнє подавання дозволяє забезпечити великі значення коефіцієнта тепловіддачі. Включення до схеми установки регенеративного теплообмінника дозволяє забезпечити перегрівання пари перед компресором на 30 – 35 °С. Якщо компресор розташовується вище приладів охолодження, то на всмоктувальному трубопроводі роблять гідравлічний затвор 3 у вигляді петлі для підйому мастила в компресор. Мастило повністю заповнює затвор і, після перекриття перерізу трубопроводу на ділянці від затвора до компресора, різко знижується тиск. В результаті різниці тисків в трубопроводі до і після затвора мастило, що в ньому накопичилося, викидається в сторону компресора. З огляду на те, що хладони практично нерозчинні в воді, її потрапляння в установку неприпустимо. Волога, яка може бути у невеликій кількості в холодильному агенті, мастила видаляється спеціальним поглиначем у фільтрах-осушниках 5.

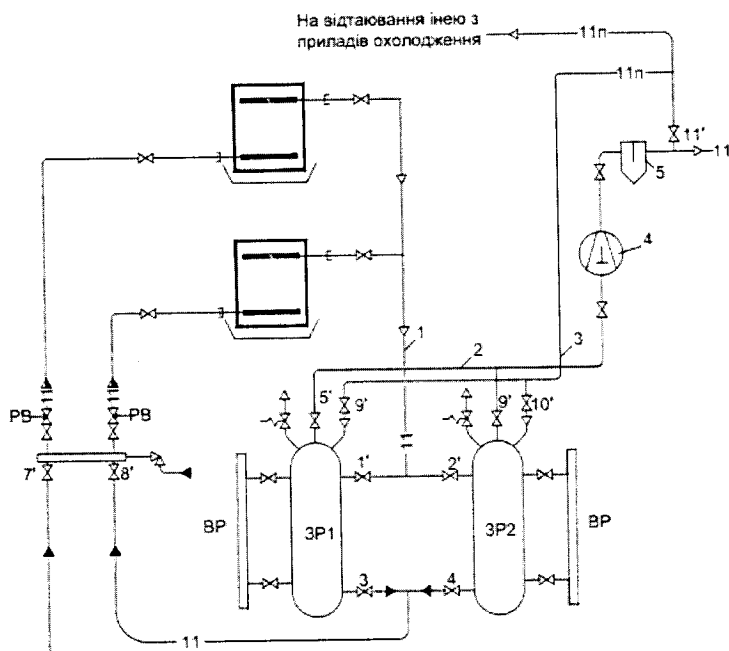


Рис. 8.69 Схема включення захисних ресиверів вертикального типу

Для більшої безпеки в сучасних розгалужених системах на всмоктувальній лінії компресора встановлюють вертикальні, або горизонтальні захисні ресивери великої місткості (рис. 8.69). Вертикальні ресивери виконують

функції віддільника рідини і ресивера. Доцільно встановлювати два захисних ресивера. Вологий пар холодильного агента з приладів охолодження по трубопроводу 1 надходить в один із захисних ресиверів, наприклад ЗР1, через відкритий вентиль 1'. При цьому відповідний вентиль 2' іншого ресивера ЗР2 закритий. У ресивері ЗР1 рідина відділяється від пари і накопичується в нижній його частині. Пара з ресивера по трубопроводу 2 через вентиль 5' надходить до компресора 4, при цьому вентиль 6' закритий. В цей же час рідина, що накопичилася раніше в ресивері ЗР2, видавлюється через вентиль 4' (при закритому вентилі 3') на регулюючу станцію через запірний вентиль 8' при одночасній подачі її в прилади охолодження через відкриті регулюючі вентиля РВ. Для прискорення спорожнення ресивера доцільно закрити вентиль 7' на рідинному трубопроводі 6 від конденсатора. Крім того, по трубопроводу 3 через відкриті вентиля 11' і 10' (вентиль 9' в цей період закритий) в ресивер ЗР2 подається гаряча пара холодильного агента з нагнітальної лінії. Вентиль 11' врізають після мастиловіддільника 5.

Таким чином відбуваються спорожнення ресивера ЗР2 і підготовка його до прийому рідини після наповнення ресивера ЗР1. Контроль за заповненням та випорожненням ресиверів ведуть за допомогою візуальних або автоматичних показників рівня ПР. Ресивер заповнюють не більше як на 60 %, після цього його перемикають на видавлювання, а на відділення рідини включають інший ресивер (попередньо спорожнений). При заповненні ресивера рідиною на 70 % компресор повинен бути зупинений. Установка автоматичних вентилів замість ручних 1'-11' дозволяє автоматизувати перемикання ресиверів.

В системах охолодження з віддільником рідини рідкий холодильний агент подається в прилади охолодження під напором стовпа рідини H_1 (рис. 8.70). У схемі віддільник рідини (ВР) розташовується вище всіх охолоджених приладів, тому її називають схемою з верхнім розташуванням віддільника рідини. На регулювальній станції можна розташовувати порівняно невелика кількість регулюючих вентилів, так як від кожного з них рідким холодильним агентом може житися група камер, в тому числі розташованих на різних поверхах. На відміну від попередніх схем холодильний агент після регулювального вентиля по трубопроводу направляється до віддільника рідини, де рідина відділяється від пари, що утворилася при дроселюванні рідкого холодильного агента в РВ. Суха насичена пара відсмоктується компресором, а рідкий холодильний агент через колектор направляється в прилади охолодження, що розташовуються в охолоджених приміщеннях. Розподіл рідини забезпечується підняттям віддільника рідини вище приладів охолодження, регулюванням ступеня відкриття рідинних вентилів на колекторі і поверхових колекторах, яке здійснюється під час першого налаштування системи. Правильному розподілу рідини по приладах охолодження в цій системі сприяє та обставина, що в подавальних трубопроводах і нижній частині батарей буде однофазне середовище (рідина).

В системах охолодження з ВР кількість холодильного агента, що подається з регулювальної станції в систему в цілому, має відповідати тепловому навантаженню системи. В таких схемах у деякі прилади охолодження може потрапляти більше рідини ніж необхідно. У цьому випадку у ВР поступатиме

волога пара степінь сухості якої $x < 1$. Відділений рідкий холодильний агент повторно надходить у прилади охолодження. Відношення кількості пари, що утворюється в приладах охолодження, до кількості холодильного агента, який до них надходить, називається *кратністю циркуляції*. Збільшення кратності циркуляції сприяє зростанню інтенсивності теплообміну.

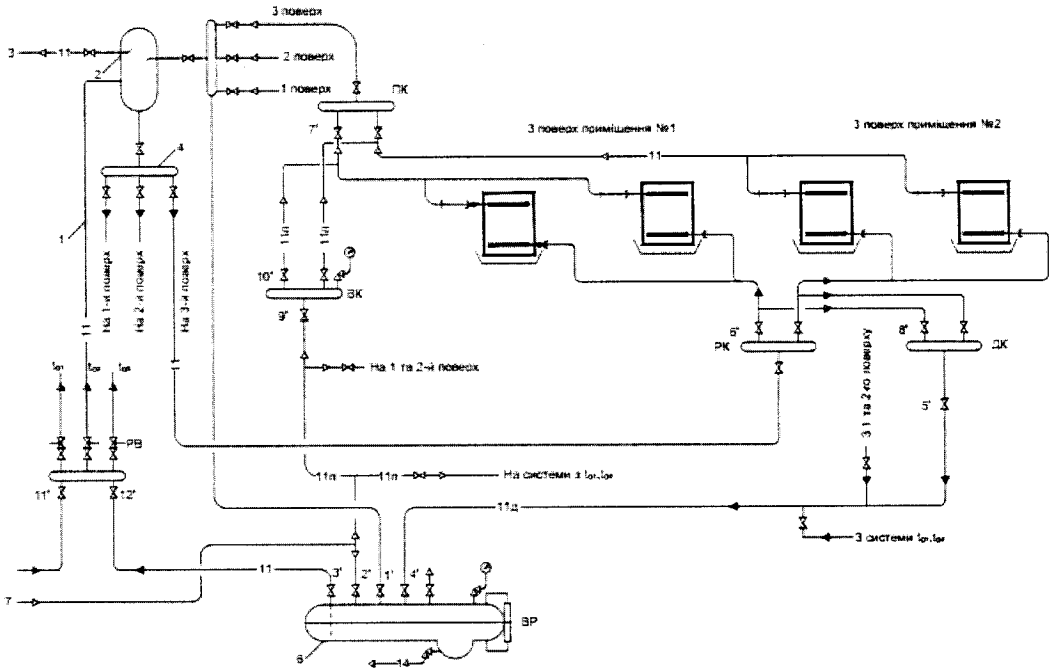


Рис. 8.70Схема системи з верхнім розташуванням віддільника рідини

Недоліки системи: великий вплив гідростатичного стовпа рідини на температуру кипіння, особливо при низьких температурах, що призводить до необхідності знижувати температуру кипіння; складність розподілу рідкого ХА в окремі прилади охолодження в розгалужених системах; можливість виникнення вологого ходу і гідравлічних ударів в компресорі, що обумовлюється циркуляцією вторинної рідини, так як вплив на її циркуляцію прикриттям або закриттям регулюючого вентиля пов'язано з великою інерційністю; велика місткість системи за холодильним агентом.

Насосно-циркуляційні системи. Насосно-циркуляційні системи переважно застосовують на великих холодильних установках. У цих системах рідкий холодильний агент в прилади охолодження подається насосом. Натепер застосовуються в основному прямотечійні системи.

На рис. 8.71 зображена схема прямотечійної системи з нижнім подаванням рідкого холодильного агента в прилади охолодження і вертикальним циркуляційним ресивером. В сучасних схемах більше використовують горизонтальні ресивери. Ресивери виконують одночасно функцію віддільника рідини.

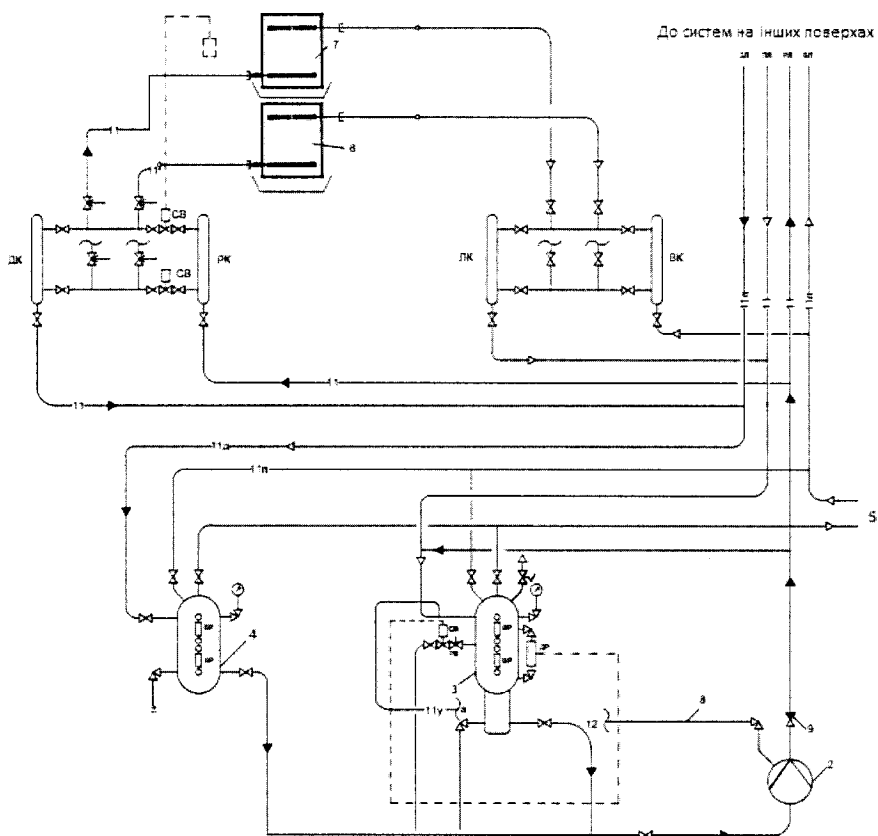


Рис. 8.71. Насосно-циркуляційна схема з нижнім подаванням холодильного агента в прилади охолодження: 1 – трубопровід подавання рідкого ХА від конденсатора чи лінійного ресивера; 2 – насос; 3 – циркуляційний ресивер; 4 – дренажний ресивер; 5 – всмоктувальний трубопровід до компресора; 6 – пристінна батарея; 7 – стельова батарея; 8 – лінія всмоктування пари ХА; 9 – зворотний клапан; 10 – перепускний вентиль.

Рідкий холодильний агент з конденсатора або лінійного ресивера по трубопроводу надходить в циркуляційний ресивер через соленоїдний (СВ) і регулювальний (РВ) вентилі. Пара, що утворюється під час дроселювання відокремлюється в ресивері і засмоктується компресором. Рідкий ХА накопичується в нижній частині ресивера і через стояк в його нижній частині надходить у насос, який подає його по рідинній лінії (РЛ) до приладів охолодження. В багатоповерхових холодильниках на кожному поверсі розташовують рідинні (РК), парові (ПК), дренажні (ДК) та відтайні (ВК) колектори. Рідкий холодильний агент від РЛ подається до РК, звідти розподіляється до споживачів даного поверху. Регулювання температури в охолодному приміщенні двопозиційне. Встановлений на лінії подавання рідини в прилади охолодження СВ припиняє або відновлює подачу рідини в пристінні та стельові батареї таким чином відключаючи чи включаючи їх. Управління СВ здійснюється реле температури, давач (ДТ) якого встановлений в охолодному приміщенні. В результаті підведення теплоти від об'єктів охолодження холодильний агент кипить, його пари по всмоктувальному

трубопроводу через поверховий паровий колектор ПК направляються в загальну парову лінію ПЛ і далі до циркуляційного ресивера. У ресивері суха насичена пара відділяється і всмоктується компресором. Рідина, що надійшла з приладів охолодження разом з вологою парою, стікає в стояк ресивера, забирається насосом і направляється на повторне циркулювання.

Насос підбирають за продуктивністю так, щоб забезпечити в приладах охолодження кратність циркуляції n більше 1. Зазвичай приймають $n = 5 \dots 6$. В цьому випадку в прилади охолодження подається в 5-6 разів більше рідини, ніж необхідно для покриття теплового навантаження. Це спрощує розподіл рідини по приладах, забезпечує в них більш однорідне середовище і збільшує інтенсивність теплообміну з боку холодильного агента.

Циркуляційний ресивер зазвичай встановлюють у машинному відділенні, що спрощує його обслуговування. Важливим є контроль за рівнем рідини в ресивері: низький рівень робить роботу насоса нестійкою, а високий може привести до вологого ходу і гідравлічних ударів у компресорі. Для цього ресивер оснащують візуальними ВР і дистанційними ДВ вказівниками рівня. Останні разом з соленоїдним вентилем СВ підтримують рівень рідини автоматично, а також за необхідності відключають компресор, якщо рівень рідини перевищує допустимий.

Для відтавання снігової шуби з охолоджуючих приладів встановлюють відтайний ВК і дренажний ДК колектори з вентилями, дренажний ресивер, монтують відтайну ВЛ і дренажну ДЛ лінію.

Застосовуються також системи з верхнім подаванням рідини в прилади охолодження. Їх перевагами є: менший вміст системи за холодильним агентом; мала теплова інерційність, що дозволяє більш точно регулювати температуру в охолодних приміщеннях; відсутність впливу гідростатичного стовпа рідини на температуру кипіння; велика ймовірність самопливного видалення мастила з внутрішньої поверхні приладів охолодження в результаті змивання рідким холодильним агентом.

Недоліком системи з верхньою подачею є менша інтенсивність теплообміну в приладах охолодження через гірше змочування периметра труб приладів охолодження порівняно з нижнім подаванням. Розраховуючи місткість системи норми заповнення рідким ХА (аміаком) приймають: для приладів охолодження з верхнім подаванням – для батарей 30 %, для повітроохолодників 50 %, для приладів охолодження з нижнім подаванням – для батарей і повітроохолодників 70 %.

Відтавання снігової шуби. Камерні прилади охолодження працюють в умовах, коли температура їхньої поверхні нижче точки роси, причому температура точки роси найчастіше буває нижче 0°C . Волога, що є в повітрі охолодного приміщення, осідає на зовнішній поверхні приладів охолодження у вигляді інею, утворюючи так звану снігову шубу, що суттєво погіршує теплопередачу адже росте термічний опір, і, по-друге, тому що поперечний прохідний переріз повітряного потоку стає меншим, витрата повітря, що проходить через випарник, падає, в результаті коефіцієнт тепловіддачі також знижується. Для підтримання постійної ефективності поверхні охолодження снігову шубу необхідно регулярно видаляти.

Для очищення зовнішньої поверхні приладів охолодження від снігової шуби, натепер, застосовують тепловий спосіб, який може бути реалізований різним чином. Розглянемо їх.

Відтавання навколишнім повітрям. Відтавання за рахунок циркуляції повітря використовується головним чином у випарниках, температура поверхні яких нижча 0°C , але які працюють в приміщеннях, де температура повітря вища – приблизно 4°C . Управління процесом відтаювання відбувається за допомогою термореле навколишнього середовища тоді як управління компресором – термореле або реле тиску випаровування. Таким чином, компресор зупиняється а вентилятори повітроохолодника продовжують працювати, якщо температура теплообмінної поверхні випарника підніметься вище 0°C , коли шар льоду буде вже утворений. При цьому чим більше температура навколишнього середовища буде наближатися до точки замерзання води, тим довше будуть тривалість відтавання і періоди зупинки компресора. Через це такий спосіб відтавання має обмежене застосування. Найбільш широко він використовується в морозильних установках, які працюють періодично і, наприклад, в тунельних швидко морозильних апаратах. У цих установках запуск вентиляторів проводиться вручну, а їхня зупинка, за необхідності, може відбуватися за командою від термореле, розмішених на випарнику.

Відтавання водою. Відтавання випарника водою може здійснюватися, як правило, дуже швидко (від 10 до 15 хв.), якщо товщина інею не надто велика. Процес відтавання можна ще прискорити, використовуючи гарячу воду з контуру охолодження компресора. У загальному випадку вода струмує по поверхні одного або декількох випарників розподілена на ній за допомогою різного роду зрошувальних пристроїв. Пристрої розподілу води і зрошення випарників повинні бути запроєктовані таким чином, щоб стікання води відбувалося рівномірно по всій сукупності елементів випарника і щоб після закінчення відтавання можна було повністю спорознити всі частини пристрою, в яких циркулювала вода. Щоб уникнути замерзання води в запірних кранах, їх потрібно встановлювати за межами холодильної камери. Трубопровід водопостачання має розташуватися так, щоб після закінчення відтавання він спорознявся.

Відтавання розсолем. В принципі, ця система працює так само, як і попередня, з тією різницею, що вода в ній замінена розсолем або розчином етиленгліколю. Переваги такої системи в тому, що внаслідок досить низької температури замерзання розсолу процедура розморожування може проводитися тільки при зупинених вентиляторах без припинення циркуляції холодоагенту в випарнику. В результаті витрати на регулювання холодильного контуру знижуються. У той же час не можна випускати з уваги витрати на відновлення концентрації розсолу, які досить великі, щоб ними нехтувати. Саме тому дана система широко не використовується.

Відтавання за допомогою електронагрівників. У невеликих і середніх холодильних установках, що працюють на будь-яких ХА, крім аміаку, бажано проводити відтаювання випарників за допомогою електронагрівників. З іншого боку, для аміачних випарників цей тип відтавання використовують рідко. Але навіть у разі випарників з відтаванням гарячими газами електронагрівання використовують для баків з водою, що утворюється при таненні льоду, і майже

завжди для трубопроводів зливання цієї води. Включення системи відтавання випарника, як правило, проводиться годинним механізмом, а її зупинка – за командою термореле випарника. Термореле, давач якого встановлюється між ребрами на вході у випарник повітряного потоку, відключає підігрівання, як тільки температура ребер на декілька градусів стане вище 0 °С.

Щоб уникнути збільшення вологості навколишнього середовища при запуску установки по закінченню розморожування спочатку знижують холодопродуктивність і тільки після деякого часу знову включають вентилятори. Нагрівальні спіралі, як правило, закріплюються на самому випарнику паралельно трубкам, і відстань між ними має бути якомога меншою. Обмежене число нагрівальних елементів великої одиничної потужності призводить до того, що температура поверхні випарника стає досить значною. При цьому зростають втрати теплоти на випромінювання і, як наслідок, може вирости навколишня температура, що вкрай небажано. Крім того, високі значення температури поверхні випарника породжують велику кількість пари, яка, осідаючи на стінах і стелі поблизу випарника, може перетворюватися на крижану кірку.

Відтавання гарячими газами. Спосіб відтавання гарячими парами ХА (гарячими газами) передбачає, що холодильна установка оснащена декількома випарниками, одні з яких можна окремо або спільно відтавати, в той час як інші продовжують працювати (див. рис. 8.72).

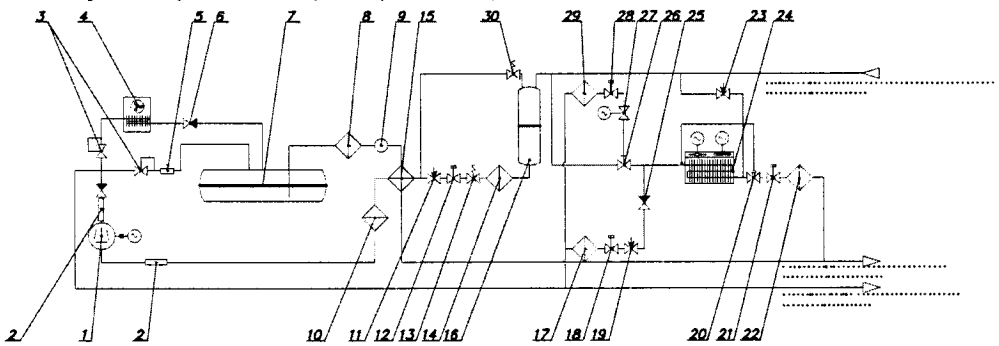


Рис. 8.72. Приклад торгівельної ХУ, що має систему відтавання гарячими газами: 1 – ветиль компресора; 2 – зворотний клапан; 3, 33 – глушник шуму та вібрації; 4, 5 та 6 – регулятори тиску конденсації та їхні манометри; 7 – регулятор подавання гарячих газів, що дозволяє підтримувати; 6 – пристінна батарея; 7 – стельова батарея; 8 – лінія всмоктування пари ХА; 9 – зворотний клапан; 10 – перепускний вентиль; 11 – фільтр універсальний; 12, 30 – оглядове вікно; 13, 20, 27 та 30 – фільтр забруднень; 14 – електромагнітний клапан; 15 – ТРВ; 16 – зворотний клапан; 17, 29 – електроклапан; 18 – регулятор, що керує гарячими газами; 19 – електроклапан з фільтром; 21 – електроклапан подавання гарячих газів; 22 – регулятор витрати; 23 – протитечій ний клапан; 24 – регулятор перепускання; 25 – вказівник рівня; 26 – запобіжні клапани; 28 – регулятор; 31 – теплообмінник; 32 – протитечій ний клапан.

Щоб мати достатню кількість гарячих газів для відтавання, потрібно одночасно розморожувати не більше 1/4 ... 1/3 поверхні випаровування

установки. В установках з розморожуванням гарячим газом завжди існує небезпека занадто сильного падіння навколишньої температури на ділянках, які під час відтавання продовжують працювати, тому необхідно точно визначати такі ділянки. При використанні будь-яких холодильних агентів, крім аміаку, відтавання гарячими газами зазвичай проводиться також для установок, що мають лише один випарник. На рис. 8.73 наведена спрощена принципова схема однієї з таких установок, в якій процедура відтавання забезпечується за допомогою 4-ходового вентиля оборотності циклу, що змінює місцями конденсатор і випарник.



Рис. 8.73. Принципова схема відтавання ХУ, що має один випарник та конденсатор з повітряним охолодженням, гарячими газами за допомогою вентиля оборотності циклу (ХУ працює на аміаку)

На рис. 8.74 наведена схема холодильної установки, що містить кілька випарників. В цій установці, як і в попередньому випадку, використовують 4-х ходові клапани оборотності циклу. Крім того, в ній перекривають трубопровід, який при нормальній роботі обслуговує конденсатор.

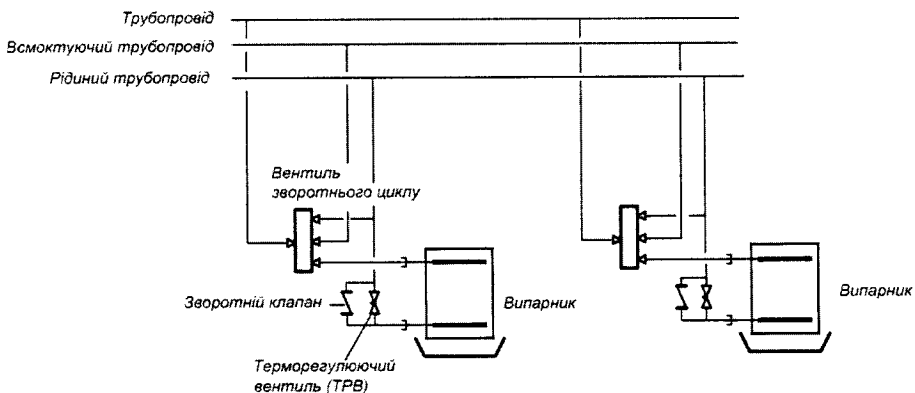


Рис.8.74. Принципова схема відтавання ХУ, що містить декілька випарників та один конденсатор з повітряним охолодженням, гарячими газами за допомогою вентиля зворотності циклу (установка працює на аміаку)

На рис. 8.75 наведена принципова схема ще однієї системи відтавання холодильної установки, що містить три випарника які можуть розморозувати гарячими газами один за іншим. При відтаванні одного з випарників електромагнітні клапани 1 і 2, а також керуючий клапан 4 закриті, тоді як електромагнітний клапан 3 відкритий. При закритому керуючому клапані 4 клапан 5 створює в нагнітальному трубопроводі перепад тиску приблизно 2 бар, що змушує гарячі гази, які прямували в конденсатор, повністю або частково спрямовуватися до того чи іншого випарника для його відтавання. Коли процес відтавання закінчується, рідкий холодоагент, який ще знаходиться в розмороженому випарнику, перед тим, як пройти в компресор, потрапляє в віддільника рідини 6, де затримується, а його пара через калібрований отвір 7 надходить у всмоктувальну магістраль.

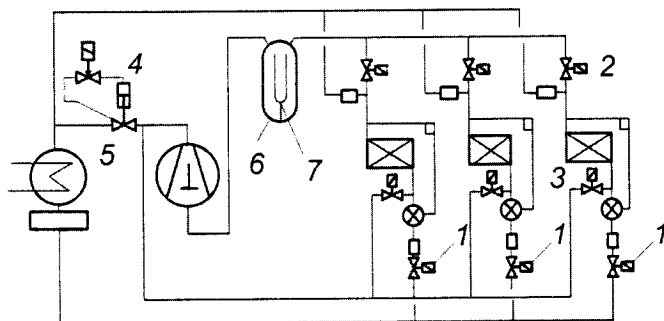


Рис. 8.75. Класична схема відтавання ХУ з випарниками, що обладнані ТРВ

Відтавання гарячими газами батареї для охолодження повітря легко здійснити в установках, обладнаних циркуляційним насосом холодоагенту. На рис. 8.76 показано випарник установки з циркуляційним насосом, обладнаний пристроєм для відтавання гарячими газами, в якому піддон збору талої води також підігрівається гарячими газами. Випарник складається з двох секцій. При роботі в режимі охолодження реле навколишньої температури видає сигнал тільки на керуючий електромагнітний клапан 1, встановлений на рідинному трубопроводі. Основний клапан *H*, який знаходиться на трубопроводі оборотності циклу, в цей час відкрито під дією своєї пружини і закривається під час відтавання, коли відкривається керуючий клапан 2, що пропускає до основного клапана гарячі гази, що нагнітаються компресором.

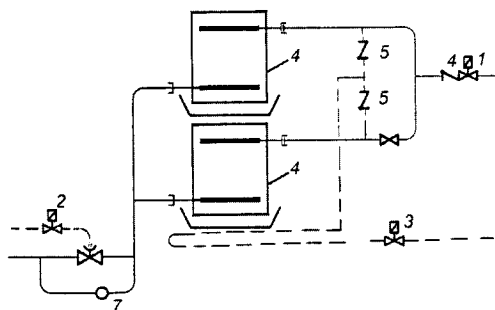


Рис. 8.76. Схема відтавання випарника ХУ з циркуляційним насосом

Зворотний клапан 4 запобігає тому, щоб при відтаванні гарячі гази потрапляли в підвідний трубопровід. Що стосується зворотних клапанів 5 і 6 то вони під час охолодження не дозволяють потоку ХА, який пройшов через ТРВ, безладно циркулювати між частинами випарника по трубопроводу гарячих газів. Холодоагент, що сконденсувався в випарнику під час відтаювання, розширюється в трубопроводі оборотності циклу завдяки поплавковому дроселю високого тиску 7.

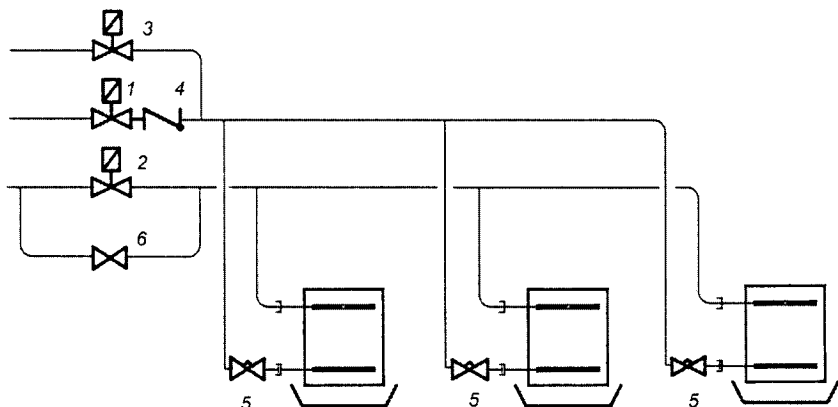


Рис. 8.77. Схема відтавання гарячими газами групи випарників ХУ з циркуляційним насосом

Група випарників холодильної установки з циркуляційним насосом, представлена на рис. 8.77, працює за рахунок незначного впорскування холодоагенту. Тому за допомогою реле навколишньої температури не тільки відкривається і закривається електромагнітний клапан 1 на підвідному трубопроводі, а й функціонує електромагнітний клапан 2 на трубопроводі оборотності циклу. Під час процедури відтавання гарячі гази потрапляють в випарники через електромагнітний клапан 3. Рідина, яка з'являється у випарниках, дроселюється в трубопроводі оборотності циклу під час проходження через регулятор 6, завдання якого полягає в підтримці тиску насичених парів у випарнику на рівні, що відповідає температурі щонайменше від + 5 до + 10 °С. Зворотний клапан 4 запобігає проникненню гарячих газів в рідинну магістраль, в той час як клапани 5 забезпечують рівномірний розподіл рідкого ХА по випарниках. Як і в попередніх прикладах, в разі відтавання випарників гарячими газами процедура відтавання починається, як правило, по команді від часового програмного механізму, а закінчується за сигналом термореле випарника. Впорскування гарячих газів для відтавання випарника може здійснюватися як у верхню його частину, так і в нижню. Коли впорскування проводиться в верхню частину, холодоагент, ще знаходиться в випарнику у вигляді рідини, витісняється звідти тиском гарячих газів. При впорскуванні в нижню частину випарника, рідина яка там знаходиться повинна спочатку бути підігріта. Інакше, за інших рівних умов, впорскування гарячих газів у верхню частину випарника забезпечує дещо менший час відтавання, ніж впорскування у нижню частину, оскільки в останньому випадку, прогрівання поверхні випарника більш рівномірне і підвищення температури менш значне.

Системи охолодження з проміжним теплоносієм

У таких системах теплота від об'єктів відводиться проміжним середовищем – рідким холодоносієм, що протікає в приладах охолодження. При цьому в приладах охолодження він нагрівається на $2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$ без зміни агрегатного стану, а у випарнику, де при температурі t_0 кипить холодильний агент, охолоджується. Циркуляція холодоносія в приладах охолодження відбувається відцентровими насосами.

Залежно від типу застосовуваних випарників і приладів охолодження розрізняють закриті та відкриті системи. У закритій системі застосовують обладнання закритого типу (наприклад, пластинчастий, кожухотрубний або кожухозмієвиковий випарник і трубні прилади охолодження – батареї і сухі охолодники повітря). У відкритих системах застосовують прилади охолодження або випарники відкритого типу.

Закриті системи. Ці системи охолодження найпоширеніші (рис. 8.78). Система називається трьохтрубною в зв'язку з наявністю в схемі трьох напірних трубопроводів: прямого, зворотного, компенсаційного. Щоб всі лінії схеми були напірними, необхідно їх повне заповнення холодоносієм. Це забезпечується встановленням у самій верхній точці системи розширювального бака розширювальної місткості. Подання холодоносія в батареї регулюють засівками.

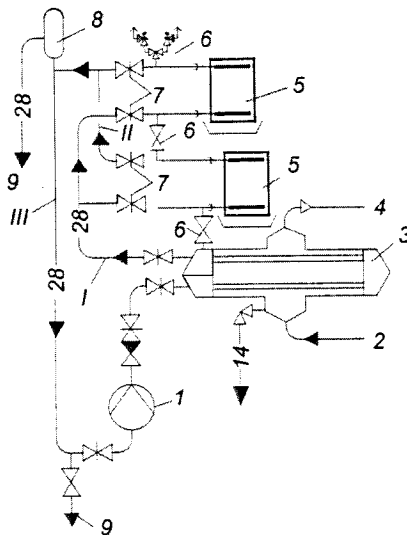


Рис.8.78. Схема закритої системи охолодження холодоносієм:

I – подавальний трубопровід; *II* – зворотний трубопровід; *III* – компенсаційний трубопровід; 1 – насос холодоносія; 2 – подання холодоносія у випарник;

3 – випарник; 4 – вихід пари на компресор; 5 – прилади охолодження; 6 – випускання повітря; 7 – засівки; 8 – розширювальний бак; 9 – зливання холодоносія у накопичувальний бак; 28 – трубопроводи холодоносія

Перевагами системи є порівняно невелика витрата енергії на привід насоса, мала корозія і невелике зменшення концентрації холодоносіїв (розсолів), простота відділення повітря, значна частина якого видаляється через

розширювальний бак. Недоліком закритої системи є небезпека замерзання холодоносія в випарнику, яка може виникнути при недостатньо низькій температурі замерзання холодоносія, або зупинці потоку через випарник (якщо холодоносієм вода) через зупинку насоса, необхідність встановлення розширювального бака у верхній частині системи.

Щоб позбутися частини цих недоліків, останнім часом в таких системах використовують закриті розширювальні баки (з мембраною), що дозволяє встановлювати їх у машинному відділенні. При закритому баку не відбувається розбавлення холодоносія, зовнішнє повітря не потрапляє в систему. Для видалення повітря в таких системах використовують автоматичні повітровіддільники, а для контролю потоку – давачі потоку, які зупиняють компресор і подавання рідкого ХА у випарник.

Відкриті системи. У відкритій системі для охолодження холодоносієм (рис. 8.79) використовуються відкритий випарник і закриті прилади охолодження, що розташовуються на різних поверххах. Охолоджений холодоносієм забирається насосом з випарника і подається в нижню частину приладів охолодження. Тому при зупинці насоса холодоносієм не зливається з приладів охолодження по зливній лінії. Зливанню холодоносія в випарник по нагнітальному трубопроводу перешкоджає зворотний клапан. Повітря із системи видаляється за допомогою вентилів або автоматичних повітровіддільників, встановлених у верхній частині батарей. У зв'язку з великою різницею гідравлічних опорів в різних частинах системи, холодоносієм розподіляють за допомогою засувки. Отеплений холодоносієм стікає по зливному трубопроводу в бак випарника, де охолоджується. У випадку ремонту нагнітальної лінії або приладів охолодження холодоносієм випускають у бак випарника через перепускний вентиль (засувку). Коли виникає потреба звільнити бак випарника холодоносієм видаляють в зливний бак.

Недоліком системи є відкрите для повітря обладнання (прилади охолодження або випарники), через що відзначаються підвищена корозія металу і деконцентрація розсолів, особливо при використанні відкритих приладів охолодження, що потребує додаткових витрат солі на відновлення концентрації. В останньому випадку розсоли добре поглинають вологу з повітря приміщень, що призводить до великого всихання неупакованих продуктів.

До переваг таких систем можна віднести можливість акумулювання холоду, за рахунок намерзання льоду на зовнішній поверхні випарника в періоди, коли вартість електроенергії низька і танення його в період пікового навантаження.

Вибір системи охолодження

Систему охолодження вибирають на підставі техніко-економічного аналізу і зіставлення різних систем за розмірами капітальних і експлуатаційних витрат за умови виконання висунутих до них вимог. Основними з цих вимог є:

- безпека для обслуговуючого персоналу;
- надійний захист компресора від вологого ходу і гідравлічних ударів;
- своєчасність встановлення і надійність підтримки заданого режиму в охолодних об'єктах;

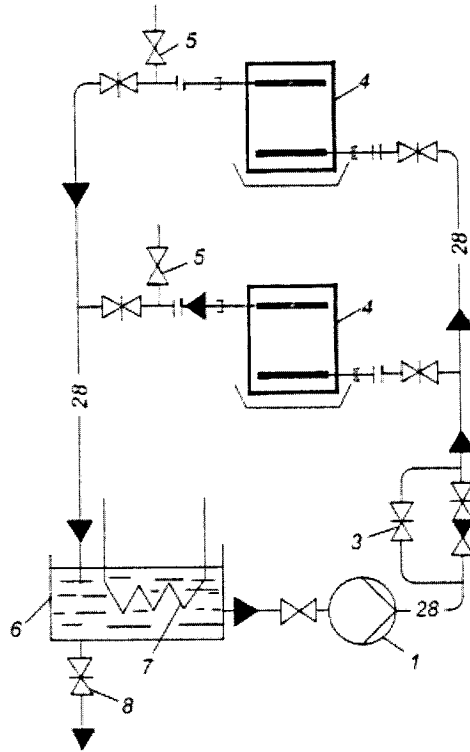


Рис. 8.79. Схема відкритої системи охолодження холодоносієм:
 1 – насос холодоносія; 2 – зворотний клапан; 3 – перепускний вентиль;
 4 – прилади охолодження; 5 – випускання повітря; 6 – бак випарника;
 7 – охолодні секції випарника; 8 – зливання холодоносія у накопичувальний бак.

- задовільні економічні показники;
- можливість різних перемикачів, що забезпечується взаємозамінністю обладнання в разі виходу його з ладу або необхідності ремонту, а також видалення або відсмоктування холодильного агента (наприклад, при аварії);
- забезпечення правильного розподілу холодильного агента по приладах охолодження (відповідно до зміни теплового навантаження і нормами заповнення при можливо меншій місткості системи за холодильним агентом);
- підтримання високої інтенсивності теплообміну на всій поверхні охолодження (забезпечується видаленням снігової шуби, мастила та інших забруднень з поверхні випарників, усуненням впливу тиску стовпа рідкого холодильного агента на температуру кипіння, високою кратністю циркуляції рідини в випарнику);
- наявність засобів автоматизації, що забезпечують контроль, регулювання і захист різних вузлів холодильної установки.

Зазначеним вимогам в більшій мірі відповідає система безпосереднього охолодження. Вона простіша за обладнанням, так як в ній відсутні випарник для охолодження холодоносія і насос для його циркуляції, немає необхідності в

додаткових баках, солеконцентраторах. У зв'язку з меншою металоємністю системи потрібна менша площа машинного відділення. Однак при насосних системах безпосереднього охолодження обладнання ускладнюється.

Системі безпосереднього охолодження характерні менші витрати енергії з наступних причин:

- відсутність проміжного робочого середовища (холодоносія), через що в системі охолодження холодоносієм у випарнику з'являється додаткова різниця температур, що досягає 4...6 °С. Щоб досягти в охолодному приміщенні однакових температур, при системі охолодження холодоносієм доводиться підтримувати температуру кипіння на 4...6°C нижчу, ніж при системі безпосереднього охолодження, що еквівалентно збільшенню питомої витрати електроенергії приблизно на 16–24 % (при t_0 близько -15°C);

- відсутність насоса для циркуляції холодоносія і мішалки, використовуваної в відкритих випарниках систем охолодження холодоносієм.

В системах охолодження холодоносієм використовують найчастіше розсоли і воду, які призводять до корозії обладнання (особливо у відкритих системах). Застосовувані в системі безпосереднього охолодження холодильні агенти не діють на чорні метали і викликають корозію лише деяких кольорових металів.

Однак системи безпосереднього охолодження мають і суттєві недоліки. Серед них найбільш важливий – небезпека виходу холодильного агента в охолодне приміщення у разі порушення герметичності системи. Результатом цього можуть бути ураження людей, псування дорогої продукції. Небезпека зростає в розгалужених системах і при застосуванні отруйних холодильних агентів (особливо аміаку). В силу зазначених причин, якщо у приміщенні знаходиться велика кількість людей, не можна використовувати систему безпосереднього охолодження навіть при застосуванні неагресивних холодильних агентів (театри, штучні ковзанки, тощо). Обмежено використовують системи безпосереднього охолодження і на транспорті, так як через деформацію і вібрації виникає підвищена небезпека порушення їхньої герметичності, особливо в розгалужених системах.

Істотним недоліком системи безпосереднього охолодження є диспропорція між допустимою нормою заповнення приладів охолодження рідким холодильним агентом і дійсним її заповненням, що часто виникає. Ця диспропорція може бути наслідком неправильного розподілу рідини по приладах або різко змінного теплового навантаження. В системах охолодження холодоносієм зазначені причини диспропорції усуваються наступним чином. Подачу холодоносія регулюють різним відкриттям запірної арматури. Зміна теплового навантаження впливає на нагрівання холодоносія. У таких системах холодильний агент подається на невелику кількість випарників, що спрощує його розподіл.

У системах безпосереднього охолодження проявляється негативний вплив гідростатичного стовпа рідкого холодильного агента на температуру кипіння. Тиск, що відповідає температурі кипіння холодильного агента на деякій глибині від його поверхні, становить:

$$p'_0 = p_0 + h\rho_a g, \quad (8.125)$$

де p_0 – тиск кипіння холодильного агента на поверхні; h – глибина від поверхні; ρ_a – густина рідкого холодильного агента; g – прискорення вільного падіння.

Статичний стовп рідини збільшує тиск кипіння і відповідно температуру, що призводить до неможливості підтримання необхідного температурного режиму в приміщеннях, що охолоджуються. Доводиться знижувати температуру кипіння, знижуючи p_0 , що призводить до додаткової витрати електроенергії і зниження холодопродуктивності компресорів.

Недоліками системи безпосереднього охолодження є велика витрата безшовних труб, велика її місткість по холодильному агенту, що збільшує початкові витрати на заповнення системи холодильним агентом і посилює наслідки його виходу в разі порушення герметичності. Останнє збільшує небезпеку при роботі на установках.

В системах охолодження холодоносієм останній нешкідливий, дешевий, спрощується автоматизація.

Способи відведення теплоти від споживачів холоду

Відводити теплоту від охолоджуваних (заморожуються) об'єктів можна шляхом безпосереднього контакту їх з робочим середовищем (холодильним агентом, холодоносієм) або через стінку, що їх розділяє. Перший спосіб називають контактним, другий – безконтактним охолодженням.

Під час контактного відведення теплоти об'єкт занурюється в охолодне середовище або нею зрошується. При цьому охолодне середовище може змінювати свій агрегатний стан (кипіти), якщо застосовують азот, хладони. Теплообмін між об'єктом і охолодним середовищем відбувається конвективним шляхом і характеризується високою інтенсивністю, малою тривалістю процесу, незначною втратою маси продукту, невеликими розмірами обладнання при його великій продуктивності, потребою в малих площах для встановлення обладнання. Недоліком способу є можливість погіршення якості продуктів при безпосередньому контакті з деякими середовищами. Прикладом такого способу є охолодження птиці на переробних підприємствах шляхом занурення у крижану воду.

До систем безконтактного охолодження відносять системи охолодження об'єктів середовищем через стінку, що їх розділяє, а також системи передавання теплоти від охолодних об'єктів до поверхні теплообміну через рухливе проміжне середовище. Проміжним середовищем найчастіше виступає повітря або спеціальне газове середовище. Залежно від інтенсивності циркуляції середовища розрізняють систему батарейного охолодження, повітряну і змішану систему охолодження. При батарейному охолодженні теплота відводиться за допомогою батарей (пристінних, стельових) при цьому швидкість руху повітря поблизу батарей – природна (рис. 8.80).

При повітряному охолодженні теплота відводиться повітроохолодниками (рис. 8.81), а циркуляція повітря примусова в ньому і охолодному приміщенні. Розрізняють системи охолодження з відведенням теплоти, що проникає через зовнішні огороження (див. рис. 8.80, а, б; рис. 8.81, б), всередині камер, і з позакамерним відведенням зовнішніх теплонадходжень (див. рис. 8.80, в; рис. 8.81, б). У першому випадку прилади охолодження встановлюють в камері, в другому – в ній розмішують тільки внутрішньокамерні прилади, а прилади для відведення зовнішніх теплонадходжень встановлюють поза камерою – в продусі, повітронепроникно відокремленому від камери.

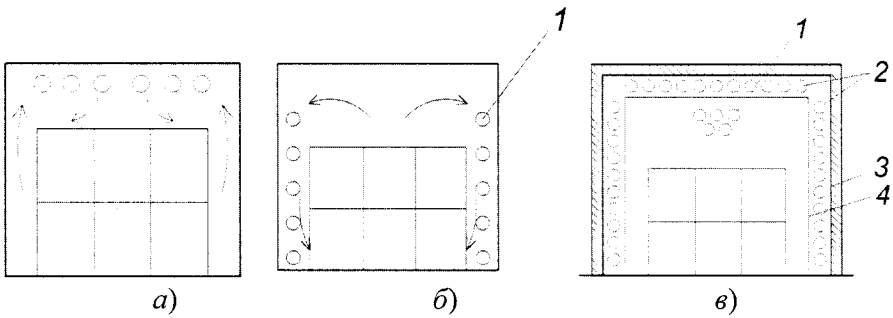


Рис. 8.80. Схема батарейного способу охолодження при камерному (а, б) та позакамерному відведенні зовнішніх теплопротоків (в):

а – стельові батареї; б – пристінні батареї; в – з поза камерним відведенням теплопротоків; 1 – камерні прилади охолодження; 2 – поза камерні прилади охолодження; 3 – продух; 4 – стіна, що відділяє камеру від продуху.

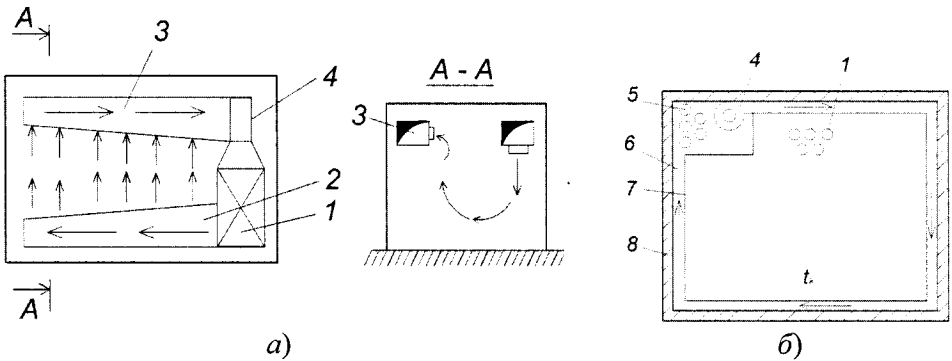


Рис. 8.81. Повітряні системи охолодження з камерним (а) і поза камерним (б) відведенням зовнішніх теплопротоків:

1 – камерні прилади охолодження; 2 – нагнітальний повітрохід; 3 – всмоктувальний повітровід; 4 – вентилятор; 5 – поза камерний прилад охолодження; 6 – продух; 7 – внутрішня стіна; 8 – зовнішня ізольована огорожі.

При контакті з поверхнею продукту повітря нагрівається і зволожується. Результатом такого контакту з поверхнею приладів охолодження є охолодження і осушування повітря. Завдяки процесам тепло- та масообміну змінюється густина повітря в різних частинах камери, що сприяє переміщенню повітря (природній конвекції). При цьому швидкість повітря становить 0,05–0,15 м/с. При повітряному охолодженні повітря переміщується завдяки вентиляторам. Швидкість його може досягати 10 м/с і більше. При змішаній системі охолодження камеру обладнують батареями і повітроохолодниками.

Батарейну систему охолодження застосовують в різних установках. Однак останнім часом її витісняє повітряна система, за винятком камер зберігання неупакованих морожених продуктів. Це викликано наступними недоліками батарейної системи охолодження:

- велика нерівномірність вологості повітря і температури в приміщенні, яка внаслідок слабого руху повітря може досягати в різних точках камери 2–5°C;

- недостатня інтенсивність теплообміну між повітрям і продуктом, що призводить до уповільнення охолодження і заморожування, в зв'язку з чим відзначаються великі втрати маси продукту, потрібна велика виробнича площа для камер холодильного оброблення;

- недостатня інтенсивність теплообміну між повітрям і поверхнею приладів охолодження призводить до необхідності розміщувати в камері прилади охолодження з великою сумарною площею поверхні теплообміну, наслідком чого є підвищена витрата труб, їх велика місткість за холодильним агентом, складність відтавання з них снігової шуби, велика інерційність регулювання температури.

Для поліпшення показників батарейних системи охолодження доцільно розміщувати батареї поблизу джерел теплоти: поряд із зовнішніми стінами, стелею, поблизу дверей, поряд з продуктами, що охолоджуються чи заморожуються (камери з радіаційною системою охолодження).

У повітряних системах охолодження передбачається наявність спеціальної системи організованого розподілу повітря в охолодному приміщенні. Розрізняють системи каналного і безканалного розподілу повітря. При каналній системі в приміщенні розташовують два (див. рис. 8.81) або один (рис. 8.82) канал.

Повітря, охолоджене в повітроохолоднику, подається в нагнітальний канал, який має спеціальні вікна для виходу повітря або сопла прямокутного або круглого перетину. Охолоджене повітря виходить з вікон зі швидкістю 1–2 м/с, а тепле засмоктується у вікна всмоктувального каналу. При одноканальній системі розподілу всмоктувальний канал відсутній і тепле повітря всмоктується через вхідний патрубок вентилятора. Натепер двоканальну систему розподілу повітря використовують рідко. Одноканальну систему застосовують для камер охолодження і заморожування (рис. 8.81, *а*) і для камер зберігання (рис. 8.81, *б*).

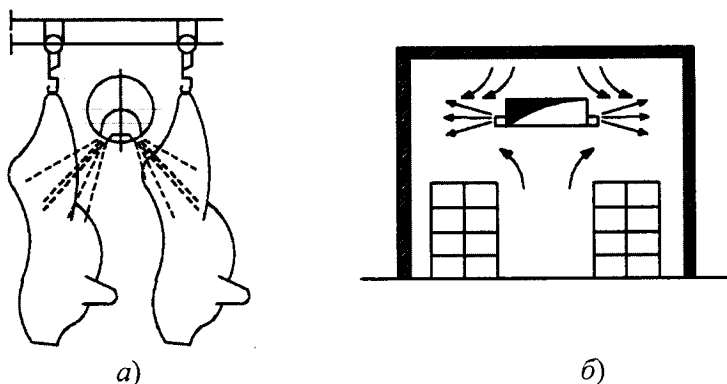


Рис. 8.82. Схема одноканальної системи розподілення повітря:
а – в камерах холодильного оброблення; *б* – в камерах зберігання

У безканалній системі (рис. 8.83) канали відсутні. Тут знаходять застосування такі різновиди систем. При зосередженому подаванні повітря в приміщення (рис. 8.83, *а*) застосовують різні сопла. Із сопла повітря виходить зі

швидкістю 10 – 15 м/с. В результаті змішування з повітрям камери швидкість потоку швидко гаситься. Отоплене повітря всмоктується в нижню частину постаментного повітроохолодника, охолоджується в ньому і вентилятором подається через сопло назад у приміщення. У камерах зберігання широко застосовують компактні повітроохолодники, які підвішують до стелі (рис. 8.83, б), рівномірно розташовані по камері. Можливі варіанти, коли вони встановлюються біля стін або на антресолях, або підвішуються до стелі (рис. 8.832, в).

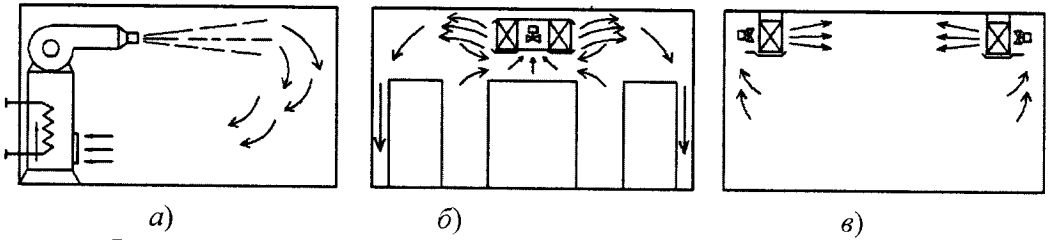


Рис. 8.83. Схема безканалної системи розподілення повітря:
 а – із зосередженим подаванням повітря; б – з підвісними повітроохолодниками; в – з навісними повітроохолодниками: 1 – прилади охолодження; 2 – вентилятор; 3 – сопло.

Недоліками повітряних систем є підвищена витрата електроенергії на привід вентилятора і додаткове теплове навантаження від працюючого вентилятора, а в камерах зберігання неупакованих вантажів – підвищені втрати маси через всихання. Тому в камерах, де немає потреби в інтенсивному провітрюванні штабеля з вантажем, швидкість руху повітря поблизу продукту не повинна перевищувати 0,3 – 0,35 м/с. У той же час в камерах охолодження та заморожування швидкість руху повітря поблизу поверхні продукту з метою інтенсифікації процесів повинна бути не меншою 2 – 6 м/с.

Під час розрахунку систем розподілу повітря визначають об'ємну витрату V_0 ($\text{м}^3/\text{с}$) повітря, яке необхідно подавати в приміщення, щоб відвести теплове навантаження:

$$V_0 = Q_0 / [\rho(h_k - h)10^3], \quad (8.126)$$

де Q_0 – теплове навантаження, Вт; ρ – густина повітря, яке надходить у камеру, $\text{кг}/\text{м}^3$; h_k , h – ентальпія повітря в камері і повітря, яке надходить у камеру, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Нагрівання повітря приймають 2-3 °С в камерах зберігання і 5-10 °С в камерах холодильної обробки.

За величиною витрати повітря вибирають вентилятор необхідної продуктивності з урахуванням певного напору.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

1. *О.С. Тітлов*, Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості: навч. посіб. / *О.С. Тітлов, С.Ф. Горикін*. – Львів: Новий світ 2000, 2011. – 286 с.

2. *А.В. Форсюк*, Теоретичні основи холодильної техніки: курс лекцій для студентів напряму підготовки 6.050604 “Енергомашинобудування” денної та заочної форми навчання./ *А.В. Форсюк*. – К.: НУХТ, 2010. – 182 с.

3. *М.М. Масліков*, Холодильна технологія харчових продуктів: навч. посіб. / *М.М. Масліков*. – К.:НУХТ, 2007. – 335 с.

Додаткова

1. *А.В. Бараненко*, Практикум по холодильним установкам/ *А.В. Бараненко, В.С. Калюнов, Ю.Д. Румянцев*. – СПб: Профессия,2001.–272 с.

2. *Е.С. Курьлев, В.В. Оносовский*, Холодильные установки: учебник / *Е.С. Курьлев, В.В. Оносовский, Ю.Д. Румянцев*. – СПб: Политехника, 2002.– 576 с.

3. Проектування холодильних установок: метод. вказівки для студ. спец. 7.090520/ уклад. *В.І. Гоштовт, Я.І. Засядько, М.М. Масліков*. – К.: НУХТ, 2004. – 24 с. (№6506).

Інформаційні ресурси

1. Навчальна та технічна література:

<http://window.edu.ru/>

<http://www.twirpx.com/>

<http://www.proingener.ru/>

2. Сайт кафедри – <http://teplo55.ho.ua>.

3. Програми з обрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл:

http://energosoftware.info/soft_teplo55.html.

ЗМІСТ

Передмова	3
-----------------	---

Частина 1. Технічна термодинаміка

Розділ 1. Основні поняття і визначення технічної термодинаміки	4
1.1. Термодинамічні параметри стану робочих тіл і зв'язок між ними.....	7
1.2. Рівняння стану ідеальних газів	10
1.3. Термодинамічний процес та його енергетичні характеристики	11
1.4. Основні закони технічної термодинаміки	14
1.5. Теплоємність.....	16
Розділ 2. Термодинамічні цикли	19
2.1. Основні термодинамічні процеси ідеальних газів.....	19
2.2. Другий закон термодинаміки.....	26
2.3. Цикли. Прямий та зворотній цикл Карно	29
2.4. Суміші ідеальних газів, рівняння їх стану	31
Розділ 3. Реальні гази	34
3.1. Властивості реальних газів	34
3.2. Водяна пара. Процеси пароутворення	35
3.3. $h-s$ діаграми водяної пари.....	39
3.4. Вологе повітря та його параметри	42
3.5. $h-d$ діаграма вологого повітря.....	45

Частина 2. Основи теплообміну і теплопередачі

Розділ 4. Теплообмін	49
4.1. Теплова енергія. Джерела енергії.....	49
4.1.1. Основні поняття та визначення	50
4.2. Основні способи перенесення теплової енергії.....	51
4.2.1. Теплопровідність.....	51
4.2.1.1. Теплопровідність плоскої стінки	53
4.2.1.2. Теплопровідність циліндричної стінки	55
4.2.2. Конвективний теплообмін	55
4.2.2.1. Емпіричні формули конвективного теплообміну	57
4.2.2.2. Аналітичні формули конвективного теплообміну.....	59
4.2.2.3. Конвективний теплообмін при кипінні та конденсації	60
4.2.3. Теплове випромінювання.....	63
Розділ 5. Теплопередача.....	66
5.1. Теплопередача крізь плоску однорідну стінку	66
5.2. Теплова ізоляція	68

Розділ 6. Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів (ТОА).....	69
6.1. Типи теплообмінних апаратів. Загальна класифікація ТОА.....	69
6.1.1. Рекуперативні теплообмінні апарати.....	69
6.1.2. Регенеративні теплообмінні апарати.....	70
6.1.3. Змішувальні теплообмінні апарати.....	71
6.2. Види теплових розрахунків теплообмінних апаратів.....	72
6.3. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів рекуперативного типу.....	73
Розділ 7. Енергетичні установки та енергопостачання.....	77
7.1. Паливно-енергетичний комплекс України. Вторинні енергоресурси, їх використання. Відновлювальні джерела енергії.....	77
7.2. Паливо.....	78
7.2.1. Склад і характеристика палива.....	78
7.2.2. Умовне паливо.....	80
7.2.3. Основи теорії горіння органічного палива.....	81
7.3. Котельні установки.....	83
7.3.1. Парові та водогрійні котли.....	83
7.3.2. Основні і допоміжні елементи, системи та пристрої котельних установок.....	84
7.3.3. Тепловий баланс котла, визначення ККД і витрати палива.....	85
7.4. Паротурбінні та газотурбінні установки.....	88
7.5. Двигуни внутрішнього згорання.....	90
7.6. Компресори. Вентилятори.....	93
7.7. Теплові електричні станції (ТЕС).....	96
7.8. Теплоенергопостачання (опалення, вентиляція, гаряче водопостачання) ...	98

Частина 3. Основи виробництва і споживання холоду.

Холодильні технології.

Розділ 8. Холодильні установки. Використання холодильних технологій.....	108
8.1. Роль холоду в харчовій, мікробіологічній та інших галузях промисловості.....	108
8.2. Холодильне оброблення харчових продуктів.....	109
8.2.1. Способи холодильного оброблення.....	109
8.2.2. Охолодні середовища.....	110
8.2.3. Охолодження.....	111
8.2.4. Заморожування та підморожування.....	114
8.2.5. Холодильне зберігання харчових продуктів.....	116
8.2.6. Отеплення та розморожування.....	118
8.3. Типи холодильних установок.....	120
8.4. Фізичні основи і технічні засоби отримання низьких температур.....	121
8.4.1. Фізичні принципи.....	121
8.4.1.1. Термодинамічні процеси та зворотний цикл.....	127
8.4.2. Теоретичні цикли парових компресорних холодильних машин (ПКХМ).....	130

8.4.2.1. Одноступенева компресорна холодильна машина.....	131
8.4.2.2. Багатоступенева компресорна холодильна машина. Причини переходу до багатоступеневого стискання	139
8.4.3. Дійсні цикли ПКХМ.....	147
8.4.4. Робочі речовини та холодоносії.....	156
8.4.5. Компресори	167
8.4.5.1. Розрахунок та вибір холодильних компресорів	168
8.4.6. Теплообмінні апарати і допоміжне обладнання.....	173
8.4.6.1. Конденсатори	173
8.4.6.2. Випарники	176
8.4.6.2.1. Випарники для охолодження рідини	177
8.4.6.2.2. Випарники для охолодження повітря	179
8.5. Охолоджені споруди (холодильники).....	197
8.5.1. Охолоджені споруди. Класифікація	197
8.5.2. Об'ємно-планувальні рішення	201
8.5.3. Будівельні та ізоляційні конструкції холодильників	207
8.5.3.1. Будівельні конструкції	207
8.5.3.2. Ізоляційні конструкції	217
8.5.3.3. Пароізоляції теплоізоляційних конструкцій	224
8.5.4. Тепловий баланс приміщень	226
8.5.5. Схеми холодозабезпечення і засоби охолодження камер	234
Рекомендована література	254

Навчальне видання

**С.М. ВАСИЛЕНКО, В.І. ПАВЕЛКО, А.В. ФОРСЮК, М.М. МАСЛІКОВ,
Н.В. ІВАЩЕНКО, С.В. БАРАНОВСЬКА**

ТЕПЛОХОЛОДОТЕХНІКА

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск *Зарицький В.І.*
Авторська редакція

Підписано до друку 18.09.2018. Формат 70×100¹/₁₆.
Папір офсетний. Друк офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовн. друк. аркушів – 20,96. Обл.-вид. аркушів – 18,73.
Тираж 300.

«Видавництво Ліра-К»
Свідоцтво № 3981, серія ДК.
03115, м. Київ, вул. Ф. Пушиної, 27, оф. 20-22
тел./факс (044) 247-93-37; 228-81-12
Сайт: lira-k.com.ua, редакція: zv_lira@ukr.net

Викладені основні положення технічної термодинаміки та теорії теплообміну, подано відомості про енергетичні установки та використання холодильних установок і технологій в промисловості. Розрахований на студентів вищих технічних навчальних закладів нетеплоенергетичних спеціальностей.

ISBN 978-617-7605-70-5



9 786177 605705

