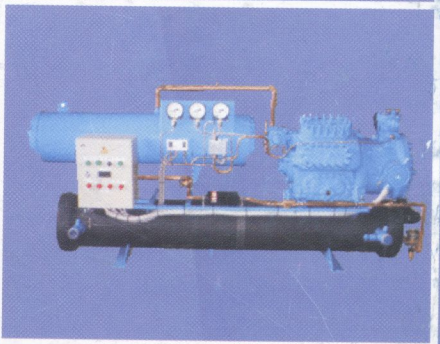
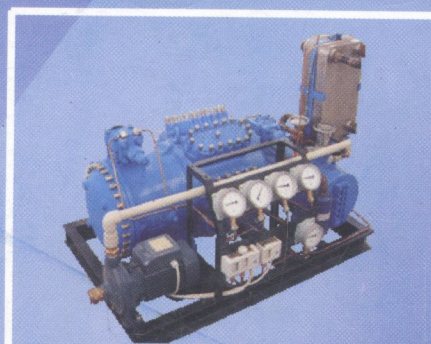


621.56(075)
Т 45

О.С. Тітлов, С.Ф. Горикін

Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості



Навчальний посібник



19

621.56(075)

T45

Серія «Вища освіта в Україні»

О. С. Тітлов, С.Ф. Горикін



621.56(075) T45 2012

Тітлов О.С. Холодильне обладнання підпри

ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Навчальний посібник

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України



Львів
«Новий Світ - 2000»
2012

2128

ББК 3 392: 36.81-5
УДК 621.56:664.013(07)
Т 45

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
(Лист № 1/11-5570 від 04.07.11 р.)*

Рецензенти:

О.К. Гладушніак – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри технологічного обладнання харчових підприємств Одеської національної академії харчових технологій;

О.В. Дорошенко – д-р техн. наук, проф., професор кафедри технічної термодинаміки Одеської державної академії холоду;

М.І. Радченко – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри кондиціонування та рефрижерації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Т 45 **О.С. Тіглов, С.Ф. Горикін**

Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості:
Навчальний посібник – Львів: Новий Світ - 2000, 2012. – 286[2] с.

ISBN 978-966-418-167-6

462 918

У пропонованому підручнику розглянуто цикли, схеми і конструкції холодильних машин і установок, які використовуються при низькотемпературній обробці і зберіганні харчових продуктів і сировини, в об'ємі необхідному для інженера-механіка харчової промисловості. Детально розглянуті питання практичного використання лютучого холоду в інженерній практиці. Наведені останні досягнення в області екологічної безпеки систем холодильної техніки. Розглянуті міжнародні зобов'язання України стосовно використання тільки екологічно чистих робочих речовин (Монреальський та Кіотський протоколи МІХ) і пов'язаних з цим вимушених замін холодильного обладнання. В посібнику розглянуті конструкції і систематизовані нові розробки вітчизняних і зарубіжних фахівців в техніці заморожування харчових продуктів рослинного та тваринного походження (ліній «шокового» заморожування, апарати для заморожування в рідинному азоті та ін.).

Посібник призначений для використання в навчальному процесі під час підготовки бакалаврів кваліфікації інженер-механік переробних і харчових виробництв, а також може бути корисним магістрам, аспірантам, науковим співробітникам і широкому колу спеціалістів, які займаються питаннями переробки і зберігання харчових продуктів.

ISBN 978-966-418-167-6

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

© О.С. Тіглов, С.Ф. Горикін, 2012
© "Новий Світ-2000", 2012

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ГАЛУЗІ ЗАСТОСУВАННЯ І ФІЗИЧНІ ПРИНЦИПИ ОТРИМАННЯ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР	7
1.1. Галузі застосування штучного холоду	7
1.2. Фізичні принципи отримання низьких температур	9
Питання для самоконтролю	13
РОЗДІЛ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖУВАННЯ	14
2.1. Принцип роботи холодильної машини	14
2.2. Робочі речовини холодильних машин	17
2.2.1. Вимоги, які ставляться до холодильних агентів	18
2.2.2. Класифікація, властивості і області застосування холодильних агентів	20
РОЗДІЛ 3. ЦИКЛИ І СХЕМИ КОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	26
3.1. Цикли і схеми газових холодильних машин	26
3.2. Цикли і схеми парових компресорних одноступінчатих холодильних машин	32
3.2.1. Цикл в області вологої пари з детандером	32
Заміна детандера дросельним вентилям	33
Стиснення в області перегрітої пари	35
3.2.2. Принципова схема і цикл аміачної холодильної машини з віддільником рідини	36
3.2.3. Принципова схема і цикл фреонової холодильної машини з РТО	38
3.3. Цикли і схеми холодильних машин з багатоступінчатим стисненням	43
3.3.1. Цикли і схеми двоступінчатих холодильних машин	43
3.4. Низькотемпературна холодильна машина на базі гвинтового компресора	49
3.5. Принципова схема і цикл двокаскадної холодильної машини	51
РОЗДІЛ 4. КОМПРЕСОРИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	55
4.1. Класифікація і маркірування компресорів	55
4.2. Конструкції поршневих компресорів	57
4.3. Об'ємні і енергетичні втрати в компресорі	67

4.4. Холодопродуктивність компресора.....	72
4.5. Інші типи компресорів сучасних холодильних машин.....	77
РОЗДІЛ 5. ТЕПЛОБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ	
МАШИН.....	87
5.1. Конденсатори.....	87
5.1.1. Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів.....	95
5.2. Випарники.....	98
5.2.1. Розрахунок і підбір випарників.....	103
РОЗДІЛ 6. ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ	
МАШИН.....	105
6.1. Аміачні холодильні машини.....	105
6.2. Фреонові холодильні машини.....	115
РОЗДІЛ 7. КІП І АВТОМАТИЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ	
МАШИН.....	118
7.1. Класифікація і маркірування холодильних машин і агрегатів.....	126
РОЗДІЛ 8. ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ	
МАШИНИ.....	130
8.1. Пароежекторні холодильні машини (ПЕХМ).....	130
8.2. Абсорбційні холодильні машини (АХМ).....	135
РОЗДІЛ 9. ХОЛОДИЛЬНИКИ. КЛАСИФІКАЦІЯ, БУДОВА І	
ПЛАНУВАННЯ.....	142
9.1. Будова і планування холодильників.....	143
9.2. Тепло- і гідроізоляція холодильників.....	146
РОЗДІЛ 10. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ	
ХОЛОДИЛЬНИКІВ.....	152
10.1. Визначення будівельної площі холодильника і вибір його плану.....	152
10.2. Розрахунок теплоприпливів в камери холодильника.....	154
РОЗДІЛ 11. СИСТЕМИ ОХОЛОДЖУВАННЯ ХОЛОДИ-	
ЛЬНИКІВ (СОХ).....	159
11.1. Безнасосні системи з безпосереднім кипінням холодильного агента.....	159
11.2. Насосно-циркуляційні системи охолодження.....	162
11.3. Системи з проміжним холодоносієм (розсольні СОХ)....	163

11.4. Камерні прилади охолодження, їх конструкції і методика підбору	165
РОЗДІЛ 12. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ.....	170
12.1. Камери охолодження	170
12.2. Обладнання для охолодження риби і рідких харчових продуктів.....	174
РОЗДІЛ 13. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗАМОРОЖУВАННЯ В ПОВІТРІ	179
13.1. Класифікація і будова камерних морозилок.....	180
13.2. Повітряні морозильні апарати.....	181
13.2.1. Морозильні апарати візкового типу.....	183
13.2.2. Конвеєрні морозильні апарати.....	186
13.2.3. Флюїдизаційні морозильні апарати.....	194
РОЗДІЛ 14. СУЧАСНІ АПАРАТИ ІНТЕНСИВНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ.....	201
14.1. Апарати безконтактного заморожування	201
14.2. Апарати контактного заморожування харчових продуктів.....	212
ЛІТЕРАТУРА.....	219
ДОДАТОК А. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ДІАГРАМИ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ	220
ДОДАТОК Б.....	229
КОМПРЕСОРИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	229
ДОДАТОК В.	
ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	233
ДОДАТОК Г.	
САМОСТІЙНА РОБОТА СТУДЕНТІВ.....	236
ДОДАТОК Д.	
ТЕСТИ.....	248
ДОДАТОК Е.	
РОЗРАХУНОК КАМЕРНОЇ МОРОЗИЛКИ З ІНТЕНСИВНИМ РУХОМ ПОВІТРЯ.....	274

ВСТУП

Холодильне обладнання – це сукупність взаємозв'язаних технічних засобів, призначених для створення, розподілу і використання штучного холоду. При цьому слід розрізняти безпосередньо холодильні системи і холодильне технологічне обладнання.

Холодильні системи – це комплекс холодильного обладнання (один або декілька компресорів, конденсаторів, різного роду випарників, ресиверів і ін.), в якому циркулює холодильний агент, безпосередньо відтворюючий штучний холод. Такі комплекси називають холодильними машинами. З декількох типів холодильних машин, які принципово відрізняються один від одного, в харчовій промисловості використовують виключно парові компресорні холодильні машини.

Холодильне технологічне обладнання призначене для охолодження, заморожування і холодильного зберігання швидкокопсуваних харчових продуктів (ШХП). За характером дії на ШХП розрізняють холодильне технологічне обладнання для охолодження і для заморожування продуктів. Охолодження (пониження температури не нижче криоскопічної), як правило, здійснюється в камерах охолодження (окрім рідких ШХП). Заморожування (пониження температури значно нижче криоскопічної) може здійснюватися або в камерах заморожування (камерних морозилках), або в спеціальних пристроях – швидкоморозильних апаратах.

Навчальний посібник, що пропонується, у жодному випадку не повинен розглядатися студентами як єдине джерело інформації. У ньому автори лише систематизували матеріал з різних підручників, спробували освітити основні тенденції розвитку і останні досягнення холодильної науки і техніки і можливість їх практичного використання на підприємствах харчової промисловості.

У Додатки, крім довідкових матеріалів, необхідних для розрахунку і вибору холодильного обладнання, включений перелік тем, винесених на самостійну роботу, і питання, які використовуються при тестуванні студентів.

Наприкінці наводиться перелік літератури, яка може знадобитися студентам при вивченні курсу, виконанні розрахунково-графічного завдання (РГЗ), завдань на самостійну роботу і успішному складанні модульних завдань.



РОЗДІЛ 1

ГАЛУЗІ ЗАСТОСУВАННЯ І ФІЗИЧНІ ПРИНЦИПИ ОТРИМАННЯ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 1.1. Галузі застосування штучного холоду.
- 1.2. Фізичні принципи отримання низьких температур.

1.1. Галузі застосування штучного холоду

Штучний (машинний) холод широко застосовується в народному господарстві. З його допомогою виявилось можливим досить просто і ефективно регулювати швидкість різних хімічних процесів, сприяти найбільш ефективному їх протіканню.

У харчовій промисловості штучний холод, перш за все, використовується як прекрасний консервант ШХП. На чому ж заснована дія холоду на ШХП? На двох чинниках.

По-перше, в умовах низьких температур сповільнюється швидкість хімічних реакцій деградації цінних поживних речовин в ШХП і тим самим сповільнюється їх “біохімічне псування”.

По-друге, низькі температури уповільнюють (а іноді і зовсім припиняють) життєву активність мікроорганізмів, тобто запобігають “мікробіальному” псуванню ШХП.

З тих часів, як людство усвідомило, що холодильне зберігання ШХП є найбільш ефективним способом збереження їх високих харчових якостей (а це кінець минулого – початок нинішнього століття), у всіх індустріально розвинених країнах почалося інтенсивне будівництво спеціалізованих підприємств – холодильників, призначених для накопичення у великих масштабах і тривалого зберігання запасів ШХП.

Продукція в камерах таких холодильників може зберігатися в охолодженому, або замороженому стані. Охолодження ШХП – це зниження температури не нижче криоскопічної (зазвичай до 0...4 °С). Заморожування – значніше зниження температур, істотно нижче криоскопічної (в даний час це мінус 18 ... мінус 25 °С).

Проте невірно думати, що штучний холод в харчовій промисловості використовується тільки для збільшення термінів зберігання ШХП. В даний час холод – могутній чинник технологічної дії на ШХП. Відомо, що за допомогою штучного холоду вдається, наприклад, успішно “освітлювати” соки і вина, проводити високоякісне “дозрівання” м'яса і сирів, сушити зерно, очищати від шкірки ядерець гречки і ін.

Дуже емним споживачем штучного холоду є **хімічна промисловість**. На різних стадіях технологічних процесів отримання азотної кислоти, синтезу аміаку, виробництва етилену, каучуку, хімічних волокон широко використовується штучний холод. У багатьох хімічних реакторах регулювання швидкості хімічної реакції здійснюється за допомогою штучного холоду. У **нафтовій і газовій промисловості** холод використовують для очищення, розділення і зріджування різних компонентів і фракцій. Існують спеціалізовані виробництва для очищення змащувальних мастил від парафінів, розділення ксилолів, зріджування і очищення газів. У **металургії і машинобудуванні** штучний холод використовується для низькотемпературного гартування і старіння металів і сплавів, надточної обробки металів, гнуття труб; у **будівельній техніці** – для боротьби з підземними водами, поліпшення структури бетону; у **медицині** – для зберігання крові і створення банку органів для трансплантації. Останніми роками бурхливо розвивається **кріохірургія**. У Одеській державній академії холоду (ОДАХ) свого часу були створені унікальні кріоінструменти, у тому числі і для мікрохірургії ока і головного мозку. Безперечною перевагою кріохірургії є більш успішна боротьба з внутрішніми кровотечами і розривами.

Особливо потрібно сказати про **кондиціонування повітря**. Комфортні системи призначені для створення комфортних умов у житлових і громадських будівлях. У таких установках – автономних і централізованих – працюють десятки мільйонів холодильних машин, особливо в країнах з жарким кліматом. Але в даний час все частіше при будівництві житлових і громадських будівель в індустріально розвинених країнах використовуються цілорічні системи кондиціонування повітря, коли та ж сама холодильна машина влітку використовується для охолодження повітря в приміщеннях, а взимку – для його підігріву (у режимі теплового насоса).

Відзначимо також, що системами кондиціонування повітря, як правило, забезпечені всі споруди культурного і спортивного призначення, пасажирський і вантажний транспорт, великотоннажні автомобілі, підйомні крани, тощо.

Окрім комфортного, існує технологічне кондиціонування повітря. Такі системи забезпечують оптимальні кліматичні умови для протікання того або іншого технологічного процесу. До недавнього часу всі обчислювальні центри були забезпечені потужними кондиціонерами, оскільки ЕОМ, особливо лампові, не могли працювати без інтенсивного охолодження.

На Одеському заводі прецизійного машинобудування вже багато років величезні цехи забезпечені кондиціонерами, які весь час підтри-

мують у всьому об'ємі цеху температуру $19 \pm 0,5$ °С. Це зроблено для виключення впливу коливань температури навколишнього повітря на точність механічної обробки деталей.

Існують і інші випадки використання штучного холоду.

1.2. Фізичні принципи отримання низьких температур

Діапазон низьких температур, який використовується в різних галузях народного господарства, дуже широкий – від температур навколишнього середовища до температур, близьких до абсолютного нуля. Тому холод умовно підрозділяють на область помірних (до 200 К), низьких (до 120 К) і криогенних (нижче 120 К) температур. У харчовій промисловості, як правило, в даний час використовують помірний холод при температурах мінус 45 ... мінус 40 °С і вище.

Для отримання низьких температур використовують фізичні процеси, які супроводжуються поглинанням теплоти і зниженням температури. Таких процесів може бути декілька: фазові переходи речовини (плавлення, кипіння, сублімація), адиабатичне розширення газу з віддачею корисної зовнішньої роботи, дроселювання (ефект Джоуля-Томпсона), вихровий ефект (ефект Ранка-Хільша), термоелектричний ефект (ефект Пельтьє) і деякі інші. Розглянемо їх детальніше.

Фазові переходи речовин. Всі речовини, залежно від параметрів стану, при яких вони знаходяться, можуть перебувати в трьох агрегатних станах: твердому, рідкому і газоподібному (тут і надалі ми не розглядатимемо четвертий стан речовини – плазму). Перехід речовини з одного агрегатного стану в інший називають фазовим переходом. Всі фазові переходи супроводжуються відповідними тепловими ефектами. Так, процес 1, 2 (рис. 1.1) називають плавленням, 3, 4 – кипінням (випаровуванням), 5, 6 – сублімацією. Ці процеси супроводжуються під-

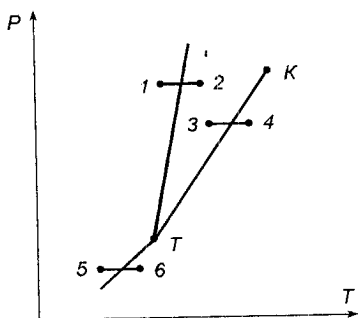


Рис. 1.1.

веденням до речовини теплот плавлення, кипіння і сублімації, відповідно. Для здійснення протилежних за напрямом процесів – тверднення, конденсації, кристалізації – від речовини необхідно відвести таку ж кількість теплоти.

Перераховані процеси фазових переходів використовуються на практиці з метою охолодження (так зване безмашинне охолодження).

Відомо, що при охолодженні

і реалізації в торгівлі риби широко застосовують дрібнокусковий водяний лід, для локального охолодження забитої ділянки тіла людини в медицині використовують, наприклад, випаровування етилового ефіру, при реалізації морозива ще донедавна використовували «сухий лід» – сублімуючий двоокис вуглецю.

Тут важливо пригадати, що, згідно правила співіснуючих фаз Гіббса, фазові переходи індивідуальних речовин протікають при двох постійних параметрах стану – температурі (T) і тиску (P) (наприклад, кипіння води при атмосферному тиску протікає при температурі $100\text{ }^\circ\text{C}$, а якщо змінити тиск, зміниться і температура кипіння). Отже, за допомогою фазових переходів речовини можна отримати певний інтервал постійних, а вибираючи речовини з необхідними властивостями – і будь-яку з низьких температур. Ця обставина широко використовується в парових холодильних машинах.

Адіабатичне розширення газу. Якщо деяку кількість газу, при початкових параметрах t_1, P_1 , змусити адіабатично розширюватися в будь-якій розширювальній машині – детандері (наприклад, в циліндрі з рухомим поршнем) до стану t_2, P_2 , то температура t_2 завжди буде нижче t_1 . Цей процес зручно розглянути в T - s -діаграмі (рис. 1.2). Якщо температуру t_1 прийняти такою, що дорівнює температурі навколишнього середовища (цього практично легко досягти), то газ з температурою t_2 буде охолоджуючим тілом, за допомогою якого можна, наприклад, охолоджувати харчові продукти. Холодопродуктивність одного кілограма такого газу (назвемо її питомою масовою холодопродуктивністю) в T - s -діаграмі буде пропорційна площі а, 2, 3, с. При цьому важливо відзначити, що в процесі 1, 2 отримана і корисна робота розширення, яка може, наприклад, частково компенсувати витрати роботи, що йде на привід компресора при отриманні газу з тиском P_1 .

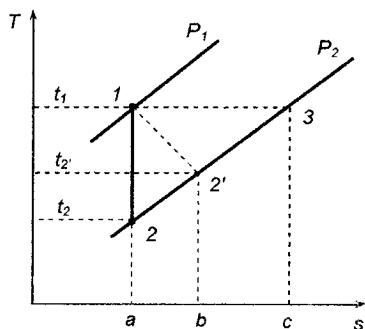


Рис. 1.2.

Кількісно такий спосіб отримання низьких температур характеризується коефіцієнтом адіабатного розширення $\alpha_s = (\partial T / \partial P)_s$. Величина α_s залежить від індивідуальних властивостей газу, який використовується.

Розглянутий спосіб отримання низьких температур знайшов практичне застосування в газових (повітряних) холодильних машинах при отриманні помірних і низьких температур.

Дроселювання (ефект Джоуля-Томсона). Дроселюванням називають необоротне розширення газу (рідини) при проходженні через пристрій з малим прохідним перетином (дросель). Процес протікає дуже швидко – отже, практично відсутній теплообмін з навколишнім середовищем. Внутрішня енергія потоку нікуди не витрачається. З цієї причини вважають, що дроселювання протікає при постійній ентальпії ($i = \text{idem}$).

Дроселювання газу при високих температурах (вище за температуру інверсії) може привести до підвищення його температури. Дроселювання рідини завжди призводить до зниження її температури. Цей процес є необоротним, тому, строго кажучи, не може бути зображений в будь-якій термодинамічній діаграмі. Проте часто цим нехтують і умовно зображають в діаграмах процес дроселювання пунктирною лінією. На рис. 1.2 пунктирною лінією 1, 2' зображений процес дроселювання газу від тиску P_1 до P_2 . Як і будь-який необоротний процес, він протікає із збільшенням ентропії і характеризується кінцевими параметрами стану 2'.

Кількісно ефективність отримання низьких температур шляхом дроселювання характеризується величиною диференціального дросель-ефекту $\alpha_i = (\partial T / \partial P)_i$. Ця величина також залежить від термодинамічних властивостей речовини, що дроселюється.

Цікаво порівняти показники ефективності отримання низьких температур α_s і α_i . Зменшуючи інтервал тиску між точками 1 і 2 і переходячи від часткових похідних функцій α_s і α_i до їх приростів, легко відмітити, що при одному і тому ж ΔP величина Δt в процесі $s = \text{const}$ більша, ніж Δt в процесі $i = \text{const}$ (з рис. 1.2 видно, що відрізок t_1, t_2 більший відрізка t_1, t_2'). Отже $(\partial T / \partial P)_s > (\partial T / \partial P)_i$, тобто дроселювання термодинамічно менш ефективне, ніж адиабатичне розширення. А якщо врахувати, що при адиабатичному розширенні додатково отримують ще і корисну роботу розширення, то стає ясно, що адиабатичне розширення при отриманні низьких температур теоретично переважніше в порівнянні з дроселюванням. Проте в інженерній практиці дроселювання знайшло найширше розповсюдження, оскільки реалізувати його на практиці значно простіше. Дроселювання широко використовується в парових компресорних холодильних машинах.

Вихровий ефект. У 1939 році французький інженер Ранк запатентував простий пристрій, за допомогою якого можна було отримувати низькі температури. Цей пристрій отримав назву "трубки Ранка" (рис. 1.3).

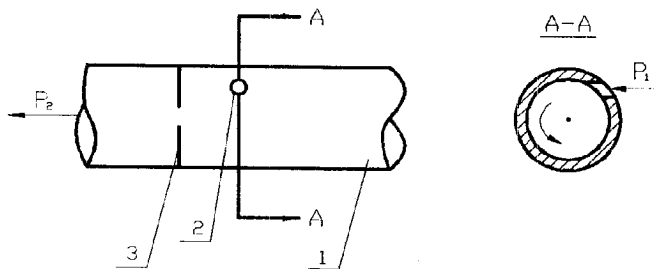


Рис. 1.3. Трубка Ранка: 1 – корпус трубки; 2 – тангенсуально орієнтований отвір; 3 – дросельна шайба.

Газ високого тиску P_1 подається через тангенсуально орієнтований по відношенню до корпусу трубки 1 отвір 2. У трубці утворюється вихор, всі молекули якого мають однакову кутову, але різні лінійні швидкості. В результаті у вихорі відбувається перерозподіл енергії: периферійні шари газу розганяються і розігріваються, а центральні – переохолоджуються. За допомогою дросельної шайби 3 відбувається розділення цих частин газу, внаслідок чого від лівої частини трубки відводять холодний газ, а від правої – гарячий.

Ця явище називають **ефектом Ранка-Хільша**. Ефективність такого способу отримання низьких температур невисока. Але такий спосіб охолодження знаходить практичне застосування (переважно там, де є магстралі стисненого газу).

Термоелектричний ефект. Термоелектричний ефект (ефект Пельтьє) полягає в тому, що при проходженні постійного електричного струму по ланцюгу, що складається з двох різнорідних провідників, один із спаїв набуває низької температури, а інший – високої. Холодний спай і є при цьому охолоджуючим тілом.

Основним показником якості такого охолоджуючого елемента є коефіцієнт добротності, що визначає максимальну різницю температур гарячого і холодного спаїв. Незважаючи на те, що ефект Пельтьє був відкритий ще в XIX столітті, практичного застосування в системах охолодження він не знаходив, оскільки через високу теплопровідність металів практично не вдавалося набути великого значення коефіцієнта добротності. І лише з винаходом напівпровідників вдалося стабілізувати температури на різних спаях елемента. В даний час термоелектричне охолодження знаходить застосування в народному господарстві. У ряді країн налагоджений випуск термоелектричних кондиціонерів. У нашій країні, наприклад, свого часу був налагоджений серійний випуск побутових термоелектричних холодильників невеликої

ємності «Морозко». Широко використовується цей спосіб охолодження в медицині (кріохірургія ока, судин головного мозку і т. д.).

Нарешті не можна не зупинитися ще на одному перспективному способі отримання штучного холоду – **магнітокалоричному ефекті** (методі розмагнічування твердого тіла).

Ще в далекому 1881 році німецький фізик Еміль Варбург відкрив, що твердий магнетик, поміщений в магнітне поле, нагрівається, а при знятті магнітного поля – охолоджується. Ефект був дуже незначний і довгий час практичного застосування не знаходив.

Група фахівців з Швейцарії детально вивчила магнітокалоричний ефект і довела, що сучасні наукові досягнення у фізиці твердого тіла і матеріалознавстві можуть подолати перешкоди для його практичного застосування – перспективні сплави на основі гадолінію, марганцю, фосфору і деяких інших елементів, і постійні магніти нового покоління виявилися здатними генерувати практично необхідні низькі температури. Авторами був розроблений і випробуваний дослідний зразок побутового магнітного холодильника з прийнятними енергетичними, експлуатаційними і масогабаритними показниками.

У задню стінку теплоізолюваного корпусу такого холодильника вбудований вертикальний перфорований циліндр, одна половина бічної поверхні якого знаходиться зовні, а інша – усередині корпусу. Циліндр, виконаний із сплаву на основі марганцю, повільно обертаючись, намагнічується і нагрівається зовні, потім охолоджується і, заходячи усередину ізолюваного корпусу, саморозмагнічується, охолоджуючи при цьому повітря.

Найважливішими перевагами такого магнітного "холодильника" є відсутність компресора і, пов'язаних з його роботою, шуму і вібрації, простота і надійність конструкції, а також відсутність дорогих і екологічно небезпечних холодильних агентів. Є всі підстави вважати, що найближчим часом магнітне охолодження знайде найширше застосування в транспортних кондиціонерах, торгових і побутових холодильниках.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть області застосування штучного холоду.
2. На чому засноване застосування холоду в харчовій промисловості?
3. Поясніть, чому адіабатичне розширення газів вигідніше з погляду енергозбереження, чим дроселювання?
4. Переваги і недоліки генерації штучного холоду на основі ефекту Пельтьє.
5. Чи можна отримати водяний лід з температурою плавлення плюс 5 °С?

Література: [1, с. 5...31; 2, 7].



РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ШТУЧНОГО ОХОЛОДЖУВАННЯ

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 2.1. Принцип роботи холодильної машини.
- 2.2. Робочі речовини холодильних машин.
 - 2.2.1. Вимоги, які ставляться до холодильних агентів.
 - 2.2.2. Класифікація, властивості і області застосування холодильних агентів

2.1. Принцип роботи холодильної машини

Холодильна машина є замкнутою системою, заповненою робочим тілом. Циркулююче в холодильній машині робоче тіло, здійснюючи круговий процес (цикл), віднімає теплоту від тіла, що охолоджується, і повертається в первинний стан. Для повернення робочого тіла в первинний стан необхідно, щоб теплота, що була віднята у тіла, яке охолоджується, була віддана іншому тілу (навколишньому середовищу).

Таким чином, завданням холодильної машини є перенесення тепла від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою (наприклад, від харчових продуктів з температурою плюс 10°C , що знаходяться усередині холодильника, до навколишнього повітря кімнати з температурою плюс 25°C).

Згідно з другим законом термодинаміки для здійснення кругового процесу, який забезпечить відведення тепла від холодного тіла і передачу його більш нагрітому тілу, потрібна витрата зовнішньої роботи. Такий круговий процес називатимемо холодильним циклом. У будь-якій з термодинамічних діаграм холодильний цикл має напрямок проти годинникової стрілки, тому холодильні цикли називають зворотними. Робоче тіло, за допомогою якого здійснюється зворотний цикл, називають холодильним агентом.

На рис. 2.1 а показаний принцип дії холодильної машини.

Здійснюючи зворотний круговий процес, холодильний агент з низькою температурою T_0 відбирає у тіла, що охолоджується, тепло Q_0 , трансформує його до вищої температури навколишнього середовища T_{0c} і передає його йому. При цьому на здійснення такого процесу витрачається зовнішня робота L , яка, кінець кінцем, також трансформується в тепло і передається навколишньому середовищу. Згідно з першим законом термодинаміки можна записати: $Q_1 = Q_0 + L$, тобто в холодильній машині тепловий потік Q_1 завжди більший Q_0 .

Машини, в яких здійснюється зворотний круговий процес, можуть бути використані не тільки для штучного охолодження, але і як під-

вищуючі трансформатори теплової енергії. Такі машини називають тепловими насосами (ТН). Принцип їх роботи наведений на рис. 2.1 б. Тут робоче тіло також здійснює зворотний круговий процес. При цьому створюються такі умови, що воно відбирає тепло Q_0 у навколишнього середовища з температурою T_{oc} і за допомогою зовнішньої роботи L трансформує його до вищої температури T_1 у кількості Q_1 .

Принцип дії ТН стає наочним, якщо проілюструвати його роботу як опалювального пристрою. Фактично він є трансформатором теплової енергії. Якщо, наприклад, температура зовнішнього повітря $T_{oc} = \text{плюс } 5^\circ\text{C}$, а усередині приміщення підтримується $T_1 = \text{плюс } 25^\circ\text{C}$, то за допомогою ТН вдається тепло навколишнього середовища в кількості Q_0 трансформувати до температури T_1 в кількості Q_1 , тобто опалювати приміщення. У промисловості теплові насоси використовують для утилізації низькопотенційних джерел енергії з метою отримання джерела тепла при вищій температурі для подальшого використання його в технологічному процесі. Наприклад, тепло потоку конденсату при температурі плюс $70\dots 80^\circ\text{C}$ після стерилізатора можна трансформувати до температури плюс $120\dots 130^\circ\text{C}$ і використовувати повторно в парогенераторі для отримання водяної пари. При цьому на 1 кВт енергії, витраченої на привід ТН, можна залежно від робочих параметрів його роботи отримати $3\dots 5$ кВт теплової енергії.

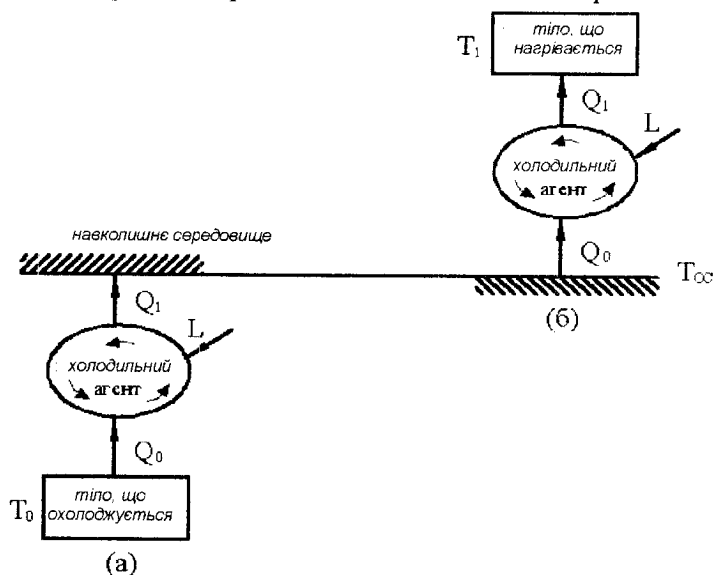


Рис. 2.1. Принцип дії холодильної машини (а) і теплового насоса (б).

Найбільш простим і енергетично ефективним циклом холодильної машини є зворотний цикл Карно (рис. 2.2 а). У ізотермічному процесі 4, 1 кожен кілограм циркулюючого робочого тіла отримує від тіла, що охолоджується, теплоту q_0 , яка називається питомою масовою холодопродуктивністю, котра в діаграмі виражається площею $a, 4, 1, b$. Потім холодильний агент стискується в адиабатичному процесі 1, 2, внаслідок чого його температура підвищується від T_0 до T_{0c} . Далі в ізотермічному процесі 2, 3 він віддає навколишньому середовищу теплоту q_1 , пропорційну площі $a, 3, 2, b$ і повертається в початковий стан 4 після адиабатичного розширення 3, 4.

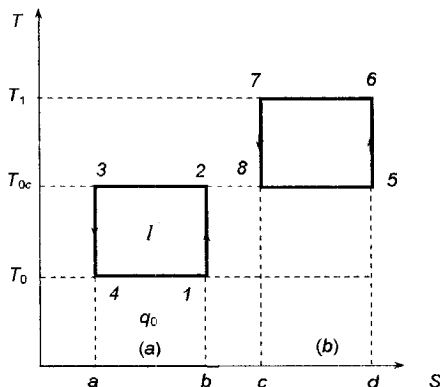


Рис. 2.2. Зворотні цикли Карно: а) холодильної машини; б) теплового насоса.

З наведеної вище діаграми видно, що:

$$q_0 = T_0 \cdot (S_b - S_a), \quad (2.1)$$

$$q_1 = T_{0c} \cdot (S_b - S_a), \quad (2.2)$$

тобто $q_1 > q_0$.

Згідно першому закону термодинаміки (для 1 кг холодильного агента)

$$l = q_1 - q_0, \quad (2.3)$$

тобто питома робота циклу l буде еквівалентною площі циклу 1, 2, 3, 4.

Ефективність здійснення холодильного циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом, який є відношенням корисного ефекту (питомої масової холодопродуктивності) до витраченої енергії (питомої роботи стиснення)

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} \quad (2.4)$$

З урахуванням співвідношень (2.1)...(2.3) рівняння (2.4) матиме вигляд.

$$\varepsilon = \frac{T_0}{T_{oc} - T_0}$$

Таким чином, ми прийшли до відомого висновку про те, що термодинамічна ефективність циклу Карно залежить тільки від рівня температур, між якими здійснюється цикл. Величина ε завжди позитивна і може змінюватися в інтервалі $0 < \varepsilon < \infty$.

Ефективність циклу ТН оцінюється величиною коефіцієнта перетворення теплоти (опалювальним коефіцієнтом), який дорівнює відношенню кількості отриманої теплоти (площа с, 7, 6, d) до витраченої роботи (площа 8, 7, 6, 5):

$$\mu = \frac{q_1}{l} = \frac{T_1}{T_1 - T_{oc}} \quad (2.5)$$

Коефіцієнт перетворення теплоти завжди більший одиниці. Це свідчить про те, що отримане тепло завжди більше витраченої роботи, причому іноді значно більше. Проте не слід забувати, що дуже часто робота в ТН витрачається у вигляді електросенергії, яка значно дорожча, ніж теплова. Крім того, вартість холодильного устаткування вища за теплове. Тому до останнього часу в нашій країні існувала думка, що вироблення тепла за допомогою ТН економічно не виправдане.

В той же час всі промислово розвинені країни для вироблення низькопотенційного тепла вже давно використовують ТН. За даними Міжнародного агентства теплових насосів (Берлін) на початок третього тисячоліття в світі експлуатувалося більше ста мільйонів ТН, з яких більше половини знаходиться в Японії. У Європі лідерами по використанню ТН є Швеція, Норвегія і Австрія.

У незалежній Україні існує гострий дефіцит енергоресурсів, тому в даний час теплонасосні установки знаходять все ширше застосування. Їх впровадженням займаються компанії, які працюють на ринках житлово-комунальних господарств і теплохолододопостачання промислових підприємств. Піонерами в масовому виробництві ТН вітчизняного виробництва є ТОВ «Рефма», ТОВ «Сан-айс», ТОВ «Інсолар» і ін.

2.2. Робочі речовини холодильних машин

Під робочим тілом (холодильним агентом, або просто хладоном) розуміють речовину, за допомогою якої в холодильній машині здійс-

НТБ ВІНТУ

м. Вінниця

нюється цикл. Від властивостей холодильного агента залежать конструкція холодильної машини, витрата енергії, її експлуатаційні характеристики. Тому вибір холодильного агента є дуже відповідальним моментом при створенні холодильної машини. На відміну від великої енергетики, де домінуюче положення займає водяна пара, в холодильній техніці використовується безліч робочих тіл.

2.2.1. Вимоги, які ставляться до холодильних агентів

До холодильних агентів ставиться велика кількість різних вимог, які зручно класифікувати як вимоги до термодинамічних, фізико-хімічних, екологічних і економічних властивостей.

Термодинамічні властивості холодильного агента характеризуються нормальною температурою кипіння t_s , критичною температурою $t_{кр}$, критичним тиском $P_{кр}$, молекулярною масою і ін.

Бажано, щоб нормальна температура кипіння холодильного агента була якнайнижчою, а критична – вищою.

Велике значення мають значення тиску, який при номінальному режимі роботи холодильної машини установлюється у випарнику (P_0) і конденсаторі (P_k). Добре, коли тиск у випарнику дещо вищий за атмосферний тиск. З одного боку, низький тиск не вимагає великої товщини стінок труб і корпусу випарника, а з іншої – в апараті підтримується надмірний тиск, що дозволяє уникнути підсмоктувань повітря. Тиск P_k не повинен бути дуже великим, оскільки інакше доводиться конденсатор виконувати з труб підвищеної міцності, що приводить до більшої металоємності апарату. У конденсаторах фреонових машин тиск P_k звичайно лежить в межах 0,7...1,2 МПа, а у аміачних – 1,3...1,8 МПа.

Важливо, щоб різниця $P_k - P_0$ була не дуже великою, оскільки вона зумовлює, наприклад, механічну міцність деталей компресора, а, отже, його металоємність. Співвідношення тиску P_k/P_0 (ступінь стиснення в компресорі) прямо пропорціональне роботі стиснення в компресорі, при цьому із зростанням ступеня стиснення падають і значення важливих експлуатаційних характеристик компресора.

До теплофізичних властивостей холодильних агентів відносять динамічну в'язкість (μ), теплопровідність (λ), щільність (ρ), питому теплоту паротворення (r) і ін. Всі вони впливають на інтенсивність теплообміну при кипінні і конденсації холодильних агентів. Великим значенням λ , ρ , r і малій в'язкості μ відповідають і великі значення коефіцієнта тепловіддачі. В'язкість і щільність холодильного агента визначають значення гідравлічного опору в трубопроводах холодильної машини.

До фізико-хімічних властивостей відносять розчинність холоди- льного агента в змашувальних мастилах і воді, відношення його до ос- новних конструкційних матеріалів, вибухонебезпеку, займистість і ін.

За характером взаємодії з мастилами всі холодильні агенти можна розділити на дві групи. До першої групи відносять агенти з обмеже- ною розчинністю в змашувальному мастилі, до другої – з необмеже- ною розчинністю. Більшість фреонів добре розчиняються в мастилах, тому в циркуляційному контурі таких машин циркулює маслофреоно- ва суміш, що погіршує теплообмін в апаратах холодильних машин. Аміак, навпаки, практично не розчиняє масла, тому в схеми аміачних холодильних машин включають масловіддільник, який легко відокрем- лює домішки змашувального мастила від холодильного агента. Пога- но розчиняють масла також хладони R13, R14, R22 і R134a.

Розчинність води в холодильних агентах має важливе значення для нормальної роботи холодильної машини. Аміак, наприклад, необ- межено розчиняє воду. Присутність невеликої кількості води помітно не порушує роботу холодильної машини. Більшість фреонів, навпаки, погано розчиняють воду (R12 здатний розчинити тільки 0,006 % води по відношенню до власної маси). Надмірна волога в більшості хладон- нів, потрапляючи в зону низьких температур, перетворюється на лід і може тимчасово вивести машину з ладу. Тому у фреонових холодиль- них машинах передбачають спеціальні осушувальні пристрої, які уло- влюють домішки води, наявні в холодильному агентіві.

Взаємодія холодильних агентів з металами також різна. Аміак, на- приклад, інертний по відношенню до сталей і чавунів, але у присутно- сті вологи викликає корозію деяких кольорових металів. Фреони інерт- ні до всіх металів, за винятком сплавів, що містять більше 2 % маг- нію. Проте вони дуже текучі, і їх важко утримати в сталевих конструк- ціях. Тому апарати фреонових холодильних машин виконують з труб на мідній основі. Апарати аміачних холодильних машин виконують із сталевих труб.

Важливо, щоб холодильні агенти були невибухонебезпечними і не утворювали в суміші з повітрям горючих складів, оскільки від цих властивостей багато в чому залежить пожежобезпека підприємства. Жорстко регламентуються токсичність холодильних агентів і їх дія на озоновий шар Землі і процеси глобального потепління. Бажано, щоб холодильний агент не був отруйним, не сприяв глобальному потеплін- ню і не руйнував шар озону у верхній частині атмосфери. Більшість хладонів не є отруйними по відношенню до людини, проте ті з них, в яких міститься хлор і бром, виявилися активними руйнівниками озо- нового шару (наприклад, R11, R12, R113). Тому в даний час практично

завершена довгострокова програма заміни цих хладонів на екологічно чистіші. Аміак, навпаки, озонобезпечний холодильний агент, проте надзвичайно отруйний (впливає на верхні дихальні шляхи людини, вражає очі). Припустима концентрація його в повітрі зникаюче мала – не більше $0,02 \text{ г/м}^3$.

Підводячи підсумки розмові про вимоги, які ставляться до холодильних агентів, не можна не відзначити і економічну сторону проблеми: бажано, щоб вони мали невисоку ціну і випускалися промисловістю у великих кількостях.

2.2.2. Класифікація, властивості і області застосування холодильних агентів

Згідно класифікації, прийнятій на Женевському конгресі Міжнародного інституту холоду (MIX), скорочене позначення холодильного агента (хладону) будується за формулою R№, де R – символ, що позначає слово хладон; № – номер хладону, який, як правило, представляє закодовану його хімічну формулу.

Більшість хладонів є фтор-, хлорзаміщені сполуки вуглеводнів (н-парафінів) і їх сумішів. Номер хладону можна розшифрувати, якщо мати на увазі наступні правила.

1. Номер хладону – тризначний. Якщо він починається з цифри 0, то є похідною метану, якщо починається з 1 – етану, з цифри 2 – пропану, з цифри 3 – бутану. Перша цифра 0 номерів опускається, тому хладони метанового ряду пишуться двозначними. Наприклад, R12 – похідна метану, R125 – похідна етану, R218 – пропану.

2. Остання цифра номера вказує на число атомів фтору в молекулі. Так, в попередньому прикладі їх, відповідно, 2, 5 і 8.

3. Число незаміщених атомів водню в молекулі дорівнює передостанній цифрі номера, зменшеній на одиницю. У даних прикладах R12 і R218 не містять атомів водню, тоді як R125 – має один атом водню.

4. Валентності, що залишилися, заміщаються атомами хлору (R12 містить 2 атоми хлору, R125 і R218 – хлору не містять).

5. При наявності в хладоні атомів бромів після основного номера пишуть букву B, а за нею – число атомів бромів (наприклад, хладон R12B2 містить два атоми бромів).

Хімічні формули хладонів, які згадуються в пунктах 1...5, наступні: CCl_2F_2 ; C_2HF_5 ; C_3F_8 ; CF_2Br_2 .

6. Азеотропні суміші хладонів значаться в Женевській класифікації як п'ятисоті хладони. Кожній такій суміші приписують індивідуальний номер (наприклад, R502 – азеотропна суміш фреонів R22 і R115 і т. д.).

7. Найбільш перспективні зеотропні дво- і трикомпонентні суміші хладонів умовно позначені як чотирьохсоті. Наприклад, зеотропна суміш R401 є суміш R22/R152/R124, а хладон R402 – R22/R125/R290 і так далі.

8. Холодильні агенти, які не походять від вуглеводнів, маркуються як семисоті хладони, де останні дві цифри – молекулярна маса даного хладону. Наприклад, аміак значиться в Женевській класифікації як R717, CO₂ – R744 і так далі (тут 17 і 44, відповідно, молекулярні маси NH₃ і CO₂).

На зорі розвитку холодильної техніки як холодильні агенти використовувалися природні сполуки – аміак, сірчистий ангідрид, двоокис вуглецю і інші. Проте більшість з них представляли певну небезпеку для здоров'я людини при розгерметизації холодильної машини, що і послужило приводом для їх заміни.

У 1928 році Томас Міджлі відкрив новий холодильний агент – ди-хлордифторметан (R12), який був позбавлений від цих недоліків. Так почалася ера хлорфторвуглеців (ХФУ), а потім і гідрохлорфторвуглеців (ГХФУ), найбільш яскравим представником яких є диформоноклорметан (R22).

До середини 80-х років хладони груп ХФУ і ГХФУ, а також їх азеотропні суміші займали домінуюче положення в холодильній промисловості і розглядалися як безальтернативні. Зі всіх раніше використовуваних холодильних агентів витримав конкуренцію тільки аміак, котрий володіє прекрасними термодинамічними і фізико-хімічними властивостями. Загальний об'єм виробництва в світі ХФУ і ГХФУ до 1986 року перевищив один мільйон тонн на рік.

Проте на той час з'ясувалося, що атоми хлору і бромів, які входять до складу багатьох хладонів цих груп, потрапляючи у верхні шари атмосфери, стають активними руйнівниками озонового шару Землі, котрий захищає все живе від небезпечного ультракороткохвильового випромінювання Сонця. Особливе занепокоєння в цьому плані викликали R11, що широко використовувався в той час при виробництві аерозолів, і R12 – робоча речовина практично всього багатомільйонного парку малих холодильних машин. Рішенням Монреальського протоколу МІХ виробництво і використання цих речовин було заборонене. Вважається, що саме з цього моменту в холодильній техніці почалася повільна, але надзвичайно дорога і трудомістка революція, пов'язана із заміною хладонів групи ХФУ і ГХФУ на екологічно чисті холодильні агенти.

Дещо пізніше виявилося, що багато хладонів груп ХФУ і ГХФУ мають безпосереднє відношення і до збільшення парникового ефекту

на нашій планеті. Він є наслідком того, що деякі гази земної атмосфери перешкоджають віддзеркаленню сонячного випромінювання від земної поверхні, повертаючи назад частину відбитого інфрачервоного випромінювання сонця. Якби парниковий ефект був відсутній, середня температура поверхні земної кулі була б приблизно на 20 градусів нижчою, ніж вона є.

Кількісний вплив хладону на руйнування озонового шару оцінюється потенціалом руйнування озонового шару ODP (Ozone Depletion Potential), який показує, в скільки разів активніше відбувається руйнування озонового шару в порівнянні з R11. Аналогічно, потенціал глобального потепління GWP (Global Warming Potential) показує, в скільки разів хладон активніше сприяє глобальному потеплінню в порівнянні з CO₂ (R744).

Вказані обставини істотно вплинули на критерії вибору оптимального холодильного агента при виробництві нового холодильного обладнання: крім вказаних вище вимог, необхідно використовувати робочі речовини з малими значеннями потенціалів ODP і GWP.

У зв'язку з цим для переважної більшості холодильних машин великої потужності в даний час оптимальним холодильним агентом залишається аміак. В малих холодильних машинах найчастіше використовуються озонобезпечні R134a, R404, або деякі вуглеводні (ізобутан, пропан, пропан-бутанові суміші). Крім того, в останнє десятиріччя спостерігається все зростаючий інтерес до раніше широко використовуваного CO₂. Цей природний холодоагент тривалий час не знаходив широкого застосування в малих холодильних машинах, оскільки має дуже високий тиск в апаратах холодильної машини (у 5...6 разів вищий, ніж у традиційно використовуваних холодоагентів). Проте ряду провідних виробників холодильного обладнання вдалося подолати визначені технічні труднощі і успішно освоїти цей ринок. Відома компанія Danfoss з 2007 року налагодила серійний випуск модельного ряду вуглекислотних компресорів.

Холодильний агент R22 традиційно використовується в одноступінчатих низькотемпературних холодильних машинах. Крім того, останніми роками його часто використовують як не дуже вдалу заміну забороненому R12. Проте більшість фахівців розглядають це як тимчасову вимушену заміну: через несприятливі екологічні показники R22 також підлягає заміні до 2020 року.

Багато хладонів при змішуванні в певних концентраціях утворюють бінарні азетропні суміші. На відміну від зеотропних сумішей (склади ξ_1 , ξ_2 , рис. 2.3), у яких різні склади парових і рідких фаз при фазових переходах, азетропні суміші (ξ_a) поведуться при кипінні і

конденсації як чисті речовини – їх компоненти не можна розділити переконденсацією. Фактично кожна азеотропна суміш хладонів є новим хладоном, тим самим розширюючи спектр існуючих холодильних агентів.

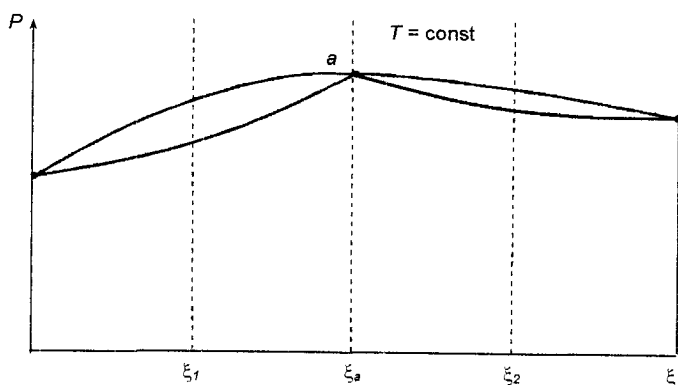


Рис. 2.3. Фазова P, ξ -діаграма бінарної суміші хладонів, яка має азеотропну концентрацію: ξ_1, ξ_2 – зеотропні концентрації; ξ_a – азеотропна концентрація для даної пари речовин.

До недавнього часу широко використовувались в холодильній техніці близько десятка азеотропних сумішей. Серед них особливу увагу привертали R502 і R507.

В порівнянні з холодильними машинами, які працюють на R22, у машин, що працюють на R502, вищий тиск в конденсаторі, вища холодопродуктивність, нижча питома витрата електроенергії і нижчі температури кінця стиснення холодильного агента в компресорі. Хладон R502 донедавна використовувався в побутових кондиціонерах і теплових насосах. На жаль, він також виявився екологічно небезпечним і підлягає заміні.

Зеотропні суміші киплять у випарнику при змінних температурах. У конденсаторі холодильної машини такий холодильний агент може бути розділений на низькокиплячу і висококиплячу фракції, які, потрапляючи в різні випарники, при однаковому тиску кипітимуть при різних температурах. Таким способом вдається в однокompресорній холодильній машині отримати два джерела холоду з різними температурами кипіння. Ряд оригінальних схем холодильних машин, які працюють на зеотропних сумішах, були вперше в світовій практиці запропоновані завідуючим кафедрою теплохолодотехніки (ТХТ) ОНАХТ, ко-

лишнім ректором академії професором В.Ф. Чайковським. На кафедрі ТХТ є науково-дослідна лабораторія по вивченню властивостей хладонів нового покоління і учбова лабораторія його імені.

Все більшого поширення набувають зеотропні трикомпонентні суміші з невеликим “перскосом” температур при фазових переходах (ΔT – глайдом) в теплообмінних апаратах. Вже в новому тисячолітті група дослідників американського концерну Du Point, а також їх російські і українські колеги розробили і упродували у виробництво цілий ряд екологічно чистих зеотропних сумішей на основі R22; R134a, R142 b; R152a, R23; R32; R125, ізобутану і деяких інших. До них в першу чергу відносяться R401 (R22 / R152 a / R124); R402 (R22 / R125 / R290); R404 (R125 / R143 / R134a); R406 (R22 / R142 b / ізобутан); R407 (R32 / R125 / R134 a); R408 (R22 / R143 / R125); R410 (R32 / R125); C1 (R152 / ізобутан). Істотний внесок в ці розробки внесли і одеські учені. Це в першу чергу професор кафедри екології ОНАХТ В.З. Геллер і професор кафедри інженерної теплофізики ОДАХ В.П. Железний.

У табл. 2.1 наведені характеристики деяких перспективних хладонів і їх сумішей.

Для розгляду процесів і визначення параметрів холодильних агентів у вузлових точках циклу зазвичай використовують діаграми і таблиці термодинамічних властивостей, складені на основі дослідів і розрахунків за відповідними рівняннями стану. Найчастіше використовують діаграми з координатами T, s (ентропія-температура) і $\lg P-i$ (ентальпія-тиск). Для зручності користування останньою діаграмою значення тиску відкладені на ній в логарифмічному масштабі (тобто шкала тиску нерівномірна). На діаграмах показані області різних станів речовини і вказаний хід відповідних ізолій. У обох діаграмах в області вологої пари ізобари збігаються з ізотермами.

Параметри стану на граничних кривих $x = 0$ і $x = 1$ можна визначити як за діаграмами, так і за допомогою таблиць термодинамічних властивостей в стані насичення за температурою або тиском насичення. Параметри стану в однофазній області визначаються за діаграмами стану за двома відомими параметрами.

Наприклад, за відомими значеннями температури $t = 0$ °C і тиску $P = 0,1$ МПа хладону R134a з діаграми можна визначити, що пара є перегрітою з параметрами: $v = 0,22$ м³/кг, $s = 1,83$ кДж/кг·К, $i = 403$ кДж/кг. У Додатку А наведені такі діаграми для декількох найбільш широко розповсюджених холодильних агентів.

Таблиця 2.1. Властивості найбільш поширених холодильних агентів

Хладон	t_s , °C	t_k , °C	P_k , МПа	Потенціал руйнування озону (ODP)	Потенціал глобального потепління (GWP)	Альтернативна заміна	Примітки
R717	мінус 33,4	405,4	11,34	0	0		
R12	мінус 29,8	112	4,12	0,9	8500	R134a, R406A, R401A, ізобутан R23 і суміші на його основі R407A, R404A, R402A R507, R408A, R402A	азеотропна суміш R22/R115
R13	мінус 81,5	28,8	3,87	1	11700		
R22	мінус 40,1	96,1	4,98	0,05	1700		
R502	мінус 45,6	82,2	4,01	0,25	4400		
R134a	мінус 26,5	101,2	4,06	0	1300		
R142b	мінус 9,2	136,4	4,13	0,065	2000		
R152a	мінус 24,6	113,5	4,49	0	140		
R401A	мінус 33,1	108	4,6	0,04	1120		
R404A	мінус 46,5	72	3,74	0	3850		
R407C	мінус 43,56	86,7	4,6	0	1600		
R744	мінус 78,5	31	7,38	0	1		зеотропні суміші (торгова марка SUVA) CO ₂

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення ТН? Наведіть приклад роботи теплового насоса.
2. Поясніть, як зміниться температура в приміщенні, якщо помістити в нього побутовий холодильник з відкритими дверима?
3. Перелічіть основні вимоги, які ставляться до термодинамічних властивостей холодильних агентів.
4. Розшифруйте хімічні формули хладонів R22, R134 і R717.
5. У чому відмінність азеотропної суміші від зеотропної? Як маркуються азеотропні суміші?
6. Що таке питома масова холодопродуктивність q_0 ?
7. Що таке холодильний коефіцієнт зворотного циклу?

Література: [1, с. 32...45; 2, с. 6...35].



РОЗДІЛ 3

ЦИКЛИ І СХЕМИ КОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 3.1. Цикли і схеми газових холодильних машин.
- 3.2. Цикли і схеми парових компресорних одноступінчатих холодильних машин.
 - 3.2.1. Цикл в області вологої пари з детандером.
 - 3.2.2. Принципова схема і цикл аміачної холодильної машини з віддільником рідини.
 - 3.2.3. Принципова схема і цикл фреонової холодильної машини з РТО.
- 3.3. Цикли і схеми холодильних машин з багатоступінчатим стисненням.
 - 3.3.1. Цикли і схеми двоступінчатих холодильних машин.
- 3.4. Принципова схема і цикл двокаскадної холодильної машини.

Розглянутий вище зворотний цикл Карно лежить в основі принципу дії сучасних холодильних машин. Залежно від холодильного агента, який використовується, холодильні машини ділять на дві групи: парові і газові.

У випарнику парової холодильної машини відбувається випаровування робочого тіла при підведенні до нього тепла Q_0 від охолоджуваного об'єкта, а в конденсаторі при відведенні теплоти Q_k від холодильного агента в навколишнє середовище (до повітря або води) – його конденсація. У парових холодильних машинах використовують легкокиплячі холодильні агенти – аміак та деякі фреони.

У газових холодильних машинах в процесі виробництва холоду робоче тіло не міняє свого агрегатного стану – у всіх частинах холодильної машини воно залишається газоподібним. Як робоче тіло таких машин найчастіше використовують повітря.

3.1. Цикли і схеми газових холодильних машин

Найбільш простим і легко здійснюваним циклом газової холодильної машини є цикл з детандером, який багато хто називає циклом Джоуля (рис. 3.1).

Холодильна машина, що реалізує цикл Джоуля, складається з компресора I, проміжного холодильника II, детандера III і рефрижератора IV. Робоче тіло (наприклад, повітря) адіабатно стискається (1, 2) в компресорі і проштовхується в проміжний холодильник II, де від нього

відводиться теплота Q_1 в ізобарному процесі 2, 3 (температура точки 3 близька до температури навколишнього середовища). Далі повітря поступає в детандер III, де відбувається його адиабатне розширення 3, 4 до первинного тиску P_0 з одночасним здійсненням корисної роботи розширення. В точці 4 температура повітря має найнижчу температуру в циклі і, оскільки вона менша температури T_{oc} , то таке повітря є джерелом холоду (охладжуючим тілом). Направляючи його в рефрижератор, можна охолоджувати, наприклад, харчові продукти, тобто отримувати охолоджуючий ефект (холодопродуктивність Q_0). Температура повітря при цьому підвищуватиметься по ізобарі 4, 1. Потім повітря відводиться з рефрижератора в компресор і цикл повторюється.

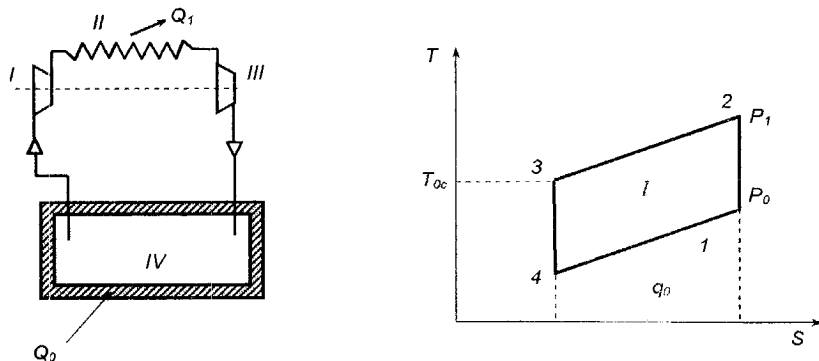


Рис. 3.1 – Схема і цикл газової холодильної машини з детандером.

Робота циклу $l = q_1 - q_0$ буде еквівалентною площі циклу 1, 2, 3, 4. Завдяки тому, що процеси підведення і відведення тепла в циклі повітряної холодильної машини протікають при постійному тиску, вказані кількості тепла можуть бути обчислені як різниці ентальпій $q_0 = i_1 - i_4$, $q_1 = i_2 - i_3$, а робота циклу $l = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4)$. Перетворюючи останній вираз, можна отримати $l = (i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)$, тобто робота циклу дорівнює різниці робіт стиснення в компресорі ($i_2 - i_1$) і розширення в детандері ($i_3 - i_4$). Знак мінус говорить про те, що, якщо в компресорі необхідно витратити роботу на стиснення повітря, то в детандері можна повернути частину витраченої роботи. З цієї метою в реальних повітряних холодильних машинах турбокомпресор поміщають на одному валу з турбодетандером, щоб корисна робота останнього йшла на привід турбокомпресора і частково компенсувала енерговитрати (рис. 3.1).

Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу повітряної холодильної машини з урахуванням цього буде

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k - l_0} = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)}$$

Приймаючи значення теплоємності постійними, тобто вважаючи, що $i_1 = c_p T_1$, $i_2 = c_p T_2$ і т. д., можна отримати

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = \frac{T_1 - T_4}{T_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) - T_4 \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right)} \quad (3.1)$$

Для адиабатичних процесів стиснення (1, 2) і розширення (3, 4) між тисками P_0 і P_1 можна записати:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}, \quad \text{тобто} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4},$$

де k – коефіцієнт адиабати.

Отже,

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{(T_1 - T_4) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \frac{T_2}{T_1}} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1},$$

або, через співвідношення тисків

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (3.2)$$

З останнього виразу видно, що збільшення ступеня стиснення в компресорі P_1/P_0 веде до зниження холодильного коефіцієнта.

Особливістю повітряних холодильних машин є те, що передача тепла від охолоджуваного тіла до повітря відбувається при змінних температурах (процес 4, 1). Тобто, можна вважати, що такі машини виробляють холод змінних температур. В той же час в технологічних процесах харчових виробництв, як правило, потрібні джерела холоду з постійними температурами. Крім того, середня температура повітря в рефрижераторі не дуже низька (t_3 близька до температури навколишнього середовища T_{oc}).

Від останнього недоліку можна позбавитися, якщо скористатися циклом з регенерацією тепла (рис. 3.2).

Як і в розглянутій вище схемі, тут робочий газ адиабатно стискається (1, 2) в компресорі I та охолоджується в проміжному холодильнику (газоохолоджувачі) II по ізобарі (2, 3) до температури навколиш-

нього середовища t_{oc} . Проте перед надходженням в детандер IV тут робоче тіло глибоко буде переохолоджуватися (3, 4) в регенераторі III зворотним потоком газу (6, 1) що виходить з рефрижератора V. В результаті, після розширення в детандері в рефрижератор поступає газ з нижчою температурою, що призводить до істотного зниження середньої температури газу в рефрижераторі.

Використовуючи як робоче тіло повітря, розглянуту схему можна спростити, якщо скористатися вакуумним робочим циклом. У цьому разі з розглянутої вище схеми (рис. 3.2) просто виключають проміжний холодильник II і холодильна машина починає працювати за розімкненим циклом.

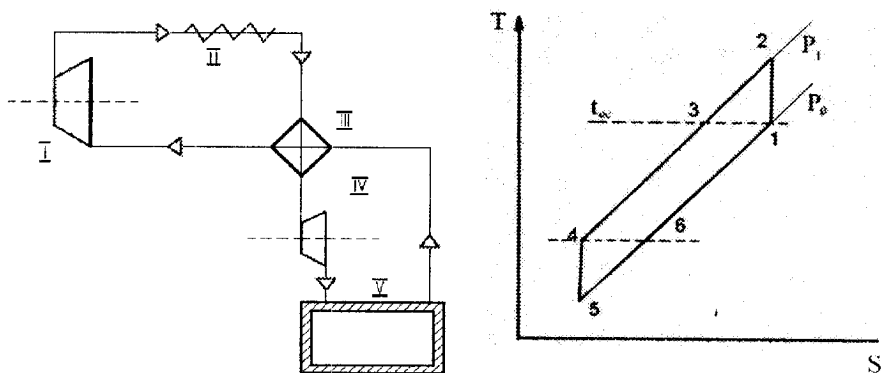


Рис. 3.2. Схема і цикл газової холодильної машини з регенерацією тепла.

Атмосферне повітря (стан 3) забирається безпосередньо в регенератор III, де глибоко переохолоджується по ізобарі 3, 4 і поступає в детандер IV. Тут воно розширюється (4, 5) і його тиск стає істотно нижчим атмосферного. Далі це повітря в ізобарних процесах нагрівається в рефрижераторі (5, 6) і регенераторі (6, 1), адиабатно стискається в компресорі (1, 2) і повертається до атмосфери.

Істотним недоліком вакуумного циклу є наявність вакууму в рефрижераторі, оскільки, з одного боку, підтримання навіть неглибокого вакууму у великих об'ємах пов'язано із значними технічними труднощами, а з іншого – розріджене повітря має дуже великий питомий об'єм, що безпосередньо пов'язано з великими розмірами повітряних компресорів і теплообмінних апаратів в схемі холодильної машини.

Значний внесок в розвиток повітряних холодильних машин і подолання деяких з перерахованих вище труднощів внесла група учених

на чолі з проф. А. Г. Дубінським, яка розробила і довела до впровадження в промисловість турбохолодильну машину ТХМ-30 (рис. 3.3). У цій роботі брав активну участь відомий учений – холодильщик, ректор Одеської державної академії холоду, професор В. С. Мартиновський.

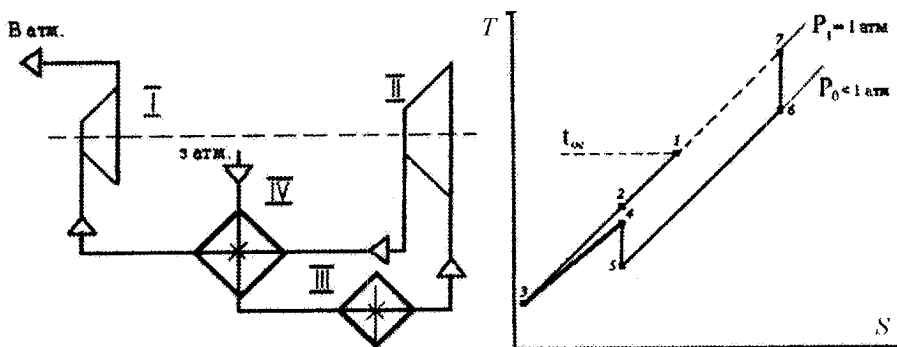


Рис. 3.3. Принципова схема і термодинамічний цикл турбохолодильної машини ТХМ-30.

Основними елементами такої машини є турбодетандер II, турбокомпресор I, рефрижератор III і регенератор IV.

Турбодетандер – одноступінчатий, осьовий, частота обертання вала компресора і детандера 353 с^{-1} . Турбокомпресор – семиступінчатий, ступінь стиснення повітря складає 2,17.

Регенератор IV виконаний двокорпусним і забезпечений клапанною коробкою, призначеною для періодичного перемикання робочого потоку повітря то на один, то на інший корпус регенератора.

У стаціонарному режимі холодильна машина працює наступним чином.

Атмосферне повітря через клапанну коробку поступає в один з корпусів задалегідь охолодженого регенератора IV, де глибоко охолоджується по ізобарі 1, 2, 3 і осушується, залишаючи на внутрішніх порожнинах регенератора вологу, що міститься в ньому, у вигляді снігу. Потім це повітря направляється в рефрижератор III, де проводить свою охолоджуючу дію (наприклад, охолоджує харчові продукти), нагріваючись при цьому в ізобарному процесі 3, 4. Далі ще достатньо холодне повітря поступає в турбодетандер та розширюється тут до тиску $P \sim 0,05 \text{ МПа}$, виконуючи при цьому механічну роботу. Відповідно знижується і його температура (процес 4, 5).

Далі повітря через клапанну коробку поступає в другий корпус регенератора, охолоджує його поверхню і насичується вологою, нагріваючись при цьому в ізобарному процесі 5, 6. Після цього повітря стискається в компресорі (6, 7) і виштовхується в атмосферу. Періодично, через кожну хвилину, автоматично проводиться перемикання прямого потоку повітря з одного корпусу регенератора на інший (коли один нагрівається і забирає вологу з повітря, інший – охолоджується і віддає її повітря).

У корпусах регенератора волога з атмосферного повітря виморожується і висаджується на всій металевій поверхні у вигляді снігу. Після перемикання напряму потоків повітря в цей же корпус регенератора подається повітря з детандера. Проходячи регенератор, повітря нагрівається, в ньому виникає дефіцит вологи, тому вся волога, висаджена на поверхні в попередньому циклі, поглинається повітрям і виноситься з регенератора.

Холодильний коефіцієнт розглянутого циклу можна визначити за формулою

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k - l_o} = \frac{i_4 - i_3}{(i_7 - i_6) - (i_4 - i_5)}$$

де q_0 – питома холодопродуктивність;

l_k – робота, витрачена в компресорі на стиснення повітря;

l_o – робота, отримана в детандері при розширенні повітря.

Наприкінці відзначимо, що, не зважаючи на принадані перспективи використання повітря, повітряні холодильні машини не знайшли широкого застосування на практиці, оскільки для області помірно низьких температур істотно поступаються паровим холодильним машинам за економічністю. Навіть при виробленні низькотемпературного холоду ($t_0 \approx -70 \dots -110^\circ\text{C}$), де їх економічні показники стають близькими, повітряні холодильні машини не знайшли широкого застосування. І зв'язано це з декількома обставинами.

По-перше, через малу величину питомої теплоємності повітря для отримання в холодній машині значної холодопродуктивності необхідно використовувати великі об'ємні витрати повітря. А це зумовлює непомірно великі розміри компресора, детандера та теплообмінних апаратів.

По-друге, в запропонованих конструкціях турбохолодильних машин не вдалося подолати характерний для них підвищений рівень шуму.

3.2. Цикли і схеми парових компресорних одноступінчатих холодильних машин

На відміну від циклів газових холодильних машин, де агрегатний стан робочого тіла залишається незмінним, в циклах парових холодильних машин відбувається безперервний перехід холодильного агента з рідкого стану в пароподібний (випарник), а потім – з пароподібного в рідкий (конденсатор). Процес відведення тепла від охолоджуваного тіла проходить за рахунок теплоти пароутворення рідини, причому температура кипіння залежить від тиску, який підтримуватиметься над киплячою рідиною у випарнику. Залежно від діапазону отримуваних температур парові холодильні машини підрозділяють на одно- і багатоступінчаті.

3.2.1. Цикл в області вологої пари з детандером

Цикл такої простої холодильної машини здійснюється в двофазній області стану речовини. Він містить чотири лінії, які відповідають чотирьом процесам в основних елементах парової компресорної холодильної машини (рис. 3.4).

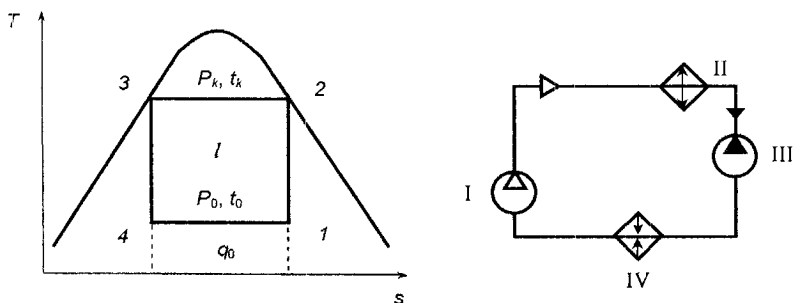


Рис. 3.4. Цикл в T,s -діаграмі і принципова схема холодильної машини з детандером.

Компресор I відбирає пару холодильного агента з випарника IV, підтримуючи в ньому постійний низький тиск P_0 , адіабатично стискає пару в процесі 1, 2 і проштовхує в конденсатор II. У конденсаторі від кожного кілограма холодильного агента відводиться теплота q_k , внаслідок чого пара конденсується. Процес конденсації 2, 3 протікає при постійних тиску P_k і температурі t_k , величини яких залежать від температури джерела, що відводить теплоту конденсації (проточної води, або повітря). Конденсат в стані 3 поступає в детандер (розширювальний циліндр) III, де відбувається адіабатичне зниження тиску рідини

від P_k до первинного P_0 в процесі 3, 4. Стану холодильного агента 4 відповідає парорідинна суміш з переважною наявністю рідкої фази.

Ця суміш подається у випарник, де кипить при постійних P_0, t_0 , відбираючи у тіла, що охолоджуються, теплоту q_0 (раніше ця теплота була названа питомою холодопродуктивністю). Таким чином, кожний кілограм робочого тіла холодильної машини одержав у випарнику від тіла, що охолоджується, теплоту q_0 при низькій температурі t_0 , яка в компресорі холодильної машини була трансформована до вищої температури t_k і в кількості q_k передана навколишньому середовищу. При цьому холодильний агент двічі змінював свій агрегатний стан: у випарнику, де кипляча рідина перетворилася на пару, і в конденсаторі, де пара знову перетворилася на рідину. Так само, як і розглянутий раніше цикл газової холодильної машини, наведений тут цикл парової холодильної машини складається з двох адіабат (1, 2 і 3, 4) і двох ізобар (2, 3 і 4, 1). Але, оскільки в області вологої пари ізобари збігаються з ізотермами, цілком обґрунтовано формально можна вважати, що даний цикл складається з двох адіабат і двох ізотерм. Отже, теоретичний цикл парової компресорної холодильної машини, що протікає в області вологої пари, при певних допущеннях можна ідентифікувати із зворотним циклом Карно. Природно, що реалізація такого циклу в реальних умовах неможлива вже через ту причину, що цикл Карно припускає нульовий температурний напір в теплообмінних апаратах холодильної машини. А це неможливо здійснити.

Холодильний коефіцієнт даного циклу можна розрахувати за відомою формулою

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{q_0}{l_k - l_0} = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)},$$

де l_k – питома робота стиснення в компресорі;

l_0 – питома робота розширення в детандері.

Цикли реальних парових холодильних машин істотно відрізняються від теоретичного циклу, який здійснюється в області вологої пари. Розглянемо деякі відхилення від цього циклу.

Заміна детандера дросельним вентилем

Детандер є досить складною і дорогою машиною. З іншого боку, робота розширення рідини в детандері дуже мала (рідина практично нестискувана). У зв'язку з цим в реальних холодильних машинах детандер повсюдно замінений простішим пристроєм – дросельним (регулюючим) вентилем. В цьому випадку, оскільки процес дроселювання проходить при незмінній ентальпії, робота розширення в детандері ві-

дсуття ($l_0 = 0$), а робота циклу починає дорівнювати роботі стиснення в компресорі $l = l_k = i_2 - i_1$. Цикл такої машини представлений на рис. 3.5. Тут 3, 4 – процес дроселювання ($i = \text{const}$).

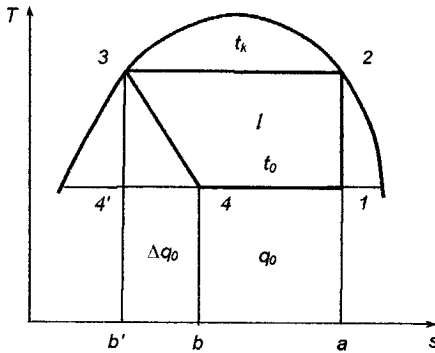


Рис. 3.5. Цикл в T, S – діаграмі з дроселюванням

У наслідок того, що невикористана робота детандера відповідно до закону збереження енергії переходить у вигляді тепла тертя та викликає часткове додаткове пароутворення в дросельному вентилі, відбувається деяке зменшення питомої холодопродуктивності, відповідне площі $b', 4', 4, b$. В той же час кількість теплоти, відведеної в конденсаторі q_k (площа $a, 2, 3, b'$), залишається незмінною. Тому, виходячи з теплового балансу циклу, приріст

роботи циклу чисельно повинен дорівнювати зменшенню його холодопродуктивності.

Дійсно, для циклу з детандером величина q_k еквівалентна площі під лінією 2, 3 ($a, 2, 3, b'$), але дорівнює

$$q_k = q_0 + l.$$

Для циклу з дросельним вентилям q_k також еквівалентна площі під лінією 2, 3 ($a, 2, 3, b'$), але дорівнює

$$q_k = q_0 - \Delta q_0 + l + \Delta l,$$

де Δl – невикористана робота детандера.

Прирівнюючи праві частини наведеної рівності, отримаємо

$$q_0 + l = q_0 - \Delta q_0 + l + \Delta l,$$

тобто $\Delta q_0 = \Delta l$.

Холодильний коефіцієнт такого циклу буде менший, ніж у теоретичного циклу в області вологої пари, оскільки чисельник виразу зменшиться, а знаменник збільшиться на одну і ту ж величину. Це свідчить про те, що теоретично заміна детандера регулюючим вентилям не вигідна. Проте така заміна значно спрощує холодильну машину і дозволяє легко і зручно здійснювати регулювання параметрів її роботи. Тому в парових компресорних холодильних машинах вона завжди має місце.

Стиснення в області перегрітої пари

Адіабатичне стиснення в компресорі 1, 2 в циклі з детандером відбувається в області вологої пари. Через цю причину таке стиснення іноді називають “вологим ходом” компресора. Цей режим роботи є небезпечним через можливий гідравлічний удар (якщо в циліндр компресора потрапить велика кількість рідкого холодильного агента). У зв'язку з цим при експлуатації сучасних парових холодильних машин потрібно намагатися уникати режиму “вологого ходу”.

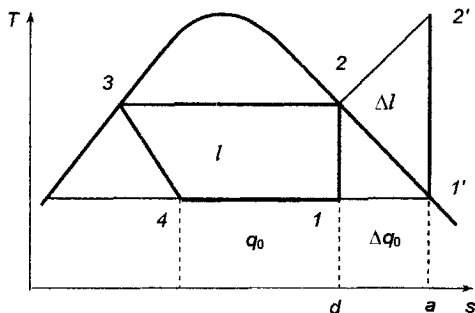


Рис. 3.6. Цикл в T, S – діаграмі в області перегрітої пари

При “сухому ході” (рис. 3.6) компресора стиснення здійснюють в області перегрітої пари (процес 1', 2'). Практично “сухий хід” компресора забезпечується включенням в схему віддільника рідини (аміачні холодильні машини), або регенеративного теплообмінника (фреонові холодильні машини), а також перегріванням пари у всмоктувачому трубопроводі. Енергетично “сухий хід” менш вигідний, ніж “вологий хід”, оскільки деяке збільшення питомої холодопродуктивності (площа Δq_0) супроводжується більш швидким зростанням роботи (площа Δl), тобто $\varepsilon = \frac{q_0 + \Delta q_0}{l + \Delta l}$

із зменшенням, кінцець кінцем, величини холодильного коефіцієнта.

Практична реалізація циклу, зображеного вище, може, з одного боку, привести до перегрівання пари 1', 1'' перед надходженням її в компресор, а з другого – до переохолодження рідини (3, 3') перед її дроселюванням (рис. 3.7).

Перегрівання пари може відбуватися або у випарнику холодильної машини, або у всмоктувачому трубопроводі. Величина його, як правило, не перевищує 5...10 °С, але приводить до деякого збільшення роботи стиснення в компресорі (площа Δl).

Переохолодження рідкого холодильного агента 3, 3' може здійснюватися в конденсаторі, або в спеціально включеному для цього апараті – переохолоджувачі рідини. З діаграми видно, що переохолодження рідини 3, 3' приводить до зростання питомої холодопродуктивності (площа Δq_0).

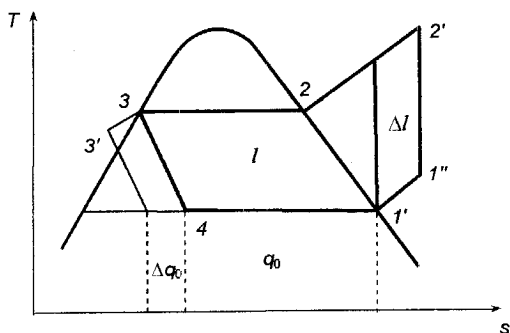


Рис. 3.7. Цикл з перегрівання пари і переохолодженням рідини.

Ми пропонуємо студентам самостійно з'ясувати, як відібується вказані зміни в циклі на величині холодильного коефіцієнта.

Холодильні машини великої потужності в даний час, як правило, працюють на аміаку. Оптимальним циклом аміачних холодильних машин є цикл з віддільником рідини.

3.2.2. Принципова схема і цикл аміачної холодильної машини з віддільником рідини

Вони зображені на рис. 3.8.

Компресор I відбирає пари аміаку з випарника VI, стискає їх (адіабатичний процес 1', 2) і нагнітає в конденсатор II. При стисненні пари підвищуються параметри його стану. У конденсаторі за допомогою охолоджувальної води або повітря відбувається охолодження пари і її конденсація при температурі дещо вищій за температуру навколишнього середовища (ізобарні процеси 2, 3 і 3, 4, відповідно). Рідкий аміак, що утворився в процесі конденсації, зберігається в лінійному ресивері III. Звідси рідина поступає на дроселювання, коли проходить через дросельний вентиль (PB) IV.

Процес дроселювання 4, 5 ($i = \text{const}$) умовно зображений суцільною лінією, хоча раніше згадувалося, що цей процес – необоротний, і, строго кажучи, не може бути зображений в термодинамічній T,s-діаграмі. В процесі дроселювання тиск і температура аміаку знижуються від P_k, t_k до P_0, t_0 , відповідно.

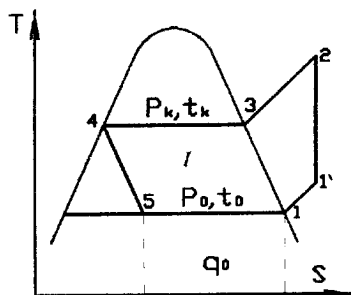
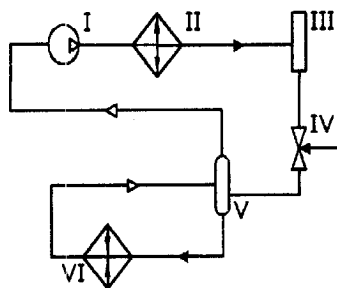


Рис. 3.8. Принципова схема і цикл холодильної машини з віддільником рідини: I – компресор; II – конденсатор; III – лінійний ресивер; IV – дросельний вентиль; V – віддільник рідини; VI – випарник.

Суміш пари і рідини (стан 5), що утворилася при дроселюванні, проходить через віддільник рідини (ВР) V, де відбувається їх розділення: легша пара збирається у верхній частині ВР і через всмоктуючу лінію повертається в компресор. Важча рідина з нижньої частини ВР направляється у випарник, де відбувається її кипіння при постійних P_0 і t_0 (процес 5, 1). Пара, що утворилася при кипінні, через ВР поступає у всмоктуючу лінію компресора (при цьому вона може перегрітися в трубопроводі 1, 1') і цикл повторюється. Якщо через які-небудь причини рідкий аміак не повністю википить у випарнику, то в компресор він все одно не потрапить, оскільки буде відокремлений у ВР і знову повернеться у випарник. Таким чином, ВР захищає компресор від режиму “вологого ходу”.

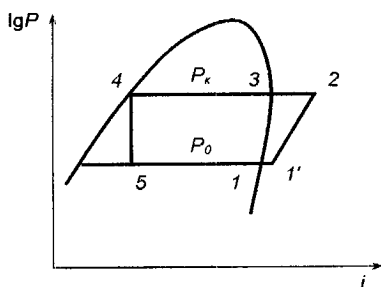


Рис. 3.9. Цикл з віддільником рідини в $\lg P, i$ – діаграмі.

Холодильний коефіцієнт циклу холодильної машини з віддільником рідини можна

$$\text{обчислити як } \varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1'}$$

При цьому зручно користуватися $\lg P, i$ – діаграмою, оскільки значення ентальпій у відповідних точках циклу можна знімати з діаграми з максимально можливою точністю. Цикл, зображений на рис. 3.6, в $\lg P, i$ – координатах представлено на рис. 3.9. Відзначаємо, що в розглянутій холодильній машині підтримується тільки два

чимо, що в розглянутій холодильній машині підтримується тільки два

тиски – P_0 і P_k . Від РВ, випарника і до компресора аміак знаходиться при низькому тиску P_0 (цю частину машини називають стороною низького тиску), а від компресора, конденсатора і до РВ – при високому тиску P_k (сторона високого тиску).

3.2.3. Принципова схема і цикл фреонові холодильної машини з РТО

Оптимальним циклом для холодильних машин, що працюють на фреонах, є цикл з регенерацією тепла. Ідея циклу полягає в глибокому переохолодженні рідкого агента перед дроселюванням (що, як ми переконалися раніше, приводить до збільшення холодильного коефіцієнта) за рахунок холодопродуктивності зворотного потоку пари, що утворилася у випарнику холодильної машини. Процес обміну теплою між рідиною і паром зазвичай здійснюють в спеціально включеному в схему теплообмінному апараті – регенеративному теплообміннику (РТО). Звідси і назва циклу, що іноді вживається – регенеративний (рис. 3.10).

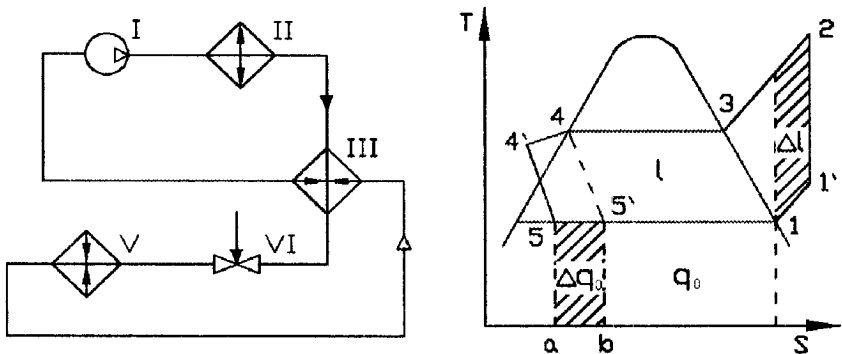


Рис. 3.10. Принципова схема і цикл фреонові холодильної машини з РТО: I – компресор, II – конденсатор, III – РТО, IV – РВ, V – випарник.

Більшість процесів цього циклу аналогічні процесам, зображеним на рис. 3.6. Виняток становлять процеси перегрівання пари 1, 1' і переохолодження рідкого агента 4, 4', які протікають в РТО.

Маючи на увазі те, що кількість теплоти, яка отримана паром в процесі її перегрівання, повинна дорівнювати кількості тепла, відведеного від рідини, можна записати рівняння теплового балансу РТО

$$q_p = q_n,$$

або, пам'ятаючи, що процеси 1, 1' і 4, 4' ізобарні,

$$i_r - i_1 = i_4 - i_4' \quad (3.3)$$

Рівняння (3.3) необхідно використовувати при тепловому розрахунку циклу фреонової холодильної машини. Холодильний коефіцієнт циклу з РТО може бути записаний аналогічно попередньому випадку

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$$

При розгляді циклу з РТО може виникнути питання, в яких випадках доцільно його використовувати. Для відповіді на це питання порівняємо його з циклом без регенерації. Холодильний коефіцієнт циклу без регенерації можна записати як $\varepsilon = q_0 / l$.

При наявності в схемі РТО має місце переохолодження рідкого агента, що приводить до збільшення питомої холодопродуктивності на величину Δq_0 (заштрихована площа), і відповідного збільшення роботи циклу Δl . Холодильний коефіцієнт такого циклу можна записати

$$\varepsilon_p = \frac{q_0 + \Delta q_0}{l + \Delta l} = \frac{q_0}{l} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta q_0}{q_0}}{1 + \frac{\Delta l}{l}}$$

$$\text{тобто } \varepsilon_p = \varepsilon \cdot \frac{1 + \frac{\Delta q_0}{q_0}}{1 + \frac{\Delta l}{l}}$$

Отже, регенерація доцільна у разі, коли дотримується умова $\Delta q_0 / q_0 > \Delta l / l$. Здійсненість цієї умови залежить від термодинамічних властивостей використовуваного в циклі холодильного агента, зокрема, від кута нахилу до правої граничної кривої ізобар перегрітої пари. Для більшості хладонів в області низьких температур регенерація практично вигідна. Для аміаку – ні. Крім того, слід мати на увазі, що використання регенеративного теплообміну в циклі холодильної машини приводить до збільшення температури кінця стиснення (точка 2). У фреонів вона невелика, а у аміаку нерідко перевищує 150 °С, що приводить до погіршення експлуатаційних показників компресора. З цих позицій також протипоказане введення регенерації в цикл аміачної холодильної машини і немає перешкод для її застосування в циклах фреонових холодильних машин. За таким циклом сьогодні працюють практично всі холодильні машини малої потужності.

Кількісною характеристикою якості реального циклу одноступінчатої холодильної машини може служити ступінь його термодинамічної досконалості

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k},$$

де ε_k – холодильний коефіцієнт циклу Карно, $\varepsilon_k = \frac{T_0}{T_k - T_0}$.

Для хладону R134a, наприклад, регенерація приводить до збільшення холодильного коефіцієнта. В деяких випадках доцільно перегрівати пари фреону в РТО на 30...40 °С, що, відповідно до рівняння (3.3), може привести до істотного зниження температури рідини перед РВ.

Цикл з регенерацією тепла в $\lg P, i$ – діаграмі наведений на рис. 3.11.

У останнє десятиліття стрімко росте число холодильних машин, що працюють на екологічно чистому CO₂ (R744).

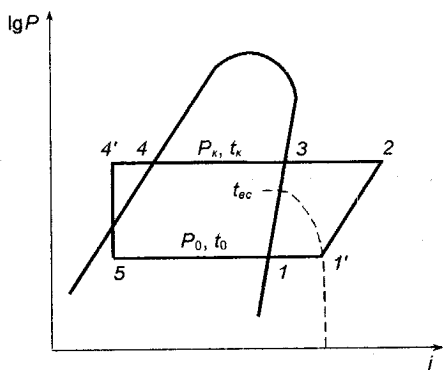


Рис. 3.11. Цикл з регенерацією тепла.

Цей холодильний агент має хороші теплофізичні і екологічні властивості, але достатньо низьку критичну температуру (304 К) і високий критичний тиск (7,38 МПа). У зв'язку з цим, залежно від параметрів циклу, робота такої холодильної машини може здійснюватися як в докритичній, так і в надкритичній області параметрів.

У докритичній області (коли існує можливість конденсувати CO₂ після стиснення в компресорі), такий цикл нічим не відрізняється від розглянутих раніше аміачного, або фреонового циклів. При підвищених температурах навколишнього середовища, коли немає можливості сконденсувати пароподібний CO₂ після стиснення в компресорі, замість конденсатора II в схему включають газоохолоджувач (рис. 3.1). Транскритичний цикл, представлений на рис. 3.12, за аналогією з пароконпресійним циклом, складається з чотирьох процесів, що протікають в чотирьох основних елементах.

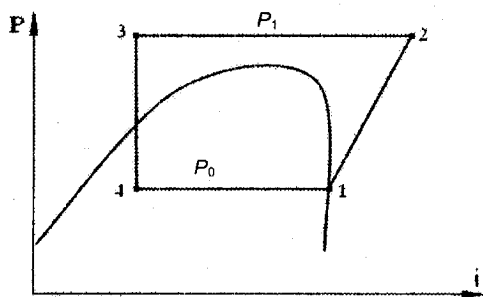


Рис. 3.12. Транскритичний цикл

В процесі стиснення в компресорі (1, 2) температура пари двоокису вуглецю може сягати $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вище. Потрапляючи в газоохолоджувач II, пара охолоджується (2, 3) при постійному тиску P_1 і змінній температурі. Далі вона дроселюється (3, 4), переходячи при цьому із стану перегрітої пари 3 в стан парорідинної

суміші 4 з переважною наявністю рідини. Далі рідина кипить (4, 1) при постійному тиску P_0 , виробляючи при цьому холод, а пара, що утворилася, знову поступає в компресор на стиснення.

Важливою особливістю роботи вуглекислотної холодильної машини є великі значення тисків P_0 і P_1 у системі. Так, при роботі в режимі кондиціонування повітря ($t_0 = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$) і температурі навколишнього середовища близько $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$, величини тисків P_0 і P_1 перевищуватимуть 3 і 7 МПа, відповідно. Зрозуміло, що такі аномально високі значення тисків накладають більш жорсткі вимоги до міцнісних характеристик всіх складових холодильної машини.

В даний час вуглекислотні холодильні машини набувають все більшого поширення в автомобільних кондиціонерах і особливо в теплових насосах невеликої потужності. З їх допомогою вдається отримувати гарячу воду з температурою до $90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розрахунок циклів компресорних одноступінчатих холодильних машин зручно виконувати за допомогою $\lg P, i$ – діаграми (далі, для спрощення – просто P, i – діаграми).

Початковими даними до такого розрахунку є температури кипіння t_0 , конденсації t_k , і всмоктування t_{sc} пари на вході в компресор. Розрахунок ведеться в наступній послідовності (холодильний агент R134a, $t_0 =$ мінус $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_k =$ плюс $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{sc} =$ плюс $20\text{ }^{\circ}\text{C}$):

1. У діаграмі наносять горизонтальні лінії t_0 і t_k і визначають термодинамічні параметри точок 1, 3 і 4 (рис. 3.11). Параметри R134a рекомендується внести до таблиці, складеної за наведеною нижче формою.

Оскільки перераховані вище вузлові точки циклу лежать на правій і лівій граничних кривих, для досягнення більшої точності їх параметри можна запозичувати і з таблиць властивостей R134a в стані насичення.

	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг}\cdot\text{град}$
1	мінус 10	0,20	0,10	385	1,73
1'	20	0,20	0,12	417	1,83
2	75	0,103	0,025	458	1,83
3	40	0,103	0,02	418	1,71
4	40	0,103	—	255	—
4'	27	0,103	—	233	—
5	мінус 10	0,20	—	233	—

2. На правій граничній кривій знаходять ізотерму, відповідну $t_{\text{вс}}$, і визначають положення точки 1' на перетині ізотерми $t_{\text{вс}}$ і ізобари P_0 .

3. На перетині адиабати ($s = \text{const}$), що проходить через точку 1', і ізобари P_k , знаходять параметри точки 2.

4. Складають рівняння теплового балансу РТО (3.3) і розраховують значення $i_{4'}$

$$i_{4'} = i_4 - (i_{1'} - i_1) = 255 - (417 - 385) = 223 \text{ кДж/кг.}$$

За значеннями $i_{4'}$ і P_k знаходять точку 4' і за діаграмою – значення $t_{4'}$.

5. З точки 4' опускають перпендикуляр до перетину з ізобарою P_0 і на перетині цих ліній – параметри точки 5.

6. Визначають питому масову холодопродуктивність

$$q_0 = i_1 - i_5 = 385 - 223 = 162 \text{ кДж/кг.}$$

7. Визначають питому роботу стиснення

$$l = i_2 - i_{1'} = 458 - 417 = 41 \text{ кДж/кг.}$$

8. Визначають холодильний коефіцієнт циклу холодильної машини

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{162}{41} = 3,96.$$

9. Визначають ступінь термодинамічної досконалості циклу холодильної машини

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k} = \frac{3,96}{6,58} = 0,602,$$

де ε_k – холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно в заданому інтервалі температур, $\varepsilon_k = T_0 / (T_k - T_0) = 6,58$.

3.3. Цикли і схеми холодильних машин з багатоступінчатим стисненням

Оскільки температура кипіння холодильного агента у випарнику холодильної машини залежить від величини тиску в ньому, для отримання низькотемпературного холоду доводиться знижувати тиск P_0 . З іншого боку, тиск в конденсаторі є параметром, який самовстановлюється, оскільки за інших рівних умов залежить тільки від температури навколишнього середовища. Отже, з пониженням температури кипіння агента t_c росте ступінь стиснення в компресорі P_k/P_0 . А це приводить до ряду негативних явищ в роботі холодильної машини. У зв'язку з цим для отримання низькотемпературного холоду використовують холодильні машини з багатоступінчатим стисненням (найчастіше – двоступінчаті), в яких високий ступінь стиснення холодильного агента дається у декілька етапів.

3.3.1. Цикли і схеми двоступінчатих холодильних машин

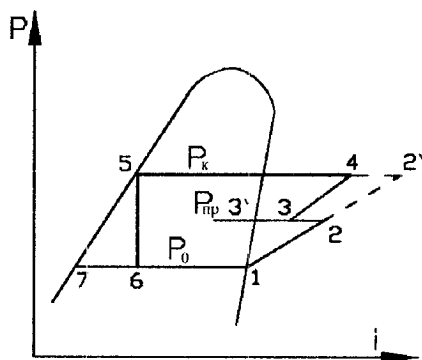


Рис. 3.13. Цикл двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням

Найбільш простим циклом двоступінчатої холодильної машини є цикл з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням холодильного агента (рис. 3.13).

Стиснення (1, 2') в одноступінчатому циклі 1, 2', 4, 5, 6 замінено тут двоступінчатим з проміжним охолодженням холодильного агента (2, 3) між стисненням в ступені низького тиску – СНТ (1, 2) і в ступені високого тиску – СВТ (3, 4). Проміжне охолодження зазвичай здійснюють проточною водою, для чого в схему холо-

дильної машини включають додатковий елемент – проміжний холодильник. Температура точки 3 залежить від температури проточної води. Як правило, вона дещо вища за температуру точки 3' (точки 3 і 3' лежать на одній ізобарі $P_{пр}$), тому говорять, що в даному циклі має місце неповне проміжне охолодження пари холодильного агента.

Холодильний коефіцієнт цього циклу може бути визначений як:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{снд} + l_{свд}} = \frac{i_1 - i_6}{(i_2 - i_1) + (i_4 - i_3)}. \quad (3.4)$$

Неважко відмітити, що в одноступінчатому циклі 1, 2', 4, 5, 6, здійснюваному в тому ж інтервалі тиску P_k і P_0 , при тій же величині питомої масової холодопродуктивності q_0 теоретична робота стиснення (площа циклу) більше на величину, еквівалентну площі 2, 2', 4, 3. Нижча в циклі і температура кінця стиснення в компресорі ($t_4 < t_2'$), що також є важливим при оцінці якості циклу холодильної машини.

При побудові циклу (рис. 3.13) необхідно задатися величиною проміжного тиску P_{np} . Можна показати, що доцільно вибирати P_{np} з умов рівного ступеня стиснення в компресорах СНТ і СВТ, тобто $P_{np}/P_0 = P_k/P_{np}$, звідки витікає, що

$$P_{np} = \sqrt{P_k \cdot P_0}. \quad (3.5)$$

На практиці цикл з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням (рис. 3.14) використовується в низькотемпературних холодильних машинах невеликої потужності, наприклад, в низькотемпературних шафах, термобарокамерах тощо.

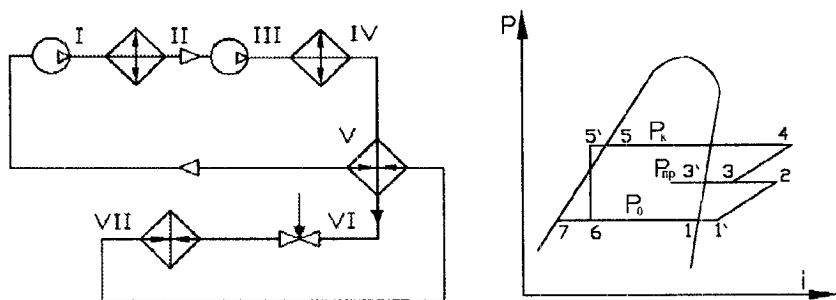


Рис. 3.14. Принципова схема і цикл фреонової двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням: I – компресор СНТ, II – проміжний холодильник, III – компресор СВТ, IV – конденсатор, V – РТО, VI – РВ, VII – випарник, 1, 1' і 5, 5' – процеси в РТО.

Недоліком циклу з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням є наявність неповного проміжного охолодження холодильного агента (повне 2, 3', рис. 3.14, енергетично вигідніше) і великі втрати холодопродуктивності при дроселюванні холодильного агента (відрізок 6, 7). Від перерахованих недоліків позбавлений цикл з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселюванням,

який набув широкого поширення в двоступінчатих аміачних холодильних машинах. Принципова схема і термодинамічний цикл такої холодильної машини в $\lg P, i$ – діаграмі наведені на рис. 3.15.

У компресорі СНТ такої холодильної машини холодильний агент стискається по адіабаті 1, 2 від тиску P_0 до P_{np} . Звідси перегріта пара в стані 2 поступає в проміжний холодильник II, де (наскільки це можливо) переохолоджується проточною водою в ізобарному процесі 2, 2' і проходить через промпосуд III. Останній є вертикально орієнтованою порожнистою посудиною, частково заповненою киплячою рідиною при тиску P_{np} (стан 7). Перегрита пара стану 2' барботує через шар цієї рідини, внаслідок чого відбувається повне переохолодження пари (2', 3). Природно, що, приймаючи теплоту перегріву 2', 3, деяка частина рідкого агента стану 7 скипить (7, 3) і перетвориться на пару (позначимо цю кількість пари G').

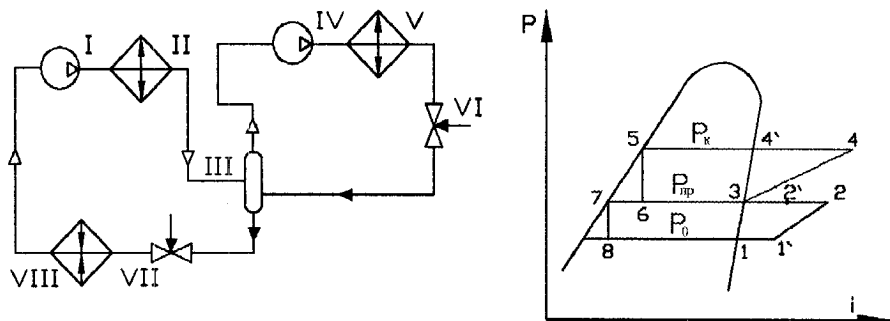


Рис. 3.15. Принципова схема і циклі двоступінчатої холодильної машини з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселуванням: I – компресор СНТ, II – проміжний холодильник, III – промпосуд, IV – компресор СВТ, V – конденсатор, VI – PBI, VII – PBII, VIII – випарник.

Разом з основним потоком пари G , що пройшов через компресор СНТ, ця пара поступає в компресор СВТ, де стискається по адіабаті 3, 4 від тиску P_{np} до P_k . З компресора СВТ пара нагнітається в конденсатор, в якому відбувається переохолодження пари до стану насичення (4, 4') і її конденсація (4', 5). Звідси рідкий холодильний агент поступає на дроселування в PBVI (5, 6).

Парорідинна суміш стану 6, що утворилася в результаті дроселування, механічно розділяється в промпосуді III: легша пара (стан 3) в кількості G'' збирається у верхній частині промпосуду III і відсмоктується компресором СВТ, а більш важка рідина (стан 7) йде на дроселування в PB VII (7, 8) і потрапляє в випарник VIII, де кипить при ни-

зькому тиску P_0 (8, 1), виробляючи холод. Компресор СНТ відсмоктує з випарника пару, що утворилася, і тим самим підтримує в ньому низький тиск P_0 .

Неважко відмітити, що, якщо через компресор СНТ проходить G , кг/с пари, то через компресор СВТ – більша кількість $(G + G' + G'')$, кг/с. Тому величину холодильного коефіцієнта циклу зручно записати через загальну витрату пари в кожному із ступенів стиснення

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_{снд} + L_{свд}} = \frac{G \cdot (i_1 - i_8)}{G \cdot (i_2 - i_1) + (G + G' + G'') \cdot (i_4 - i_3)}, \quad (3.6)$$

де Q_0 – холодопродуктивність холодильної машини, кВт;

$L_{снд}$, $L_{свд}$ – робота стиснення протягом 1 с, тобто теоретична потужність кожного із ступенів стиснення.

Скоротивши в (3.6) G , отримаємо формулу для розрахунку ε через питому холодопродуктивність

$$\varepsilon = \frac{(i_1 - i_8)}{(i_2 - i_1) + (1 + \alpha + \beta) \cdot (i_4 - i_3)} = \frac{q_0}{l_{снд} + (1 + \alpha + \beta) \cdot l_{свд}},$$

де $\alpha = G'/G$ – відносна кількість пари, що утворилася в процесі ба-рботажу;

$\beta = G''/G$ – відносна кількість пари, що утворилася в процесі дроселювання 5, 6 (фактично β – ступінь сухості вологої пари в стані 6).

Оскільки $\alpha = \frac{G'}{G} = \frac{i_2' - i_3}{i_3 - i_6}$, а $\beta = \frac{G''}{G} = \frac{i_6 - i_7}{i_3 - i_6}$, то вираз $(1 + \alpha + \beta)$ можна представити як

$$\frac{i_3 - i_6}{i_3 - i_6} + \frac{i_2' - i_3}{i_3 - i_6} + \frac{i_6 - i_7}{i_3 - i_6} = \frac{i_2' - i_7}{i_3 - i_6},$$

а величину холодильного коефіцієнта циклу

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_8}{(i_2 - i_1) + \frac{i_2' - i_7}{i_3 - i_6} \cdot (i_4 - i_3)} \quad (3.7)$$

Важливо відзначити, що, незважаючи на те, що витрата пари в компресорі СНТ менша, ніж в компресорі СВТ, за геометричними розмірами останній значно менший компресора СНТ, оскільки питомий об'єм всмоктуваної пари v_3 значно менший за v_1 .

На підприємствах харчової промисловості цикл з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселюванням використовуються для забезпечення холодом камер зберігання заморожених вантажів,

камерних морозилок і швидкоморозильних апаратів. Проте зустрічаються різні модифікації цього циклу. Так, часто в схему холодильної машини не включають проміжний холодильник II. В цьому випадку в проміжний посуд III поступає перегріта пара в стані 2. Схема холодильної машини спроститься, проте холодильний коефіцієнт циклу зменшиться (знаменник виразу (3.7) збільшиться). Пояснення цьому просте: більша кількість рідкого холодильного агента після першого дроселювання витратитьися непродуктивно (на переохолодження пари 2, 2'), тобто не потрапить у випарник холодильної машини.

Часто даний цикл реалізують з глибоким переохолодженням рідини високого тиску в змійовику проміжного посуду (рис. 3.16).

У схему такої холодильної машини включають проміжний посуд з теплообмінником (змійовиком), який занурений в киплячу рідину (стан 8). Постійний рівень рідини в ньому підтримується за допомогою РВІ (VI). Теоретично величина холодильного коефіцієнта цього циклу буде така ж, як і у попереднього (якщо допустити, що $t_7 = t_8$).

Практично, проте, t_7 завжди вище t_8 на 3...5 °С, що приводить до необоротних втрат і незначного зниження величини ϵ .

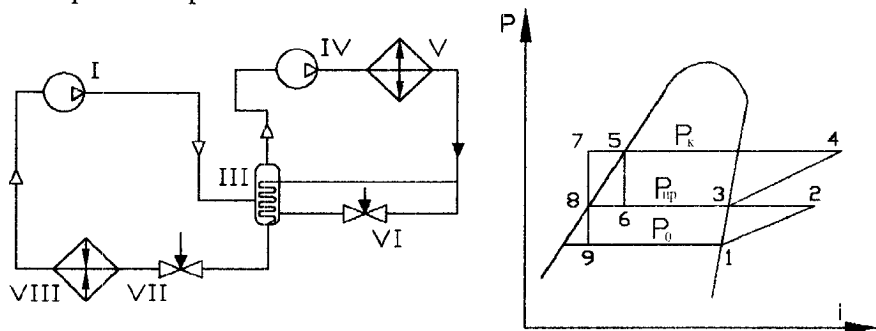


Рис. 3.16. Схема і цикл двоступінчатої холодильної машини з глибоким переохолодженням рідини в змійовику проміжного посуду (позначення ті ж, що і на рис. 3.15): 5, 7 – глибоке переохолодження рідини в змійовику проміжного посуду III.

Проте дана схема знайшла широке застосування, оскільки володіє істотною експлуатаційною перевагою: змащувальне мастило з компресора СНТ вже видалене в масловіддільнику, не потрапляє знову в теплообмінні апарати холодильної машини і не забруднює їх.

Конструктивно ступені низького і високого тиску можуть бути виконані як окремі одноступінчаті компресори, включені послідовно в схему холодильної машини. Для ступеня низького тиску часто засто-

совують компресори полегшеного типу, розраховані на невеликий тиск в кінці стиснення, які іноді називаються підтискними, тобто бустерними. Як бустер-компресори використовують поршневі, ротаційні і гвинтові компресори. Іноді компресори СНТ і СВТ об'єднують в двоступінчатий агрегат, який включає два компресори, розділені промпосудом. Вітчизняна промисловість випускає і однокорпусні двоступінчаті компресори (наприклад, чотирициліндрові – один з циліндрів яких виконує функції компресора СВТ, а останні – СНТ).

Розрахунок циклу двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням (рис. 3.14) виконують за схемою, аналогічною схемі розрахунку одноступінчастого циклу. Початковими даними є температури кипіння t_0 і конденсації t_k . Спочатку за P, i – діаграмою заданого холодильного агента визначають тиски P_0 і P_k і за формулою (3.5) – проміжний тиск в циклі P_{np} . Ці лінії наносять на діаграму і послідовно визначають параметри точок 1, 2, 3, 4, 5, 6. Параметри точки 3 знаходять на перетині ізобари P_{np} і адиабати 3, 4 (температура t_3 на 3...5 °С вища за температуру проточної води в проміжному холодильнику).

Розрахунок циклу двоступінчатої холодильної машини з повним проміжним переохолодженням (рис. 3.16) виконують аналогічно. Нижче наводиться приклад такого розрахунку (холодильний агент – аміак, $t_k = +35$ °С, $t_0 = -30$ °С):

1. У діаграмі $\lg P, i$ для аміаку наносять ізотерми t_0, t_k і визначають відповідні їм значення тиску P_0 і P_k . Визначають параметри точок 1 і 5.
2. За формулою (3.5) визначають значення тиску P_{np} і наносять на діаграму. Визначають параметри точки 3.
3. На перетині відповідних ліній визначають параметри точок 2 і 4.
4. На перетині ізотерми t_{np} та ізобари P_k визначають параметри точки 7. Параметри знайдених точок вносять до таблиці.

№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$V, \text{м}^3/\text{кг}$	$l, \text{кДж/кг}$	$S, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
1	мінус 30	0,13	0,88	1648	9,22
2	44	0,42	0,37	1820	9,22
3	мінус 2	0,42	0,30	1675	8,88
4	88	1,35	0,12	1850	8,88
5	35	1,35	–	570	–
6	мінус 2	0,42	–	570	–
7	0	1,35	–	420	–
8	3	0,42	–	435	–
9	мінус 30	0,13	–	420	–

Далі визначають:

5. Питому масову холодопродуктивність

$$q_0 = i_1 - i_9 = 1648 - 420 = 1128 \text{ кДж/кг.}$$

6. Питому роботу стиснення в компресорах СНТ і СВТ

$$l_{\text{СНД}} = i_2 - i_1 = 1820 - 1648 = 172 \text{ кДж/кг.}$$

$$l_{\text{СВД}} = i_4 - i_3 = 1850 - 1675 = 175 \text{ кДж/кг.}$$

7. Холодильний коефіцієнт циклу холодильної машини

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{СНТ}} + \left(\frac{i_2 - i_8}{i_3 - i_6} \right) \cdot l_{\text{СВТ}}} = \frac{1128}{172 + \frac{1385}{1115} \cdot 175} = 2,89.$$

8. Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_c = i_4 - i_5 = 1850 - 570 = 1280 \text{ кДж/кг.}$$

9. Холодильний коефіцієнт циклу Карно

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{243,15}{65} = 3,74.$$

10. Ступінь термодинамічної досконалості циклу холодильної машини

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k} = \frac{2,89}{3,74} = 0,773,$$

що належить для двоступінчатого циклу визнати задовільним.

3.4. Низькотемпературна холодильна машина на базі гвинтового компресора

Такі холодильні машини з'явилися порівняно недавно, після того, як в холодильній техніці почали використовувати гвинтові компресори. Особливістю такої машини є те, що фактично двоступінчате стиснення холодильного агента здійснюється в одному компресорі (рис. 3.17).

Після стиснення в компресорі I пара, як і в попередніх випадках, проштовхується в конденсатор II, де спочатку охолоджується, а потім конденсується (4, 5). Далі потік киплячої рідини в стані 5 роздвоюється: більша його частина прямує в змійовик теплообмінника IV, де глибоко переохолоджується (5, 7) частиною, що залишилася, яка перед

попаданням в міжтрубний простір теплообмінника IV спочатку дрослюється (5, 6) в РВ III, а потім кипить (6, 9), переохолоджує при цьому основний потік рідкого агента. Останній потім дрослюється (7, 8) в РВ V і википає у випарнику VI (8, 1), виробляючи при цьому низькотемпературний холод. З випарника пара стану 1 поступає в компресор, де стискається (1, 2) до тих пір, поки її тиск не досягне величини P_{np} . У цей момент до неї додається пара такого ж тиску (стан 9), що утворилася в теплообміннику IV. При змішуванні цих потоків утворюється пара стану 3, яка дотискується в компресорі I до кінцевого тиску P_k (3, 4). Далі цикл повторюється.

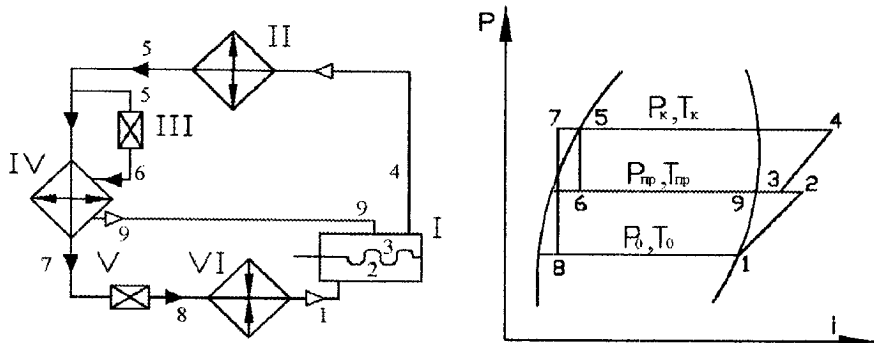


Рис. 3.17. Принципова схема і цикл низькотемпературної холодильної машини на базі гвинтового компресора: I – гвинтовий компресор, II – конденсатор, IV – теплообмінник, III, V – РВ, VI – низькотемпературний випарник.

При визначенні холодильного коефіцієнта такого циклу слід враховувати, що витрата холодильного агента через конденсатор G_k буде суттєво більшою, ніж через випарник G_a .

$$\varepsilon = \frac{G_a \cdot q_o}{G_a \cdot l_1 + G_k \cdot l_2}, \quad (3.8)$$

де $q_o = i_1 - i_8$ – питома холодопродуктивність;

$l_1 = i_2 - i_1$ – питома робота компресора на першій стадії стиснення;

$l_2 = i_4 - i_3$ – те ж саме на другій стадії стиснення.

Якщо вважати, що при заданій холодопродуктивності машини Q_o значення G_a відоме ($G_a = Q_o/q_o$), то у виразі (3.8) невідомими є ε , G_k і i_3 .

Значення G_k можна знайти, склавши тепловий баланс теплообмінника IV

$$G_k \cdot i_5 = G_a \cdot i_7 + (G_k - G_a) \cdot i_9.$$

При цьому спочатку слід за формулою (3.5) визначити значення проміжного тиску P_{np} і за відповідною йому t_{np} – ентальпію в точці 9 ($t_7 = t_{np} + 3 \dots 5$ °C).

Значення ентальпії в точці 3 визначається з рівняння змішування потоків

$$G_e \cdot i_2 + (G_x - G_e) \cdot i_9 = G_x \cdot i_3.$$

У технічній літературі розглянуту холодильну машину іноді називають машиною з системою “економайзер”. Найбільшого поширення вона набула на підприємствах рибної промисловості.

На закінчення відзначимо, що на підприємствах галузі нечасто можна зустріти ситуацію, коли компресорний цех виробляє холод тільки однієї температури. Набагато частіше є потреба в двох, або навіть в трьох температурних рівнях. Так, типовою може бути ситуація, коли сировина зберігається в камерах з нульовою температурою, а готова продукція відразу заморожується в камерній морозилці (або морозильному апараті) з температурою повітря мінус 30 °C і потім зберігається в камері зберігання заморожених вантажів при температурі мінус 18 °C. Зрозуміло, що кожному з цих температур повинна забезпечувати своя холодильна машина.

Принципова схема холодильної установки на дві температури кипіння холодильного агента наведена нижче (рис. 3.18).

У ній є одноступінчата холодильна машина з системою розсолного охолодження (наприклад, для приймання молока, або охолодження риби холодним розсолом з бака XI) і дві двоступінчаті холодильні машини, що забезпечують роботу морозильних апаратів (з безпосереднім кипінням холодильного агента). Як правило, така установка працює на аміаку і має загальну нагнітальну лінію для всіх компресорів. Для кращої орієнтації в таких схемах всі трубопроводи мають ДОСТівську нумерацію в місцях розриву ліній: 1 – вода; 2 – водяна пара; 3 – повітря; 11 – аміак; 14 – змащувальне мастило; 28 – розсід.

Розрахунок такої схеми зазвичай зводиться до визначення основних параметрів одноступінчатого і двоступінчатого компресорів, необхідної поверхні теплообміну конденсаторів і вибору їх марок з каталогів.

3.5. Принципова схема і цикл двокаскадної холодильної машини

Розглянуті вище цикли двоступінчатих холодильних машин реалізується за допомогою одного холодильного агента. Практично завжди можна підібрати таке робоче тіло, щоб воно володіло задовільними

властивостями в інтервалі від температури кипіння до температури конденсації. Але вже для триступінчатої холодильної машини доведеться миритися з дуже великим тиском в конденсаторі, а чотириступінчастий цикл практично взагалі не реалізовується, оскільки доведеться мати справу з дуже великим перепадом тиску. Від цього недоліку позбавлені багатокаскадні холодильні машини.

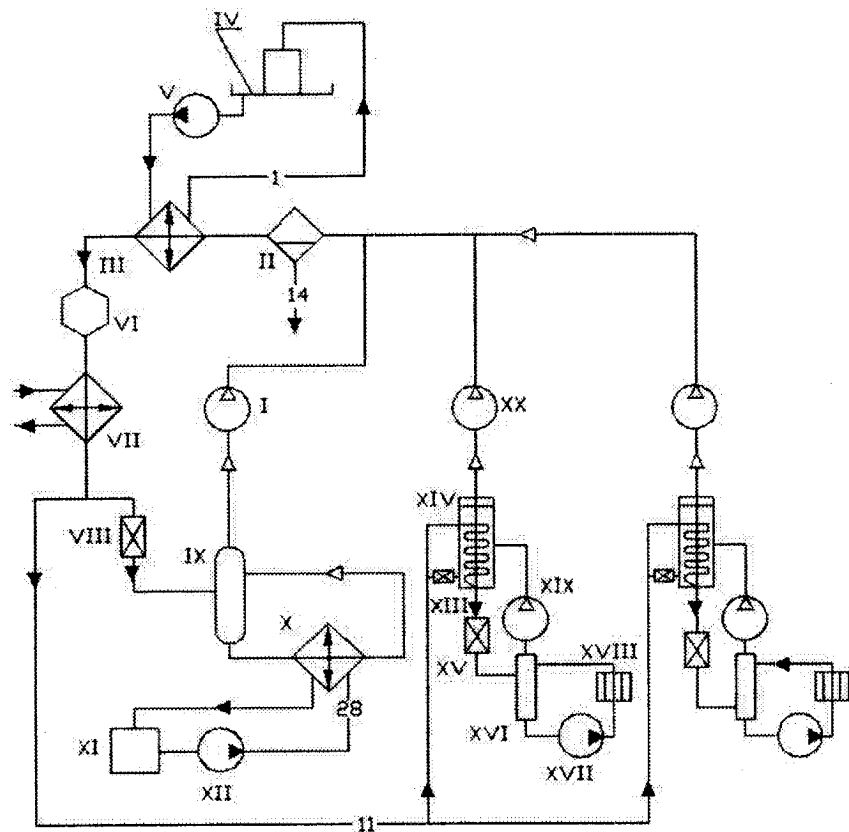


Рис. 3.18. Принципова схема аміачної холодильної установки на дві температури кипіння холодильного агента: I – одноступінчатий компресор, II – масловіддільник, III – конденсатор, IV – градирня, V – водяний насос, VI – лінійний ресивер, VII – переохолоджувач рідини, VIII, XIII, XV – дросельні вентилі (РВ), IX – віддільник рідини, X – випарник розсолу, XI – бак розсолу, XII – насос розсолу, XIV – промпосуд, XVI – циркуляційний ресивер, XVII – аміачний насос, XVIII – швидкоморозильний апарат, XIX – компресор ступеня низького тиску (СНТ), XX – компресор високого тиску (СВТ).

У них низькотемпературний холод отримують у випарнику одноступінчатої холодильної машини нижнього каскаду, а кожен випарник холодильних машин наступних каскадів виробляє холод для конденсації холодильного агента в машині попереднього каскаду. Теоретично кількість таких каскадів не обмежена. Тому за допомогою багатокаскадних холодильних машин вдається отримати холод на рівні криогенних температур. Нижче наведені схема і цикл двокаскадної холодильної машини (рис. 3.19).

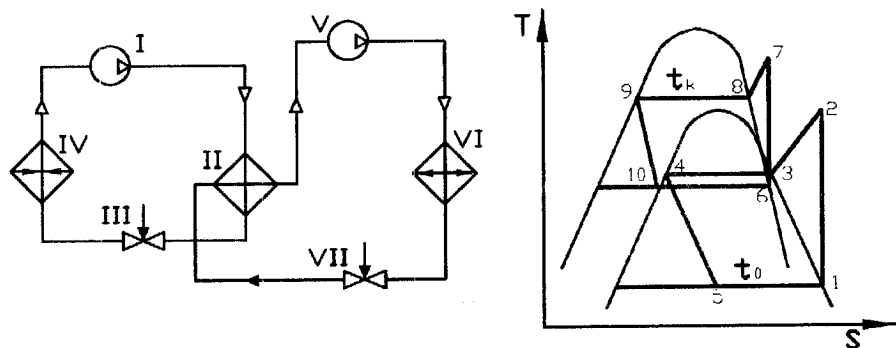


Рис. 3.19 – Схема і цикл в T, s – діаграмі двокаскадної холодильної машини.

У випарнику IV холодильної машини нижнього каскаду виробляється низькотемпературний холод при кипінні низькокиплячого холодильного агента (наприклад, R23) в процесі 5, 1. Пара, що утворилася, відбирається і стискається (1, 2) в компресорі нижнього каскаду I, звідки подається у випарник-конденсатор двокаскадної холодильної машини II. Тут відбувається її конденсація (2, 3, 4) за рахунок холоду, що виробляється холодильною машиною верхнього каскаду в процесі кипіння холодильного агента (10, 6). Таким чином, випарник-конденсатор двокаскадної холодильної машини II є конденсатором для холодильної машини нижнього каскаду і випарником для холодильної машини верхнього каскаду. Далі холодильний агент дроселюється (4, 5) і знову поступає у випарник холодильної машини нижнього каскаду.

Холодильна машина верхнього каскаду працює на більш висококиплячому холодильному агенті (наприклад, R134a). Пара хладону R134a, що з'явилася у випарнику-конденсаторі II, відсмоктується і

стискається (6, 7) в компресорі холодильної машини верхнього каскаду V, звідки подається в конденсатор VI машини верхнього каскаду, де конденсується (7, 8, 9), дроселюється (9, 10) і знову подається у випарник-конденсатор.

Оскільки холодильні машини обох каскадів заправлені різними холодильними агентами, тиск в них можна регулювати, підбираючи той, або інший холодильний агент. Це є великою перевагою. До недоліків багатокаскадних холодильних машин слід віднести наявність температурного перепаду між холодильними агентами машин верхнього і нижнього каскадів у випарнику-конденсаторі. Зазвичай він невеликий (5...7 °C), але і такий перепад температур знижує енергетичну ефективність циклу.

Холодильний коефіцієнт циклу двокаскадної холодильної машини слід визначати як співвідношення холодопродуктивності двокаскадної холодильної машини Q_0 до загальних витрат роботи в компресорах холодильних машин верхнього (L_e) та нижнього (L_n) каскадів

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_e + L_n} = \frac{G_n \cdot (i_1 - i_3)}{G_e \cdot (i_7 - i_6) + G_n \cdot (i_2 - i_1)}$$

де G_e, G_n – витрати холодильних агентів у холодильних машинах верхнього та нижнього каскадів, відповідно.

Питання для самоконтролю

1. Вкажіть на циклі аміачної холодильної машини “шкідливий” перегрів пари. Де він відбувається?
2. Запишіть рівняння теплового балансу РТО.
3. Чому регенеративний цикл не застосовується в аміачних холодильних машинах?
4. Що таке “вологий хід” компресора? Як його уникнути в аміачних і у фреонових холодильних машинах?
5. Поясніть, чому в двоступінчатій холодильній машині з повним проміжним перегрівом компресор СВТ завжди менший за розміром компресора СНТ?
6. Через який з цих компресорів проходить більша кількість пари?
7. У чому основна перевага двокаскадної холодильної машини в порівнянні з двоступінчатою?
8. Запишіть вираз для холодильного коефіцієнта двокаскадної холодильної машини.

Література: [1, с. 52...96; 2, с. 35...50].



КОМПРЕСОРИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

РОЗДІЛ 4

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 4.1. Класифікація і маркірування компресорів.
- 4.2. Конструкції поршневих компресорів.
- 4.3. Об'ємні і енергетичні втрати в компресорі.
- 4.4. Холодопродуктивність компресора.
- 4.5. Інші типи компресорів сучасних холодильних машин.

Компресор є найскладнішим і найдорожчим елементом холодильної машини. Його завданням є підтримка низького тиску P_0 у випарнику шляхом постійного видалення з нього пари, стиснення пари від тиску P_0 до P_x і нагнітання її в конденсатор холодильної машини. Об'ємна продуктивність компресора V_h , м³/с, разом з властивостями холодильного агента, зумовлює холодопродуктивність холодильної машини Q_0 , кВт.

4.1. Класифікація і маркірування компресорів

У харчовій промисловості використовують поршнєві, ротаційні, гвинтові і спіральні компресори. В даний час найбільше розповсюдження має поршнєвий компресор. Щорічне виробництво цих компресорів в світі перевищує 150 млн. одиниць, причому більше 90 % з них виконуються герметичними. Велика частина таких компресорів мають потужність до 0,5 кВт і призначені для побутових холодильників, кондиціонерів, а також холодопостачання підприємств торгівлі і громадського харчування. Як правило, такі компресори працюють на хладоні R22 і екологічно чистих R134a, R404 і R290. Традиційне широке розповсюдження зберігають і поршнєві компресори з сальниковим ущільненням колінчастого вала в промислових установках середньої і великої потужності.

Поршнєві компресори класифікуються таким чином:

- за холодопродуктивністю: малі, середні і великі;
- за ступенем стиснення: одно-, дво- і триступінчаті;
- за напрямом руху пари в циліндрі компресора: прямоотечійні і непрямотечійні;
- за числом циліндрів у компресорі: одно- і багаточиліндрові;

- за розташуванням осей циліндрів: горизонтальні, вертикальні і кутові (V-подібні, W-подібні, радіальні);
- за числом робочих порожнин: простої і подвійної дії;
- за ступенем герметичності: герметичні, безсальникові з вбудованим електродвигуном; із зовнішнім приводом і сальниковим ущільненням вала;
- за типом приводу: з електродвигуном, насадженим на вал компресора, і з клинопасовою передачею.

Залежно від конструктивних особливостей виконання кривошипно-шатунного механізму розрізняють крейцкопфні і безкрейцкопфні компресори, а залежно від конструкції деталей компресора – блокартерні і з окремим виконанням блока циліндрів і картера.

Перераховані ознаки класифікації поршневих компресорів знайшли відображення в маркіровці компресорів. Зазвичай маркування компресора включає ряд літер і цифр, кожна з яких має свій сенс. Так, літера П позначає слово поршневий, Р – ротаційний, Вх – гвинтовий компресор, Б, Бс – безсальниковий, Г – герметичний (у старій системі маркування – горизонтальний), В – вертикальний, У-V-подібні, УУ-W-подібні, О – опозитний, Д – двоступінчатий. Число, наступне за літерами, вказує стандартну холодопродуктивність компресора, кВт.

Розглянемо ряд прикладів:

П60 – поршневий, продуктивністю 60 кВт;

ФУ25 – фреоновий, V-подібний, 25 кВт;

ФВБс6 – фреоновий, вертикальний, безсальниковий на 6 кВт.

Сучасні компресори, як правило, постачаються заводами-виготовлювачами у вигляді компресорних агрегатів, які включають, крім компресора, електропривод, пускову, захисну апаратуру і автоматику. Такі агрегати маркують буквою А, потім іде холодопродуктивність компресора, потім через тире ставлять цифру, вказуючу, на якому холодильному агенті працює компресор, і наприкінці (також через тире) йде ще одна цифра, вказуюча на температурне виконання компресора (0, 1 – високотемпературний компресор; 2, 3 – середньотемпературний; 4, 5 – низькотемпературного виконання). Хладон R12 маркують цифрою 1, R22-2, R13-3, R717 – цифрою 7 і так далі.

Приклади маркування компресорних агрегатів:

А 110-2-2 – компресорний агрегат на 110 кВт, R22, середньотемпературного виконання;

АД 130-7-4 – двоступінчатий компресорний агрегат на 130 кВт, R717, низькотемпературний.

Гвинтові компресори маркуються аналогічно:

Вх 240-2-0 – гвинтовий, 240 кВт, R22, високотемпературний варіант.

4.2. Конструкції поршневих компресорів

Поршневі компресори крупних холодильних машин виконують крейцкопфними подвійної дії і безкрейцкопфними простої дії.

Крейцкопфні непрямотечійні компресори подвійної дії випускають холодопродуктивністю понад 465000 Вт (400000 ст. ккал/год). Ці компресори за розташуванням циліндрів бувають:

- а) горизонтальними однолінійними;
- б) горизонтальними дволінійними (компаунд);
- в) горизонтальними опозитними з установкою циліндрів один проти одного.

Принцип дії горизонтального компресора показаний на рис. 4.1. При русі поршня з лівого крайнього положення в лівій порожнині циліндра спочатку відбувається розширення пари, що залишилася в «мертвому» просторі, до тиску, дещо меншого, ніж у всмоктуючому трубопроводі. Потім відкривається всмоктуючий клапан $1'$ і відбувається всмоктування пари холодильного агента в ліву порожнину циліндра. При зворотному русі поршня всмоктуючий клапан $1'$ закривається і в циліндрі відбувається стиснення пари до тиску дещо вищого, ніж тиск у нагнітальному трубопроводі. При цьому тиску пара нагнітається в конденсатор через нагнітальний клапан $2'$. У той час, коли в лівій порожнині циліндра відбувається стиснення, в правій пара засмоктується через всмоктуючий клапан 1 , а потім стискається і виштовхується через клапан 2 .

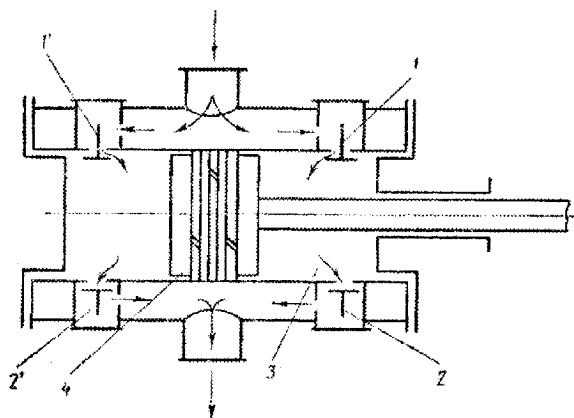


Рис. 4.1. Принцип дії горизонтального компресора: 1,1' – всмоктуючі клапани; 2,2' – нагнітальні клапани; 3 – циліндр; 4 – поршень.

Конструкція горизонтального опозитного компресора А0 600, що серійно випускається, показана на рис. 4.2.

Рама компресора. Базовою деталлю, в якій розташований кривошипно-шатунний механізм, є рама компресора. На рамі кріплять циліндри і всі допоміжні деталі. Вона сприймає всі зусилля, що виникають при стисненні пари, тому повинна бути масивною і міцною. Рама знаходиться під дією атмосферного тиску.

Циліндр. У циліндрі відбувається зворотне розширення пари холодильного агента, що залишився в мертвому просторі, всмоктування пари з випарника, стиснення пари і нагнітання її в конденсатор. Циліндри подвійної дії мають гнізда для розміщення всмоктуючих і нагнітальних клапанів. У великих компресорах циліндри мають установлені на легкопресовій посадці гільзи для полегшення ремонту при зносі. Кришки сполучають з циліндром шпильками, застосовуючи прокладки з пароніту або клінгеріту. Циліндри з кришками і гільзи виконують з високоякісних чавунів СЧ21-40 і СЧ24-44 або легованих чавунів з присадкою нікелю від 1 до 2 %.

Клапани всмоктуючі і нагнітаючі. Всмоктуючі клапани призначені для всмоктування пари в циліндр компресора, а нагнітаючі – для нагнітання пари з циліндра до конденсатора. Від стану клапанів залежить холодопродуктивність компресора: якщо клапани нещільно закриваються, то пара перетікає з боку високого тиску на бік низького тиску і холодопродуктивність зменшується.

Клапани відносяться до найбільш відповідальних вузлів компресора. Вони повинні забезпечувати щільність в закритому стані, своєчасність відкриття і закриття, малий опір протіканню пари, зносостійкість і міцність.

В даний час всі горизонтальні компресори мають пластинчасті клапани. Конструкції всмоктуючих і нагнітальних пластинчастих клапанів однакові.

Запобіжні клапани. Для запобігання аварії у разі підвищення різниці тисків нагнітання і всмоктування вище допустимого застосовують запобіжні клапани. При нормальній роботі компресора запобіжний клапан повинен бути закритий, а при підвищенні різниці тиску нагнітання і всмоктування запобіжний клапан відкривається і сполучає нагнітальну сторону зі всмоктуючою. При цьому частина пари переходить з нагнітального боку на всмоктуючий і можливість аварії виключається.

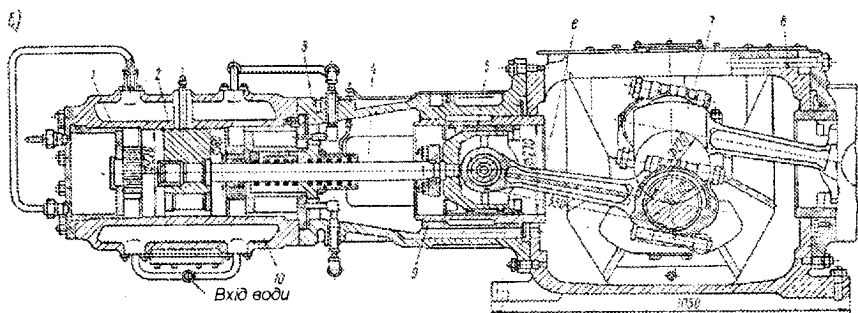
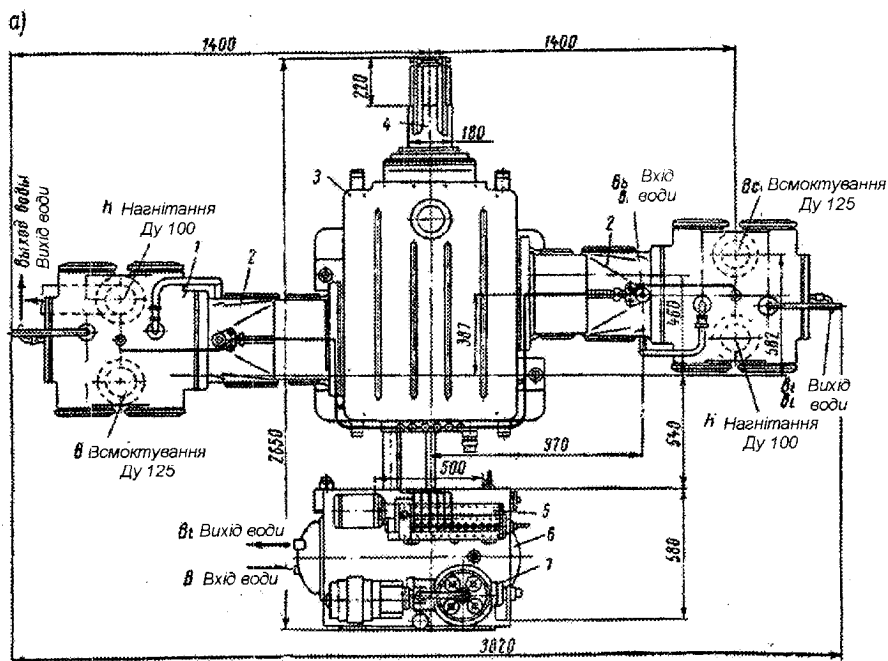


Рис. 4.2. Ам'ячний горизонтальний опозитний компресор АО-600: а – план: 1 – циліндр; 2 – направляючі крейцкоффа; 3 – база; 4 – кінець колінчастого вала; 5 – лубрикатор; 6 – фільтр-холодильник для масла; 7 – масляний насос; б – подовжній розріз: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – сальник; 4 – шток; 5 – крейцкофп; 6 – шатун; 7 – кривошип колінчастого вала; 8 – база; 9 – направляючі крейцкоффа; 10 – водяна охолоджуюча рубашка.

Механізм руху. У горизонтальному компресорі механізм руху складається з поршня, штока, крейцкоффа, шатуна колінчастого вала, маховика.

Поршень служить для стиснення пари в циліндрі. У горизонтальних компресорах застосовують ковзаючі дискові поршні: для полегшення ваги їх зазвичай виготовляють порожнистими. Поршні бувають складені і цілі (рис. 4.3).

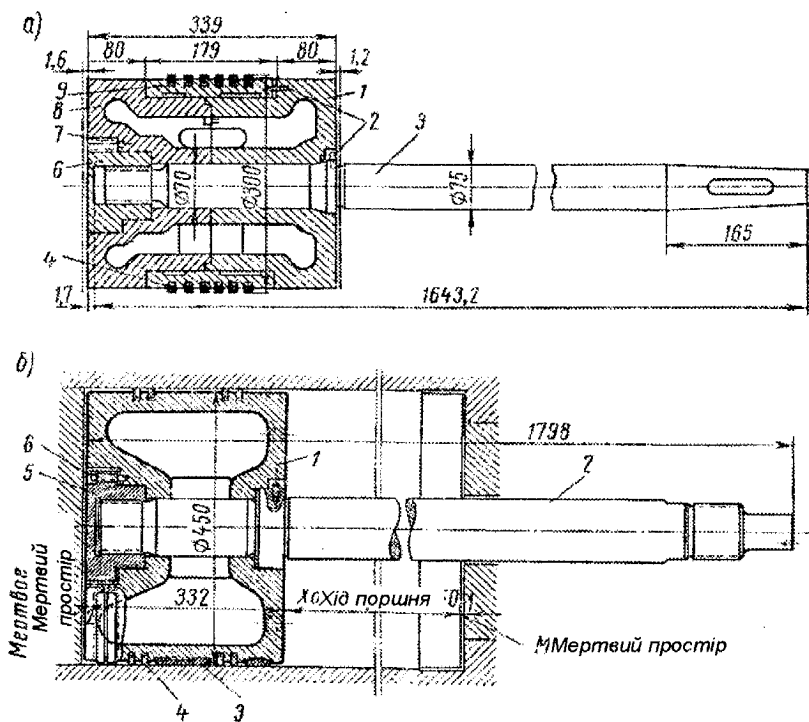


Рис. 4.3. Поршні горизонтальних компресорів: *a* – складений поршень: 1 – корпус; 2 – штифти; 3 – шток; 4 – поршневе кільце; 5 – гайка; 6 – шплінт; 7 – стопорна шпилька; 8 – кришка; 9 – кільцева вставка; *б* – цілий поршень: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – опорна поверхня поршня; 4 – поршневе кільце; 5 – гайка; 6 – стопорний болт.

Поршневі кільця створюють ущільнення між дзеркалом циліндра і рухомим поршнем і перешкоджають витіканню пари з порожнини стиснення. Ущільнення створюється за рахунок щільного прилягання поршневих кілець до дзеркала циліндра і лабіринтової дії набору кілець.

Шток зв'язує поршень з крейцкопфом. Він повинен бути жорстким, міцним при мінімально допустимому діаметрі і зносостійким. Штоки виконують з високоякісної сталі 45 (ГОСТ 1050-57). Для регулювання ліній-

ного «мертвого» простору шток кріплять до крейцкопфа на різьблені спеціальними муфтами, які складаються з двох половин, і гайками.

Крейцкопф сполучає шток поршня, що здійснює прямолінійний рух, з шатуном, що коливається на пальці крейцкопфа.

Крейцкопф з'єднується з шатуном за допомогою пальця. Палець повинен бути міцним, жорстким і мати високу твердість робочої поверхні.

Шатун повинен мати жорсткість відносно подовжнього вигину і міцність при мінімальній вазі.

Найбільш широкого поширення в сучасній холодильній техніці набули безкрейцкопфні вертикальні (і похідні від них V і W-подібні, як правило, що становлять параметричні ряди) компресори, які працюють на аміаку або хладоні R22. У вітчизняній промисловості багато років використовувалися двоциліндрові прямоотейні компресори АВ-100 і на їх основі V-подібні чотирициліндрові АУ-200 і восьмициліндрові VV-подібні АУУ-400. Принцип дії і конструкції аміачних прямоотейних компресорів показані на рис. 4.4-4.6.

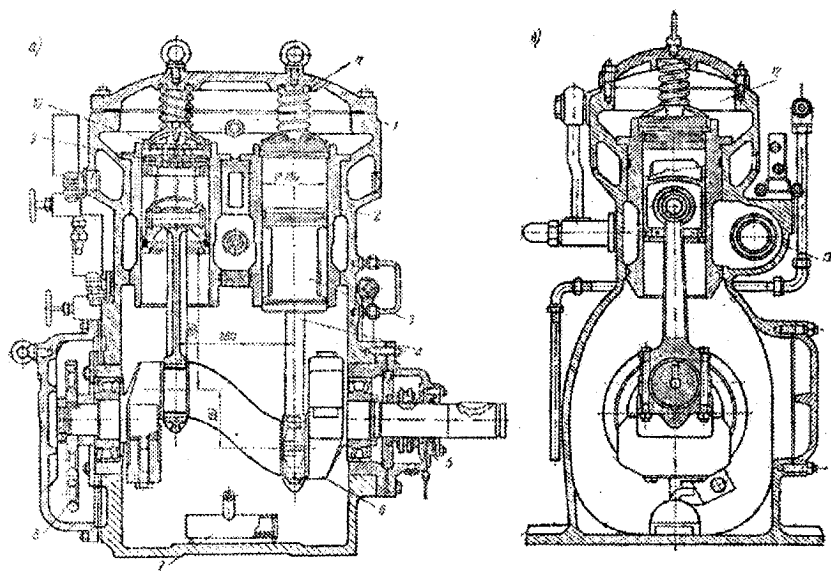


Рис. 4.4. Аміачний вертикальний компресор АВ-100 (а – подовжній розріз; б – поперечний розріз): 1 – блок-картер; 2 – гільза циліндра; 3 – поршень; 4 – шатун; 5 – сальник; 6 – колінчастий вал; 7 – масляний фільтр; 8 – шестерний масляний насос; 9 – всмоктуючий клапан; 10 – нагнітальний клапан; 11 – буферна пружина; 12 – нагнітальна порожнина; 13 – всмоктуючий колектор.

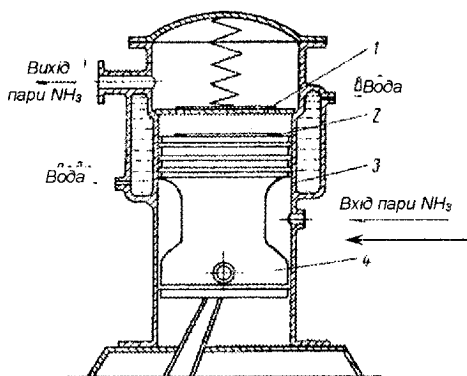


Рис. 4.5. Принцип дії вертикального прямотечного компресора:

- 1 – всмоктуючий клапан; 2 – нагнітальний клапан; 3 – циліндр; 4 – поршень.

служить чавун СЧ18-36.

Картер. Як і рама горизонтального компресора, картер є опорною деталлю компресора, на якій кріплять циліндри, корінчастий вал і інші деталі.

Картери безкрейцкопфних компресорів знаходяться під тиском всмоктуваної пари холодильного агента, тому вони повинні бути герметичними. Герметичність досягається зменшенням числа рознімів. Для цього у багатьох компресорів картер відливається разом з циліндрами (блок – картер). Матеріалом для виготовлення картсра

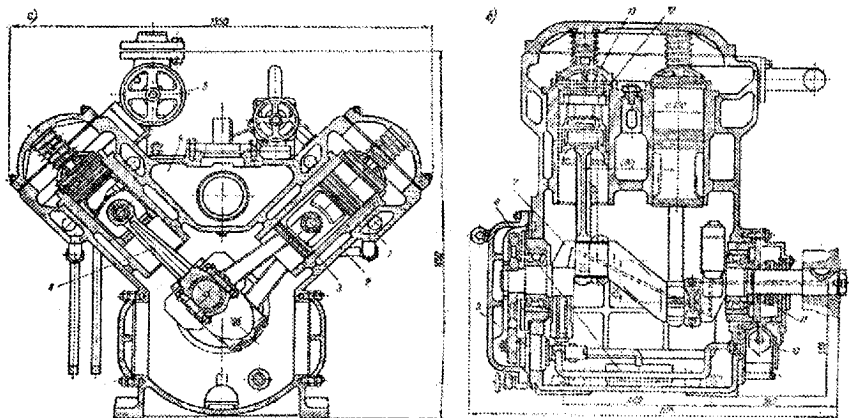


Рис. 4.6. Чотирициліндровий компресор АУ-200: а – подовжній розріз; б – поперечний розріз; 1 – водяна рубашка; 2 – циліндрова гільза; 3 – поршень; 4 – шатун; 5 – нагнітальний вентиль; 6 – всмоктуюча порожнина; 7 – колінчастий вал; 8 – фільтр грубого очищення масла; 9 – шестерний насос; 10 – щілиний масляний фільтр; 11 – сальник; 12 – всмоктуючий клапан; 13 – нагнітальний клапан.

Циліндри. В багатоциліндрових компресорах для зменшення відстані між циліндрами виконують блоки циліндрів в одному відливанні. Циліндри зазвичай мають вставні змінні гільзи. Це спрощує і здешевлює їх ремонт.

Компресори, що працюють на аміаку і хладоні R22 з високими температурами нагнітання, мають у верхній частині циліндрів водяні рубашки. Циліндри, гільзи і кришки виконують з високоякісних чавунів СЧ21-40 і СЧ24-44.

Поршень. В прямоотечієних безкрейцкопфних компресорах застосовують тронкові з достатньо розвиненою бічною поверхню прохідні поршні, в яких всмоктуючі клапани розташовані у верхній частині. Порожнина всмоктування від картера відділяється сферичною перегородкою в поршні. Для зменшення ваги поршні роблять порожнистими з вирізами на бічній поверхні; вирізи також зменшують роботу тертя (рис. 4.7).

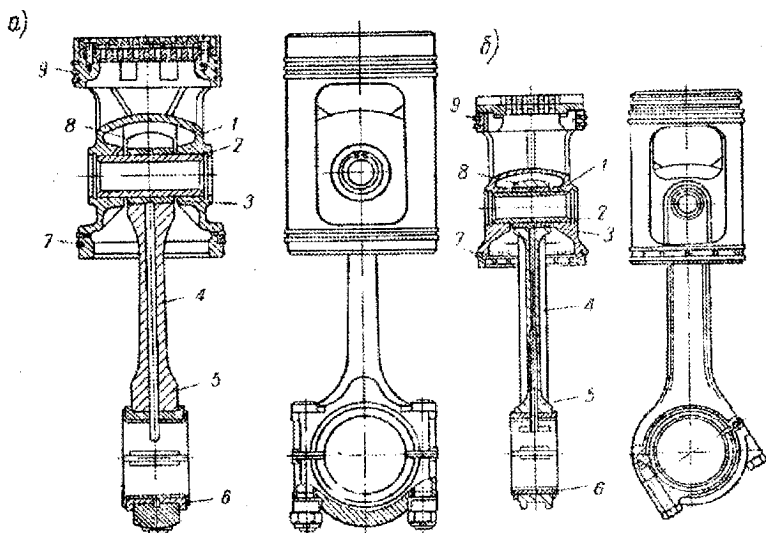


Рис. 4.7. Шатуново-поршневі групи аміачних прямоотечієних компресорів: *а* – точений шатун з глибоким розняттям; *б* – штампований шатун з косим розняттям; 1 – поршень; 2 – палець; 3 – бронзова втулка; 4 – стрижень шатуна; 5 – рознімна головка шатуна; 6 – сталеві вкладиші, залиті бабітом; 7 – маслоснімні кільця; 8 – глуха головка шатуна; 9 – кільця ущільнювачів.

Окрім кілець ущільнювачів, на тронкових поршнях є маслоснімні кільця, призначені для видалення з поверхні циліндра надлишків мас-

ла, що потрапляє з картера. Маслознімні кільця установлюють біля нижньої кромки поршня так, щоб в нижній мертвій точці кромка кільця виходила в порожнину картера, а у верхній мертвій точці – не доходила на величину висоти кільця до нижньої кромки всмоктуючих вікон. При відсутності маслознімних кілець або неправильній їх установці масло потрапляє в циліндр в надмірній кількості, що приводить до зайвої його витрати, утворення нагару на клапанах і в трубопроводах, а також осідання масляної плівки на поверхнях теплообмінних апаратів, яка погіршує роботу останніх.

Маслознімні кільця по зовнішній поверхні зрізані на конус. Масло, збираючись між стінками циліндра і поверхню кільця, віджимає кільце в канавку і стікає всередину поршня, для чого в кільцевій проточці під лінією гострої кромки кільця є отвори. Такі ж отвори зроблені в канавці маслознімного кільця для виходу пари.

Поршні роблять литими з чавуну або з алюмінієвого сплаву.

Кривошипно-шатунний механізм. У безкрейцкопфному компресорі кривошипно-шатунний механізм призначений для перетворення обертального руху вала на поворотно-поступальний рух поршня.

Колінчастий вал має два коліна, розташованих під кутом $180(90)^\circ$ один до одного, з чавунними противагами. Його установлюють на двох корінних підшипниках кочення, що входять в розточування картера.

Сальники. У безкрейцкопфних компресорах сальники ущільнюють вал в місці виходу його з картера. У сучасних конструкціях застосовують сальники з пружним елементом – мембраною і пружинні з кільцями ущільнювачів тертя.

Для компенсації теплових розширень деталей механізму руху, а також неточностей при виготовленні і складанні компресора, поршень ніколи впритул не підходить до кришки – залишається невеликий зазор, який називають лінійним мертвим простором. Чим більша довжина механізму руху, тим більшим залишають лінійний мертвий простір.

Для крейцкопфних компресорів з боку передньої кришки мертвий простір складає 1 мм, а з боку задньої кришки – 2 мм, у безкрейцкопфних компресорів – приблизно 1 мм.

Об'єм, який визначається лінійним мертвим простором, складає тільки частину мертвого об'єму. Іншою частиною є об'єм отворів у клапанах. Загальний об'єм мертвого простору складає у великих компресорів 2...4 %, а у малих – 5...8 % від об'єму циліндра.

Змащувальний пристрій. У крупних компресорах застосовують змащування від шестерного насоса, зануреного в масло. Насос знаходиться в картері компресора і приводиться в рух від закритого кінця

колінчастого вала. На всмоктуючій лінії насоса установлюють сітчастий фільтр грубого очищення на відстані 10...15 мм від дна картера. На нагнітальній лінії насоса установлюють щілисті пластинчасті фільтри тонкого очищення. Фільтри забезпечують перепускним пружинним клапаном, який відкривається у разі забруднення, що приводить до різкого підвищення тиску масла. Конструкція щілистого фільтра дозволяє очищати його під час роботи компресора шляхом провертання вручну.

Від масляної магістралі масло подається при корінних підшипниках кочення спочатку до сальника, а з сальника по масляних каналах вала до шатунових підшипників, звідки уздовж шатуну по свердленню або по трубці, укріпленій на шатуні, до поршневого пальця. При корінних підшипниках ковзання все масло від насоса підводиться до підшипників, а потім по каналах у валу – до сальника і шатунів. У деяких компресорах масло подається в циліндр і поршковий палець не по шатуну, а розбризкується із зазорів торців шатунових підшипників. Існує і роздільна подача масла до сальника і підшипників. Схема змащування безкрейцкопфного поршневого компресора наведена на рис. 4.8.

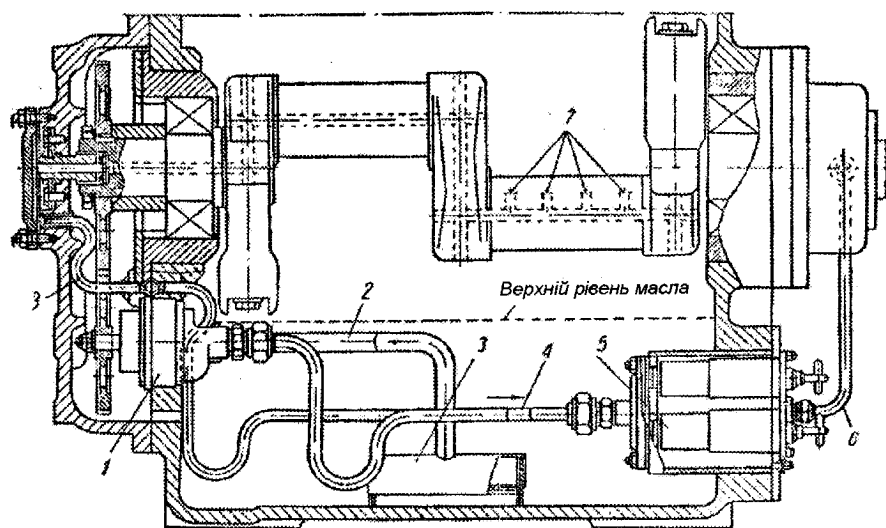


Рис. 4.8. Схема примусового змащування безкрейцкопфного компресора: 1 – шестерний масляний насос; 2 – трубка до масляного насоса; 3 – фільтр грубого очищення масла; 4 – трубка від насоса до масляного фільтра тонкого очищення; 5 – фільтр тонкого очищення масла; 6 – трубка до сальника; 7 – виходи на шатунову пийку; 8 – трубка до колінчастого вала.

У компресорах малої продуктивності змащування здійснюється шляхом розбризкування масла шатуном компресора. Як холодильний агент для компресорів малої продуктивності найчастіше в даний час використовують хладони R134a, R22, R410 і пропан-бутанові суміші. Ці компресори виконують безкрейцкопфними непрямотечійними.

Найбільш прогресивним типом сучасного фреонового невеликого компресора є безсальниковий компресор з вбудованим електродвигуном.

В порівнянні з сальниковими вони мають такі переваги:

- внаслідок відсутності сальника вони надійніші в роботі, оскільки забезпечується повна герметичність і неможливість витікання холодильного агента;

- менші розміри і вага через відсутність сальника, маховика;
- при роботі менше шуму.

Існують дві конструктивні форми безсальникових компресорів:

- у сталевому нерознімному штампованому кожусі (герметичні);
- у чавунному рознімному кожусі (з вбудованим електродвигуном).

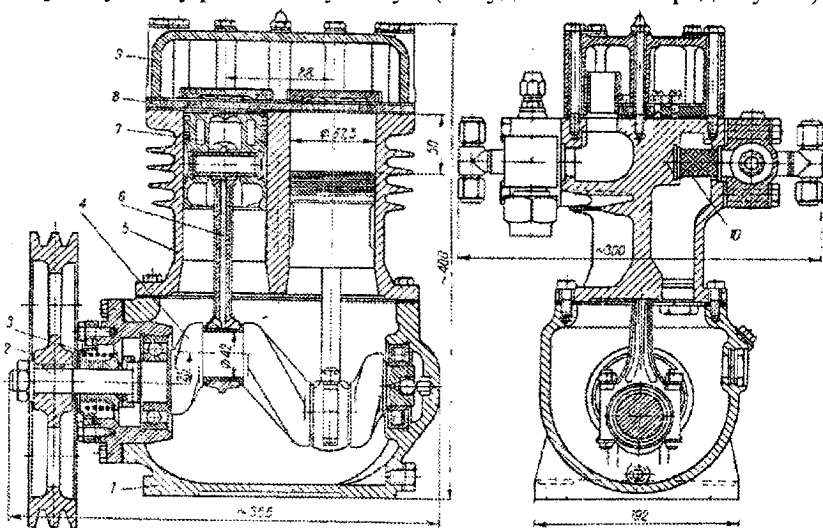


Рис. 4.9. Фреоновий компресор ФВ-4: 1 – картер; 2 – маховик; 3 – сальфонний сальник; 4 – колінчастий вал; 5 – блок циліндрів; 6 – шатун; 7 – поршень; 8 – клапанна дошка; 9 – верхня кришка; 10 – сітчастий фільтр.

Найбільш надійним, легким, компактним і дешевим у виготовленні є компресор в сталевому нерознімному кожусі. В даний час такі компресори виготовляють не тільки для побутових холодильників –

область їх застосування розширюється. Холодильні машини торгового типу холодопродуктивністю до 3...4 кВт виготовляють в основному з герметичними компресорами.

Компресори більшої холодопродуктивності виготовляють в рознімному кожусі. Вони витісняють компресори сальникового типу. Конструкція сальникового компресора ФВ-4 наведена на рис. 4.9.

4.3. Об'єми і енергетичні втрати в компресорі

Робота будь-якого компресора характеризується його дійсною об'ємною подачею V_o ($\text{м}^3/\text{с}$), тобто тим об'ємом пари холодильного агента, яка була стиснена компресором протягом однієї секунди. На це, природно, витрачається робота, що підводиться від приводу компресора (зазвичай від електродвигуна).

Процеси, що протікають в поршневому компресорі, зручно розглядати за допомогою індикаторної діаграми. Індикаторна діаграма показує величину тиску пари в циліндрі при будь-якому положенні поршня. Спочатку розглянемо індикаторну діаграму ідеального компресора (компресор, у якого відсутній мертвий простір, і відсутнє тертя між деталями).

Всмоктування 4,1 (рис. 4.10) в циліндр такого компресора відбувається при постійному тиску P_0 , який дорівнює тиску у випарнику холодильної машини. При досягненні поршнем крайнього правого положення (НМТ – нижня мертва точка) закривається всмоктуючий клапан циліндра і, у міру руху поршня у бік ВМТ, відбувається адіабатичне стиснення пари (1, 2). Вона стискається до тиску P_k , який дорівнює тиску в конденсаторі. При досягненні усередині циліндра тиску P_k (точка 2) відкривається нагнітальний клапан, через який пара холодильного агента при подальшому просуванні поршня вліво повністю витісняється з циліндра (лінія 2, 3). Цей процес протікає при постійному тиску P_k і називається нагнітанням.

Оскільки в положенні ВМТ в циліндрі немає пари, то при початку руху поршня у бік НМТ, тиск в циліндрі миттєво падає до величини P_0 і цикл повторюється.

Об'ємна подача компресора V_o в ідеальному компресорі буде дорівнювати теоретичному об'єму V_h , що описується поршнями компресора за одну секунду

$$V_o = V_h = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot k \cdot n, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.1)$$

де d – діаметр поршня, м;

S – хід поршня, м;
 k – кількість циліндрів у компресорі;
 n – число обертів колінчастого вала, 1/с.

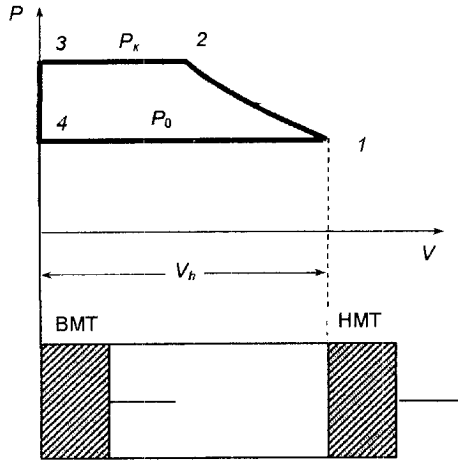


Рис. 4.10. Індикаторна діаграма ідеального поршневого компресора.

Дійсна (ефективна) потужність приводу N_e ідеального компресора буде дорівнювати теоретично необхідній потужності N_T (оскільки відсутні втрати)

$$N_e = N_T = G_a \cdot l_T, \quad (4.2)$$

де G_a – масова витрата пари в компресорі, кг/с;
 l_T – теоретична робота стиснення, кДж/кг.

Вважаючи процес стиснення адіабатичним, можна записати

$$l_T = P_0 \cdot v_0 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

де P_0, v_0 – параметри пари при вході в циліндр;
 k – показник адіабати в теоретичному процесі стиснення.

При наявності діаграми стану холодильного агента l_T можна визначити з урахуванням реальних властивостей пари

$$l_T = i_2 - i_1,$$

де i_2 і i_1 – значення ентальпії пари холодильного агента у момент виходу і входу в циліндр, відповідно.

У реальному компресорі картина виглядає значно складнішою. По-перше, дійсна об'ємна подача пари V_o значно менша теоретично можливої V_h , оскільки в реальному компресорі існують об'ємні втрати; по-друге, дійсна потужність (N_e) на валу компресора значно більша теоретично необхідної (N_T), оскільки в компресорі існують і енергетичні втрати. Розглянемо причини виникнення цих втрат.

Об'ємні втрати, в першу чергу, пов'язані з наявністю в циліндрі компресора мертвого простору. Кожного разу, коли поршень проходить через положення ВМТ, в циліндрі компресора залишається деяка кількість стиснутої пари, яка при зворотному ході поршня розширюється і перешкоджає повному заповненню циліндра новою порцією пари (позначимо відносну величину цієї втрати через λ_c). З реальної індикаторної діаграми поршневого компресора, яка наведена нижче, видно, що $\lambda_c = V_{c1}/V_h$ (див. 4.11).

Деяка кількість пари не встигає потрапити в циліндр через малий час відкриття всмоктуючого клапана. Так з'являється об'ємна втрата, пов'язана з дроселюванням пари через всмоктуючий клапан компресора (λ_{op}).

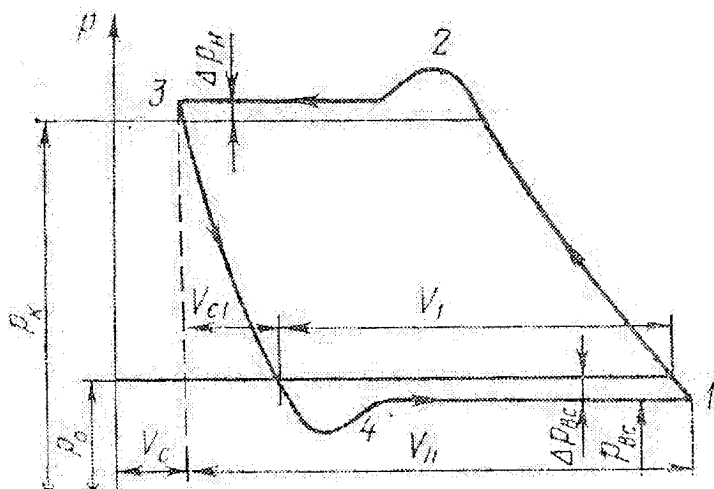


Рис.4.11. Реальна індикаторна діаграма поршневого компресора

Втрати λ_c і λ_{op} приводять до деякого недозаповнення циліндра компресора, що відображається на індикаторній діаграмі реального

компресора. З цієї причини λ_c і λ_{op} іноді називають видимими втратами (оскільки вони відображені на індикаторній діаграмі).

Окрім видимих втрат, в компресорі існують і деякі інші, які не видно на індикаторній діаграмі (невидимі об'ємні втрати). Найбільш істотною з них є втрата, пов'язана з підігріванням пари від металевих деталей компресора (λ_w). Суть її полягає в тому, що холодна пара, стикаючись з гарячими деталями компресора, нагрівається і дещо розширюється. З цієї причини всередину компресора потрапляє менша маса пари, чим могло б потрапити, якби такого підігрівання не було.

Нарешті, деяка частина пари витікає з циліндра в процесі стиснення уздовж його твірних (через кільця ущільнювачів). Це приводить до деякої втрати пари, відносну величину якої позначимо як $\lambda_{уц}$.

Добуток перерахованих відносних втрат дає загальну відносну об'ємну втрату в компресорі λ : $\lambda = \lambda_c \lambda_{op} \lambda_w \lambda_{уц}$.

Цю величину називають коефіцієнтом подачі компресора. За своїм сенсом вона є співвідношенням дійсної подачі (об'ємної або масової) компресора до теоретично можливої:

$$\lambda = \frac{V_o}{V_h}, \text{ або } \lambda = \frac{G_o}{G_h}. \quad (4.3)$$

Зрозуміло, що величина λ може змінюватися від 0 до 1. Коефіцієнт подачі є важливою експлуатаційною характеристикою роботи компресора, оскільки характеризує якість режиму його роботи (ступінь заповнення циліндрів): великі значення λ свідчать про те, що компресор працює в хорошому режимі, малі – в незадовільному. Існують формули, за допомогою яких для кожного типу компресора можна розрахувати коефіцієнт подачі при заданому режимі його роботи. Але, оскільки для кожного конкретного компресора режим роботи багато в чому визначається величиною тисків P_k і P_0 , на практиці коефіцієнт подачі часто визначають з графіків його залежності від ступеня стиснення P_k / P_0 . Такі графіки для різних типів поршневих компресорів наведені на рис. 4.12.

Для ротатійних компресорів коефіцієнт подачі також є функцією ступеня стиснення:

$$\lambda = 1 - a \cdot \frac{P_{нас}}{P_{ес}},$$

де $P_{нас}$, $P_{ес}$ – тиск нагнітання і всмоктування, відповідно;

a – коефіцієнт (для крупних аміачних компресорів $a = 0,05$).

У гвинтовому компресорі найбільш істотною об'ємною втратою є втрата, пов'язана з витіканням пари холодильного агента через зазори. Розрахувати коефіцієнт подачі гвинтового компресора складно, тому

на практиці часто користуються графічними залежностями $\lambda = \lambda (P_n/P_0)$ для різних його типорозмірів [4, с. 73].

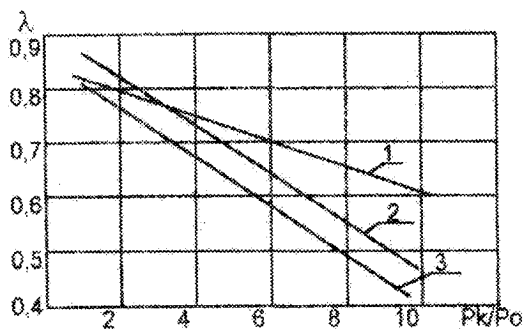


Рис. 4.12 – Залежність коефіцієнта подачі компресора від ступеня стиснення: 1, 2 – сальникові компресори (величини відносного мертвого простору 2 % і 4,5 %, відповідно); 3 – безсальникові поршневі.

Енергетичні втрати в компресорі показують, наскільки дійсна (ефективна) потужність на валу приводу компресора більше теоретично необхідної. Розрізняють два види енергетичних втрат: індикаторні і втрати потужності на тертя. Перші враховують ту обставину, що деяка частина пари, що залишилася в мертвому об'ємі циліндра, стискається повторно, на що, природно, витрачається потужність приводу. Крім того, тут враховуються гідравлічні опори у всмоктуючих і нагнітальних клапанах компресора і наявність шкідливого теплообміну в циліндрі:

$$N_i = \frac{N_r}{\eta_i}, \quad (4.4)$$

де N_i – індикаторна потужність компресора, кВт;

N_r – теоретична потужність, що розраховується за (4.2);

η_i – індикаторний ККД компресора, який також для кожного типу компресора є деякою функцією ступеня стиснення в компресорі.

Графіки $\eta_i = f(P_n/P_0)$ для різних компресорів наведені в літературі [1, 2]. Для більшості компресорів справедлива наближена рівність

$$\eta_i \approx \lambda. \quad (4.5)$$

Це співвідношення показує, що наявність необоротних втрат в реальному компресорі приводить не тільки до погіршення його об'ємних, але і енергетичних коефіцієнтів, оскільки, згідно другому закону термодинаміки, при виникненні необоротних втрат необхідно еквівалентно витратити і додаткову роботу.

Втрати на тертя в рухомих частинах компресора можна з достатньою точністю оцінити емпірично залежно від об'єму, описуваного поршнями компресора

$$N_{mp} = V_h P_{imp}, \quad (4.6)$$

де N_{mp} – потужність тертя, кВт;

P_{imp} – деякий емпіричний коефіцієнт, який називається середнім тиском тертя. У [2] рекомендується для фреонових компресорів приймати $P_{imp} = 0,04$ МПа, а для аміачних – 0,06 МПа.

Ефективна потужність, яка споживається компресором на валу, є сумою індикаторної потужності і потужності тертя

$$N_e = N_i + N_{mp}. \quad (4.7)$$

Електродвигун до компресора підбирають за електричною потужністю, яка додатково враховує втрати в самому електродвигуні і втрати при передачі потужності від електродвигуна до колінчастого вала компресора

$$N_m = \frac{N_e}{\eta_{e.o} \cdot \eta_{пер}},$$

де $\eta_{e.o}$ і $\eta_{пер}$ – ККД електродвигуна і передачі, відповідно.

4.4. Холодопродуктивність компресора

При роботі холодильної машини в її випарнику відбувається кипіння рідкого агента. Продуктивність компресора при цьому повинна бути такою, щоб забезпечувати видалення пари з випарника з тією ж інтенсивністю, з якою вона утворюється в результаті кипіння холодильного агента. Якщо він 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 дуже швидко, то тиск у випарнику падатиме, внаслідок чого знижуватиметься температура кипіння (останній випадок має місце у випарнику побутового холодильника, через що він періодично і відключається).

Холодопродуктивність компресора – поняття умовне і визначається масою всмоктуваної пари G_a за одиницю часу і питомою масовою холодопродуктивністю q_0

$$Q_0 = G_a \cdot q_0. \quad (4.8)$$

Зважаючи на те, що $G_a = \frac{V_o}{v_1}$, а $V_o = \lambda \cdot V_h$, отримаємо остаточно

$$Q_0 = \lambda \cdot V_h \cdot \frac{q_0}{v_1} = \lambda \cdot V_h \cdot q_v, \quad (4.9)$$

де v_1 – питомий об'єм пари при всмоктуванні в компресор, м³/кг;

$q_v = q_0 / v_1$ – питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м³;

V_0 – об'єм пари, що пройшов через компресор за одиницю часу, м³/с.

Отже, холодопродуктивність компресора дорівнює добутку трьох співмножників, з яких тільки один – V_h залежить від розмірів компресора (див., наприклад, формулу (4.1)), а останні два – залежать від режиму його роботи.

Режим роботи компресора багато в чому визначається температурою і тиском кипіння і конденсації. А раніше було показано, що коефіцієнт подачі λ залежить від ступеня стиснення в компресорі P_k/P_0 . Неважко переконатися, що і величина q_v для будь-якого холодильного агента залежить від параметрів його стану при всмоктуванні в компресор, тобто від P_0 , t_0 . Отже, із зміною режиму роботи компресора змінюватимуться величини λ і q_v , а значить, і холодопродуктивність компресора Q_0 . Виявляється, що одна з найважливіших характеристик компресора – його холодопродуктивність – є не постійною величиною, а залежить від параметрів, при яких він працює. Викликає практичний інтерес з'ясування детальнішого характеру цієї залежності.

а) Нехай є два однакові компресори, що працюють при однакових температурах кипіння холодильного агента t_0 , але при різних температурах конденсації t_k . Цикл першої холодильної машини – 1, 2, 3, 4, 5, цикл другої холодильної машини – 1, 2', 3', 4', 5' (рис. 4.13), $t_{k1} < t_{k2}$.

З діаграми виходить, що $q_{01} = i_1 - i_5$ більше $q_{02} = i_1 - i_5'$, отже, Q_{01} більше Q_{02} . Тобто із збільшенням температури конденсації холодильного агента холодопродуктивність компресора падає. Практично це означає, що, якщо два компресори однакової марки працюють влітку при одній і тій же t_0 , наприклад, в містах Баку і Києві, то холодопродуктивність першого з них буде нижчою, оскільки температура навколишнього середовища в м. Баку, а, отже, і температура конденсації буде вищою, ніж у іншого компресора.

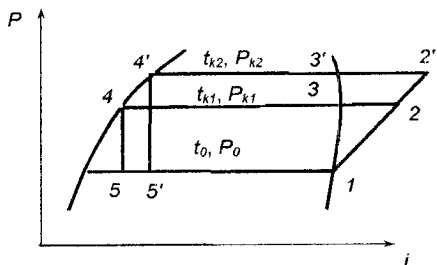


Рис. 4.13. Цикли холодильних машин, що працюють при однакових температурах кипіння холодильного агента

Із сказаного витікає дуже важливий висновок: холодопродуктивність компресора влітку завжди менша, ніж взимку. Отже, для цілорічної роботи компресорного цеху підбір компресорів необхідно виконувати на літньому, найнесприятливішому режимі їх роботи. Можна показати, що підвищення температури конденсації на 1°C призводить до зниження холодо-

продуктивності компресора на 2...3 %.

Звідси ясно, що для збільшення холодопродуктивності компресорного цеху установка додаткових компресорів не є єдиним рішенням проблеми – дуже ефективним засобом може виявитися зниження температури конденсації холодильного агента. Для цього дуже ефективним може бути використання, наприклад, холодної води з артезіанських свердловин.

б) Нехай є два однакові компресори, які працюють при однакових температурах конденсації, але при різних температурах кипіння (наприклад, на одному і тому ж підприємстві необхідно виробляти холод при двох різних t_0). Перша холодильна машина працює за циклом 1, 2, 3, 4, 5, друга – за 1', 2', 3, 4, 5' (рис. 4.14), $t_{01} < t_{02}$.

З діаграми видно, що $q_{01} < q_{02}$ і, отже, $Q_{01} < Q_{02}$. Такий же висновок можна отримати, якщо скористатися формулою (4.9). Дійсно, при однакових V_h перший компресор матиме менше значення коефіцієнта подачі λ (оскільки більший ступінь стиснення) і менше значення q_V (нижче P_0 , і, отже, більше значення питомого об'єму пари v_1).

Таким чином, при пониженні температури кипіння холодопродуктивність компресора падає. Такий висновок не виглядає парадоксальним: адже чим нижчий температурний рівень холоду, що виробляється, тим важче його отримати!

Оскільки холодопродуктивність компресора залежить від t_0 і t_k , виникають певні труднощі при порівнянні різних компресорів за їх холодопродуктивністю.

Дійсно, якщо один компресор має холодопродуктивність Q_{01} , а інший – Q_{02} і $Q_{01} > Q_{02}$, то це ще не означає, що перший з них потужніший за другого, оскільки невідомі режими, при яких вони працюють. Для того, щоб мати можливість порівнювати різні компресори за хо-

лодопродуктивністю, в холодильній техніці для кожного типу холодильних машин введено поняття “стандартного” циклу, тобто циклу при деяких фіксованих температурах. Наприклад, для одноступінчатої аміачної холодильної машини стандартними умовами вважають $t_0 =$ мінус 15°C і $t_k =$ плюс 30°C . Холодопродуктивність компресора за стандартних умов називають «стандартною» холодопродуктивністю Q_{0cm} . Ця величина наводиться в заводському паспорті будь-якого компресора.

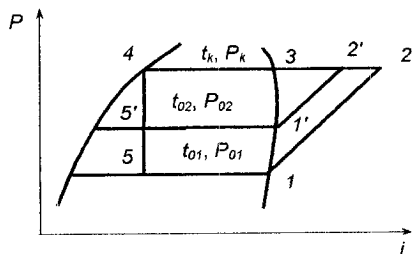


Рис. 4.14. Цикли холодильних машин, що працюють при однакових температурах конденсації

При проектуванні нових і реконструкції старих компресорних цехів часто виникає необхідність перерахувати стандартну холодопродуктивність на деяку іншу, яку матиме компресор за умов, властивих даному підприємству (назвемо таку холодопродуктивність робочою). Формулу для такого перерахунку легко отримати, якщо записати ви-

рази для холодопродуктивності такого компресора на двох режимах

$$Q_{0cm} = \lambda_{cm} \cdot V_h \cdot q_{Vcm};$$

$$Q_{0p} = \lambda_p \cdot V_h \cdot q_{Vp}.$$

Оскільки величина V_h компресора залишається незмінною при будь-якому режимі його роботи, вирішимо ці рівняння відносно V_h і прирівняємо праві їх частини

$$\frac{Q_{0cm}}{\lambda_{cm} \cdot q_{Vcm}} = \frac{Q_{0p}}{\lambda_p \cdot q_{Vp}},$$

звідки

$$Q_{0p} = Q_{0cm} \cdot \frac{\lambda_p \cdot q_{Vp}}{\lambda_{cm} \cdot q_{Vcm}}. \quad (4.10)$$

У рівнянні (4.10) всі “стандартні” величини наведені в паспорті холодильної машини, а “робочі” – можна отримати, якщо виконати тепловий розрахунок компресора.

Оцінити холодопродуктивність компресорів на будь-якому режимі його роботи можна і приблизно, якщо скористатися графічними залежностями холодопродуктивності компресора від t_0 і t_k , які, як правило, наводяться у заводському паспорті компресора.

На рис. 4.15 наведений такий графік для компресора П80. Задавши відповідними значеннями t_0 і t_k за рис. 4.15 можна приблизно оцінити холодопродуктивність компресора на будь-якому режимі роботи.

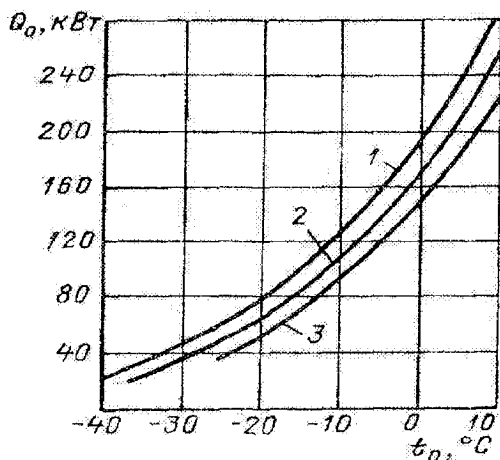


Рис. 4.15. Залежність $Q_0 = f(t_0)$ при різних значеннях t_k для компресора П80:
1 — $t_k = 20^\circ\text{C}$; 2 — $t_k = 30^\circ\text{C}$; 3 — $t_k = 40^\circ\text{C}$.

При експлуатації холодильних систем часто виникає необхідність регулювати їх холодопродуктивність (Q_0). Як правило, це пов'язано із змінами ритму основного виробничого процесу підприємства, але може бути викликано і іншими зовнішніми чинниками (кліматичними змінами, аварійними ситуаціями і ін.).

Раніше відзначалося, що холодопродуктивність компресора залежить від витрати холодильного агента, а також від основних параметрів робочого циклу (4.9). Зрозуміло, що впливаючи на ці чинники, можна регулювати Q_0 компресора.

1. Найбільш простим способом є зміна величини V_h , яка практично може бути досягнута одним з наступних способів:

- відключенням (включенням) одного або декількох компресорів;
- зміною частоти обертання колінчастого вала компресора;
- віджиманням всмоктуючих клапанів на одному або декількох циліндрах багатциліндрового поршневого компресора.

Проте всі перераховані способи зміни V_h зумовлюють ступінчасту зміну Q_0 , хоча бажано було б мати плавне регулювання (проблема дуже просто вирішувалася б при використанні для приводу компресорів

електродвигунів постійного струму, але, на жаль, в промисловості використовуються виключно двигуни змінного струму, а освоєння двигунів постійного струму поки тільки в найближчій перспективі).

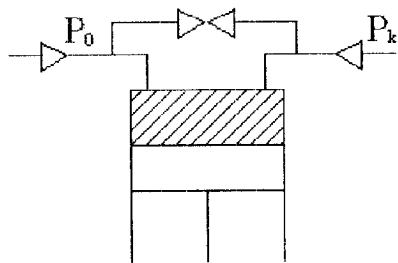


Рис. 4.16. Компресор з байпасною лінією

Вони установлюються на однійменній лінії, яка сполучає нагнітальну і всмоктуючу магістралі цього компресора, і дозволяють плавно регулювати кількість пари, що подається до конденсатора. Спосіб дуже простий в реалізації, проте малоефективний енергетично (частина вже стиснутої пари дроселюється і знову повертається на стиснення).

2. Для збільшення ступеня стиснення в компресорі і, таким чином, зниження Q_0 широкого поширення на практиці набув спосіб дроселювання пари при всмоктуванні в циліндр компресора. При цьому знижується тиск P_0 і, отже, збільшується ступінь стиснення, а значення λ і q_v зменшуються. Цьому методу також властива мала енергетична ефективність. А, крім того, зниження P_0 спричиняє за собою зниження t_0 , що не завжди бажано.

4.5. Інші типи компресорів сучасних холодильних машин

Компресор, в якому поршень (ротор) обертається щодо циліндра, називається **ротаційним**.

За характером руху ротора ротаційні компресори розділяють на дві основні групи: з ротором, який котиться, та з ротором, який обертається.

На рис. 4.17 зображений схемний розріз ротаційного компресора з ротором, який котиться.

По нерухомій поверхні циліндра котиться ротор, який приводиться в рух валом з ексцентриком. Оскільки вісь ротора зміщена відносно осі циліндра, то між циліндром і ротором утворюється серпоподібна порожнина, положення якої безперервно змінюється залежно від кута повороту ротора. Серпоподібна порожнина розділена пластиною, яка щільно притискується пружиною до ротора, на дві ізольовані частини: всмоктуючу і нагнітальну. Коли ротор знаходиться у верхньому положенні і віджимає пластину в паз, в циліндрі утворюється одна серпоподібна порожнина, заповнена парами агента. При подальшому обертанні ротора пластину під дією ваги і сили пружини опускається, розділяючи циліндр на дві ізольо-

вані порожнини. Об'єм серпоподібної порожнини, яка знаходиться за ротором, збільшується і порожнина заповнюється паром зі всмоктуючого трубопроводу. Процес всмоктування закінчується, коли всмоктуюча порожнина займає максимальний об'єм. У міру руху ротора об'єм порожнини перед ротором зменшується, внаслідок чого пара стискується, і, коли тиск пари дещо перевищує тиск в нагнітальному трубопроводі (тобто в конденсаторі), відкривається нагнітальний клапан, і стиснута пара виштовхується в нагнітальний трубопровід.

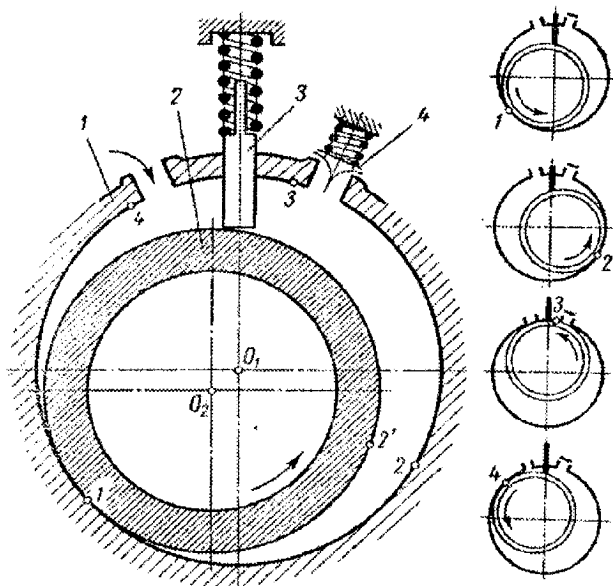


Рис. 4.17. Схематичний розріз ротaційного компресора з ротором, що котиться. 1 – циліндр; 2 – ротор; 3 – пластина; 4 – нагнітальний клапан.

Виробництво ротaційних компресорів в світі досягло в 2007 році 104 млн. одиниць, 75 % з яких було вироблено в Китаї. Велика частина цих компресорів призначена для агрегатів побутових холодильників і побутових кондиціонерів для малих приміщень. Як правило, їх потужність не перевищує 3 кВт. Ці компресори вигідно відрізняються від інших типів своєю простотою, малою вагою і гарними енергетичними показниками.

Гвинтові компресори є одним з нових типів компресорних машин. Найбільший розвиток вони отримали в Швеції, де були запропо-

новані проф. Лісхольмом. Вони випускаються в двох модифікаціях: сухі і маслозаповнені.

Конструкція гвинтового компресора показана на рис. 4.18. Основні її елементи: корпус 1 і два ротори із зубчато-гвинтовими лопатями, один з яких ведучий 5, інший ведений 10. Ці компресори дуже швидкохідні (до 6000 об/хв) і через це мають дуже хороші масогабаритні показники в порівнянні з поршневими компресорами.

За оцінками фахівців у 2006 році кожен третій компресор, призначений для холодильних установок середньої і великої потужності, був гвинтовим. Половина з них призначена для крупних систем кондиціонування повітря, в яких використовуються холодильні агенти R22, R134a і R407. Найбільшими виробниками гвинтових компресорів є Китай, США і Японія. Налагоджений випуск компресорів цього типу також в Росії і Україні.

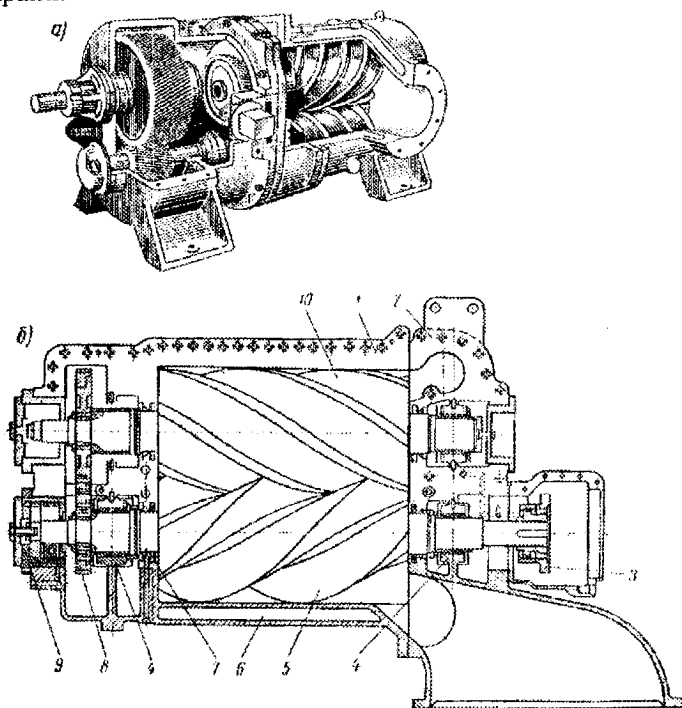


Рис. 4.18. Гвинтовий компресор: а – загальний вигляд; б – розріз; 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – муфта; 4 – опорні підшипники; 5 – провідний ротор; 6 – охолоджуюча рубашка; 7 – кільце ущільнювача; 8 – синхронізуючі шестерні; 9 – упорний підшипник; 10 – ведений ротор.

Ще з часів СРСР вітчизняною промисловістю був налагоджений випуск уніфікованого ряду гвинтових компресорів на підґрунті трьох базових моделей: 5ВХ-350; 6ВХ-700 і 7ВХ-1400 (перша цифра означає номер бази, а число наприкінці – холодопродуктивність на стандартному режимі роботи).

На базі цих компресорів компонується компресорні агрегати одноступінчатого стиснення, охоплюючи високо-, середньо- та низькотемпературні режими роботи, а також режим роботи піджимаючого (бу-стеркомпресора).

Гвинтові компресори в порівнянні з поршневыми мають наступні переваги: малі габаритні розміри і масу, надійність в експлуатації, високий ККД через відсутність тертя в порожнечі стиснення і клапанів, більш низький можливий рівень тиску у випарнику, що дозволяє широко використовувати їх в низькотемпературних установках.

Спіральні компресори (СПК) відносяться до одновальних машин об'ємного принципу дії. Як відомо, машини такого принципу дії оборотні, тобто можуть працювати практично без зміни конструкції і як компресори, і як мотори (детандери або розширювачі).

Спіральні компресори класифікуються таким чином:

- маслозаповнені; з уприскуванням краплинної рідини (наприклад, холодильного агента); сухого стиснення;
- залежно від роду газу, потужності і інших умов: герметичні; безсальникові; сальникові;
- за типом спіралей, які застосовуються: з евольвентними спіралями, із спіралями Архімеда та ін.

Основними перевагами СПК є:

- висока енергетична ефективність: їх ефективний ККД досягає 80...86 %;
- висока надійність і довговічність, яка визначається довговічністю підшипників;
- хороша врівноваженість; незначні зміни крутного моменту на валу компресора; малі швидкості руху газу в машині – все це забезпечує спокійний хід машини з низьким рівнем звукового тиску (шуму);
- швидкохідність – число обертів вала компресора від 1000 до 13000 об/хв., і цей діапазон розширюється;
- відсутність мертвого об'єму, мала частка протікань і, отже, вищий індикаторний ККД; всмоктуваний компресором газ не стикається з гарячими стінками деталей компресора;

– процеси всмоктування, стиснення і нагнітання «розтягнуті» по куту повороту вала, і тому навіть при великій частоті останнього швидкості газу невеликі;

– відсутність клапанів на всмоктуванні, а часто і на нагнітанні;

– спіральний компресор, як і гвинтовий, може працювати за циклом з дозарядкою;

– спіральний компресор, як і всі компресори об'ємного принципу дії, може працювати на будь-якому холодильному агенті, на будь-якому газі і навіть з уприскуванням краплинної рідини.

В порівнянні з поршневим компресором однакової потужності СПК має переваги:

– вищий ККД – на 10...16 %;

– вищий коефіцієнт подачі – на 20...30 %;

– менші розміри – на 40...80 %;

– менша маса – на 15...18 %;

– рівень звукового тиску (шуму) нижче на 5...7 дБа;

– немає деталей, що часто виходять з ладу – поршневих кілець, клапанів; а якщо на нагнітанні іноді зустрічається клапан (він виконує також функції зворотного клапана), то його частини не можуть потрапити в робочий простір завдяки зустрічному потоку газу і іншим запобіжним заходам.

До недоліків СПК слід віднести наступне:

1. Спіральним машинам потрібні нові для машинобудування деталі – спіралі, для виготовлення яких необхідні сучасні фрезерні верстати з ЧПУ. Правда, такі верстати достатньо широко поширені на вітчизняних заводах. Інструментом служить звичайна пальцева фреза. Розроблена і інша технологія виготовлення спіралей – пресуванням, точним литвом з подальшою обкаткою і тому подібне

Спіральна машина, як і гвинтова – це машина вищого технологічного рівня і організації виробництва.

2. На рухому спіраль діє складна система сил: осьових, тангенціальних, відцентрових, таких, що вимагають грамотного розрахунку і урівноваження, а отже, і балансування ротора.

3. Якщо відсутній нагнітальний клапан, то можливе недотискування і перетискування, тобто додаткові втрати енергії.

На рис. 4.19 показана конструкція сальникового спірального компресора маслозаповненого типу.

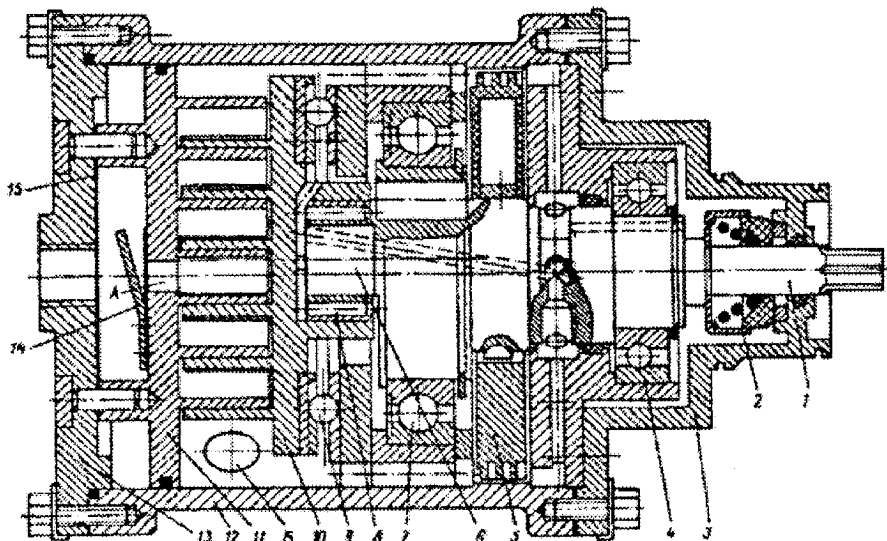


Рис. 4.19. Подовжній розріз спірального компресора: 1 – вал компресора; 2 – сальник; 3 – передня кришка; 4, 7, 8 – підшипники; 5 – противага; 6 – ексцентрик; 9 – кулька протиповоротного пристрою; 10 – рухома спіраль (РСП); 11 – нерухома спіраль (НСП); 12 – корпус компресора; 13 – задня кришка; 14 – обмежувач клапана; 15 – підганяльне кільце.

Основні деталі СПК наступні: вал *1* з ексцентриком *6*, осі яких повинні бути строго паралельні одна одній і розташовані на відстані ексцентриситету ε . Вал обертається в двох опорних підшипниках *7* і *4*, що знаходяться на одній осі. Разом з валом *1* обертається і ексцентрик *6* навколо осі вала. Відстань між віссю вала і віссю ексцентрика – ексцентриситет ε – є найважливішим конструктивним параметром компресора: він витримується з точністю до 0,005 мм, а непаралельність осей – в межах 1/2 від цього допуску. Ексцентрик *6* з'єднується шарнірно (внутрішній підшипник кочення або ковзання *8*) з рухомих елементом *10*, що складається з його платформи (або диска) і спіралі. Оскільки власне спіраль і її платформа складають одне ціле (навіть якщо виготовляються роздільно), то рухомий елемент *10* називають коротшим – рухомою спіраллю (РСП).

Інший спіральний елемент *11* – нерухома спіраль (НСП). Вона має такі ж розміри, як і РСП, але інший напрям закручування спіралі. Таким чином, якщо обидві спіралі покласти на стіл платформами (як їх виготовляють на верстаті), то одна з них опиниться правого напрямку

(закручування за годинниковою стрілкою), а інша – лівого. У перерізі торцевою площиною, перпендикулярною до осей спіралей, вони виявляються одного напрямку (рис. 4.20). Нерухома спіраль (її платформа) закріплюється від проворота в корпусі або кришці компресора.

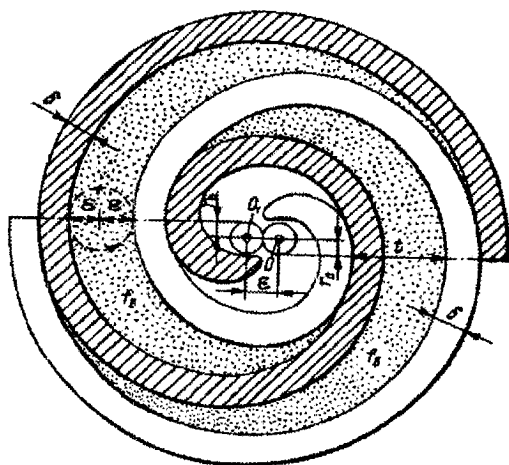


Рис. 4.20 – Поперечний перетин РСП і НСП в робочому положенні:
 r_0 – радіус основного кола спіралі; δ – товщина ребра спіралі; ϵ – ексцентриситет;
 f_0 – площа осередку всмоктування.

Платформа НСП має крізний отвір для виходу стиснутого газу. Форму і розмір отвору визначають при проектуванні СПК. Якщо вставити спіралі РСП і НСП одна в іншу, то між стінками пир'я (або ребер) спіралей утворюються осередки. Деякі з них замкнуті. Розмір осередків (їх об'єм) при обертанні ПСП змінюється.

Рухомі спіралі не повинні обертатися навколо своєї осі. Вони повинні здійснювати рух тільки по певній орбіті (поки тільки – круг) радіусом ϵ навколо осі нерухокої спіралі, яка збігається з віссю вала l .

На рис. 4.21 показані взаємні положення спіралей при переміщенні спіралі по круговій орбіті через 90° . Цикл всмоктування (розкриття і закриття зовнішніх осередків) здійснюється за один оборот вала l компресора з ексцентриком ϵ і РСП. Потім він повториться.

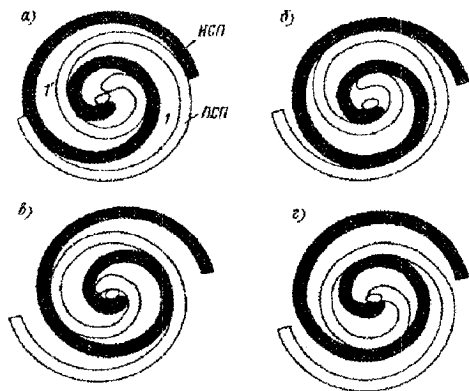


Рис. 4.21. Взаємне положення спіралей (через 90°) при переміщенні РСН по орбіті: а – 0° ; б – 90° ; в – 180° ; г – 270° .

Цикл стиснення і виштовхування газу триває довше, приблизно від 2 до 2,5 і більше обертів залежно від кута закручування спіралі і розміру вікна нагнітання, розташованого поряд з «носиком» НСП.

Таким чином, теоретична об'ємна продуктивність ступеня СПК визначається об'ємом двох перших l і l' осередків всмоктування і частотою обертання вала компресора

$$V_m = 2W_b n_c.$$

Кільцевий простір навколо зовнішніх дуг спіралей і корпусом кришки компресора утворює камеру всмоктування СПК. При сталому режимі в СПК можна забезпечити рівність тиску внутрішнього стиснення газу в компресорі і тиску нагнітання, тобто оптимальний режим роботи компресора.

Компресори спірального типу найбільш поширені в установках середньої холодопродуктивності. Виробництво компресорів цього типу в світі розвивається найдинамічніше: щорічний приріст продукції в окремих країнах досягає 70 % і в 2007 році сягнув 15 млн. одиниць, велика частина з яких призначені для систем кондиціювання повітря. Безумовним лідером у виробництві компресорів цього типу є американська корпорація Copeland, а також ряд китайських і європейських компаній. Широкого поширення ці компресори набули також на підприємствах торгівлі і в автономних кондиціонерах.

Зазвичай холодопродуктивність таких компресорів складає 2...5 кВт, проте їх одинична потужність постійно зростає (за повідомленнями преси компанія Copeland освоїла випуск компресорів такого

типу потужністю до 50 кВт). Найбільш поширеними хладагентами в таких компресорах є R22 і R410.

Як було доведено у попередньому розділі, при виробництві низькотемпературного холоду необхідно застосовувати холодильні машини з двоступінчатим стисненням холодильного агента.

Двоступінчатє стиснення в холодильних машинах для харчової промисловості можна здійснювати:

- поршневими компресорами двоступінчатого стиснення, в яких частина циліндрів використовується як ступінь низького тиску (СНТ), а інші – як ступінь високого тиску (СВТ);

- агрегатами двоступінчатого стиснення, які компонується двома компресорами;

- компресорами одноступінчатого стиснення, в яких використовується одна з схем додаткового дотиснення пари (наприклад, схеми з економайзером).

Ще сьогодні в компресорних цехах м'ясо-молочного виробництва можна зустріти двоступінчаті поршневі компресори ДАУ-50 і ДАУ-100 та широко розповсюджені двоступінчаті компресорні агрегати вітчизняного виробництва АД 90-3, АД 130-3 і АД 260-3.

Агрегат компресорний двоступінчатого стиснення	Холодопродуктивність Q_0 , кВт ($t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k = +35\text{ }^\circ\text{C}$)	Компресор СНТ	Компресор СВТ
АД 90-3	105	Ротатійний Р-90	Поршковий П 110
АД 130-3	150	Гвинтовий 5ВХ-350/2,6А	Поршковий А 110-1
АД 260-3	300	Гвинтовий 6ВХ-700/2,6А	Поршковий А 220-1

В постачальний комплект компресорних агрегатів АД 90-3 і АД 130-3 також входить проміжна посудина СПА 600 з щитом приладів, а агрегата АД 260-3 – проміжна посудина СПА-800. Всі агрегати укомплектовані також приладами автоматичного управління і захисту.

Вітчизняна фірма «Рефма» (м. Мелітополь) вже давно випускає низькотемпературні компресори малої продуктивності у одноступінчатому та двоступінчатому варіантах на хладоні R22:

Марка компресора	Кількість циліндрів	V_h , м ³ /год
1П10 2 4	2	31
1П20 2 4	4	61,8
4ПБД3-2 4	6/2	61,8/20,6
4ПБД5-2-4	6/2	93/31

Дещо вищі можливості закладені у параметричному ряді поршневих двоступінчатих компресорів, які пропонує на нашому ринку італійська фірма «DORIN»:

2S1200	$Q_o = 14050$ Вт	(R22, $t_o = -25$ °C, $t_k = +35$ °C)
2S1500	$Q_o = 17500$ Вт	
2S2000	$Q_o = 20100$ Вт	
2S2500	$Q_o = 26550$ Вт	
2S3000	$Q_o = 30460$ Вт	
2S3500	$Q_o = 33170$ Вт	

Суттєво вищі холодильні потужності мають двоступінчаті холодильні агрегати на базі гвинтових компресорів, пропонує російським виробником ВАР «Пензакомпресормаш»:

Марка компресора	Діапазон температур кипіння, t_o , °C	Холодопродуктивність Q_o , кВт			Склад установки
		Q_o	t_o	t_k	
21 АД 600-7-5	-55...-25	668	-40	35	1 ст.: 21 АН 600-7-7 2 ст.: 21 А 800-7-3
22 АД 600-7-5	-55...-25	674	-40	35	1 ст.: 21 АН 600-7-7 2 ст.: 21 А 600-7-3
21 АД 300-7-5	-60...-25	330	-40	35	1 ст.: 21 А 800-7-7 2 ст.: 21 А 300-7-3

У Додатку Б наведені характеристики компресорів деяких вітчизняних і зарубіжних фірм.

Питання для самоконтролю

1. У чому відмінність конструкції прямотечійного компресора від непрямотечійного?
2. Розшифруйте марки компресорів ФГ0,7; ФУУБС25; П165-1-3, Вх230-2-2.
3. Що таке коефіцієнт подачі компресора? Як його визначають для конкретного компресора?
4. Яка потужність компресора більша N_i або N_e ? Чому?
5. Коли холодопродуктивність компресора вища – влітку, чи взимку?
6. Невідома марка компресора. Як визначити його холодопродуктивність на якомусь режимі?
7. Що є графічною характеристикою холодопродуктивності компресора?
8. Намалуйте індикаторну діаграму ідеального компресора. У чому відмінність такої діаграми для реального компресора?

Література: [1, с. 97; 2, с. 90...162].



РОЗДІЛ 5

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

5.1. Конденсатори.

5.1.1. Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів.

5.2. Випарники.

5.2.1. Розрахунок і підбір випарників.

До них відносяться конденсатори, випарники, а також випарники-конденсатори каскадних холодильних машин. Найважливіша вимога до них – висока інтенсивність теплопередачі, що зумовлює хороші ма-согабаритні показники апаратів і холодильної машини в цілому.

5.1. Конденсатори

Конденсатор призначений для охолодження перегрітої пари, що вийшла з компресора, до стану насичення, її конденсації і (в деяких випадках) переохолодження конденсату нижче за температуру конденсації. У цьому апараті теплота, яка отримана холодильним агентом у випарнику і компресорі, відводиться в навколишнє середовище.

За родом тепловідвідного середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з повітряним і водяним охолодженням. Проміжне положення займають зрошувальні і випарні конденсатори, в яких теплота конденсації відводиться одночасно водою і повітрям [2, с. 180].

До конденсаторів з водяним охолодженням (проточні конденса-тори) відносяться горизонтальні і вертикальні кожухотрубні, двотрубні, елементні і пакетно-панельні конденсатори. Їх конструкції добре відомі. Відведення теплоти в таких конденсаторах здійснюється за рахунок нагрівання води на 4...7 °С, яка циркулює усередині труб завдяки натиску, що створюється насосом.

У зрошувальних конденсаторах основна частина теплоти відводиться також за рахунок нагрівання води, а деяка частина теплоти йде на випаровування води в повітря. У випарних конденсаторах забезпечуються умови інтенсивнішого тепломасообміну води і повітря (за рахунок роботи вентилятора), проте витрата води тут значно менша.

Повітряні конденсатори діляться на конденсатори з примусовим і вільним рухом повітря. Першим типом є агрегат, що складається з теплопередаючої системи труб і вентилятора з автономним приводом, або

з приводом від двигуна компресора. Конденсатори з вільним рухом повітря не мають вентилятора, вони простіші у виготовленні і дешевші, мають кращі акустичні показники. Проте тепловіддача в них гірша, тому вони працюють при вищому тиску і температурах конденсації. Область застосування конденсаторів з вільним рухом повітря обмежена малими, переважно побутового призначення, холодильними машинами. Конденсатори з примусовим рухом повітря широко використовуються на підприємствах харчування і торгівлі.

Загальний вигляд повітряного конденсатора наведено на рис. 5.1.

Оребрення може здійснюватися накатуванням або насадженням пластинчастих ребер із коефіцієнтом оребрення $\beta > 10$. Оребрення призначене для зниження термічного опору тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні трубок. Пара подається до оребрених змійовиків зверху, а конденсат відводиться знизу. На обдування конденсаторів витрачається додаткова електроенергія. Недоліком повітряних конденсаторів є низька теплоємність повітря та великий термічний опір тепловіддачі, що призводить до великих габаритів цих конденсаторів та значних температурних напорів θ , що погіршує економічні показники холодильної машини.

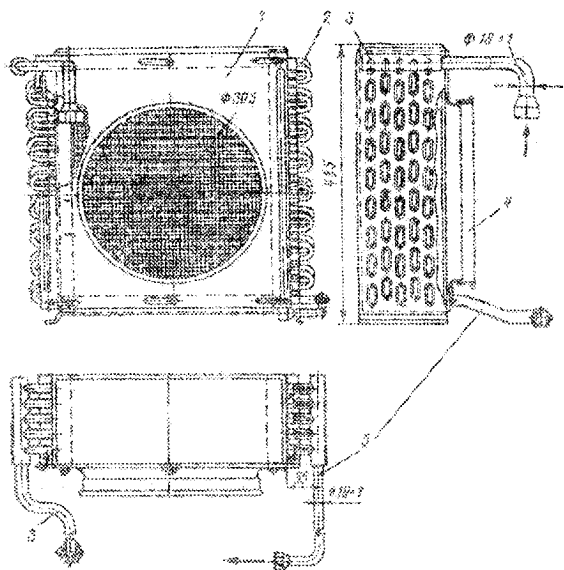


Рис. 5.1. Повітряний конденсатор: 1 – кожух; 2 – оребрені трубки; 3 – колектор для підведення пари; 4 – вентилятор; 5 – колектор для відведення конденсату.

Традиційно актуальною проблемою холодильної техніки є економія прісної води на відведення теплоти конденсації. Це спричинило для деяких регіонів нашої країни розповсюдження зрошувальних і, особливо, випарних конденсаторів, які потребують мінімальних витрат прісної води. Ще з далеких радянських часів на деяких підприємствах харчової промисловості України широко використовувалися випарні конденсатори ИК-125 виробництва Харківського експериментально-механічного заводу та угорські апарати ЕВАКО і ТКА.

Випарний конденсатор за конструкцією простий апарат, але процеси теплообміну в ньому досить складні.

Як правило, випарний конденсатор має таку традиційну конструкцію (рис. 5.2): прямокутного перерізу кожух, у якому розташована теплообмінна поверхня у вигляді пучка гладких або оребрених труб. Ця теплообмінна поверхня зрошується рециркуляційною водою, повітря просмоктується або продувається через апарат вентиляторами зі швидкістю 3...4 м/с у вузькому перерізі пучка труб.

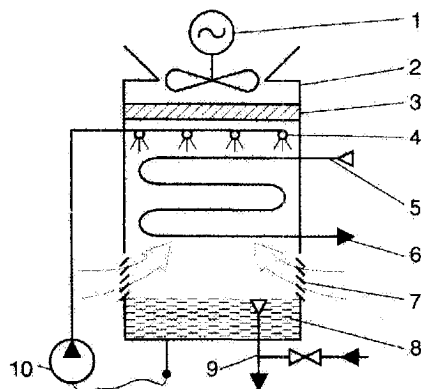


Рис. 5.2. Принципова схема випарного конденсатора: 1 – вентилятор з електродвигуном; 2 – корпус; 3 – краплевідбивач; 4 – форсунки; 5 – вхід газоподібного холодоагенту; 6 – вихід рідкого холодоагенту; 7 – жалюзі; 8 – водозбірник; 9 – злив води; 10 – насос.

Для запобігання винесенню повітрям крапель та бризок за межі апарата передбачені спеціальні краплевідбивачі (сепаратори, слімінатори). Зрошування теплообмінної поверхні конденсатора частіше за все здійснюється за допомогою відцентрових форсунок або інших зрошувальних приладів (перфоровані труби, жолоби тощо). Зрошувальна вода зливається в піддон конденсатора, звідки через фільтр заби-

рається насосом і знову потрапляє в зрошувальний вузол до форсунок. Кількість циркуляційної води невелика, але повинна бути достатньою, щоб зрошувальна теплообмінна поверхня покривалася тонким шаром води. У процесі роботи випарного конденсатора необхідно періодично компенсувати втрати води додаванням свіжої води. Досить часто випарні конденсатори мають крім основної зрошувальної теплообмінної поверхні ще «сухий змішувик», виконаний з оребрених труб і розташований у верхній частині апарата над краплевідбивачем, так званий «форконденсатор». При наявності форконденсатора гаряча пара холодоагенту, стиснута компресором, надходить спочатку в нього, де охолоджується до температури, близької до температури конденсації. Охолоджена в форконденсаторі пара холодоагенту конденсується в основній зрошувальній секції. Іноді на шляху пари холодоагенту між форконденсатором та основною секцією апарата розміщують окремий масловіддільник.

Складний процес теплопередачі, який відбувається у випарному конденсаторі, складається з таких етапів: конденсація пари холодоагенту всередині труб; теплопровідність через стінку труби; теплопровідність та конвекція від поверхні труб до зовнішньої поверхні плівки води на трубах; одночасний тепломасообмін на межі «плівка води-повітря».

Зрошувальна вода змінює свою температуру по висоті апарата незначно (в межах 2...3 °С), тому її приймають постійною. Її середня величина нижча від температури конденсації холодоагенту на 2...2,5 °С. Процес зміни стану повітря, яке проходить через випарний конденсатор, може відбуватися з підвищенням його температури, з її зниженням або бути ізотермічним. При цьому вміст вологи у повітрі та його ентальпія збільшуються.

При постійних витратах повітря і води продуктивність випарного конденсатора залежить від температури повітря за вологим термометром, а також від температури конденсації, яка впливає на температуру плівки води. Підвищення температури повітря за вологим термометром знижує продуктивність випарного конденсатора, а підвищення температури конденсації, навпаки, збільшує його продуктивність.

Випарні конденсатори за теплопродуктивністю менш ефективні, ніж зрошувальні завдяки інтенсивному тепло- та вологообміну між повітрям і зрошувальною водою. Але суттєвими, перевагами випарного конденсатора є мала площа, необхідна для розташування апарата, і невеликі витрати води.

У зимовий час при температурі зовнішнього повітря нижче нуля випарний конденсатор можливо використовувати як повітряний без

зрошування водою. При цьому теплопродуктивність конденсатора суттєво знижується.

Конструкція теплообмінної поверхні у сучасних випарних конденсаторах забезпечує ефективну теплопередачу і невелику величину опору з боку холодоагенту. Це, як правило, короткотрубний змійовик із похилими трубами і щільним компонуванням, завдяки чому досягається рівномірне розподілення пари холодоагенту по шлангах і постійна евакуація конденсату холодоагенту. Важливими є вимоги забезпечення високих експлуатаційних характеристик апарата (обмеження утворення відкладень на зрошувальній поверхні, захист від корозії, регламентовані рівні шуму та вібрації). У сучасних випарних конденсаторах використовують вентилятори з високими ККД (0,75...0,77) і з низьким рівнем шуму та вібрації на основі композитних матеріалів, малонапірні форсунки, які забезпечують рівномірне зрошування теплообмінної поверхні при знижених витратах електричної енергії на привід водяних насосів.

Розташовують випарні конденсатори на відкритому майданчику. При цьому, з одного боку, потрібно забезпечувати невелику довжину аміачних і водяних трубопроводів, з іншого, – враховуючи викид крапель води за межі апарата і підвищений рівень шуму від вентиляторів – не слід розташовувати їх у безпосередній близькості зі спорудами. При роботі декількох випарних конденсаторів, розташованих паралельно, між ними утворюється зона мікроклімату з температурою повітря за вологим термометром на 1...4 °С вищою від розрахункової. Тому мінімальна відстань між ними повинна бути не менше 1...2 м. Відстань від випарного конденсатора до споруди – не менше 2...3 м.

Інтенсивність теплообміну в різних типах конденсаторів різна. Найбільш інтенсивний теплообмін в проточних конденсаторах, якнайгірший – в повітряних з вільним рухом повітря. Кількісною характеристикою інтенсивності теплообміну в конденсаторі може служити величина густини теплового потоку (питомого теплового навантаження)

$$q_F = \frac{Q_k}{F_k} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right]$$

Нижче наведені середньостатистичні значення q_F для різних типів конденсаторів.

Тип конденсатора	$q_F, \text{Вт/м}^2$
проточний	5000...6200
зрошувальний	4100...5200
випарний	2000...2300
повітряний	60...200

Очевидно, що при одному і тому ж тепловому навантаженні на конденсатор теплопередаюча поверхня, наприклад, випарного конденсатора повинна бути більш ніж в два рази більшою в порівнянні з проточним, а повітряний – на порядок більше випарного.

Серед аміачних холодильних машин середньої і великої холодопродуктивності найбільшого поширення набув горизонтальний кожухотрубний конденсатор (рис. 5.3)

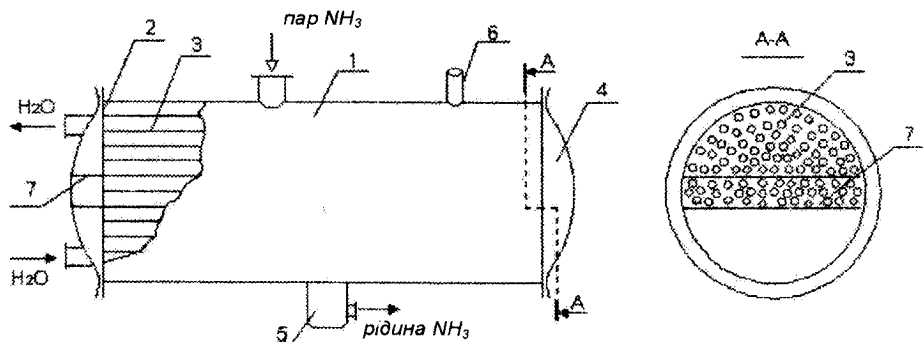


Рис. 5.3. Горизонтальний кожухотрубний чотирьохходовий аміачний конденсатор: 1 – корпус, 2 – трубні репітки (дошки), 3 – теплопередавальні трубки, 4 – кришки, 5 – конденсаційний горщик, 6 – запобіжний клапан, 7 – перегородки в кришці.

Пара аміаку поступає зверху в міжтрубний простір корпусу, де, стикаючись з холодною поверхнею теплопередаючих трубок, охолоджуються до температури конденсації і конденсуються. Краплі рідкого аміаку, що утворилися, падають вниз і через конденсаційний горщик 5 відводяться з конденсатора.

Холодна вода подається в нижню частину конденсатора. Рухається по трубах вона зазвичай із швидкістю 0,5...1,2 м/с, тому, щоб подовше затримати її усередині конденсатора (адже вона повинна встигнути прогрітися на 4...7 °С!) останні, як правило, виконуються багатходовими. У даному випадку конденсатор виконаний чотирьохходовим: за допомогою перегородок в кришках 7 вода тричі мінятиме напрям свого руху, поки не покине конденсатор. Поступове протікання води у верхню частину конденсатора забезпечує принцип протитечійного руху води і аміаку.

У переважній більшості випадків в проточних конденсаторах застосовують оборотну систему водопостачання. Вона припускає багатократне використання води для відведення теплоти з конденсатора.

Підігрівшись в конденсаторі, вода поступає на який-небудь водоохолоджуючий пристрій (градирня, бризкальний басейн, фонтан), де охолоджується і за допомогою насоса знову подається в конденсатор. Необхідну об'ємну витрату води можна визначити з рівняння

$$V = \frac{Q_k}{\rho \cdot c \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}, \quad (5.1)$$

де Q_k – теплове навантаження на конденсатор, дорівнює сумі холодопродуктивності компресора і його індикаторної потужності, Вт

$$Q_k = Q_0 + N_i, \quad (5.2)$$

ρ, c – густина води і її питома теплоємність, відповідно, кг/м^3 і $\text{Дж/(\text{кг}\cdot\text{К})}$;

$t_{\text{вих}}, t_{\text{вх}}$ – температура води на виході і вході в конденсатор, $^{\circ}\text{C}$.

При експлуатації конденсаторів одним із важливих питань є боротьба з накипом. При роботі такого конденсатора деяка кількість циркулюючої води постійно випаровується, через що підвищується її жорсткість і, як наслідок, відкладається накип на поверхні труб.

Жорсткість води – один із найважливіших показників її якості. Загальною жорсткістю називають сумарну концентрацію іонів кальцію та магнію, яка виражена в еквівалентних одиницях (мг-екв/кг). Частина загальної жорсткості, що еквівалентна вмісту бікарбонатів, називається карбонатною жорсткістю. Різниця між загальною та карбонатною жорсткістю називається некарбонатною жорсткістю. Карбонатна жорсткість спричинена наявністю у воді гідрокарбонатів кальцію та магнію, а некарбонатна – наявністю сульфатів, хлоридів, нітратів, силікатів цих металів. Чим більшою є карбонатна жорсткість води, тим більше накипу відкладається на теплообмінній поверхні конденсаторів, зокрема випарних. Теплопровідність кальцієвих відкладень на порядок нижча за теплопровідність металу труб конденсатора. Тому при утворенні накипу на теплообмінній поверхні конденсатора знижується теплопродуктивність апарата. Наприклад, шар накипу товщиною 1,5 мм знижує тепловий потік в конденсаторі на 13 %.

Вода, яка використовується в холодильних установках для охолодження конденсаторів, повинна відповідати таким вимогам: загальна жорсткість – 2...6 мг-екв/кг ; вільна вуглекислота – 10...100 мг-екв/кг ; показник концентрації водневих іонів (рН), що характеризує реакцію води (кисла, лужна, нейтральна), – 6,5...8; каламутність – 2...5 мг/кг ; наявність заліза – 0,1...0,3 мг/кг . Для конденсаторів карбонатна жорсткість охолоджувальної води повинна бути не більше 2 мг-екв/кг .

Головний спосіб боротьби з накипом – це здійснення профілактичних заходів зі зниження швидкості утворення накипу.

Потрібно здійснювати хімічну обробку води за допомогою кислот, фосфатів і комплексонів для зниження карбонатної жорсткості. Обробляють підживлювальну воду, а також не менше чверті кількості води, що циркулює в системі.

Обробка води кислотою призводить до руйнування частки бікарбонатної лужності – потенціального джерела карбонат-іонів – з одночасним виділенням діоксиду вуглецю.

Крім хімічних методів очищення існує метод магнітної обробки води, при використанні якого не тільки зменшується швидкість утворення накипу, але й розчиняється утворений раніше. Пристрій для магнітної обробки виконують так, що оброблювана вода проходить в проміжку між полюсами магніту. Магнітне поле утворюється електромагнітами постійного або змінного струму, а також постійними магнітами.

У зрошувальній системі випарних конденсаторів можливе утворення не тільки мінеральних відкладень, про які йшлося вище, але й органічних відкладень (мікроорганізмів). Наявність цих відкладень являє собою вірогідність появи потенційно небезпечних мікроорганізмів, у тому числі легіонел. У зв'язку з цим при початковому заповненні системи водою необхідно провести спеціальну біологічну обробку відповідно до інструкції виробників конденсаторів, в яких використовується охолоджувальна вода. Як засіб антимікробного захисту проти легіонел пропонується діоксид хлору.

При товщині шару накипу більше 2 мм потрібно очищувати поверхню труб хімічним або механічним методами.

Хімічний метод очищення – це використання речовин (кислоти, луги, сілі), які вступають у хімічну реакцію з мінеральними відкладеннями. У результаті утворюються водорозчинні з'єднання або нерозчинні у вигляді пухкого осаду, який легко видаляється з апарата.

Механічний спосіб очищення, при якому теплообмінна поверхня очищується від накипу за допомогою дротяних щіток, розпушених сталевих тросів, фрезою, які приводяться в дію за допомогою електро- або пневмоприводу, використовуються для очищення труб кожухотрубних конденсаторів. У випарних конденсаторах щільне розташування труб не дозволяє очищувати їх механічним способом. Різновидом механічного способу є тепловий метод або так званий «термоудар» – різка зміна температурного режиму апарата за рахунок швидкого охолодження водою перегрітих труб. При цьому шар накипу розтріскується завдяки різниці коефіцієнтів температурного розширення металу та

накипу і змивається водою. Втім, термоудар скорочує термін служби апарата.

Вибір проектувальником одного із трьох варіантів конденсаторних вузлів: кожухотрубного з градирнею, випарного або повітряного охолодження може бути зроблений тільки на підставі техніко-економічного й еколого-економічного аналізу для кожного конкретного випадку.

5.1.1. Тепловий розрахунок і підбір конденсаторів

Завданням теплового розрахунку є визначення необхідної поверхні теплообміну, щоб по ній або виготовити конденсатор даного типу, або вибрати певний його типорозмір (марку) з промислових зразків. Вітчизняною промисловістю налагоджений випуск широкого спектра конденсаторів різних типів. Це і кожухотрубні апарати типу КТГ і КВ (горизонтальні і вертикальні, відповідно) для аміачних холодильних машин, і аналогічні горизонтальні апарати з мідними трубками типу КТР – для фреонових, і випарні конденсатори типу ИК, і декілька типів повітряних конденсаторів, наприклад, Я10-ФКБ [4, с. 128].

Параметри деяких з них наведені в Додатку В.

При підборі стандартного конденсатора зазвичай задаються густиною теплового потоку q_F , що рекомендується, і обчислюють необхідну поверхню конденсатора

$$F'_k = \frac{Q_k}{q_F}, \quad (5.3)$$

або, що те ж саме,

$$F_k = \frac{Q_k}{k \cdot \Theta}, \quad (5.4)$$

де Q_k – теплове навантаження на конденсатор, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

Θ – температурний напір в конденсаторі, який в даному випадку з достатньою точністю можна визначити як середньоарифметичний, °С

$$\Theta = t_k - t_{ср.в},$$

де t_k – температура конденсації агента, °С;

$t_{ср.в}$ – середня температура води в конденсаторі, °С.

При необхідності точнішого розрахунку значення q_F можна визначити графоаналітичним методом. Виконаємо такий розрахунок для кожухотрубного конденсатора. Для цього запишемо рівняння теплового балансу у вигляді рівності густин теплових потоків від холодильного агента, що

конденсується на зовнішній поверхні труби, і від внутрішньої поверхні труби до води, віднесених до зовнішньої поверхні труби:

$$q_F^a = q_F^w. \quad (5.5)$$

Густина теплового потоку з боку агента, що конденсується, можна записати:

$$q_F^a = \alpha_a \cdot \theta_a. \quad (5.6)$$

де α_a – коефіцієнт тепловіддачі від холодильного агента, що конденсується, до стінки труби, Вт/(м²·К);

$\theta_a = t_k - t_{cm}$ – середня різниця температур агента, що конденсується, і температури стінки труби, °С.

Коли впливом швидкості руху пари можна нехтувати, коефіцієнт тепловіддачі α_a при плівковій конденсації можна обчислити за відомою формулою Нуссельта [10]:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \theta_a \cdot d_n}} \cdot \psi, \quad (5.7)$$

де λ , ρ , r , μ – коефіцієнти теплопровідності, густина, питома теплота паротворення і коефіцієнт динамічної в'язкості агента, що конденсується, відповідно, Вт/(м·К), кг/м³, Дж/кг, Па·с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

d_n – зовнішній діаметр трубки, м;

ψ – поправочний коефіцієнт.

Маючи на увазі, що в (5.7) від температури стінки труби залежить тільки θ_a , рівняння (5.6), після деяких перетворень, можна представити у вигляді:

$$q_F^a = A \cdot \theta_a^{0,75}, \quad (5.8)$$

$$\text{де } A = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot d_n}} \cdot \psi.$$

Густина теплового потоку з боку води (з урахуванням термічного опору труби δ_1/λ_1 і шару накипу на внутрішній стінці труби δ_2/λ_2) можна записати:

$$q_F^w = \frac{\theta_w \cdot \frac{F_{en}}{F}}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}, \quad (5.9)$$

де $\theta_w = t_{cm} - t_{cp,в}$;

α_w – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стінки труби до води, Вт/(м²·К).

Для турбулентного режиму руху води в трубі з швидкістю w можна записати відомий ланцюжок рівнянь:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{d_{вн}},$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon, \quad (5.10)$$

$$Re = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu_a},$$

де Nu , Re , Pr – критерії подібності Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля, відповідно;

λ_a , ν_a – коефіцієнти теплопровідності і кінематичної в'язкості води, відповідно, Вт/(м·К), м²/с;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби, м;

ε – поправочний коефіцієнт.

Аналітичне вирішення рівнянь (5.6) і (5.9) неможливе, оскільки невідоме значення t_{cm} (проте зрозуміло, що $\theta_a + \theta_w = \theta$ – температурно-му напору в апараті). Тому визначимо густину теплового потоку в апараті графоаналітичним методом, маючи на увазі рівняння (5.5). Для цього, задаючись деякими значеннями θ_a і θ_w , будемо графіки функцій (5.6) і (5.9) і в точці їх перетину знайдемо сумісне вирішення цих рівнянь – шукане q_F для нашого конденсатора (рис. 5.4).

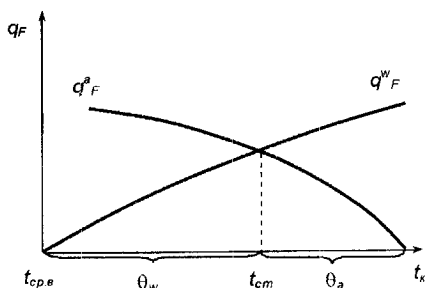


Рис. 5.4. Графоаналітичний метод вирішення рівнянь

Розглянута тут схема рішення задачі буде придатна для будь-якого іншого типу конденсатора, якщо використовувати відповідні рівняння для коефіцієнтів тепловіддачі.

На закінчення відзначимо, що сучаснішим рішенням розглянутої вище задачі було б сумісне вирішення системи рівнянь (5.6) і (5.9) за допомогою прикладних програм на ПК.

5.2. Випарники

Саме у випарнику холодильна машина виробляє холод. Тут холодильний агент кипить і, можливо, перегрівається. Розрізняють два типи випарників: для охолодження проміжного холодоносія (крижаної води, розсолу) і для охолодження повітря (батареї і повітроохолоджувачі). Тут ми розглянемо випарники тільки першої групи.

За конструктивним виконанням розсільні (водяні) випарники піділяються на заглибні, вертикально трубні, панельні, зрошувальні та кожухотрубні.

Заглибні випарники мають таку саму будову, як і заглибні конденсатори. Різниця лише у тому, що рідкий холодильний агент подається до зміювика знизу, а пара відсмоктується з верхньої частини; розсіл, який охолоджується, надходить у верхню частину баку випарника, а відводиться до споживача з нижньої частини. Оскільки швидкість розсолу незначна, а вільний вихід пари ускладнений, то густина теплового потоку у цих випарниках не перевищує $1,4 \text{ кВт/м}^2$. Заглибні випарники, так само як заглибні конденсатори, застосовувалися на підприємствах старої побудови, які було обладнано аміачними та вуглекислотними холодильними установками.

Ефективнішими та зручнішими в експлуатації є фреонові кожухозміювикові випарники заглибного типу, які успішно застосовуються на установках невеликої потужності. Ці випарники складаються з обичайки та однієї трубної дошки, в яку уварено кінці випарних фреонових зміювиків. Кришка апарату має всередині перегородку, яка поділяє об'єм між кришкою та трубною дошкою із зміювиками на порожнину подавання рідкого холодильного агента та всмоктування пари. Таким чином, у трубках кипить холодильний агент, а у міжзміювиковому просторі у кожуху циркулює холодоносій (розсіл), який надходить у кожух зверху та відводиться знизу. Кожухозміювиковий випарник заглибного типу схематично наведений на рис. 5.5. Для збільшення швидкості холодоносія кожух (за ходом холодоносія) розділений на кілька відсіків, які сполучаються між собою.

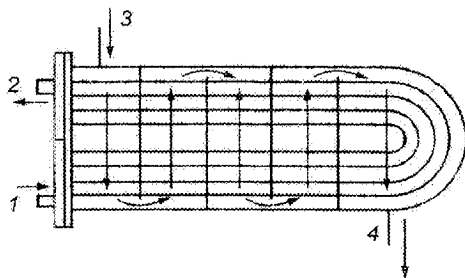


Рис. 5.5. Принципова схема кожухозмійовикового заглибного фреонового випарника: 1 та 2 – вхід та вихід холодильного агента; 3 та 4 – вхід та вихід холодоносія.

Випарні змійовики виробляють з мідних із зовнішньою накаткою труб для поліпшення тепловіддачі від розсолу до труби. Швидкість руху розсолу у цих випарниках сягає 1...2 м/с, та завдяки достатній місткості кожуху розсіл оберігається від замерзання. Повернення мастила із випарника досить добре завдяки високій швидкості пари, яка виходить з змійовиків. Для забезпечення рівномірного заповнення усіх трубок випарника агентом застосовують спеціальні завихрювачі. Для поліпшення тепловіддачі з боку холодильного агента, що кипить, застосовують трубки із внутрішніми поздовжніми ребрами. У деяких конструкціях застосовують струминні апарати (циркуляційні інжектори), в яких напір холодильного агента при дроселюванні використовується для інтенсифікації процесів кипіння у змійовиках у разі багатократної циркуляції холодильного агента.

До позитивних якостей кожухозмійовикових випарників заглибного типу слід віднести значне зменшення (у 2...3 рази) кількості холодильного агента у системі порівняно із апаратами затопленого типу.

Вертикальнотрубні випарники належать до випарників затопленого типу і застосовуються в аміачних холодильних установках відкритого типу за розсолем. Випарник являє собою бак, заповнений розсолем, який циркулює примусово за допомогою розсолемішалки (пропелерного типу).

У баку розташовано випарну секцію, яка складається з двох горизонтальних колекторів: нижнього та верхнього. У колектори уварено вертикальні зігнуті труби перерізом 38×3 мм з двох боків у шаховому порядку, утворюючи випарний контур шатрового типу. У кількох місцях за довжиною секції колектори з'єднуються вертикальними опускними стояками, по яких рідкий холодильний агент опускається з верхнього колектора до нижнього. На одному з кінців верхнього (парового)

колектора приварено віддільник рідини, з якого відсмоктується пара аміаку, а відділена рідина крізь опускний стояк надходить у нижній колектор. Рідкий аміак надходить у секцію крізь трубу, яка з'єднана із одним з проміжних опускних стояків. Наявність вигнутих вертикальних підйомних труб, віддільника рідини та вертикальних опускних стояків створює циркуляцію рідкого аміаку. Вертикальне розташування підйомних труб забезпечує вільний вихід пари, а інтенсивна циркуляція розсолу при поперечному обтіканні труб сприяє інтенсивному теплообміну. Швидкість руху розсолу становить 0,5...0,75 м/с, при цьому густина теплового потоку q_F сягає до 3 кВт/м².

Для відстою та випуску накопиченого мастила до нижнього колектора під'єднаний мастилозбірник, обладнаний випускним краном. Для відсмоктування пари аміаку з мастилозбірника (перед спуском мастила) його верхня частина з'єднується із паровим відвідним патрубком випарника.

Панельні випарники. Панельні випарники затопленого типу аналогічні до вертикально-трубних випарників. Вони також складаються з верхнього розподільного та нижнього рідинного горизонтальних колекторів, до яких приварюються випарні секції, які паралельно з'єднані між собою. Секція складається з декількох панелей, з'єднаних колекторами. Панель являє собою подвійний (два відштампованих за спеціальним профілем листи, з'єднаних між собою точковим зварюванням) лист, всередині якого утворені вертикальні канали. За довжиною секції є кілька панелей, зварених між собою. Усі випарні секції занурені у прямокутний бак із розсолем, який циркулює за допомогою розсолотіщади.

Густина теплового потоку аміачних панельних випарників заглибного типу становить 2,9...3,5 кВт/м². Їх застосування дає істотний економічний ефект. Порівняно із вертикально-трубними апаратами витрата безшовних труб знижується у 5...6 разів, зменшується маса на 25...30 %, зменшується місткість апарата за холодильним агентом та значно знижується загальна вартість апарата.

Панельні випарники, поряд з вертикально-трубними, знайшли широкого розповсюдження на підприємствах харчової промисловості, технологія в яких пов'язана з охолодженням значних кількостей харчових рідин (охолодження молока, сусла, соків тощо).

Кожухотрубні випарники. Кожухотрубні випарники підрозділяються на випарники затопленого і зрешувального типу. На підприємствах харчової галузі застосовують, головним чином, кожухотрубні випарники затопленого типу для охолодження рідких холодоносіїв.

Кожухотрубний випарник аналогічний до кожухотрубного конденсатора і складається з обичайки, до якої на торцях приварено дві трубні дошки. У трубних дошках розвальцьовано сталеві теплообмінні труби. До трубних дошок з торців кріпляться дві кришки із перегородками, які забезпечують кілька ходів (зазвичай парне число) для потоку холодоносія (розсолу). Розсіл рухається по трубах, а холодильний агент кипить у міжтрубному просторі. Рідкий аміак підводиться у апарат знизу крізь поплавковий дросельний клапан, а пара відводиться зверху крізь сухопарник та надходить у конденсатор. Теплообмінні труби сталеві 25×3 мм.

Рівень рідини у випарнику становить 0,8 діаметра кожуху. Мастило, яке потрапляє у випарник, збирається у нижній частині кожуху у мастиловідстійнику та періодично виводиться з випарника. У кришках є крани для випуску повітря та спуску рідини. У верхній частині корпусу є штуцери для манометра та запобіжного клапана.

Швидкість розсолу у трубах становить 1...1,5 м/с. Густина теплового потоку $q_F = (2,3...2,6)$ кВт/м² у разі перепаду температур $\Delta T_n = 5$ °С.

Випарники типу ИКТ заводу «Компресор» використовуються в аміачних компресорних машинах та випускаються поверхнею від 32 до 306 м².

Випарники фреонові кожухотрубні мають аналогічну конструкцію. У фреонових випарниках застосовують мідні труби із накатними ребрами. Відношення поверхонь $F_n/F_{вн} = 3,5$. Пучок труб, як правило, ромбічний, із кроком по вертикалі та горизонталі приблизно 25 мм.

Перепад температур у фреонових випарниках слід вибирати трохи більшим, ніж у аміачних (порядку 6...8 °С). Це пов'язано із високою вартістю мідних накатних труб. Густина теплового потоку в фреонових кожухотрубних випарниках у разі швидкості потоку розсолу в трубах 2,4 м/с сягає 8,7 кВт/м² (щодо внутрішньої поверхні труби).

Спільним недоліком кожухотрубних випарників затопленого типу є велика внутрішня місткість робочого об'єму холодильного агента, а також вплив гідростатичного стовпа рідкого холодильного агента на температуру його кипіння (у нижніх шарах рідкого холодильного агента температура кипіння стає вищою). Параметри деяких найбільш розповсюджених типів випарників наведені у Додатку В.

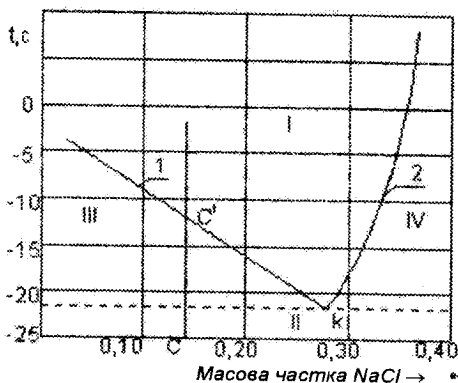


Рис. 5.6 - t, ξ - діаграма водного розчину кухонної солі: 1 - крива виділення льоду; 2 - крива виділення солі; k - криогідратна точка.

хонної солі. На рис. 5.6 наведні криві, що характеризують властивості цього розчину.

З рисунка видно, що гомогенна рідка фаза I розчину може існувати тільки до криогідратної температури $t_{кр} =$ мінус 21,2 °C (криогідратна точка k характеризує склад рідини з найнижчою температурою). Область II відповідає твердому розчину, в області III рідкий розчин співіснуватиме з кристалами льоду, а в області IV - з кристалами NaCl.

Розчин криогідратної концентрації поводитиметься аналогічно чистій воді, але з температурою твердіння $t_{кр} =$ мінус 21,2 °C, а не 0 °C, як у воді.

У будь-якому іншому розчині (наприклад, концентрація C-C') пониження температури однофазного розчину можливе лише до точки C', після чого в розчині з'являться кристали водного льоду. Їх кількість буде рости з пониженням температури розчину, а концентрація рідини зростатиме по лінії C'K, поки не досягне криогідратної концентрації. На практиці намагаються не використовувати в системі гетерогенні розчини, тому стараються підтримувати в системі криогідратну концентрацію солі в них.

При експлуатації систем з охолодженням розсолу зазвичай виникають дві проблеми: зниження початкової концентрації розсолів (розбавлення їх у зв'язку з конденсацією на їх холодній поверхні водяної пари з навколишнього повітря) і корозійне руйнування металевих частин системи, пов'язане з агресивністю розсолів, які застосовуються.

Як проміжні холодоносії у випарниках використовується або звичайна вода (з температурою до плюс 5 ... плюс 8 °C), або водні розчини хлористого натрію (до температур від мінус 18 ... мінус 15 °C) чи хлористого кальцію (аж до температур мінус 45 °C). Рідше використовуються спирт, водні розчини етилгліколю і ін.

У харчовій промисловості найбільш поширений водний розчин кухонної солі.

Найбільш ефективна боротьба з першою проблемою – використання закритих систем розсолів (коли, на відміну від відкритих, розсіл ніде не стикається з навколишнім повітрям і немає вільного доступу кисню в розсіл). Проте в крупних промислових установках реалізація закритої системи не завжди можлива. У таких випадках використовують відкриті системи, а для запобігання розбавленню розсолу – періодично додають в нього сіль.

Боротьба з хімічною агресивністю розсолів зазвичай здійснюється одним з декількох способів. Найбільш ефективним в даний час вважається виконання таких систем з неметалічних матеріалів (скляних труб, баків з пластмаси і т. п.). Достатньо ефективним залишається протекторний захист металевих систем і деякі інші заходи, наприклад, додавання у розчин силікату нагрію, фосфорної кислоти і ін., що знижують хімічну активність розсолів [3, 9].

5.2.1. Розрахунок і підбір випарників

Необхідну площу теплопередаючої поверхні випарника F_s визначають за формулою

$$F_s = \frac{Q_0}{k\theta} = \frac{Q_0}{q_F} \quad (5.11)$$

Проте повної аналогії з розрахунком конденсатора при цьому не виходить, оскільки величини коефіцієнта теплопередачі k (а, отже, і q_F) залежать не тільки від умов тепловіддачі і конструкції теплопередаючої поверхні, але і від температури кипіння t_0 і температурного напору θ у випарнику. При виконанні перевірочних розрахунків і підборі випарників можна скористатися приблизними значеннями k , наведеними в табл. 11.6 [4, с. 89] з тим, щоб, після обчислення F_s за (5.11), підібрати з каталога відповідну марку випарника [4, с. 104].

При необхідності виконання точнішого розрахунку, наприклад, для проточного випарника, спочатку, аналогічно розглянутому вище прикладу розрахунку горизонтального кожухотрубного конденсатора, записують рівняння теплового балансу типу (5.5) з урахуванням того, що замість оборотної води в трубах проточного випарника рухається холодний розсіл

$$q_F^p = q_F^a \quad (5.12)$$

Розрахунок q_F^p є повною аналогією розрахунку q_F^w (замість теплофізичних характеристик води підставляють аналогічні характеристики для розсолу при відповідній температурі).

Питоме теплове навантаження з боку киплячого у великому об'ємі агента:

$$q_F = \alpha_a \cdot \theta_a$$

може бути визначене на основі формули проф. В.І. Толубінського для коефіцієнта тепловіддачі однієї горизонтальної труби [10]:

$$\alpha_0 = A \cdot q_F^n, \quad (5.13)$$

звідки для пучка труб $\alpha_a = \alpha_0 \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_n$.

Коефіцієнти ε_m , ε_p і ε_n враховують поправки на забруднення трубок маслом, наявність ребер і не в одній, а в цілому пучку труб, відповідно.

У [1, с. 328] наведені наступні значення A для різних агентів при незмінному $n = 0,25$: R12 – 54; R22 – 62; R717 – 71.

З урахуванням (5.13) можна записати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} q_F^p = \frac{\theta_p}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}; \\ (q_F^a)^{0,75} = B \cdot \theta_a; \end{cases} \quad (5.14)$$

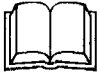
де $B = A \varepsilon_m \varepsilon_p \varepsilon_n$.

Вирішуючи графічно систему рівнянь (5.14), знайдемо шукану величину q_F і за обчисленою по (5.11) величиною t'_a – марку відповідного випарника.

Питання для самоконтролю

1. Вимоги, які ставляться до теплообмінних апаратів.
2. Один і той же компресор в одному випадку забезпечений повітряним, а в іншому – проточним конденсатором. Який з конденсаторів буде більшим за розміром?
3. Що таке оборотна система водопостачання конденсаторів? Як визначити необхідну витрату води через конденсатор?
4. Намалюйте ескіз кожухотрубного горизонтального шестиходового конденсатора.
5. За якою величиною конденсатор вибирають з каталога? Чим відрізняється фреоновий конденсатор від аміачного конденсатора?
6. Що таке криогідратна точка розсолу? Як практично визначають концентрацію розсолу?

Література: [1, с. 281...343; 2, с. 166...207].



РОЗДІЛ 6

ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 6.1. Аміачні холодильні машини.
- 6.2. Фреонові холодильні машини.

На відміну від основних елементів – компресора, конденсатора, дросельного вентиля і випарника, сукупність процесів в яких і складає термодинамічний цикл холодильної машини, елементи допоміжного устаткування, за рідкісним виключенням, у формуванні циклу не беруть участь. Проте, вони грають істотну роль – роблять роботу холодильної машини зручнішою, безпечнішою і довговічнішою.

6.1. Аміачні холодильні машини

Призначення, будову і місце розташування допоміжного устаткування в таких холодильних машинах розглянемо на прикладі холодильної установки на дві температури кипіння, представленої на рис. 3.15. У схему включені одноступінчатий I і два двоступінчаті компресори XIX, XX, що мають загальну нагнітальну лінію.

Масловіддільник II установлюють на нагнітальному трубопроводі перед **конденсатором III** для відділення масла, яке захоплюється парами холодильного агента з компресора, щоб не допустити попадання його у великих кількостях в теплообмінні апарати (конденсатор і випарник).

З компресора масло несеться у вигляді дрібних крапель, або в пароподібному стані, оскільки при температурах 80...150 °С воно частково випаровується (3...30 %). У найпростіших масловіддільниках відділення масла відбувається під дією різкої зміни напрямку руху і різниці між щільністю масла і пари.

Для зміни напрямку руху пари в апараті установлюють перегородку (рис. 6.1 а) або певним чином розташовують патрубки. В цьому випадку масловіддільники уловлюють тільки 40...60 % масла, віднесеного з компресора, оскільки пари масла і його дуже дрібні краплі такі апарати не уловлюють.

У циклонний масловіддільник (рис. 6.1 б) пара поступає по патрубку 1 і потрапляє на направляючі лопатки 4, де набуває обертового руху. Під дією відцентрової сили краплі масла відкидаються на корпус і утворюють плівку, яка поволі стікає вниз. При виході із спіралі пара

різко змінює напрям руху і по патрубку 2 йде з масловіддільника. Перегородка 5 захищає масло, що відокремилося, від струменя пари.

Для ретельнішого відділення масла в масловіддільниках застосовують також водяне охолодження (рис. 6.1 в) або промивання пари, яка виходить з компресора, в рідкому аміаку (рис. 6.1 г). При цьому пароподібне масло конденсується і в'язкість його збільшується, внаслідок чого утворюються крупніші краплі масла, які легко відділяються від пари холодильного агента.

У масловіддільнику з водяним охолодженням (рис. 6.1 в) охолоджуюча вода циркулює по змійовику 7. Пара холодильного агента з маслом подається через патрубок 1 і багато разів змінює напрям руху внаслідок відповідного розташування патрубків і насадки 6 з відбійних кілець, або сталевих стружки. Пара виходить через патрубок 2. Масло випускають через поплавцевий перепускний клапан в картер компресора.

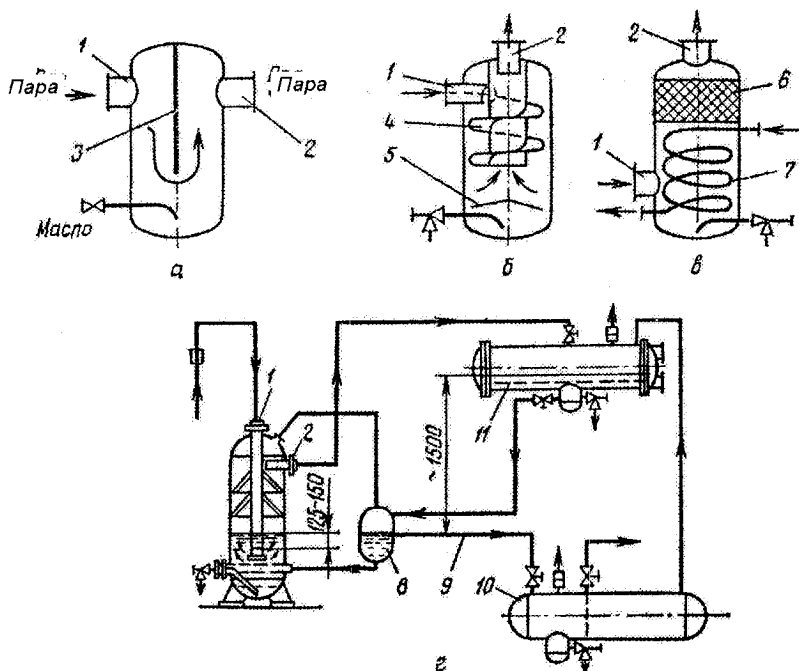


Рис. 6.1. Масловіддільники: а – з перегородкою; б – циклонний; в – з водяним охолодженням; г – з промиванням пари в рідкому аміаку; 1 – патрубок для входу пари; 2 – патрубок для виходу пари в конденсатор; 3 – перегородка; 4 – направляючі лопатки; 5 – перегородка, що захищає від струменя пари; 6 – насадка; 7 – водяний змійовик; 8 – рівнеутримувач; 9 – переливна труба; 10 – ресивер; 11 – конденсатор.

У масловіддільнику з промиванням пари в рідкому аміаку (рис. 6.1 г) пара разом з маслом поступає з компресора через патрубок 1, опущений під рівень рідкого аміаку. Рідину в масловіддільник підводять від конденсатора (або ресивера). При виході з патрубка 1 пара барботує через шар рідини і охолоджується, що обумовлює краще відділення масла. Піднімаючись вгору, пара проходить відбійні тарілки з отворами, які теж сприяють затриманню масла, і виходить через патрубок 2 в конденсатор 11. Густина масла більша, ніж рідкого аміаку, тому воно скупчується в нижній частині апарата, під рідким аміаком і періодично випускається з масловіддільника.

У циклонних масловіддільниках і масловіддільниках з водяним охолодженням або з промиванням пари в рідкому аміаку відділяється 95...97% масла, віднесеного парами холодильного агента з компресора.

Масловіддільники підбирають за діаметром корпусу або нагнітального штуцера d компресора, який визначають з рівняння нерозривності або суцільності потоку

$$d = \sqrt{\frac{4M v_2}{\pi w}}, \quad (6.1)$$

де M – масова витрата пари, кг/с;

v_2 – питомий об'єм пари, що нагнітається компресором, м³/кг;

w – швидкість руху пари в корпусі (у штуцерах), м/с.

Швидкість руху пари в корпусі масловіддільника повинна підтримуватися 0,7...1 м/с, а в нагнітальних штуцерах – для аміаку 20...25 м/с (для хладонів 15...20 м/с).

Випуск масла з масловіддільника аміачної холодильної установки небезпечний (масловіддільник знаходиться під тиском 0,8...1,8 МПа) і приводить до втрати холодильного агента.

Гради́рня IV є найважливішим елементом оборотної системи водопостачання конденсатора (трубопроводи цієї системи позначають на схемі цифрою 1). Вона установлюється на відкритому повітрі, поблизу компресорного цеху, і є звичайним душуючим пристроєм великих розмірів. Призначена для охолодження проточної води в системі конденсатора III. Для інтенсифікації тепловіддачі від оборотної води до навколишнього повітря гради́рні часто забезпечують вентиляторами. Такі гради́рні називають **вентиляторними**.

Відзначимо також, що на крупних холодильних установках, а також в системах оборотного водопостачання інших підприємств (наприклад, теплових електростанцій), часто замість гради́рень викорис-

товують бризкальні басейни, декоративні фонтани і т. п., які виконують, по суті, ту ж функцію охолодження оборотної води.

Водяний насос V установлюють поряд з градирнею для організації руху оборотної води через конденсатор. Як правило, в таких системах використовуються герметичні відцентрові насоси.

Лінійний ресивер VI установлюється на стороні високого тиску за конденсатором і пов'язаний з ним рідинною і паровою зрівнювальними лініями. Він призначений для збору конденсату аміаку і створення його запасу, що необхідно для безперебійної роботи холодильної установки. Крім того, лінійний ресивер призначений для звільнення конденсатора від надлишку рідкого аміаку.

При експлуатації ресивер з міркувань безпеки заповнюють рідиною тільки на 50 % об'єму. Місткість лінійного ресивера розраховують за загальним обсягом випарної системи.

Вітчизняною промисловістю випускаються лінійні ресивери двох типів: горизонтальні РД і вертикальні РДВ (рис. 6.2). Ресивери РД можуть бути використані як циркуляційні, захисні або дренажні ресивери.

Циркуляційний ресивер XVI необхідний в крупних аміачних холодильних установках з примусовою циркуляцією аміаку в приладах охолодження. Циркуляційний ресивер установлюють на стороні низького тиску і використовують як резервуар, з якого **аміачний насос XVII** забирає рідину і під тиском направляє в камерні батареї. Циркуляційні ресивери бувають горизонтальні і вертикальні.

Горизонтальний циркуляційний ресивер влаштований так само, як і лінійний.

У вертикальний циркуляційний ресивер (рис. 6.2 б) аміак поступає від регулюючого вентиля по патрубку 1, потім рідина забирається аміачним насосом через патрубком 9 і прямує в батареї камер. З батареї пара по патрубку 3 повертається в ресивер, де рідина відділяється від пари і суха пара відводиться до компресора по патрубку 5. Вертикальний ресивер забезпечений також патрубками 7 і 8 (зрівнювальних ліній) для підключення регулятора і сигналізатора рівня, патрубком 2 для зливання рідини з батареї (перед відтаванням снігової шуби з їх поверхні), патрубком 4 для подачі пари з боку нагнітання (для продування апарата), а також запобіжним клапаном 6, мановакуумстром, показчиком рівня 10 і патрубком для випуску масла.

Циркуляційний ресивер повинен вмщати всю рідину з батареї і повітроохолоджувачів даної температури кипіння за умови, що батареї заповнюють рідиною на 25...30 % у системах з верхньою подачею аге-

нта і на 60 % – в системах з нижньою подачею агента, а повітроохолоджувачі – на 50 % своєї місткості.

Місткість циркуляційних ресиверів при верхній подачі рідкого аміаку в прилади охолодження можна розрахувати за формулами:

для горизонтальних ресиверів $V_{ц.г}^a \geq 2,25 (0,25 V_b + 0,5 V_a) + V_{вс.тр} \cdot 0,25,$

для вертикальних ресиверів $V_{ц.в}^a \geq 3,25 (0,25 V_b + 0,5 V_a) + V_{вс.тр} \cdot 0,25,$

де V_b, V_a – геометрична місткість труб батарей і повітроохолоджувачів, м^3 ;

$V_{вс.тр}$ – місткість трубопроводів для всмоктування пари і зливання рідкого аміаку.

Дренажний ресивер є резервуаром для спуску рідкого холодильного агента з приладів охолодження при відтаванні снігової шуби гарячою парою. Як дренажні ресивери використовують ті ж апарати, що і для циркуляційних ресиверів, тобто вони можуть бути горизонтальні (рис. 6.2 а), але без повітровіддільника, або вертикальні (рис. 6.2 б). Дренажний ресивер повинен вмщати рідину з батарей і повітроохолоджувачів найбільшої камери на холодильнику за умови його заповнення на 80 %.

$$V_{op} \geq \frac{V_b + V_a}{0,8} \cdot 1,2.$$

Захисний ресивер застосовують в безнасосних схемах і установлюють під віддільниками рідини (горизонтальний ресивер) для приймання рідини у разі викиду її з батарей при підвищених теплових навантаженнях. При використанні вертикальних ресиверів відділення рідини відбувається у верхній зоні апарата.

Місткість захисних ресиверів можна розрахувати за формулами:

а) для горизонтального $V_{з.г} \geq 0,35 (V_b + V_a);$

б) для вертикального $V_{з.в} \geq 0,45 (V_b + V_a).$

Як правило, ресивери дренажні і захисні при нормальній роботі рідиною не заповнені. Всі ресивери забезпечені запобіжними клапанами, манометрами або мановакуумметрами, покажчиками рівня і замковими вентилями.

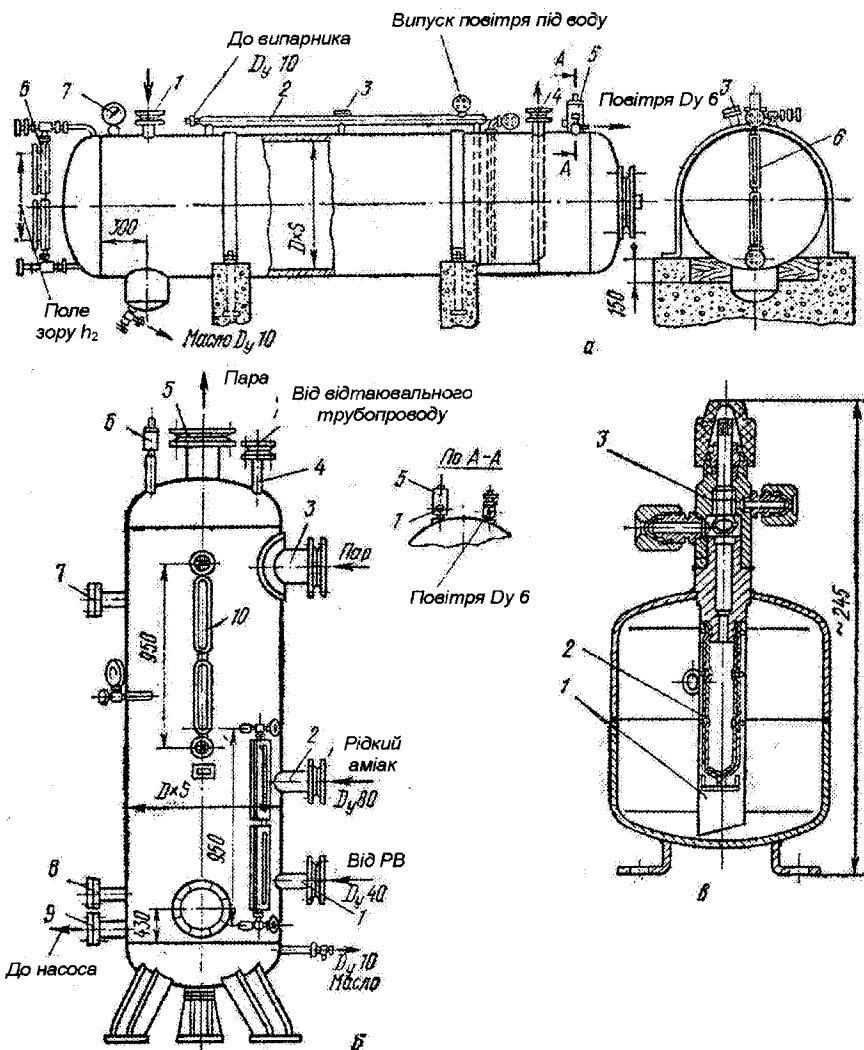


Рис. 6.2. Ресивери: а – лінійний аміачний горизонтальний; б – вертикальний циркуляційний (дренажний і захисний) аміачний; в – лінійний вертикальний.

Перехолоджувач рідини VII застосовують для охолодження аміаку перед регулюючим вентилям нижче за температуру конденсації (рис. 6.3).

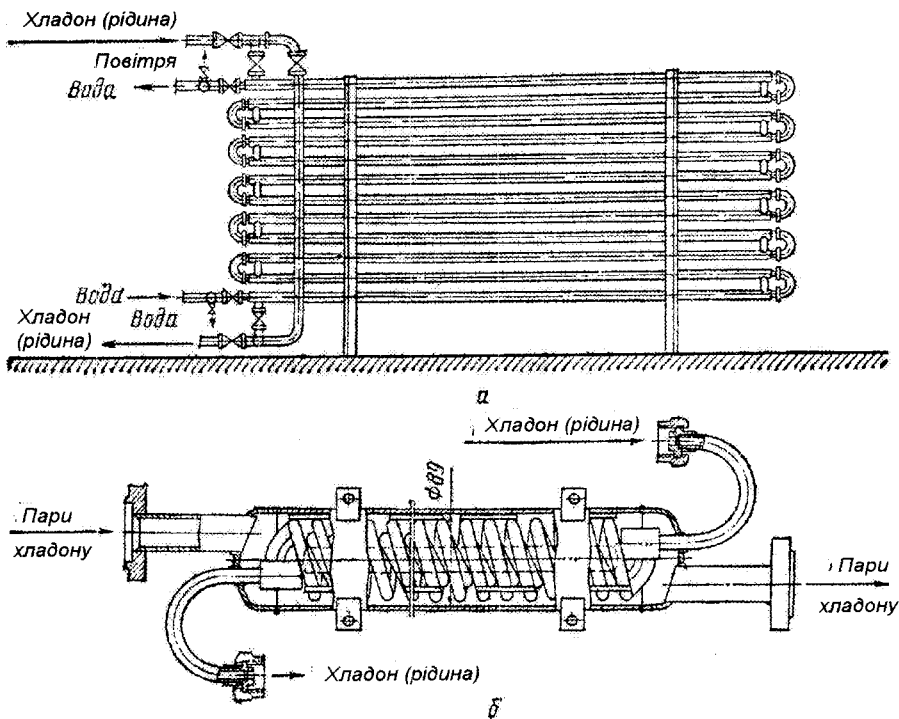


Рис. 6.3. Апарати для переохолодження рідини: а – переохолоджувач; б – регенеративний теплообмінник (РТО).

Він є протитечійним апаратом (рис. 6.3 а), виконаним з подвійних труб: зовнішніх діаметром 57×3 мм і внутрішніх діаметром 38×2,5 мм. Кінці зовнішніх труб підігнуті і приварені до внутрішніх. Рідкий аміак поступає в апарат зверху і проходить по кільцевому міжтрубному простору. Перехід з міжтрубного кільцевого простору однієї труби в іншу здійснюється по сполучних патрубках. Охолоджуюча вода поступає протитечією (знизу) по внутрішніх трубах, сполучених між собою чавунними калачами на гумових прокладках. Переохолоджувач може мати одну або декілька секцій, сполучених паралельно аміачними і водними колекторами.

Тепловий потік в переохолоджувачі визначають за формулою

$$Q_n = M_{x.a} (i_3' - i_3),$$

де $M_{x.a}$ – маса циркулюючого холодильного агента, кг/с;

i_3 і i_3 – питомі ентальпії рідкого холодильного агента на вході в переохолоджувач і виході з нього (точки 3, 3' на рис. 3.5), Дж/кг.

Переохолоджувачі підбирають за площею теплопередаючої поверхні F_n , яку визначають за формулою

$$F_n = \frac{Q_n}{k_n \cdot \theta_n},$$

де θ_n – середній температурний напір між холодильним агентом і водою;

k_n – коефіцієнт теплопередачі переохолоджувача, чисельні значення якого лежать в діапазоні 600÷700 Вт/(м²·К).

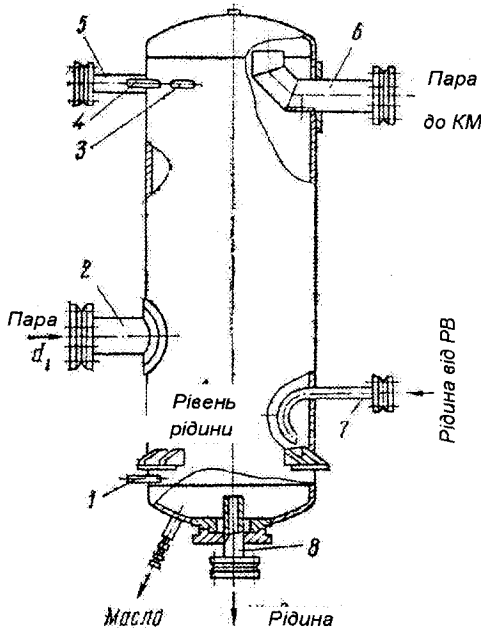


Рис. 6.4. Віддільник рідини.

Віддільник рідини IX призначений для захисту компресора від попадання в нього рідкого холодильного агента і, отже, для забезпечення сухого ходу компресора. Його застосовують в аміачних установках при безпосередньому охолодженні камер, а також на виході пари з випарників установок розсольного охолодження.

Віддільником рідини є вертикальний циліндровий апарат (рис. 6.4), в якому в результаті різкої зміни напрямку потоку і зменшення швидкості руху (до 0,5 м/с) рідина опускається в нижню частину апарата, а суха пара з верхньої частини відбирається компресором.

Через патрубок 7 холодильний агент поступає від регулюючого вентиля для відділення пари, отриманої при дроселюванні. Через патрубок 8 рідина зливається в камерні прилади охолодження, а через патрубок 2 повертається волога пара з приладів охолодження. Волога пара осушується внаслідок випадання крапельок рідини. У апараті передбачений також патрубок 3 для манометра, патрубок 5 для під'єднання зрівнювальної парової лінії, патрубки 1 і 4 для підключення

регуляторів і сигналізаторів рівня рідини в апараті. При небезпечному підвищенні рівня рідини автоматичний прилад вимикає компресор і запобігає можливості гідравлічного удару.

Віддільники рідини підбирають за діаметром всмоктуючого штуцера компресора. Швидкість руху пари в штуцері приймають для аміаку – 18...20 м/с; для фреонів – 10...15 м/с.

Проміжні посудини XIX застосовують в багатоступінчатих холодильних машинах для повного проміжного охолодження пари холодильного агента після низького стиснення, а також для переохолодження рідини перед дроселюванням за рахунок кипіння в посудині рідкого холодильного агента при проміжному тиску. Крім того, ці апарати грають роль віддільника рідини.

В даний час в аміачних двоступінчатих холодильних машинах широко застосовують проміжну посудину із змійовиком (рис. 6.5). У змійовик по патрубку 10 входить основний потік рідкого аміаку з конденсатора або протитечіючого водяного переохолоджувача. У змійовику рідина переохолоджується до температури на 3...4 °С вище за температуру рідкого аміаку, який кипить в міжзмієвиковому просторі при проміжному тиску. Переохолоджена рідина виходить через патрубок 11 до регулюючого вентиля.

У міжзмієвиковий простір під рівень рідини подається частина рідкого аміаку з конденсатора (після дроселювання до проміжного тиску) по патрубку 4. По трубі 3 також поступає під рівень рідини перегріта пара після стиснення в циліндрі низького ступеня. Тут пара барботує через шар киплячого рідкого аміаку і охолоджується до температури насичення. Охолоджена пара проходить конусні відбійники 7, які затримують краплі рідини, що утворилися при барботажі, і відсмоктується компресором ступені високого тиску через патрубок 1. У посудині рівень рідкого аміаку підтримується поплавцевим регулятором і контролюється дистанційним показчиком рівня, а також за обмерзанням трубки 13 (показчик рівня). Для підключення автоматичного регулятора і сигналізатора передбачені патрубки 6 і 8 (зрівнювальні парова і рідинна лінії). Проміжні посудини підбирають за діаметром всмоктуючого штуцера магістралі ступеня високого тиску.

У системі холодильної машини разом з холодильним агентом можуть знаходитися повітря і інші гази (продукти часткового розкладання змащувального масла і робочого тіла), які не конденсуються при температурах і тиску, що створюються в холодильній установці. Основною частиною газів, які не конденсуються, є повітря.

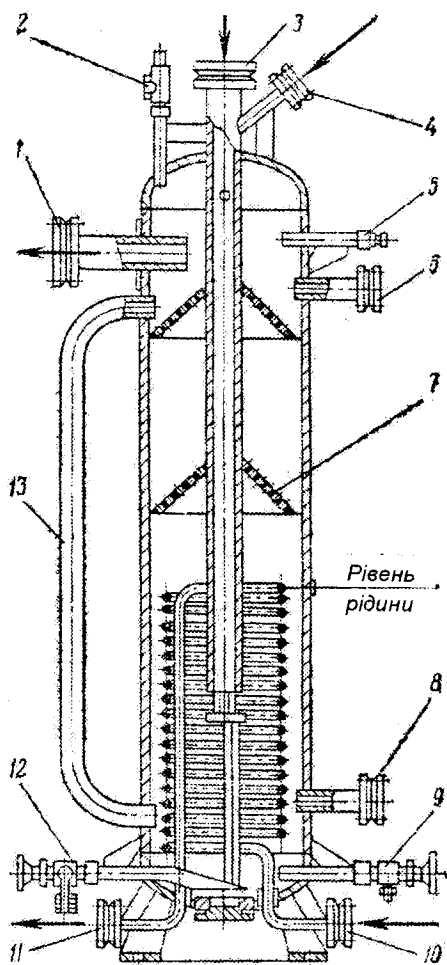


Рис. 6.5. Проміжна посудина.

Повітря проникає у систему при розкладанні окремих елементів установки під час ремонту, пуску компресора і роботі на низьких температурах кипіння, що вимагають вакууму. Деяка кількість повітря залишається в системі і перед первинним заповненням холодильним агентом.

Повітря скупчується в конденсаторі і лінійному ресивері, де може сприяти створенню гідравлічного затвору, що перешкоджає нормальній циркуляції рідини.

Накопичуючись в конденсаторі, повітря утворює газову плівку біля поверхні теплообміну, яка створює додатковий термічний опір. При цьому погіршується тепловіддача при конденсації, підвищується тиск в конденсаторі, збільшується витрата електроенергії і знижується холодопродуктивність машини.

У аміачних установках середньої холодопродуктивності іноді повітря видаляють через повітроспусковий кран в посудину з водою.

Застосування спеціальних апаратів – повітровіддільників дозволяє випускати повітря безперервно, без зупинки машини, при незначних втратах аміаку. Знаходять застосування двотрубний повітровіддільник і автоматичний АВ-4.

На рис. 6.6 показаний двотрубний повітровіддільник, який вмонтовують над лінійним аміачним ресивером (дивись також рис. 6.2 а).

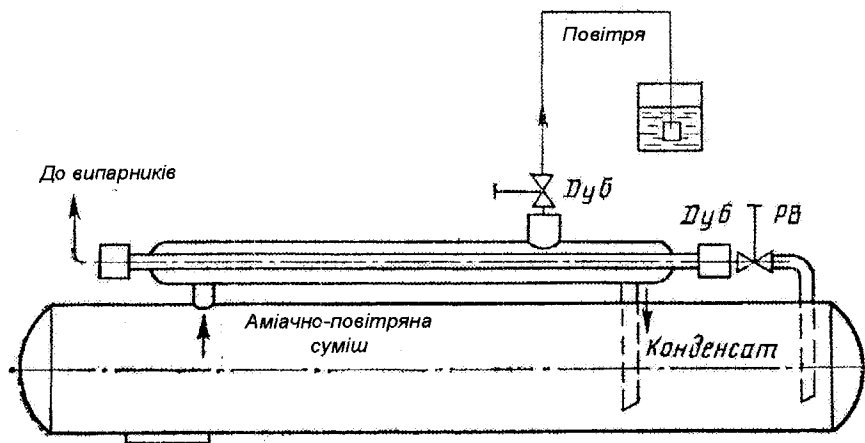


Рис. 6.6. Повітровіддільник двотрубний.

З ресивера пароповітряна суміш поступає по сполучному патрубку в міжтрубний кільцевий простір товщиною 5...6 мм. Суміш охолоджується рідким аміаком, який поступає також з ресивера, і дроселюється в регулюючому вентилі, установленому перед повітровіддільником. При охолодженні аміак конденсується і зливається безпосередньо в ресивер по трубі, опущеній під рівень рідини. Відокремлене повітря випускається в скляну посудину з водою, що дозволяє спостерігати за рухом бульбашок повітря через воду, або по спеціальному трубопроводу виводиться вище за дах будівлі холодильника.

6.2. Фреонові холодильні машини

Крупні фреонові холодильні машини, як правило, працюють на R22, а холодильні машини малої потужності – на сучасних заміниках озоннебезпечного R12 (R134a, R401A, R406A і ін.). Істотною їх відмінністю є відсутність масловіддільників у останніх, тоді як в холодильних машинах на R22 масловіддільники іноді включають в схему.

Нижче наведена принципова схема двоступінчатої низькотемпературної холодильної машини на R22 (рис. 6.7), що включає масловіддільник.

Тут після стиснення в компресорі СНД I пара охолоджується проточною водою в охолоджувачі пари II і в точці M змішується з потоком пари, що виник при кипінні фреону в переохолоджувачі рідини IX. Суміш, що утворилася, стискається далі в компресорі СВД II і подається на конденсацію в V, звідки вільно стікає в лінійний ресивер VI.

Тут зберігається деякий запас рідкого R22. Більша його частина постійно відбирається і рухається у **фільтр-осушувач VII** (рис. 6.8), який повинен, окрім фільтруючої функції, прибрати з фреону домішок води, навіть невелика кількість якої може замерзнути в дросельному вентилі і вивести машину з ладу.

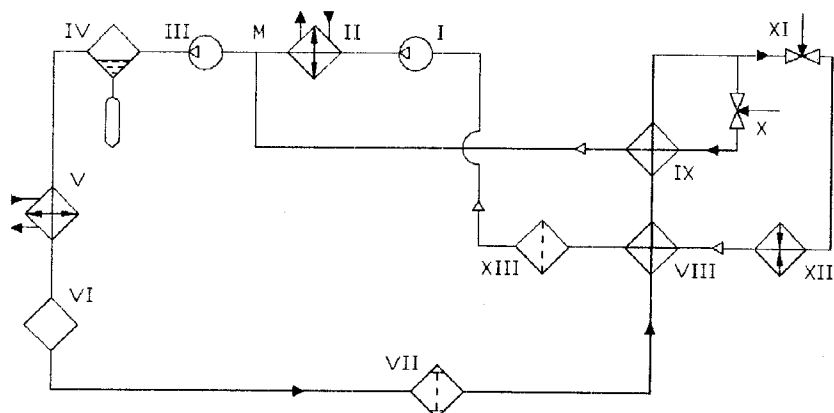


Рис. 6.7. I, III – компресори ступенів СНТ і СВТ, відповідно; II – охолоджувач пари, IV – масловіддільник з маслосбірником, V – конденсатор, VI – лінійний ресивер, VII – фільтр-осушувач, VIII – регенеративний теплообмінник (РТО), IX – переохолоджувач рідини, X, XI – регулюючі вентиля, XII – випарник, XIII – газовий фільтр.

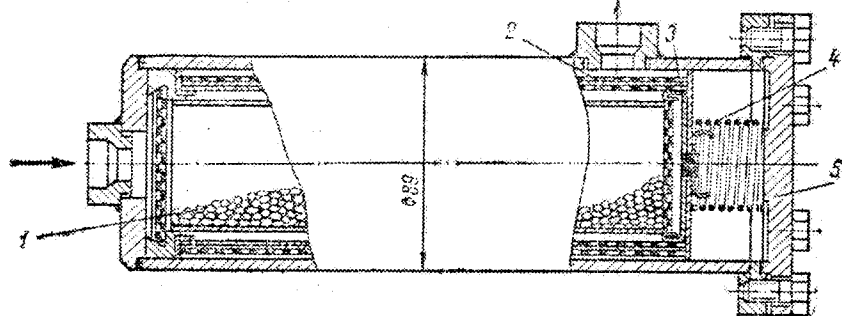


Рис. 6.8. Фільтр-осушувач.

Зазвичай його установлюють перед дросельним вентиляем, або іншим елементом схеми, в якому різко падає температура рідкого агента. Усередині він повністю заповнений дрібнороздробленим цеолітом 1. На вході в осушний патрон і на виході з нього установлені двошарові фільтруючі сітки 2 із сталєвого оцинкованого дроту і фільтруючої тка-

нина. Стакан з цеолітом і фільтри розташовані в сітчастому каркасі 3, притиснутому пружиною 4.

Цеоліт адсорбує воду на пористій поверхні, але його поглинаюча здатність поступово зменшується. Її можна відновити, якщо цеоліт просушити гарячим повітрям при температурі вище 200 °С. Просушений цеоліт потрібно засипати в осушувач гарячим і відразу закрити кришкою 5, щоб запобігти поглинанню вологи з повітря.

Після фільтра-осушувача рідкий R22 поступає в регенеративний теплообмінник (РТО) VIII. Їх використовують тільки в машинах, які працюють на фреонах. У кожухозмієвиковому теплообміннику (рис. 6.3 б) рідина проходить по внутрішньому змієвоку, а пара – протитечею по міжзмієвиковому простору.

В результаті теплообміну рідкий фреон переохолоджується, його пара – значно перегрівається. Перегрівання пари при всмоктуванні викликає вологий хід компресора, підвищує коефіцієнт подачі, а, отже, і дійсну холодопродуктивність машини.

Установлюють РТО безпосередньо перед дросельним вентиляем. Теплове навантаження в теплообміннику можна визначити за формулою

$$Q_{m.o} = M_{x.a} (i_1' - i_1) = M_{x.a} (i_4 - i_4')$$

де $Q_{m.o}$ – теплове навантаження на РТО, кВт;

$M_{x.a}$ – масова витрата циркулюючого агента, кг/с;

i_1, i_1', i_4, i_4' – питомі ентальпії пари та рідини відповідно, що входять і виходять з теплообмінника, кДж/кг (рис. 3.9).

Газовий фільтр XIII установлюють на всмоктуючій магістралі компресора або безпосередньо на компресорі. Уловлюючи різні забруднення, він захищає компресор від пошкоджень поверхні циліндрів і клапанів. Конструктивно він практично не відрізняється від фільтра-осушувача (рис. 6.8), проте не має цеолітового наповнювача.

Питання для самоконтролю

1. У чому відмінність основних елементів холодильної машини від елементів допоміжного обладнання?
2. Перерахуйте відомі Вам елементи допоміжного обладнання аміачної і фреонової холодильних машин.
3. У яких холодильних машинах установлюють масловіддільники, а в яких їх немає?
4. Назвіть призначення і місце в схемі відомих Вам ресиверів.
5. Призначення, місце в схемі і будова РТО.

Література: [2, с. 221...236; 4, с. 130...137].



РОЗДІЛ 7

КІП І АВТОМАТИЗАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

7.1. Класифікація і маркірування холодильних машин і агрегатів

Сучасні холодильні машини потребують надійних контрольно-вимірювальних приладів (КІП) і засобів автоматизації. Залежно від функцій, які вони виконують, розрізняють прилади контролю (у тому числі і автоматичного), сигналізації, захисту, управління і регулювання.

До засобів контролю відносяться різного типу термометри, манометри, мановакуумметри, витратоміри і тому подібне. У ряді випадків ці прилади не тільки фіксують параметри, але і записують їх. З термометрів найбільшого поширення набули спиртові скляні і термометри опору.

Тиск, як правило, фіксується манометрами і мановакуумметрами. Оскільки вони виготовляються на якийсь визначений холодильний агент, то при фіксації певного тиску в апараті холодильної машини одночасно вимірюється і відповідна йому температура фазового переходу (фактично на шкалу такого приладу нанесена крива пружності даного холодильного агента). Слід пам'ятати, що і манометри, і мановакуумметри вимірюють надмірний тиск.

До останнього часу вітчизняною промисловістю серійно випускалися мановакуумметри для систем, заповнених R12, R22 і R717. Вони широко використовуються в холодильних установках різного типу.

Прилади автоматичної сигналізації включенням світлових або звукових сигналів сповіщають про досягнення заданого значення контрольованої величини, а також про вмикання або вимикання окремих елементів устаткування.

Прилади автоматичного захисту припиняють роботу всієї установки або окремих її елементів при небезпечних значеннях контрольованої величини (тиску, температури, рівня рідини, режиму масла і т. д.).

Тому при проектуванні і створенні кожної холодильної установки передбачають надійну систему автоматичного захисту (САЗ) як окремих частин, так і всієї установки в цілому.

При проектуванні САЗ холодильної установки враховують можливі відмови окремих елементів установки і наслідки, пов'язані з небезпекою для здоров'я обслуговуючого персоналу і величиною матеріа-

льного збитку виробництву. Особливо це стає актуальним при роботі з отруйним і пожежо-вибухонебезпечним аміаком.

Витрати на створення САЗ залежать, в першу чергу, від призначення і потужності холодильної установки. У простих випадках вона складається з одного-двох реле захисту найважливіших елементів установки (компресора, конденсатора). На крупних холодильних установках – це складна, взаємозв'язана і дорога система захисту, що забезпечує довгострокову безаварійну роботу, оскільки при будь-яких позаштатних ситуаціях установка вимикається, поки обслуговуючий персонал не розбереться в ситуації, що створилася, усуне виниклі неполадки і лише після цього включить установку знову.

Різновидом захисту можна вважати так зване блокування, коли на систему управління одного елемента впливає система управління іншого. Наприклад, систему управління сучасними компресорами виконують так, що вони можуть бути включені в роботу тільки в тому випадку, якщо включені хоча б один водяний насос, що подає воду в конденсатор, і насос розсолу (для систем з проміжним холодоносієм).

Досвід експлуатації свідчить про те, що 75 % всіх аварій на холодильних установках відбуваються з компресорами. Тому компресори мають найбільшу кількість видів захисту. Найбільш істотними з них є реле максимального і мінімального тиску.

Захист від неприпустимого підвищення тиску нагнітання запобігає порушенню щільності з'єднань або руйнуванню елементів. Реле максимального тиску підключають до нагнітального трубопроводу компресора попереду запірного вентиля по ходу руху холодильного агента, щоб реле спрацювало і при пуску компресора із закритим нагнітальним вентиляем.

Захист від неприпустимого пониження тиску всмоктування запобігає підвищенню навантаження на сальник компресора, спінюванню масла в картері, замерзанню холодоносія у випарнику. Реле мінімального тиску підключають до всмоктуючого трубопроводу компресора після запірного вентиля. Часто реле максимального і мінімального тиску компонують в одному корпусі із загальним електричним контактом.

Реле тиску РД-1 складається з двох реле (рис. 7.1) – низького тиску і високого тиску. Реле низького тиску залежно від тиску у випарнику замикає або розмикає електричні контакти 12, що викликає періодичний пуск і зупинку компресора. Реле високого тиску при небезпечно високому тиску нагнітання розмикає ті ж електричні контакти.

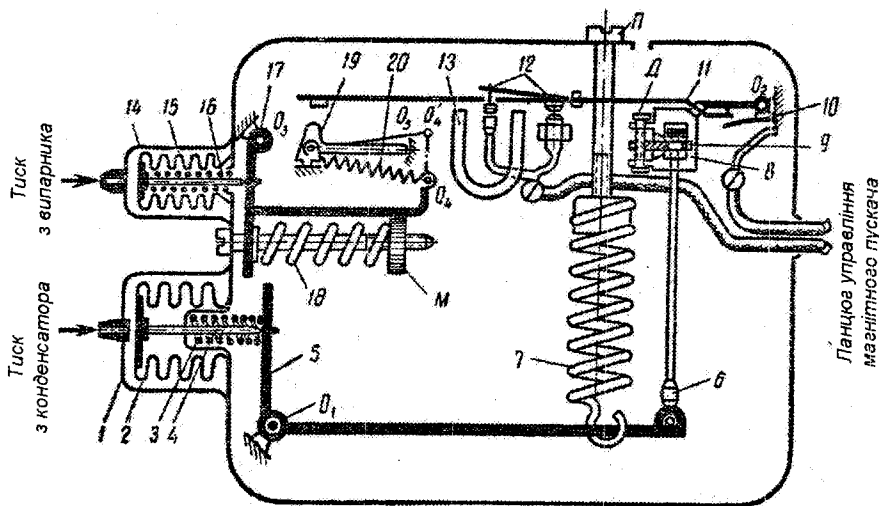


Рис. 7.1. Реле тиску РД-1.

Від трійника всмоктуючого вентиля компресора пари холодильного агента через отвір в штуцері поступають всередину кожуха 1 і стискають сильфон 2. Денце його переміщається праворуч, і шток 4 передає зусилля на двоплечий важіль 5. У цьому ж напрямі діє стиснута пружина 3. Важіль 5, долаючи зусилля пружини 7, повертається за годинниковою стрілкою навколо осі O_1 , і тяга 6, шарнірно укріплена на довгому плечі важеля, опускається. На верхньому кінці тяги є заломлений зуб, який заходить в прямокутний паз рамки 8. Коли тяга переміщається вниз, зуб упирається в пластину диференціала 9 і вся рамка разом із струмопровідною пластинною 11, повертаючись навколо осі O_2 , опускається до тих пір, поки не замкнуться електричні контакти 12.

Під час роботи компресора тиск у випарнику знижується. Момент сили розтягнутої обертової пружини 7 навколо осі O_4 , стає більшим моменту сили тиску пари на сильфон і сили стиснутої пружини 3. Двоплечий важіль починає повертатися проти годинникової стрілки; тяга йде вгору, поки не упреться своїм зубом у верхню кромку паза рамки 8. Долаючи зусилля тяжіння струмопровідної пластини до постійного магніта 13, пружина 7 забезпечує розмикання електричних контактів. Регулювання тиску виключення проводять гвинтом 17. При обертанні гвинта 17 за годинниковою стрілкою натягнення пружини 7 збільшується, що підвищує тиск включення і виключення (на однакову величину).

Диференціал реле регулюється внутрішнім гвинтом *Д*. При повороті гвинта *Д* за годинниковою стрілкою, пластина диференціала *9* піднімається, і зазор між пластиною *9* і верхньою кромкою паза рамки зменшується. При цьому тиск включення і диференціал реле зменшуються.

Гвинт *Д* знаходиться під струмом. Тому регулювання диференціала необхідно проводити викруткою з ізольованою рукояткою або вимикати загальний рубильник.

Реле високого тиску працює аналогічно. Регулювання тиску включення проводиться зміною сили стиснення пружини гайкою *М*.

Захист від зменшення різниці тиску (до і після насоса) в масляній системі, а точніше від зменшення об'ємної подачі масла, запобігає аварійному зносу тертьових деталей, і заклинюванню механізму руху компресора.

Він вимикає компресор при зниженні різниці тиску нижче допустимої величини. В період пуску поршневого компресора цей захист блокується на 10...20 с для того, щоб в масляній системі, яка має привід від колінчастого вала, установилася номінальна подача масла.

Захист від неприпустимого підвищення температури нагнітання запобігає порушенню режиму змащування циліндра і аварійному зносу тертьових деталей.

Захист від недостатньої подачі води в охолоджуючу рубашку поршневого аміачного компресора оберігає циліндри компресора від перегріву. Реле вимикає компресор при зниженні подачі води до 30 % її номінальної величини. При пуску компресора захист блокується на 10...20 с.

Захист від підвищення температури обмоток вбудованого електродвигуна герметичних і безсальникових компресорів холодильних агрегатів запобігає перегріву обмоток при перевантаженні електродвигуна, заклинюванню ротора і роботі на двох фазах.

Захист від гідравлічного удару (попадання рідкого холодильного агента в порожнину стиснення) – реле рівня запобігає серйозній аварії поршневого компресора – гідравлічному удару, а також виходу з ладу радіально-упорного підшипника і сальника гвинтового компресора. Чутливий елемент реле рівня установлюють на апаратах сторони низького тиску: відділниках рідини, захисних і циркуляційних ресиверах, випарниках, переповнювання яких приводить до надходження рідкого холодильного агента в компресор. Для підвищення надійності системи передбачають установку двох реле рівня, дублюючих один одного.

Захист від замерзання холодоносія запобігає розриву труб випарника. Він може здійснюватися шляхом контролю різних параметрів:

витрати холодоносія через випарник, температури кипіння холодильного агента або температури холодоносія.

Захист від переповнювання лінійного ресивера оберігає установку від зниження ефективності роботи конденсатора в результаті заповнення частини його об'єму рідким холодильним агентом.

Захист від спорожнення лінійного ресивера запобігає прориву газу високого тиску у випарну систему і небезпеку гідравлічного удару. Реле рівня захищає лінійний ресивер від переповнювання і спорожнення. Датчики реле рівня установлюють так, щоб контролювався рівень, відповідний 80 і 20 % заповнення об'єму посудини.

Прилади автоматичного управління повинні включати і вимикати холодильну установку і таким чином управляти її роботою. Типовим приладом цієї групи є термореле диференціальне. Воно регулює температуру об'єкта охолодження шляхом оперативного регулювання холодопродуктивності установки Q_0 методом пуску і зупинки компресора.

Типовим приладом такого типу є серійне **реле температури АРТ-2** (рис. 7.2), яке широко використовується в побутовому і торговому холодильному обладнанні.

Чутливим елементом реле служить капілярна трубка 6, частково заповнена фреоном і щільно притиснута до випарника холодильної машини. Інший кінець трубки закінчується сільфоном 7.

При підвищенні температури у випарнику підвищується температура, а, отже, і тиск усередині сільфона. Денце 5 сільфона 7 переміщується вгору, долаючи зусилля пружини 4, впливає на систему важелів 9, 12, повертаючи при цьому важіль навколо осей 0_2 і 0_3 . В результаті важіль 0_4-0_5 і, отже, рухомі контакти 3 різко опускаються вниз і замикають електричний ланцюг (положення Б).

При пониженні температури пружина 4 відіжме вниз денце сільфона, і під дією пружини 10 тяга 12 відведе важіль 13 вниз. Коли вісь 0_3 спуститься нижче за лінію важеля 0_4-0_5 , контакти під дією сили P різко розімкнуться (положення А).

Різницю значень температур, при якій відбувається замикання і розмикання контактів реле, називають зоною нечутливості, або диференціалом реле.

Диференціал реле температури АРТ-2 не регулюється (його значення складає 7...8 °С). Гвинт 14 установлюють при складанні так, щоб вільний хід зуба тяги 12 забезпечував необхідний диференціал, і потім пломбують.

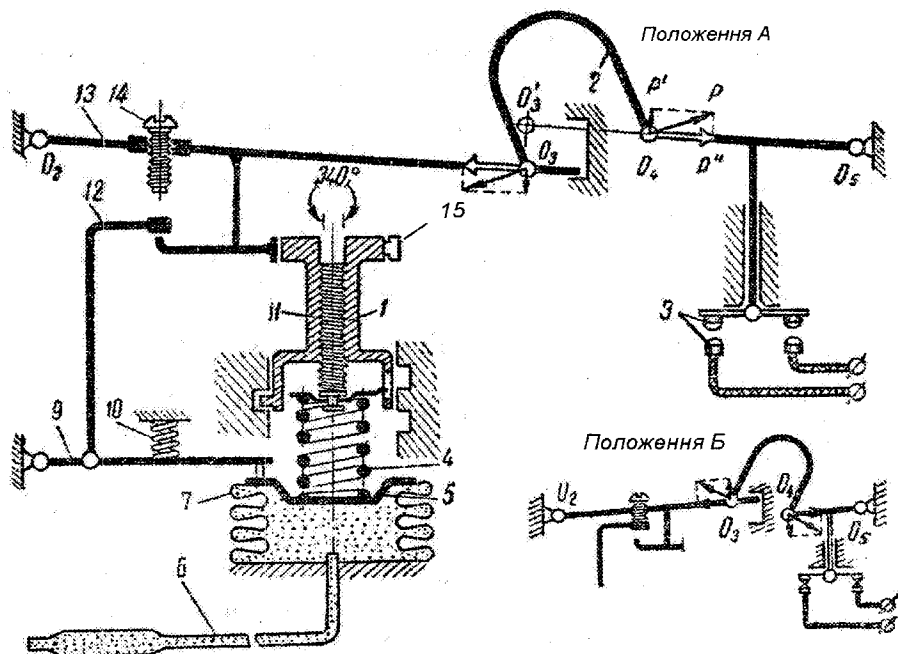


Рис. 7.2. Схема реле температури АРТ-2: 1 – регульовальна гайка, 2 – плоска пружина, 3 – електричні контакти, 4 – регульовальна пружина, 5 – деще сильфона, 6 – термочутливий патрон, 7 – сильфон, 8 – корпус термочутливої частини реле, 9 – важіль тяги, 10 – поворотна пружина, 11 – регульовальний гвинт, 12 – тяга, 13 – важіль перемикача, 14 – гвинт настройки, 15 – ручка настройки реле.

Температуру виключення (і відповідно включення) регулюють зміною натягнення пружини 4. При повороті штока 1 рукояткою 15 нижній зуб штока ковзає по гвинтоподібному зрізу, і шток переміщається вгору або вниз. При повороті рукоятки 15 за годинниковою стрілкою на один оберт (з положення «Викл.» у положення «Холод») температура виключення знижується приблизно на 8°C .

Нижче наведений графік зміни температури охолоджуваного об'єкта.

Реле температури настроюють за значеннями температур t_{\max} і t_{\min} . У момент τ_1 компресор включиться, але температура за інерцією ще якийсь час буде зростати, потім почне знижуватися, оскільки тиск у

випарнику падатиме. У момент τ_3 реле вимкне компресор і знову включить його у момент τ_5 .

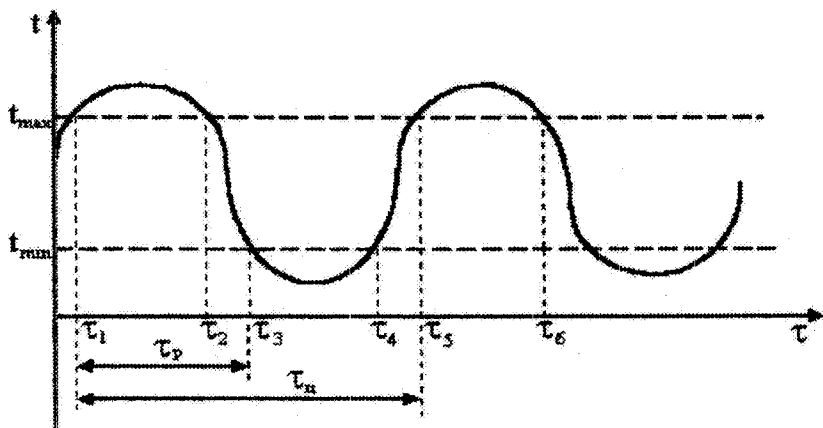


Рис. 7.3. Зміна температур охолоджуваного об'єкта.

Інтервал від τ_1 до τ_5 називають часом циклу τ_u . З графіка видно, що час роботи компресора τ_p менший часу циклу τ_u . Співвідношення цих інтервалів називають коефіцієнтом робочого часу компресора:

$$b = \frac{\tau_p}{\tau_u}; \quad 0,4 < b < 0,9.$$

У крупних холодильних машин величина b ближче до одиниці, а у приладів побутової холодильної техніки $b = 0,4 \dots 0,6$, оскільки потрібно більше часу для охолодження герметичних компресорів.

Прилади автоматичного регулювання підтримують задане значення контрольованої величини або змінюють її за певною програмою. Ці прилади можуть виконувати функції автоматичного управління. Типовий прилад цього класу – терморегулюючий вентиль (ТРВ). Його призначення – термостабілізація охолоджуваного об'єкта на заданому температурному рівні шляхом регулювання кількості агента, що подається у випарник.

Сам ТРВ установлюють перед випарником, а його чутливий елемент – після випарника (рис. 7.4).

Термобалончик 1 заповнений холодильним агентом і закріплений прямо на всмокуючому трубопроводі. Залежно від температури поверхні цього трубопроводу в термобалончику установлюється відповідна температура а, отже, і тиск в надмембранній області 3. Залежно від значення цього тиску, мембрана 4 рухатиме шток 5 вгору, або вниз,

збільшуючи, або зменшуючи при цьому подачу холодильного агента у випарник *б*. Так, наприклад, надмірна подача рідкого агента у випарник приведе до зменшення температури пари, яка виходить з випарника *б*, що, виходячи з наведених вище міркувань, викличе зменшення подачі рідкого холодильного агента у випарник і стабілізацію температури у випарнику.

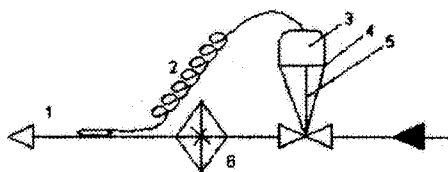


Рис. 7.4. Схема підключення ТРВ:
 1 – термобалончик (чутливий елемент);
 2 – капіляр; 3 – надмембранна зона;
 4 – мембрана; 5 – шток; 6 – випарник.

Практичний інтерес викликають і інші варіанти схем регулювання температури об'єкта в одновипарникових системах. На рис. 7.5 а показана схема регулювання температури повітря в камері за допомогою регулятора температури. Датчик 1 реле темпера-

тури 2 фіксує зміну температури повітря в об'єкті. Залежно від того, нижча чи вища температура повітря заданого значення температури в реле 2, воно дає команду магнітному пускачу 3 на пуск або зупинку електродвигуна 4 компресора 5.

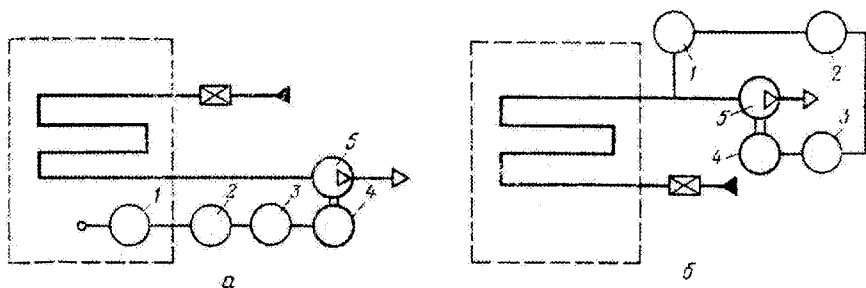


Рис. 7.5 – Схема регулювання температури повітря в камері: *а* – за допомогою реле температури; *б* – за допомогою реле тиску; 1 – датчик; 2 – реле; 3 – магнітний пускач; 4 – електродвигун; 5 – компресор.

На рис. 7.5 б представлена схема регулювання температури повітря за допомогою реле тиску. Датчик 1 реле тиску 2 сприймає тиск кипіння і реле дає команду магнітному пускачу 3, залежно від ситуації, на пуск або зупинку електродвигуна 4 компресори 5.

Застосування реле температури забезпечує більшу точність підтримки температури повітря в приміщенні, чим при використанні

реле тиску. Останнє застосовують для регулювання температури повітря в деяких типах торгового холодильного устаткування, де продукти зберігають нетривалий час і не потрібна висока точність підтримки температури. Нижче наведена комплексна схема автоматизації простої холодильної машини, призначеної для охолодження води (рис. 7.6).

Включене в схему реле контролю змащування (РКЗ) відключить електродвигун компресора при зниженні тиску змащувального мастила в системі.

Соленоїдний клапан (СК) призначений для роз'єднання сторони низького тиску (зліва) від сторони високого тиску (справа). Він закривається при зупинці компресора і відкривається при його пуску, не допускаючи вирівнювання тиску в системі.

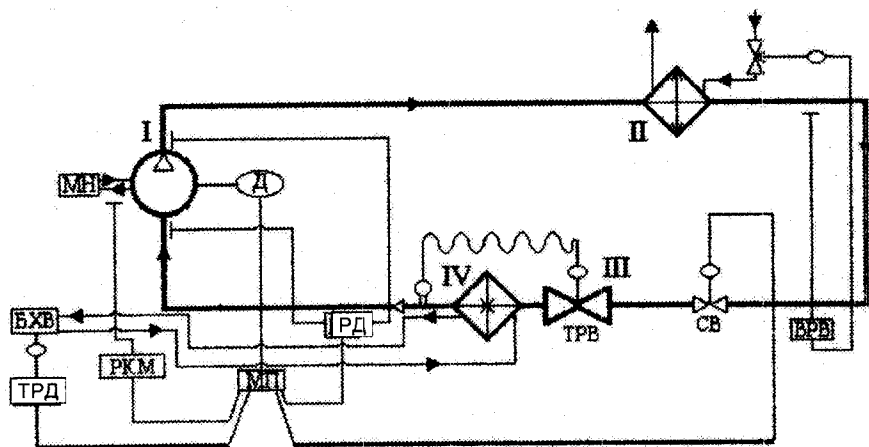


Рис. 7.6. Комплексна схема автоматизації одноступінчатої холодильної машини: МН – магнітний пускач; Д – електродвигун; МН – масляний насос; БХВ – бак холодної води; ТРД – термореле диференціальне; РКЗ – реле контролю змащування; РД – реле тиску; ТРВ – терморегулюючий клапан; СК – соленоїдний клапан; ВРВ – водорегулюючий клапан.

7.1. Класифікація і маркування холодильних машин і агрегатів

Наївно припускати, що, бажаючи придбати холодильну машину, начальник компресорного цеху якого-небудь харчового підприємства окремо замовлятиме як основні її елементи, так і допоміжне устатку-

вання, з тим, щоб на місці змонтувати всю холодильну машину. Напевно він спробує придбати вже готову холодильну машину, або її найважливіші частини в зборі.

Конструктивне об'єднання всіх елементів і допоміжних пристроїв в один або декілька блоків називається **холодильною машиною**.

Кожну таку частину називають **холодильним агрегатом**. Залежно від того, які частини холодильної машини конструктивно об'єднані в агрегаті, їх розділяють на:

- компресорні, в яких компресор агрегується з електродвигуном, пусковою апаратурою і приладами автоматики;
- компресорно-конденсаторні, в яких компресор, конденсатор, електродвигун і прилади захисту і автоматики вмонтовуються на одній станині;
- випарно-конденсаторні, об'єднуючі проточний випарник, конденсатор і регулюючу станцію з приладами автоматики;
- випарно-регулюючі, до складу яких входить випарник, лінійний ресивер, регулююча станція і прилади автоматики;
- комплексні агрегати, об'єднуючі всі елементи холодильної машини (тобто вся холодильна машина в зборі).

Агрегування забезпечує компактне об'єднання елементів холодильної машини, зменшення довжини сполучних трубопроводів при високоякісному заводському складанні і значне спрощення монтажу на місцях, оскільки найбільш відповідальні і складні роботи виконані на заводі-виготовлювачі.

Сучасне маркування холодильних машин і агрегатів припускає використання певного набору букв і цифр:

М – холодильна машина;

А – агрегат;

К – проточний конденсатор;

В – повітряний конденсатор, повітряний випарник;

Т – проточний випарник;

Д – двоступінчата холодильна машина;

Н – двокаскадна холодильна машина;

Vx – гвинтовий компресор.

Згідно прийнятим правилам маркування холодильних машин, після першої букви *М* іде буква, що характеризує конденсатор (*К* або *В*), потім буква, що характеризує випарник (*В* або *Т*). Іноді може з'явитися і четверта буква (*Д* або *Н*), вказуюча на тип холодильної машини.

Холодильні машини

Тип холодильної машини	Одноступінчата	Двоступінчата	Двокаскадна
1. Для охолодження рідких холодоносіїв	$\frac{МКТ}{МВТ}$	$\frac{МКТД}{МВТД}$	$\frac{МКТН}{МВТН}$
2. Для охолодження повітря	$\frac{МКВ}{МВВ}$	$\frac{МКВД}{МВВД}$	$\frac{МКВН}{МВВН}$

Холодильні агрегати

1. Компресорний	А	АД	АН
2. Компресорно-конденсаторний	$\frac{АК}{АВ}$	$\frac{АКД}{АВД}$	$\frac{АКН}{АВН}$
3. Компресорно-випарний для рідкого холодоносія	АТ	АТД	АТН
4. Випарно-конденсаторний	АНК		

Далі пишеться число, відповідне холодопродуктивності на стандартному режимі холодильної машини певного типу, кВт:

	$t_o, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$
– одноступінчата аміачна	мінус 15	плюс 30
– одноступінчата на R12	мінус 10	плюс 35
– двоступінчата аміачна	мінус 40	плюс 35
– двоступінчата на R22	мінус 70	плюс 35
– двокаскадна	мінус 90	плюс 35

Якщо в холодильній машині передбачено два компресори, то після значення холодопродуктивності після знака \times ставиться цифра 2.

Потім через тире іде шифр холодильного агента (за старою класифікацією):

1 – R 12	5 – R 502	01 – бутан
2 – R 22	6 – R 13B1	02 – пропан
3 – R 13	7 – R 717	04 – етан
4 – R 142b	8 – R 12B1	06 – метан

Потім через тире слідує шифр температурного виконання обладнання:

Температурного виконання	При відсутності регулювання холодопродуктивності компресора	При наявності регулювання холодопродуктивності компресора
– високотемпературне	0	1
– середньотемпературне	2	3
– низькотемпературне	4	5
– криогенне	6	7

Приклади:

МКТ 220-2-2 – холодильна машина з проточними конденсатором і випарником, $Q_o = 220$ кВт, R 22, середньотемпературного виконання без регулювання холодопродуктивності;

МВВД 35-2-4 – двоступінчата з проточним конденсатором, $Q_o = 35$ кВт, R 22, низькотемпературного виконання без регулювання холодопродуктивності;

АК 40-4-0 – компресорний-конденсаторний агрегат з повітряним-конденсатором, $Q_o = 40$ кВт, R 142в, високотемпературного виконання без регулювання холодопродуктивності.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть, з якою метою на мановакуумстрах вказується назва холодильного агента?
2. Класифікація засобів автоматизації холодильних машин.
3. Перелічіть і вкажіть місце розміщення в схемах відомих Вам приладів автоматичного захисту.
4. Перелічіть відомі Вам прилади автоматичного управління.
5. Принцип дії і місце в схемі ТРВ.
6. Перелічіть типи холодильних агрегатів, що випускаються промисловістю.
7. Що є компресорним агрегатом? Принцип його маркування.
8. Розшифруйте марки холодильних агрегатів АКФУ 25-2-2; А 175-7-5; АД 130.

Література: [1, с. 470...490; с. 256...271; 7].



ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

РОЗДІЛ 8

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 8.1. Пароежекторні холодильні машини (ПЕХМ).
- 8.2. Абсорбційні холодильні машини (АХМ).

Існує окремий клас холодильних машин, в яких для отримання штучного холоду використовується теплова енергія. З цієї причини вони отримали назву тепловикористовуючих. До них відносяться пароежекторні і абсорбційні холодильні машини.

Термодинамічна ефективність тепловикористовуючих холодильних машин характеризується тепловим коефіцієнтом, який є відношенням отриманої холодопродуктивності (корисний ефект) до теплової потужності джерела енергії (витрачений ефект), яке використовується.

Ефективність використання тепловикористовуючих холодильних машин залежить від вартості теплоти гріючих джерел, необхідної температури охолодження і практично завжди є високою при використанні вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР), а також в установках для одночасного вироблення тепла і холоду (у них часто вдається теплоту, що відводиться холодному джерелу в прямому циклі (наприклад, димові гази), використовувати як гріюче джерело в тепловикористовуючій холодильній машині).

8.1. Пароежекторні холодильні машини (ПЕХМ)

Робочим тілом для таких машин можуть служити деякі фреони і їх суміші, аміак і інші речовини, що відповідають вимогам, які ставляться до холодильних агентів. Але найчастіше в промислових умовах такі холодильні машини працюють на воді, виробляючи високотемпературний холод для потреб кондиціонування повітря. При цьому для досягнення необхідних температур кипіння води (7...15 °С) у випарниках таких машин доводиться підтримувати дуже низький тиск насичення водяної пари (0,005...0,010 бар).

Практично реалізувати такі умови вдається в циклі вакуум-водяної ПЕХМ на базі пароструменевого компресора (ежектора). Принципова схема і цикл в T,s -діаграмі такої машини представлені на рис. 8.1.

Активна пара стану 1, що утворюється в генераторі Г, при підведенні теплоти в прямому циклі, поступає в ежектор Е. Проходячи че-

рез сопло ежектора (частину, що звужується), вона розширюється і змінює свій стан на 2. У соплі потенційна енергія пари перетворюється в кінетичну енергію струменя, який, витікаючи з великою швидкістю, ежектує пасивну пару стану 9 з випарника В. Після змішування пари станів 2 і 9 з камери змішування ежектора виходить пара стану 3, яка, проходячи дифузор ежектора, стискається в ньому (3-4) і поступає в конденсатор Кн в стані 4. У конденсаторі пара конденсується (процес 4-5), віддаючи теплоту навколишньому середовищу (проточній воді). Частина конденсату стану 5 в кількості, що дорівнює масовій подачі пасивної пари, поступає через дросельний вентиль ДВ у випарник (процес 5-8), де кипить (процес 8-9), відводячи теплоту від проміжного холодоносія (води), а насичена пара стану 9 відводиться в камеру змішування ежектора Е.

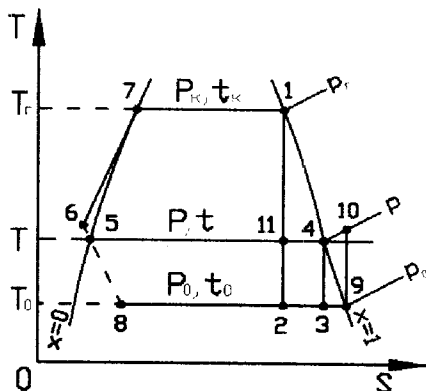
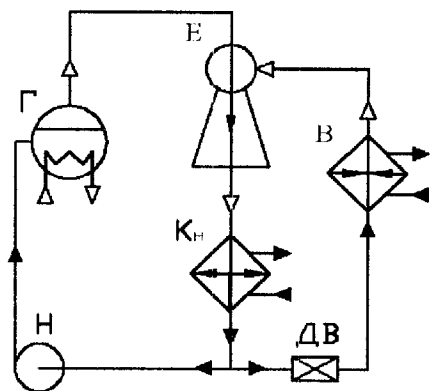


Рис. 8.1. Принципова схема вакуум-водної пароежекторної холодильної машини і її теоретичний цикл в T, s -діаграмі.

Інша частина конденсату в кількості, що дорівнює масовій подачі активної пари, нагнітається насосом Н в генератор (процес 5-6), нагрівається (процес 6-7), випаровується (процес 7-1) і в стані 1 рухається в ежектор Е. Далі процеси в ПЕХМ повторюються.

З розглянутого вище виходить, що в ежекторі з'єднуються процеси прямого і зворотного циклів: робота розширення прямого циклу в соплі (процес 1-2) підводиться до зворотного циклу в камері змішування (процес 2-3-9) і витрачається в зворотному циклі в дифузорі на стиснення пари (процес 3-4). У пароежекторній холодильній машині здійснюються прямий 1-11-5-6-7-1 і зворотний 9-10-5-8-9 цикли.

Для термодинамічного аналізу роботи ПЕХМ необхідно знати співвідношення масових витрат активної M і пасивної пари M_0 . Приймаючи, що для відведення 1 кг пасивної пари з випарника витрачається α_m активної пари, отримуємо коефіцієнт витрати (кратність циркуляції) активної пари:

$$\alpha_m = M / M_0. \quad (8.1)$$

Вважаючи, що робота прямого циклу:

$$l = (i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)$$

без втрат підводиться в зворотному циклі:

$$l_0 = i_{10} - i_9,$$

і, беручи до уваги, що $M \cdot l = M_0 \cdot l_0$, отримуємо:

$$\alpha_m = (i_{10} - i_9) / [(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)]. \quad (8.2)$$

Тепловий баланс пароежекторної холодильної машини в питомих величинах матиме вигляд:

$$q = q_0 + q_z + q_n, \quad (8.3)$$

де $q = (1 + \alpha_m)(i_4 - i_5)$ – відведена теплота в конденсаторі;

$q_0 = i_9 - i_8$ – питома масова холодопродуктивність;

$q_z = \alpha_m(i_1 - i_6)$ – підведена теплота в генераторі;

$q_n = \alpha_m(i_6 - i_5)$ – тепловий еквівалент роботи насоса.

Термічний ККД прямого циклу:

$$\eta = l / q_z = \frac{(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)}{\alpha_m(i_1 - i_6)}. \quad (8.4)$$

Холодильний коефіцієнт зворотного циклу:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_0} = \frac{i_9 - i_8}{i_{10} - i_9} = \frac{i_9 - i_8}{\alpha_m [(i_1 - i_{11}) - (i_9 - i_5)]}. \quad (8.5)$$

Термодинамічна ефективність роботи машини може бути оцінена тепловим коефіцієнтом, який дорівнює співвідношенню теплоти, відведеної в зворотному циклі, і теплоти, підведеної в прямому циклі:

$$\xi = \frac{q_0}{\alpha_m q} = \frac{q_0 l}{q_z l_0} = \varepsilon \eta, \quad (8.6)$$

тобто тепловий коефіцієнт циклу ПЕХМ дорівнює добутку величин термічного ККД прямого циклу і холодильного коефіцієнта зворотного циклу.

Основним елементом розглянутої схеми, без сумніву, є пароструминний компресор (ежектор) E – дивно простий, але термодинамічно

малоефективний пристрій. Процеси змішування потоків пари так само, як і процеси тертя струменя об металеву поверхню в ежекторі, супроводжуються істотними необоротними втратами енергії в потоці. Через цю причину коефіцієнт корисної дії ежектора невисокий. Основними елементами апарата (рис. 8.2) є приймальна камера 1, сопло 2, камера змішування 3, циліндрична частина сопла 4 і дифузор 5.

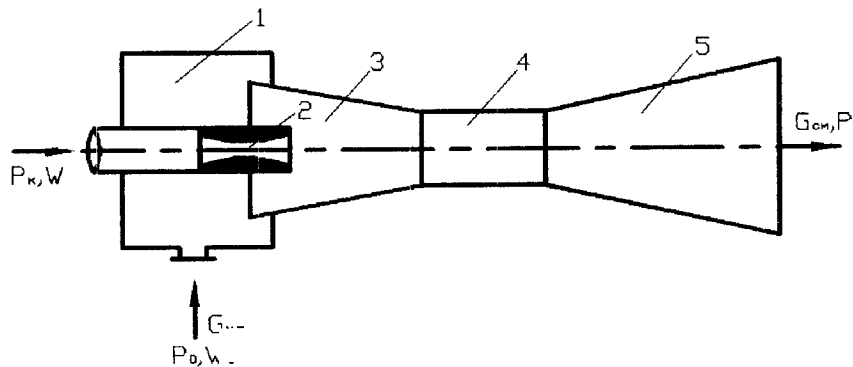


Рис. 8.2. Принципова схема пароструминного компресора.

Активна пара, що поступає до сопла, має швидкість W . У соплі пара розширюється, при цьому швидкість пари у вихідному перерізі сопла зростає від W до W_1 (швидкість W_1 для водяної пари іноді може сягати за 1000 м/с). Холодна (пасивна) пара, при незначній, в порівнянні з швидкістю робочої пари швидкості W_0 , захоплюється останньою з приймальної камери в камеру змішування, де обидва потоки змішуються. До потоків, що змішуються, можна застосувати закон збереження кількості руху – сума кількості руху змішуваних потоків активної і холодної пари на вході дорівнює кількості руху потоку суміші в кінці процесу змішування.

До недоліків розглянутого циклу ПЕХМ, що працює на воді, слід віднести:

- низьку термодинамічну ефективність;
- наявність вакууму в апаратах і, як наслідок – величезні їх розміри і проблеми з герметизацією при експлуатації;
- неможливість отримання у випарнику температур нижче 0°C .

Над усуненням цих недоліків працювали багато вчених, у тому числі і вчені кафедри ТХТ ОНАХТ.

Так, професор О.Г. Бурдо із співробітниками отримали патент на біагентну ПЕХМ, яка частково позбавлена від двох з трьох перерахованих недоліків, вказаних вище. Заправивши ПЕХМ бінарною суміш-

шо води і етилового спирту, автори реалізували ідею подвійної конденсації агента в ПЕХМ (рис. 8.3).

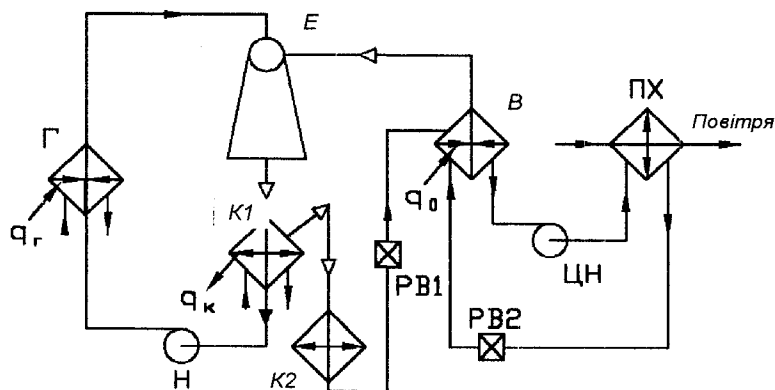


Рис. 8.3. Принципова схема біагентної ПЕХМ з подвійною конденсацією агента.

Схема працює аналогічно попередній з тією лише різницею, що в конденсатор $K1$ поступає не чиста водяна пара, а її суміш з більш легкою парою етилового спирту. Стикаючись з холодними трубками конденсатора $K1$, першою конденсуватиме пара води, а пара етилового спирту, що залишилися, піде в конденсатор $K2$ і сконденсуються там при нижчій температурі (але при тому ж тиску!).

Далі менш летка вода з конденсатора $K1$ насосом H подається в генератор для виробництва активного потоку водяної пари, а конденсат з конденсатора $K2$ (переважно етиловий спирт), після дроселювання в $PB1$, потрапить у випарник B , де кипітиме, виробляючи холод при тій же низькій температурі t_0 , але при набагато більшому тиску (наприклад, при $t_0 =$ плюс 10°C тиск у випарнику при кипінні води буде $0,0087$ кПа, а при кипінні етилового спирту – вже $0,03$ кПа).

Природно, що відповідно зменшиться питомий об'єм пари і, як наслідок – габаритні розміри випарника. Крім того, в такій ПЕХМ можна отримувати і негативні температури у випарнику (наприклад, етиловий спирт кипітиме при $t_0 \approx$ мінус 3°C , якщо підтримувати тиск у випарнику $\approx 0,013$ кПа).

Важливо відзначити, що в даних схемах ПЕХМ електрична енергія використовується тільки в незначних кількостях для приводу насоса H . Якщо б не цей момент, то ПЕХМ отримали б в порівнянні з ком-

пресорними холодильними машинами важливу експлуатаційну перевагу – незалежність від стаціонарного електропостачання.

Згадана вище група вчених кафедри ТХТ ОНАХТ і в цьому питанні сказала своє вагоме слово: ними було запатентовано декілька технічних рішень для створення автономних схем ПЕХМ. Було запропоновано використовувати капілярні, мембранні, струменеві, термопресори і інші пристрої для забезпечення постійної подачі конденсату в генератор ПЕХМ, не використовуючи при цьому електричної енергії.

Особливий інтерес викликає схема ПЕХМ з використанням струменевого насоса для подачі конденсату в генератор установки (рис. 8.4).

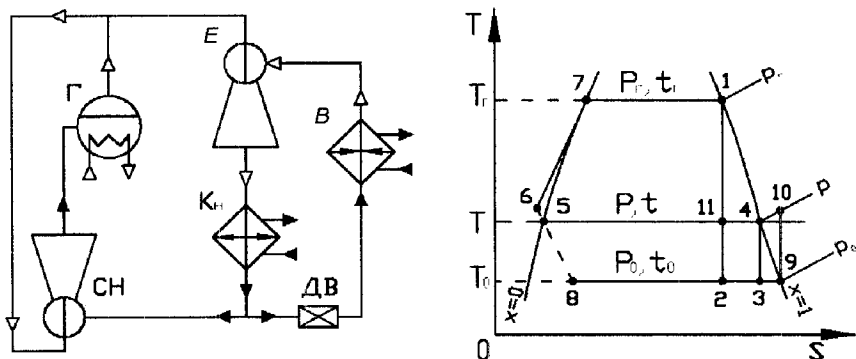


Рис. 8.4. Принципова схема ПЕХМ із струменевим насосом.

Тут частина пари, отримана в генераторі Γ , відбирається на привід струменевого насоса $СН$. Проте ця частина, як правило, невелика, оскільки робота насоса завжди істотно менша роботи компресора.

Така конструкція не містить рухомих елементів і з цієї причини володіє підвищеною надійністю і довговічністю. Ймовірно, завдяки цим якостям ПЕХМ із струменевим насосом використовувалася конструкторами при розробці орбітального комплексу «Мир». У цих розробках брали участь і вчені ОНАХТ.

8.2. Абсорбційні холодильні машини (АХМ)

Робочим тілом в такій холодильній машині є бінарна суміш, один з компонентів якої (більш леткий) називається холодильним агентом, а інший – абсорбентом, при цьому рідкий абсорбент може поглинати пару холодильного агента.

До цієї пари речовин ставляться дві дуже важливих вимоги:

– їх нормальні температури кипіння t_s повинні якнайбільше відрізнятися одна від одної;

– компоненти повинні необмежено розчинятися один в одному.

Крім того, до легкокиплячого компонента робочої речовини АХМ ставиться весь набір вимог, типових для робочого тіла парокompресійної холодильної машини.

Найбільш поширеними бінарними розчинами АХМ є аміак – вода і вода – бромистий літій. Причому аміак в першому розчині і вода в другому є холодильними агентами.

Найпростіша АХМ (рис. 8.5) працює таким чином.

Розглянемо для прикладу схему водоаміачної АХМ.

До генератора Γ , заповненого водоаміачним розчином, підводиться низькопотенційна теплота Q_{2s} , внаслідок чого з розчину переважно википатиме легкокиплячий компонент (аміак).

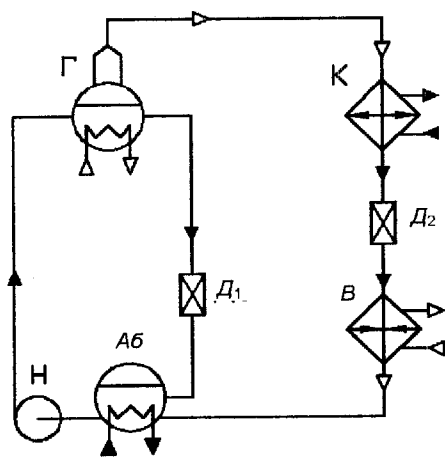


Рис. 8.5. Принципова схема простої водоаміачної абсорбційної холодильної машини.

Далі пара аміаку посту- пає в конденсатор K , зріджу- ється з відведенням в навко- лишнє середовище теплоти фазового переходу, дроселю- ється в D_2 і кипить у випар- нику B , виробляючи при цьому штучний холод. Пари аміаку, що утворилися, посту- пають з випарника в абсо- рбер Ab , де поглинаються і розчиняються в слабкому (з мінімальною концентрацією аміаку) водоаміачному роз- чині, що надійшов з генера- тора Γ через дросельний вен- тиль D_1 .

Інтенсивність процесу поглинання і розчинення пари аміаку у воді (процес абсорбції) залежить від температури розчину – з підвищенням температури розчинність різко падає. Для збереження високої поглинальної здатності пари аміаку, через абсорбер прокачують проточну холодну воду, за допомогою якої відводять теплоту абсорбції $Q_{аб}$.

Багатий розчин, що утворився в абсорбері Ab (з максимальною концентрацією аміаку), насосом H подається в генератор Γ . При цьому тиск розчину зростає з P_0 до P_K . У міру просування багатого водоаміа-

чного розчину усередині генератора концентрація аміаку в ньому зменшується – він стає слабким і через дросельний вентиль D_1 повертається в абсорбер $Аб$.

Аналіз розглянутої схеми показує, що, якщо елементи $Г$, D_1 , $Аб$ і $Н$ об'єднати і представити як деякий компресор, то вона трансформується в просту пароконпресорну холодильну машину, яка складається з компресора, конденсатора, дросельного вентиля і випарника. З цієї причини іноді говорять, що перераховані вище елементи є термохімічним компресором АХМ.

При складанні теплового балансу АХМ слід враховувати, що до робочого тіла теплота підводиться в генераторі Q_g , випарнику Q_o і насосі Q_n , а відводиться – в конденсаторі Q_k і в абсорбері $Q_{аб}$

$$Q_g + Q_o + Q_n = Q_k + Q_{аб}. \quad (8.7)$$

Виходячи з (8.7), вираз для теплового коефіцієнта АХМ слід було б записати так

$$\xi = \frac{Q_o}{Q_g + Q_n}.$$

Проте, враховуючи, що Q_g значно перевершує тепловий еквівалент роботи стиснення багатого розчину в насосі Q_n , можна з достатньою часткою істини вважати, що

$$\xi = \frac{Q_o}{Q_g}. \quad (8.8)$$

Розглянута схема простої АХМ не позбавлена ряду недоліків, найбільш істотним з яких є попадання з генератора в конденсатор, разом з парами аміаку, деякої кількості водяної пари, що суттєво погіршує економічність машини. Для запобігання цьому несприятливому моменту в схемі реальних АХМ включають ректифікатор $РК$ і дефлегматор $Де$ (рис. 8.6). Крім того, з метою економії теплоти, що підводиться в генераторі $Г$, в схему часто включають і регенеративний теплообмінник $ТР$, що сприяє підвищенню економічності АХМ.

Така схема АХМ працює таким чином.

З генератора $Г$ пари аміаку з незначними домішками водяної пари потрапляють в ректифікатор $РК$, який є по суті звичайною колонкою ректифікації. У ній охолоджений слабкий водоаміачний розчин стікає по тарілках назустріч висхідному потоку пари, що йде з генератора. При цьому менш леткі пари води конденсуються першими, підвищуючи при цьому концентрацію аміаку в паровому потоці.

За аналогічним принципом працює і дефлегматор, який являє собою невеликий кожухотрубний конденсатор. На його холодних труб-

ках першою конденсується пара води, що залишилися в розчині після ректифікатора. Наявність в схемах сучасних АХМ РК і Де дозволяє практично повністю позбутися від домішок водяної пари в потоці пари, поступаючої в конденсатор.

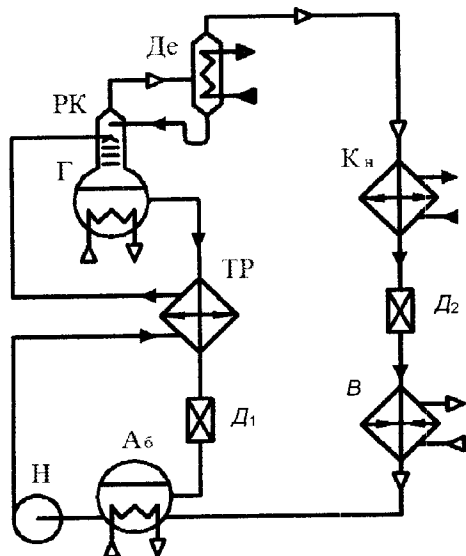


Рис. 8.6. Принципова схема реальної холодильної машини абсорбційної.

– громіздкість і підвищена металоємність. Певним недоліком вважається і наявність в схемі насоса H , який використовує для свого приводу електроенергію.

Проте від останнього недоліку вдалося позбутися, застосувавши в схемах АХМ описані в схемах ПЕХМ способи подачі рідини в генератор без використання електроенергії.

Крім того, в торговій холодильній техніці і побутових холодильниках широко застосовуються безнасосні абсорбційно-дифузійні холодильні машини (АДХМ) малої холодопродуктивності. Основною особливістю цих машин є відсутність насоса для подачі розчину з абсорбера в генератор. Це робить машини надійнішими в експлуатації і довговічнішими.

Конструкція безперервної безнасосної, водоаміачної холодильної машини представлена на рис. 8.7. Агрегат, окрім водоаміачного розчину, заповнюється і легким газом, в якості якого традиційно використовують водень або гелій. Процес кипіння рідкого аміаку у випарнику

Включення в схему АХМ регенеративного теплообмінника $ТР$ дозволяє використовувати теплоту слабкого водоаміачного розчину для підігріву багатого розчину, що поступає в генератор. Очевидно, що при цьому має місце економія енергії в генераторі, що приводить, згідно (8.8), до збільшення величини теплового коефіцієнта циклу АХМ.

Перевагами АХМ є висока економічність, надійність, простота конструктивних елементів, екологічна безпека робочих агентів, а недоліками

машини супроводжується дифузією пари у водень, що знаходиться в ньому. Сумарний тиск компонентів парогазової воднеаміачної суміші у випарнику дорівнює тиску в конденсаторі (пара аміаку). Холодна воднеаміачна суміш з високим вмістом аміаку, як важча, з випарника поступає в газовий теплообмінник, а потім в абсорбер. В нього ж з генератора поступає і слабкий розчин, охолоджений в теплообміннику розчинів. У абсорбері, що охолоджується повітрям, слабкий розчин, стікаючи по полицках, поглинає аміачну пару з воднеаміачної суміші. Водень, звільнившись від аміаку, як легший, повертається через газовий теплообмінник у випарник. Багатий розчин, що утворюється в абсорбері, пройшовши через теплообмінник розчинів, поступає в генератор. Унаслідок того, що у всіх апаратах машини тиск однаковий, для надходження розчину з абсорбера в генератор потрібне лише подолання гідравлічних опорів у теплообміннику розчинів і сполучних трубопроводах. Для цього перед входом в генератор трубка, по якій проходить багатий розчин, намотується на електричну грілку або обігрівається газовим пальником. За рахунок місцевого нагрівання трубки гріючим джерелом створюється термосифон, в якому при миттєвому скипанні рідини виникає різниця щільності холодного міцного розчину і парорідинної емульсії, що утворюється. Водоаміачна пара з генератора, який обігрівається електрикою або газом, проходить через ректифікатор, а потім поступає в повітряний конденсатор. Конденсат прямує у випарник, заповнений воднем.

АХМ безперервної дії не мають в конструкції рушійних елементів, тому вони безшумні в роботі, надійні в експлуатації і мають тривалий ресурс експлуатації.

Окрім водоаміачних АХМ, в даний час знайшли широке застосування бромистолітєві безнасосні АХМ безперервної дії. Застосовують їх переважно для систем кондиціонування повітря, оскільки холод в них одержують при википанні води.

У вдосконалення і впровадження у виробництво тепловикористовуючих холодильних машин істотний внесок внесли вчені ОДАХ (В. З. Жадан, Г. Ф. Смирнов, В. А. Петренко і ін.) і ОНАХТ (В. Ф. Чайковський і О. Г. Бурдо). При кафедрі ТХТ ОНАХТ з 1990 року існує лабораторія малих абсорбційних холодильних машин, науковий керівник якої, доцент О. С. Тітлов розробив і упродвадив у серійне виробництво Васильківського заводу холодильників (Київська область) цілий ряд промислових виробів на основі безнасосних АХМ.

Були розроблені науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних приладів (АХП), які, володіючи рядом позитивних якостей (безшумність, високу надійність і тривалий ресурс роботи, відсутність вібрації, можливість використання в одному агрегаті декількох джерел

енергії — як електричних, так і теплових) і маючи робоче тіло, що складається із природних компонентів, можуть розглядатися як один з варіантів переходу до екологічно безпечної холодильної техніки малих потужностей.

Енергетичний аналіз циклів АХП показав, що максимальну ефективність мають дво-, три-, чотирикамерні прилади, що працюють у діапазоні температур від -18°C до $+12^{\circ}\text{C}$ не на електричному підігріві, а оснащені паликовими приладами. В цьому разі їх ефективність у порівнянні з апаратами на електричних джерелах енергії для умов України вище у 3 рази.

Було показано, що перспективним напрямком енергозбереження в побутовій техніці є розробка приладів, що сполучають функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів. У таких комбінованих приладах теплота, що відводиться від робочого тіла при реалізації циклу, передається в теплоізольовану камеру, температура повітря в якій може досягати 70°C .

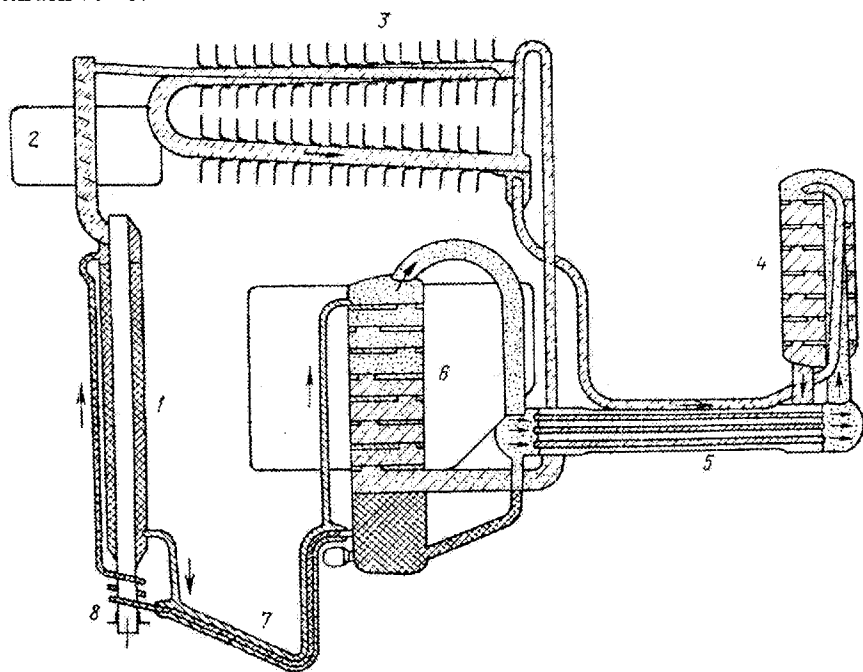


Рис. 8.7. Абсорбційна безнасосна холодильна машина безперервної дії: 1 – генератор; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор; 4 – випарник; 5 – газовий теплообмінник; 6 – абсорбер; 7 – теплообмінник розчинів; 8 – термосифон.

З цієї тематики колективом учених цієї лабораторії опубліковано більше 400 наукових робіт, отримано понад 50 патентів і авторських

свідоцтв СРСР, України, Росії, захищено три кандидатські дисертації, а О. С. Тітловим підготовлена і захищена докторська дисертація.

Питання для самоконтролю

1. Які холодильні машини називають тепловикористовуючими? Перелічіть їх назви.
2. Яким коефіцієнтом визначається термодинамічна ефективність тепловикористовуючих холодильних машин?
3. З яких частин складається струменевий компресор?
4. Які робочі речовини використовуються в сучасних ПЕХМ?
5. Назвіть вимоги до пари речовин, що використовуються як робоче тіло АХМ.
6. Поясніть, для чого через абсорбер необхідно прокачати проточну воду?
7. Запишіть рівняння теплового балансу АХМ.
8. Перелічіть відомі Вам схемні вирішення АХМ, які дозволяють обходитися без електроенергії.
9. Чим заповнений холодильний агрегат безнасосної АХМ побутового холодильника?

Література: [1, с. 387...420; 2, с. 282...299].



РОЗДІЛ 9

ХОЛОДИЛЬНИКИ. КЛАСИФІКАЦІЯ, БУДОВА І ПЛАНУВАННЯ

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 9.1. Будова і планування холодильників.
- 9.2. Тепло- і гідроізоляція холодильників.

Холодильником називають самостійне підприємство, або один з його цехів, призначений для холодильної обробки і холодильного зберігання швидкопсувних харчових продуктів (ШХП). Під холодильною обробкою розумітимемо або охолодження (зниження температури не нижче криоскопічної – зазвичай 0 ... плюс 5 °С), або заморожування (зниження температури ШХП значно нижче криоскопічної – в даний час це, як правило, мінус 25 ... мінус 18 °С). При цих температурах ШХП і зберігаються, відповідно, в камерах зберігання охолоджених і заморожених вантажів.

Холодильники класифікують за декількома ознаками.

1. Залежно від розмірів (ємності) розрізняють холодильники дрібні (у яких можна розмістити до 50 т деякого умовного вантажу), малі – до 500 т, середні – до 5000 т, великі – до 18000 т і дуже великі – в камерах яких можна розмістити понад 18000 т умовного вантажу.

2. Холодильники можуть бути виконані одно- і багатоповерховими. Зрозуміло, що для одноповерхового холодильника потрібна більша ділянка землі, зате для багатоповерхового слід передбачити дороге і енергоємне ліфтове господарство. Тому питання з поверховістю холодильника в кожному випадку вирішується індивідуально. Проте більшість великих і дуже великих холодильників виконують 4...6-поверховими.

3. За функціональним призначенням розрізняють:

– **розподільні** холодильники, призначені для рівномірного постачання ШХП міст і промислових центрів протягом всього року;

– **базисні** (холодильники держрезервів), призначені для створення довгострокових запасів ШХП;

– **портові**, призначені для короткострокового зберігання вантажів, при необхідності їх перевантаження з одного виду транспорту на інший, наприклад, з водяного на залізничний холодильний транспорт і т. д.;

– **виробничі** холодильники (найчастіше створювані в ранзі цехів на харчових підприємствах) – призначені для первинної термічної обробки і короткострокового зберігання готової продукції підприємства, або сировини, яка заготовлюється про запас;

– **заготовчі** – для зберігання запасів сезонної сировини і продукції безпосередньо на місцях їхнього виробництва, наприклад, холодильники для зберігання фруктів, птиці, яєць і тому подібного.

Особливістю холодильного зберігання ШХП є необхідність безперервного впливу на них холодом з моменту їхнього виробництва до моменту споживання, що в масштабах країни можливо тільки при наявності «безперервного холодильного ланцюга» – БХЛ.

Перераховані вище типи холодильників, а також **холодильний транспорт** (морський, залізничний, автомобільний), **торгові і побутові** холодильники є важливими ланками такої БХЛ і відсутність будь-якого з них робить неможливим тривале зберігання ШХП і реалізацію ідеї БХЛ.

Неважко уявити ситуацію, коли риба, виловлена, наприклад, у далекій Атлантиці, не дійде до нашого столу, якщо буде відсутня хоча б одна ланка в ланцюзі: виробничий холодильник на самому рибодобувному траулері – перевезення замороженої риби холодильним морським транспортом – портовий холодильник – перевезення залізничним холодильним транспортом в якесь місто на континенті – розподільний холодильник в цьому місті – торговий холодильник – побутовий холодильник і лише після цього дефростація (розморожування) риби і її споживання. І таких прикладів можна придумати багато.

Кожна країна має більш менш розвинену систему БХЛ, залежно від її економічних можливостей, кліматичних умов, традицій і тому подібного.

9.1. Будова і планування холодильників

Сучасні холодильники споруджуються у вигляді одноповерхових, або багатопверхових будівель з підвалами, або без них. Як правило – це панельні споруди з товщиною зовнішніх стін 0,35...0,5 м і співвідношенням зовнішніх сторін 2:1.

Підвищена міцність будівлі холодильника забезпечується наявністю сітки опорних колон з нормованою відстанню між ними (кроком): 6×6 м або 6×12 м.

Основним типом приміщень в холодильнику є камера зберігання охолодженого, або замороженого вантажу. Останній зберігається в них найчастіше в штабелях, проте може знаходитися і в спеціальних коро-

бах, на полицях уздовж стін камери, або на підвісних шляхах-коліях (туші тварин).

Довжини стін, як правило, виконують кратними шести метрам, а висоти камер – одному метру (зазвичай 4, 5, 6 м) – для одноповерхових холодильників і шістдесяти сантиметрам (3,6; 4,2; 4,8 м) – для багатоповерхових холодильників.

Сама будівля холодильника різко відрізняється від інших будівель тим, що в ній немає вікон і вона завжди має світле забарвлення (для зменшення зовнішніх теплоприпливів в камери холодильника). Будівля підведена на висоту 1,2 м для полегшення вантажно-розвантажувальних робіт на транспорті, обслуговуючому холодильник. Зазвичай уздовж більшої сторони будівлі передбачають залізничну платформу, а уздовж якої-небудь іншої сторони – автомобільну.

Ширина платформи коливається від 8 до 12 метрів.

Часто для захисту від дощу і снігу над платформою установлюють спеціальні навіси (дебаркадер).

Велика частина холодильника, де зберігається вантаж, має потужну теплоізоляцію (ізольований контур), що дозволяє скоротити витрати електроенергії на виробництво холоду.

Компресорний цех холодильника проектують поза ізольованим контуром, по можливості, де-небудь в затишному місці, оскільки аміачні холодильні машини завжди потенційно небезпечні для людини.

Нарешті, не можна не відзначити, що багатоповерхові холодильники мають, крім сходів, декілька багатотонних ліфтів, за допомогою яких здійснюється вантажообіг на холодильнику.

Варіант планування першого поверху багатоповерхового розподільного холодильника ємкістю 10000 т наведений на рис. 9.1.

Уздовж довгих сторін будівлі холодильника передбачені залізнична 4 і автомобільна 26 платформи, об'єднані сполучним коридором 1. Вантаж, прийнятий із транспорту, зважують на вагах, розташованих на платформах, і через вестибюлі 5, 8 і коридор 7 направляють в експедицію 6, де його перевіряють і доставляють в камери зберігання на верхні поверхи або морозильні камери 9, 10, 11. Для піднімання вантажів на верхні поверхи передбачено чотири ліфти по два з боку кожної платформи.

Машинне відділення 14 і допоміжні приміщення розташовані в одноповерховій прибудові до будівлі, винесеній за межі ізольованого контура.

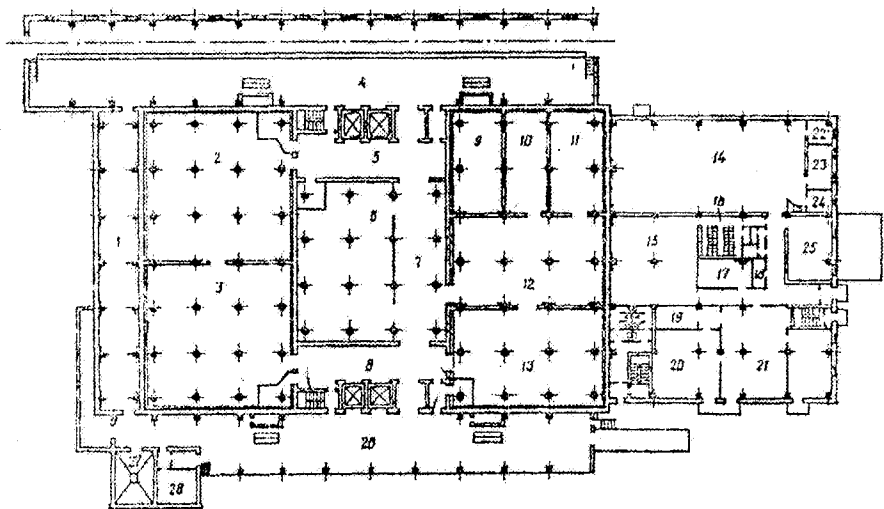


Рис. 9.1. План першого поверху типового розподільного холодильника ємністю 10 000 т: 1 – сполучний коридор; 2,3 – камери універсальні; 4 – залізнична платформа (дебаркадер); 5, 8 – вестибюлі; 6 – експедиція; 7 – коридор; 9, 10, 11 – морозильні камери; 12 – завантажувально-розвантажувальне приміщення; 13 – камера зберігання охолодженого м'яса; 14 – мапвннє відділення; 15 – матеріальний склад; 16 – чоловічий гардероб; 17 – тепловий пункт; 18 – склад; 19 – електролітна; 20 – зарядна; 21 – профілакторій і стоянка електропавантажувачів; 22 – лабораторія; 23 – центральний пункт управління і контролю; 24 – кімната механіка; 25 – механічна майстерня; 26 – автомобільна платформа; 27 – мийна; 28 – кімната комірників.

На рис. 9.2 наведені план і розріз одноповерхового холодильника для фруктів і винограду ємністю 1200 т. Головною його особливістю є відсутність аміачного компресорного цеху – кожна з камер забезпечена двома фреоновими холодильно-нагрівальними машинами 14, змонтованими зовні уздовж довгих сторін будівлі. Широкий коридор 11 зручно з'єднує залізничну 12 і автомобільну 13 платформи холодильника, максимально спрощуючи вантажообіг.

З деякими типовими плануваннями холодильників можна познайомитися в [2, с. 325-330] і [3, с. 207-217].

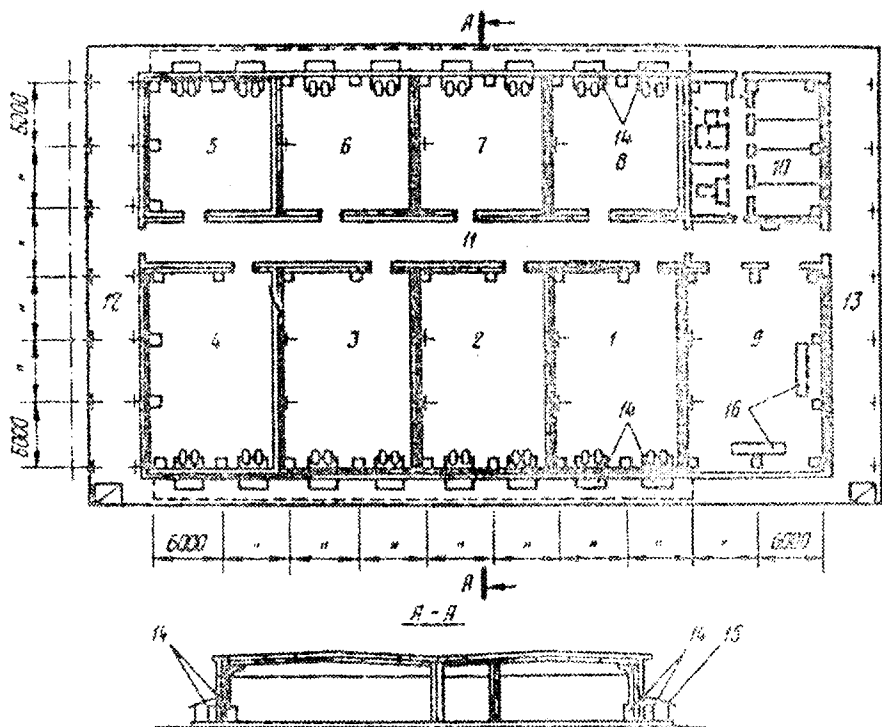


Рис. 9.2. Холодильник для фруктів і винограду ємністю 1200 т з децентралізованою системою охолодження: 1...4 – камери зберігання фруктів; 5...8 – камери зберігання винограду; 9 – експедиція; 10 – блок підсобних, побутових і конторських приміщень; 11 – вантажний коридор; 12 – залізнична платформа; 13 – автомобільна платформа; 14 – холодильно-нагрівальна машина ХМФ-16; 15 – навіс; 16 – інспекційний транспортер ТС1.

9.2. Тепло- і гідроізоляція холодильників

Для зменшення теплоприпливів в камери холодильника їх огорожі ретельно ізолюють. Теплова ізоляція, зменшуючи приплив теплоти через огорожі, знижує навантаження на холодильне устаткування, зменшує потребу в холоді, внаслідок чого скорочуються витрати на експлуатацію холодильної установки. Теплова ізоляція також сприяє зменшенню усихання продуктів, тривалішому збереженню їх високої якості.

Теплоізоляційні матеріали

Головною вимогою до теплоізоляційного матеріалу є його мала теплопровідність. У холодильній техніці використовуються матеріали з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,04 \dots 0,2$ Вт/(м·К). Крім того, теплоізоляційні матеріали повинні володіти малою об'ємною масою, незначними гігроскопічністю, водопоглинанням і паропроникністю, доброю морозостійкістю, стійкістю проти ураження грибками і гризунами, вогнестійкістю, а також достатньою механічною міцністю, що дозволяє витримувати удари, вібрацію під час транспортування й експлуатації.

Всі теплоізоляційні матеріали мають пористу структуру. Пори заповнюються повітрям, яке має дуже низький коефіцієнт теплопровідності ($\lambda_{\text{в}} = 0,023$ Вт/(м·К)). Але, саме така будова більшості теплоізоляційних матеріалів породжує низьку їх механічну міцність, високу гігроскопічність і паропроникність.

Розрізняють теплоізоляційні матеріали неорганічного й органічного походження. До найбільш поширених матеріалів першої групи слід віднести:

- пінобетон (цементне тісто із спіненим каніфольним маслом) $\lambda = 0,12 \dots 0,14$ Вт/(м·К);
- піноскло (пористий матеріал, отриманий спіканням роздробленого скла з газоутворювачами) $\lambda = 0,10 \dots 0,15$ Вт/(м·К);
- мінеральні плити (тонкі склоподібні волокна, просочені бітумною пастою з подальшим формуванням, пресуванням і сушінням) $\lambda = 0,08 \dots 0,1$ Вт/(м·К);
- туф і пемза (матеріали вулканічного походження) $\lambda = 0,10 \dots 0,13$ Вт/(м·К).

Перераховані вище матеріали виготовляються на спеціалізованих підприємствах у вигляді плит, блоків, шкаралуп, сегментів нормованих розмірів. Для ізоляції підлог і покриттів широко використовують шлаки і керамзитовий щебінь, $\lambda = 0,14 \dots 0,20$ Вт/(м·К).

Якнайкращим теплоізоляційним матеріалом органічного походження, поза сумнівом, є пробка (кора пробкового дуба) і матеріали на її основі – експанзит і імпрегновані плити, $\lambda = 0,04 \dots 0,07$ Вт/(м·К).

Проте через високу вартість ці матеріали не набули широкого поширення. Частіше зустрічаються: торф'яні плити (пресований малорозкладений торф – сфагнум), $\lambda = 0,06 \dots 0,07$ Вт/(м·К);

- деревна тирса і дошки, $\lambda = 0,15 \dots 0,35$ Вт/(м·К);
- пінопласти ПХВ-1, ПХВ-2 (піна поліхлорвінілової смоли з наповнювачем), $\lambda = 0,04 \dots 0,05$ Вт/(м·К);

– численні пінополістироли, пінополіуретани, міпора та інші,
 $\lambda = 0,04 \dots 0,08 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Їх загальним недоліком є горючість і підвищена пожежобезпечка.

Через огорожі холодильника проникає не тільки теплота, але і волога. Це може бути краплинна волога атмосферних осадів або волога з ґрунту.

Але найбільш характерним для огорож холодильника є проникнення водяної пари із зовнішнього повітря. Водяні пари проникають в холодильник під дією різниці парціального тиску пари в теплом зовнішньому і холодному внутрішньому повітрі. У міру проникнення водяних парів температура їх знижується відповідно до падіння температури в товщі ізоляції, а досягнувши точки роси пара перетворюється на воду, зволожуючи при цьому матеріал теплоізоляції. А це дуже погано, оскільки, з одного боку, різко зростає коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу (адже теплопровідність води і водяного льоду у багато разів вища за теплопровідність сухої ізоляції!), а з іншого – знижується механічна міцність ізоляційного матеріалу. Для захисту теплоізоляційного шару від зволоження в конструкції огорожі передбачають шар пароізоляційного матеріалу. Цей шар наносять з теплового боку теплоізоляційної конструкції.

Як пароізоляційні матеріали використовують відомі рулонні матеріали – толь, руберойд, пергамін, борулін (для горизонтальних поверхонь), а також деякі пастоподібні матеріали – бітуми, бітумні емульсії і пасти.

Звичай герметизація втрачається швидше, ніж механічні властивості конструкцій. Так, дуже швидко можуть втратити герметичність різного роду тонкі покриття лаками, фарбами, різні плівки. Та і рулонні пароізоляційні матеріали часто легко руйнуються. Втрачається герметичність і при утворенні найдрібніших тріщин, викликаних місцевими перенапруженнями. У таких випадках теплоізоляція зволожується, різко втрачає свої теплоізолюючі властивості і підлягає заміні. Це може проводитися кілька разів протягом терміну служби основних несучих конструкцій холодильника.

Зміна теплоізоляції, частково або повністю є дуже трудомісткою і дорогою операцією, тому ще на етапі проектування і будівництва будівлі холодильника слід ретельно продумати конструктивні рішення, спрямовані скороченню витрат на ці заходи.

В світлі викладеного типові конструкції ізольованої підлоги і зовнішньої стіни камери холодильника з негативними температурами представлені на рис. 9.3.

Слід зазначити, що останнім часом при будівництві холодильників невеликої смності (наприклад, у харчуванні) з успіхом застосовуються ізоляційно-будівельні конструкції типу «сандвіч», а в побутовій холодильній техніці — газонаповнена та вакуумна теплоізоляція.

Конструкція «сэндвіч» передбачає наявність двох тонкометалевих листів, простір між якими заповнюється теплоізоляційним матеріалом з малим значенням коефіцієнта теплопровідності — в межах 0,03... 0,05 Вт/(м·К). З заводського виготовлення таких панелей, на місцях буває дуже просто і швидко зібрати холодильну споруду з надійною системою теплоізоляції.

Останнім часом у спеціальній літературі з'явилися повідомлення деяких фірм про впровадження у виробництво повітряних, дуже ефективних теплоізоляційних матеріалів на підґрунті вакуумних теплоізоляційних покриттів, у яких величини коефіцієнта теплопровідності досягають $\lambda = 0,0125$ Вт/(м·К) (фірма «National») і $\lambda = 0,0081$ Вт/(м·К) (фірма «Sharp»).

В світлі викладеного типові конструкції ізольованої підлоги і зовнішньої стіни камери холодильника з негативними температурами представлені на рис. 9.3.

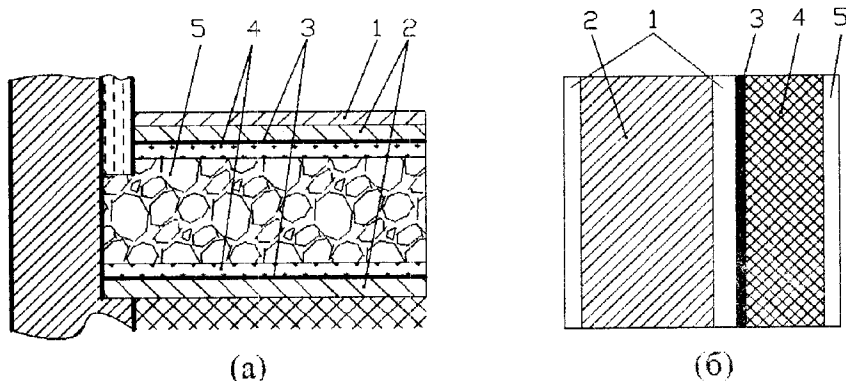


Рис. 9.3. Конструкція ізольованої підлоги (а) і зовнішньої стіни холодильника (б):

a – підлога на сухому піщаному ґрунті: 1 – асфальтобетон; 2 – бетон і армований бетон; 3 – гідроізоляція; 4 – шлакобетон; 5 – шлак;

б – зовнішня стіна камери з негативними температурами: 1 – штукатурка; 2 – цегляна кладка, 3 – пароізоляція; 4 – теплоізоляція; 5 – обробний шар штукатурки.

Важливим інженерним завданням є правильний вибір товщини теплоізоляційного шару в огорожах. Адже, з одного боку, якщо прийняти дуже товстий шар теплоізоляції, це приведе до істотного зростання капітальних витрат при будівництві холодильника. З іншого боку, дуже мала товщина ізоляції зумовить великі теплоприпливи в камери через зовнішні огорожі холодильника, що спричинить різке збільшення витрати електроенергії при його експлуатації. Таким чином, вибір то-

вщини теплоізоляційного шару в огорожах холодильника представляє оптимізаційну задачу.

Для такого розрахунку, перш за все, необхідно прийняти будівельно-ізоляційну конструкцію огорожі, товщину кожного окремого шару огорожі, а також матеріал теплоізоляції. Для зовнішньої стіни холодильника (рис. 9.3) можна записати рівняння для коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (9.1)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від зовнішнього повітря до стінки і від стінки до повітря камери, відповідно, Вт/(м²·К);

δ_i – товщина відповідних шарів, м;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності відповідних шарів, Вт/(м·К).

Тут всі значення величин відомі, окрім значень k і δ_4 .

Вирішимо це рівняння щодо шуканої товщини шару теплоізоляції δ_4 :

$$\delta_4 = \lambda_4 \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right], \quad (9.2)$$

заздалегідь задавшись деяким рекомендованим (нормативним) значенням коефіцієнта теплопередачі стіни k_n . Іншими словами, визначимо з (9.2) таку товщину теплоізоляції δ_4 , яка забезпечить нормативний коефіцієнт теплопередачі k_n . Останній вибирається з довідкової літератури залежно від різниці температур зовнішнього повітря і повітря в камері [2, с. 356; 3, с. 180].

При використанні теплової ізоляції, виготовленої із стандартних плит або блоків, потрібну за розрахунком товщину шару теплоізоляції не завжди можна точно виконати. У таких випадках її округляють у більшу сторону до значення, кратного товщині плит, що виготовляються, або блоків. Якщо, наприклад, як теплоізоляційний матеріал використовується стандартна плита завтовшки 0,1 м, а за розрахунком потрібно $\delta_4 = 0,26$ м, то приймають товщину теплоізоляції в три шари (0,30 м). Коефіцієнт теплопередачі в цьому випадку стане дещо менше k_n і його слід перерахувати відповідно до прийнятої товщини теплоізоляції.

Значення коефіцієнта теплопередачі k_0 в цьому випадку визначають за формулою:

$$\kappa_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_{E-1}}{\lambda_{d-1}} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (9.3)$$

де δ_{i3} – прийнята товщина теплоізоляції (у нашому випадку $\delta_{i3} = 0,30$ м).

Такі розрахунки необхідно виконати для більшості огорож камер холодильника. У разі реконструкції старих холодильників дійсний коефіцієнт теплопередачі κ_d слід розрахувати безпосередньо за формулою (9.3) з урахуванням «старіння» матеріалу теплоізоляції. Конкретний приклад виконання подібних розрахунків наведений в Додатку Г.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть відомі Вам типи холодильників. Який з них найбільш поширений в народному господарстві?
2. Що таке «безперервний холодильний ланцюг»?
3. Поясніть, з якою метою в конструкцію огорожі холодильника включається гідроізоляція? З якого боку вона ставиться?
4. Що більше: κ_n або κ_d ? У якому випадку $\kappa_n = \kappa_d$?
5. Якою характеристикою визначається якість матеріалу теплоізоляції?

Література: [2, с. 320-359; 3, с. 168-182, с. 207-214].



ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ

РОЗДІЛ 10

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

10.1. Визначення будівельної площі холодильника і вибір його плану.

10.2. Розрахунок теплоприпливів в камери холодильника.

Проект холодильника зазвичай розробляють на основі завдання на проектування, техніко-економічного обґрунтування і інженерних досліджень. Але при студентському проектуванні обмежуються тільки завданням на проектування.

Основними етапами проєктування є:

1. Визначення будівельної площі холодильника.
2. Вибір його плану.
3. Визначення теплоприпливів в кожен камеру і по холодильнику в цілому.
4. Підбір устаткування компресорного цеху і камерних приладів охолодження.
5. Складання функціональної схеми холодильної установки.

10.1. Визначення будівельної площі холодильника і вибір його плану

Найважливішою складовою завдання на проектування є таблиці вантажообігу, в яких наводиться щомісячне завантаження камер зберігання охолоджених і заморожених вантажів. З них вдається з'ясувати максимальне завантаження холодильника охолодженими $M_{\max}^{\text{охол}}$ і замороженими вантажами $M_{\max}^{\text{зам}}$. Але, оскільки ці максимальні завантаження, як правило, доводяться на різні місяці року, загальну ємність холодильника можна дещо зменшити, якщо ввести в структуру холодильника, крім камер зберігання охолоджених і заморожених вантажів, камери з універсальним режимом зберігання, які, залежно від ситуації, що склалася, можуть виконувати роль і перших, і других. Таким чином, загальну максимальну площу холодильника вдається дещо понизити, розбивши її на три складових: камери зберігання охолоджених вантажів $M^{\text{охол}}$, камери зберігання заморожених вантажів $M^{\text{зам}}$ і камери з універсальним режимом зберігання $M^{\text{ун}}$.

Для кожного з трьох перерахованих вище типів камер спочатку визначають необхідний вантажний об'єм:

$$V_{ван}^i = \frac{M^i}{g_v}, \text{ м}^3, \quad (10.1)$$

де g_v – питома норма завантаження об'єму камери, залежна від виду вантажу [2, с. 312] (для умовного вантажу прийнято $g_v = 0,35 \text{ т/м}^3$), т/м^3 .

Потім визначають необхідну вантажну площу камер i -го типу:

$$F_{ван}^i = \frac{V_{ван}^i}{h_{шт}}, \quad (10.2)$$

де $h_{шт}$ – висота штабеля, залежна від висоти камер просктованого холодильника, м.

І на закінчення знаходять будівельну площу камер:

$$F_{б\gamma\delta}^i = \frac{F_{ван}^i}{\beta}, \quad (10.3)$$

де β – коефіцієнт використання будівельної площі камери, що враховує наявність проходів між штабелями вантажу, відступи від стін і тому подібне. Цей коефіцієнт приймають таким, що дорівнює 0,65...0,75 для камер площею від 20 до 100 м^2 , 0,75...0,8 – для камер площею від 100 до 400 м^2 і 0,8...0,85 – для камер площею понад 400 м^2 .

Загальну будівельну площу будівлі холодильника можна розрахувати за формулою:

$$F_{б\gamma\delta} = (F_{б\gamma\delta}^{охл} + F_{б\gamma\delta}^{зам} + F_{б\gamma\delta}^{ун}) \cdot (1,15 \dots 1,25),$$

враховуючи при цьому наявність коридорів в ізольованому контурі, а також неізольовану частину холодильника.

Завершується розрахунок визначенням приблизних лінійних розмірів будівлі холодильника. Для випадку одноповерхового холодильника запишемо:

$$F_{б\gamma\delta} = A \cdot B, \text{ м}^2.$$

Якщо прийняти $A = 2B$, то $F_{б\gamma\delta} = 2B^2$, $B = \sqrt{\frac{F_{б\gamma\delta}}{2}}$, м,

де A – загальна довжина будівлі холодильника;

B – його ширина.

Далі коректують отримані значення A і B так, щоб хоча б одна із сторін була кратною шести метрам.

При проектуванні багатопверхових будівель промислових холодиль-

ників слід враховувати, що неізольована частина холодильника, як правило, розміщується чи на деякій частині першого поверху, чи у псевеликому пристрої до ізольованого контура. В останньому випадку лінійні розміри будівлі розраховують за попередньою схемою, однак використовуючи при цьому будівельну площу тільки одного поверху (F_1):

$$F_1 = \frac{F_{\text{буд}}^{\text{охл}} + F_{\text{буд}}^{\text{зам}} + F_{\text{буд}}^{\text{ун}}}{n},$$

де n — проєктуєма кількість поверхів.

Після таких розрахунків вибір плану холодильника зводиться до ідентифікації холодильника, який проєктується, з одним з типових проєктів холодильників ДІПРОХОЛОДУ, широкий вибір яких наведений також в літературі [3, с. 250...256].

10.2. Розрахунок теплоприпливів в камери холодильника

Мета такого розрахунку — визначити потребу в холоді кожної камери і по всьому холодильнику, щоб на цій основі підібрати устаткування компресорного цеху і камерне устаткування в кожну камеру.

При цьому слід пам'ятати, що в камерах холодильника підтримуються не однакові температури: у камерах охолодження і зберігання охолоджених ШХП, як правило, підтримується температура в межах 0 ... плюс 5 °С, у камерах зберігання заморожених вантажів мінус 18 ... мінус 25 °С, а в камерних морозилках мінус 28 ... мінус 32 °С.

Відповідно до цього необхідно, щоб в компресорному цеху вироблявся аміак з температурами кипіння в камерних приладах охолодження, відповідно, мінус 7 ... мінус 10 °С, мінус 28 ... мінус 33 °С і мінус 38 ... мінус 42 °С. Для цього в компресорному цеху необхідно мати три автономні холодильні установки.

Розрахунок теплоприпливів в кожну з камер проводять за наступною схемою:

$$Q^i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (10.4)$$

де Q_1 — теплоприпливи через огорожі камери, Вт;

Q_2 — теплоприпливи, пов'язані з термічною обробкою вантажу, Вт;

Q_3 — теплоприпливи, пов'язані з вентиляцією камери, Вт;

Q_4 — експлуатаційні теплоприпливи, Вт;

Q_5 — теплоприплив від «дихання» продукції рослинного походження, Вт.

Теплоприплив Q_1 визначають для кожної з шести огорож камери за формулою:

$$Q_1 = k \cdot F \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (10.5)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі огорожі, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні огорожі, м²;

Δt – різниця температур зовнішнього повітря і повітря в камері, °С.

При будівництві нового холодильника приймають нормативні значення k_n для різних огорож, а при реконструкції старого холодильника (коли будівля вже існує) значення k можна розрахувати для кожної з огорож за формулою типу (9.3).

Площі поверхонь огорожі камери вибирають з креслень холодильника, або вимірюють безпосередньо в камері.

Деяко складніша справа з величиною температурного натиску Δt . Для зовнішніх огорож холодильника вона розраховується за формулою

$$\Delta t = t_{z.a} - t_{a.k} \quad (10.6)$$

Температура повітря в камері $t_{a.k}$ зазвичай відома, а температура зовнішнього повітря $t_{z.a}$ приймається як розрахункова літня температура для даного регіону (її визначають як середню з чотирьох найбільш теплих п'ятиденок 25-річного періоду для даної місцевості) [2, с. 417]. Температуру в неохолоджуваних коридорах, тамбурах, вестибюлях великих холодильників не визначають. При розрахунку теплоприпливів через внутрішні огорожі, що відокремлюють холодильні камери від цих приміщень, розрахунковий температурний натиск приймають як частку температурного натиску, визначеного за формулою (10.6). Так, для приміщень, що сполучаються із зовнішнім повітрям, ця частка складає 70 % від Δt , а для приміщень, що не сполучаються із зовнішнім повітрям – 60 % і так далі. Існують також правила розрахунку різниці температур при визначенні теплоприпливів через стелі, підлоги, лежачі на ґрунті і розташовані над підвалами і так далі. Докладніше з цими правилами можна познайомитися в [2, 3].

Теплоприплив Q_1 враховує і вплив сонячної радіації на деякі поверхні холодильника, тобто той додатковий теплоприплив в камеру холодильника, який викликаний безпосередньою дією сонячних променів. Розрахунок цього теплоприпливу виконують за аналогічною формулою:

$$Q_1^{c.p} = k F \Delta t_{c.p}, \quad (10.7)$$

де $\Delta t_{c.p}$ – деякий умовний температурний натиск, викликаний саме сонячним випромінюванням.

Значення $\Delta t_{c.p}$ наведені в довідковій літературі залежно від орієнтації поверхні в просторі, її забарвлення і географічного місцезнаходження холодильника [2, с. 418-420]. Природно, що цей теплоприп-

лив матиме місце тільки через ті поверхні камери, які піддаються сонячній дії.

Процеси охолодження, а, тим більше, заморожування вантажів в камерах холодильника дуже енергоємні. Тому вони, як правило, проводяться в спеціальних приміщеннях холодильника – камерах охолодження, або камерах заморожування (камерних морозилках). У камерах зберігання вантаж тільки зберігається і в окремих випадках, коли його температура трохи підвищилася (наприклад, при перевезенні), доводиться знову його охолоджувати.

Теплоприплив Q_2 визначають за формулою:

$$Q_2 = \frac{M_{\text{ван}} \cdot (i_n - i_k)}{\tau \cdot 3600}, \quad (10.8)$$

де $M_{\text{ван}}$ – добове надходження вантажу в холодильну камеру, кг;

i_n, i_k – ентальпія вантажу, відповідно, при початковій і кінцевій температурах, Дж/кг;

τ – термін обробки вантажу в холодильній камері, год.

Якщо вантаж поступає на холодильник в тарі, то слід врахувати і теплоприпливи, пов'язані з охолодженням тари:

$$Q_{2m} = \frac{M_m \cdot c_m \cdot (t_n - t_k)}{\tau \cdot 3600}, \quad (10.9)$$

де M_m, c_m – маса і питома теплоємність матеріалу тари, відповідно;

t_n, t_k – початкова і кінцева температура, °С.

Теплоприплив Q_3 враховує необхідність вентильації камер холодильника. При цьому з камер відводиться холодне повітря, а поступає в камеру тепле, яке знову необхідно охолодити:

$$Q_3 = \frac{n \cdot V \cdot \rho \cdot c_v \cdot (t_n - t_k)}{24 \cdot 3600}, \quad (10.10)$$

де n – кратність повітрообміну в камері, величина, вказуюча скільки разів на добу повітря в камері замінюється;

V – об'єм камери, м³;

ρ, c_v – щільність і питома теплоємність повітря, відповідно.

Деякі дрібних теплоприпливів, пов'язаних з експлуатацією камери, враховується теплоприпливом Q_4 . Сюди відносять теплоприпливи, що враховують електричне освітлення камери, наявність в ній працюючих людей і електродвигунів, теплоприпливи при відкритті дверей і так далі. Кожен з цих теплоприпливів легко обчислити, якщо відомі конкретні умови експлуатації камери. Проте вони, як правило, невідомі.

мі. Тому теплоприплив Q_4 часто приймають як деяку частину теплоприпливів Q_1 і Q_3 :

$$Q_4 = 0,1 \dots 0,3 \cdot (Q_1 + Q_3). \quad (10.11)$$

Вагоміші значення чисельних коефіцієнтів характерні тут для камер малої ємності.

Теплоприплив Q_5 враховують тільки в спеціалізованих і розподільних холодильниках для плодів і овочів і в камерах для плодів і овочів. Поява такого теплоприпливу пов'язана з «диханням» продукції рослинного походження, тобто з виділенням теплоти при біохімічних процесах їх дозрівання. Цей теплоприплив можна визначити за формулою:

$$Q_5 = E_k (0,1q_n + 0,9q_{зб}), \quad (10.12)$$

де E_k – ємність камери, т;

$q_n, q_{зб}$ – питомі тепловиділення продукції при температурах надходження і зберігання, відповідно. Чисельні значення цих величин наведені в довідковій літературі [2, с. 430], Вт/т.

Підсумки розрахунку теплоприпливів в камері холодильника зводять в загальну таблицю і підсумовують по кожній камері окремо. Ці величини і є розрахунковими навантаженнями при визначенні поверхні і виборі камерних приладів охолодження.

При розрахунку навантаження на компресор підсумки по кожній камері підсумовують для груп камер з приблизно однаковими температурами ΣQ^i .

Теплове навантаження на компресор для такої групи камер визначають за формулою:

$$\Sigma Q^i = \frac{k \cdot \Sigma Q^i}{b}, \quad (10.13)$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати холоду в трубопроводах ($k = 1,05 \dots 1,12$ для різних систем охолодження);

b – коефіцієнт робочого часу компресора, ($b = 0,7 \dots 0,95$).

Часто, коли необхідно тільки оцінити чисельні значення теплоприпливів в групу однойменних камер холодильника, використовують наближену методику розрахунку.

Згідно такій методиці:

$$\Sigma Q^i = F_{\text{б\у\о}} \cdot q_{\text{F}}^i, \quad (10.14)$$

де $F_{\text{б\у\о}}$ – будівельна площа всіх камер з i -тою температурою на холодильнику, м²;

q_F^i – питоме середньостатистичне теплове навантаження, віднесене до 1 м^2 підлоги камер даного типу. У [3, с. 263] наведені такі значення для різних типів приміщень холодного контура холодильника, включаючи і коридори.

Зрозуміло, такий розрахунок носить дуже наближений характер.

У додатку Г наведений приклад виконання розрахунку будівельної площі холодильника і на цій основі визначення сумарного теплоприпливу в окрему камеру охолодження харчових продуктів і на холодильник в цілому. На закінчення студентів пропонується самостійно підібрати для свого холодильника компресор і конденсатор.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть типи камер в теплоізованому контурі холодильника. У чому їх відмінності?
2. Яка площа холодильника більша – вантажна, чи будівельна?
3. Як приблизно оцінити сумарні теплоприпливи в камеру холодильника?
4. Як визначаються теплоприпливи в холодильнику, пов'язані з наявністю сонячної радіації?
5. Перелічіть окремі складові теплоприпливу Q_4 .

Література: [2, с. 415-431; 3, с. 250-264].



СИСТЕМИ ОХОЛОДЖУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ (СОХ)

РОЗДІЛ 11

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 11.1. Безнасосні системи з безпосереднім кипінням холодильного агента.
- 11.2. Насосно-циркуляційні системи охолодження.
- 11.3. Системи з проміжним холодоносієм (розсольні СОХ).
- 11.4. Камерні прилади охолодження, їх конструкції і методика підбору.

Зазвичай до них відносять ту частину холодильної установки, яка починається після дросельного вентиля і закінчується перед компресором (так звана сторона низького тиску).

СОХ класифікують за:

- способом доставки холодильного агента до випарників (безнасосні і насосні);
- способом відведення теплоти (з безпосереднім кипінням холодильного агента і з системою розсольного охолодження);
- способом подачі холодильного агента в прилади охолодження (з верхньою подачею і з нижньою подачею холодильного агента).

В даний час можна зустріти наступні СОХ:

- безнасосні з безпосереднім кипінням холодильного агента;
- насосно-циркуляційні з безпосереднім кипінням холодильного агента;
- системи з проміжним холодоносієм (розсольні СОХ);
- повітряні;
- децентралізовані.

11.1. Безнасосні системи з безпосереднім кипінням холодильного агента

За способом живлення охолоджуючих приладів холодоагентом безнасосні системи безпосереднього охолодження підрозділяються на прямотечійні і з віддільником рідини.

Прямотечійна система (рис. 11.1) передбачає подачу холодоагента через регулюючий вентиль безпосередньо в батареї і відведення з них пари в компресор. Рідкий холодоагент подається в батареї за рахунок різниці тиску конденсації і кипіння. При цьому деяка його частина

може не випаруватися і потрапити в компресор, що здатне викликати гідравлічний удар.

У зв'язку з цим така СОХ використовується тільки в найменших фреонових установках. Частіше вона зустрічається в двох модифікаціях: з паросушником або з акумулятором [3, с. 37-39].

У системі з віддільником рідини холодоагент після регулюючої станції подається в батареї через спеціальну посудину – віддільник рідини, що дозволяє поліпшити заповнення батареї рідким холодоагентом і забезпечити нормальну його циркуляцію. Цю систему застосовують тільки для холодильників місткістю до 1000 т. Принципова схема аміачної системи з віддільником рідини, яка використовується на двоповерховому холодильнику, показана на рис. 11.2.

Холодоагент в системі циркулює таким чином. Від регулюючої станції парорідинна суміш прямує у віддільник рідини, де рідина відділяється від пари. Пара відсмоктується компресором, а рідина самоплив рухається в батареї камер холодильника. У батареї холодоагент, приймаючи теплоту, випаровується і у вигляді вологої пари поступає назад у віддільника рідини (ВР). Звідси суха насичена пара відбирається компресором, а рідина повторно прямує в батареї системи.

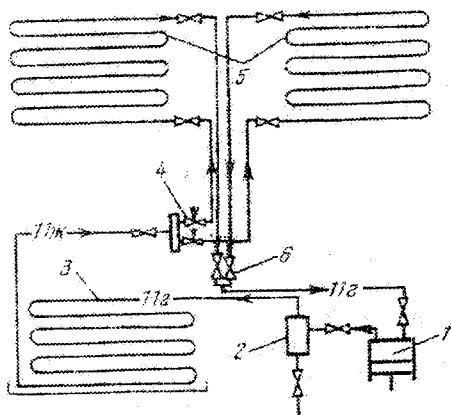


Рис. 11.1. Проста прямотечійна система безпосереднього охолодження:
1 – компресор; 2 – масловіддільник; 3 – конденсатор; 4 – регулюючий вентиль;
5 – батареї; 6 – паровий вентиль.

Важливою експлуатаційною характеристикою такої системи є кратність циркуляції агента:

$$n = \frac{M}{M'}$$

де M – масова витрата агента через батареї, кг/с;

M' – масова витрата холодильного агента, який випарувався, або міг би випаруватися в батареях, кг/с.

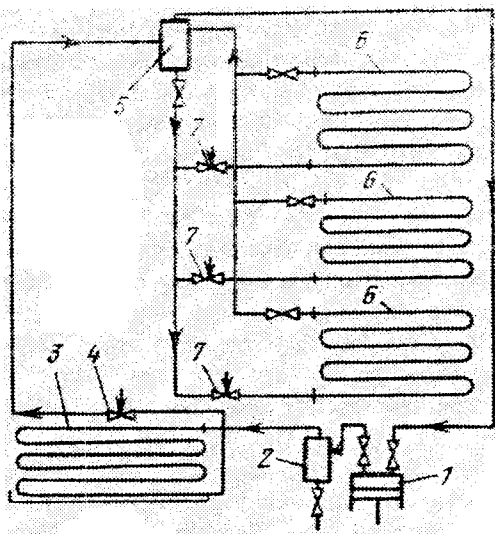


Рис. 11.2. Прямотечійна система безпосереднього охолодження з віддільником рідини: 1 – компресор; 2 – масловіддільник; 3 – конденсатор; 4 – регулюючий вентиль; 5 – віддільник рідини; 6 – батареї; 7 – регулюючі вентилі на поверххах.

При $n < 1$ в батареї поступає менше холодильного агента, чим могло б випаруватися, а це приводить до часткового осушення поверхні батареї і зниження інтенсивності відведення тепла. Ефективність її роботи знижується.

При $n > 1$ ефективність батареї зростає, але з'являється небезпека гідравлічного удару в компресорі. Введення в схему установки ВР усуває таку небезпеку, оскільки батарея фактично працює при $n = 1$.

Додатковий натиск $\Delta p_{\text{ц}}$, що виникає при циркуляції холодоагента, створюється різницею щільності стовпів рідини і пари в трубопроводах, що подають рідину і відводять пару. Таким чином, натиск самоциркуляції агента дорівнює:

$$\Delta p_{\text{ц}} = 9,81 H_1 (\rho_1 - \rho_2),$$

де H_1 – висота рівня рідкого аміаку в циркуляційному контурі батареї, м;

ρ_1 – щільність рідини при вході в батарею, кг/м³;

ρ_2 – щільність парорідинної суміші в батареї і трубопроводі відведення пари у віддільника рідини, кг/м^3 .

При паралельно включених батареях циркуляційний контур розщеплюється на ряд паралельних контурів, в яких циркулює парорідинна суміш. Зазвичай віддільники рідини установлюють на кожному поверсі холодильника, а потім їх об'єднують за температурами кипіння холодоагента.

Системи безпосереднього охолодження з віддільником рідини, незважаючи на широке розповсюдження на холодильниках, мають недоліки:

- труднощі рівномірної подачі рідкого холодоагента до споживачів холоду, особливо в розгалужених системах холодильників. Це приводить до неефективного використання приладів охолодження, порушення температурного режиму камер, а також негативно позначається на роботі компресора;

- можливість виникнення гідравлічних ударів в компресорах при перепоповненні ВР.

Способи попередження гідравлічних ударів, які застосовуються, погіршують теплопередачу приладів охолодження камер унаслідок недостатнього заповнення їх рідким аміаком.

Крупні аміачні установки не завжди повністю автоматизовані і зазвичай працюють при кратності циркуляції $n < 1$, що забезпечує надходження в компресор перегрітої пари. В цьому випадку ефективність теплопередачі батареї зменшується на 20...30 %. Крім того, при розгалуженій мережі роздачі холодоагента по приладах охолодження найвіддаленіші з них завжди працюють при недостатньому заповненні.

11.2. Насосно-циркуляційні системи охолодження

Насосно-циркуляційні системи розділяють на дві групи: з напороутримувачами і прямотечійні.

Напороутримувачі створюють тиск (за рахунок стовпа рідини), необхідний для розподілу холодоагента по приладах охолодження. У системах з напороутримувачем натиск насоса використовується тільки для подачі рідкого холодоагента у верхню точку системи, а потім рідина в системі рухається самопливом.

У **прямотечійній** системі рідина після насоса поступає паралельно або послідовно в прилади охолодження, з яких частково повертається для повторної циркуляції. У таких системах натиск, що створюється насосом, можна повністю використовувати для зміни кількості холодоагента, що подається, по споживачах залежно від величини теплових навантажень.

Вони можуть виконуватися з нижньою і верхньою подачею холодоагента в батареї.

При нижній подачі (рис. 11.3) аміак з циркуляційного ресивера 4 забирається насосом 1 і нагнітається в трубопровід. Звідси рідина паралельно подається по поверхх в прилади охолодження. Подача здійснюється в нижню частину батареї. Частина рідкого аміаку, що не випарувалася, разом з парою повертається в циркуляційний ресивер 4, щоб знову повернутися в батареї 3. Кратність циркуляції холодильного агента в таких системах складає 1,5...2.

У системах з верхньою подачею аміаку рідина подається у верхню частину батареї і рухається по трубах з більшою швидкістю, що забезпечує вищий коефіцієнт тепловіддачі. Проте кратність циркуляції агента в такій батареї значно вища – 4...6, що збільшує навантаження на аміачний насос.

Обидві системи мають свої переваги і недоліки. Вони набули однакового поширення на крупних холодильниках.

11.3. Системи з проміжним холодоносієм (розсолні СОХ)

У системах з проміжним холодоносієм теплота охолоджуваного об'єкта відводиться за допомогою рідкого холодоносія, в якості якого використовують водні розчини різних солей (хлоридів натрію, кальцію і магнію), етиленгліколь, фреони R30, R11, аміак в переохоложеному стані. Проміжні холодоносії охолоджуються у випарниках.

Розрізняють закриті і відкриті системи. Закрита система охолодження найбільш поширена. Вона надійна і економічна в роботі. Набули поширення закриті системи із стельовими і пристінними батареями і повітроохолоджувачами. Основним їх недоліком є можливість замерзання розсолу в трубах випарника, коли припиняється його циркуляція або надмірно знижується температура кипіння.

На холодильниках іноді застосовують відкриті системи з контактними приладами охолодження, в яких холодний розсіл контактує безпосередньо з повітрям камери, охолоджуючи і осушуючи його.

У відкритій системі холодна рідина забирається насосом з відкритого бака, який має занурений випарник, і по нагнітальному трубопроводу подається в батареї. Після підігрівання у батареї проміжний холодоносіє по зливній магістралі повертається в бак відкритого випарника, причому зливну трубу підводять до випарника зверху. Для запобігання розриву струменя на зливній трубі перед баком випарника встановлюють засувку, за допомогою якої регулюють зливання рідини так, щоб магістраль завжди була заповнена.

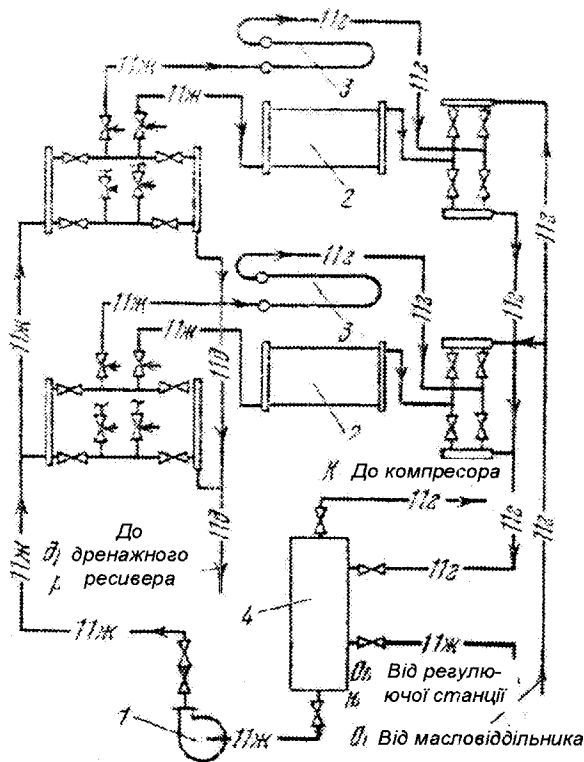


Рис. 11.3. Система охолодження з нижньою подачею холодильного агента: 1 – насос; 2, 3 – охолоджуючі батареї; 4 – циркуляційні ресивери.

У приладах охолодження відкритого типу холодоносії інтенсивно поглинає вологу з повітря, оскільки його температура нижча за точку роси охолоджуваного повітря. Причому осушення повітря тим значніше, чим вища концентрація розсолу. В результаті цього циркулюючий розсіл весь час деконцентрується і збільшується в об'ємі. Для підтримки необхідної постійної концентрації воду з розсолу необхідно випаровувати (виморожувати) або періодично додавати сіль.

У камерах з великими теплоприпливами (наприклад, в камерних морозилках) часто використовують повітряні СОХ. Така система припускає примусову подачу в камеру повітря, заздалегідь охолодженого в повітроохолоджувачі. При цьому останній може знаходитися як безпосередньо в камері, так і за її межами. Найчастіше такі винесені з ка-

мер прилади вмонтовують на ангресолях, передбачених під стелями коридорів холодильника. Важливо відзначити, що таке компонування дозволяє установлювати батареї практично будь-яких необхідних розмірів.

На невеликих одноповерхових виробничих і заготівельних холодильниках останньої споруди все частіше можна зустріти **децентралізовану СОХ**. Вона припускає відсутність на холодильнику компресорного цеху як такого. Холодопостачання при цьому здійснюється за допомогою невеликих повністю автоматизованих холодильних машин з повітряними конденсаторами, установленими уздовж зовнішніх стін по периметру холодильника. Зазвичай одна холодильна машина обслуговує одну-дві камери. Така СОХ проста у виконанні і зручна в експлуатації. Холодильник з такою системою охолодження наведений на рис. 9.2.

11.4. Камерні прилади охолодження, їх конструкції і методика підбору

Приготований в компресорному цеху і киплячий при відповідній температурі холодильний агент подається в камери холодильника, де кипить в камерних приладах охолодження, виробляючи холод. За камерні прилади охолодження використовують батареї, або повітроохолоджувачі.

За місцем розташування в камерах розрізняють пристінні і стельові (одно-, дво- і чотирирядні) батареї. Пристінні батареї установлюють, в першу чергу, у верхній частині стін з найбільшими теплоприпливами. У камерах з великими теплоприпливами батареї іноді екранують всі бічні стіни камер від підлоги до стелі, а також стелю. Стельові батареї намагаються установлювати не за всією площею стелі, а лише в тих її частинах, під якими імовірно розташовуватимуться проходи між штабелями вантажу (щоб при відтаванні батареї снігова шуба не падала на вантаж).

За конструктивним виконанням розрізняють змієвикові, одноколекторні, двоколекторні батареї, а також батареї панельного типу.

Батареї змієвикового типу (рис. 11.4, а) розташовують зазвичай уздовж всієї довжини стіни у верхній її частині. Вони можуть сягати довжини 25 м. Така батарея виконується зазвичай секційною, тобто набирається із стандартних заводських головної секції (СЗГ), середніх (ОС) і хвостової секції (СЗХ). Необхідна довжина такої батареї досягається набором потрібної кількості середніх секцій. Такі батареї дуже прості у виготовленні і експлуатації, проте їх істотним недоліком є трудність видалення пари, що утворилася у середині батареї.

Одноколекторна (рис. 11.4, б) і двоколекторна (рис. 11.4, в) батареї позбавлені від останнього недоліку. Вони компактніші (4...6 м) і набули великого поширення на сучасних холодильниках.

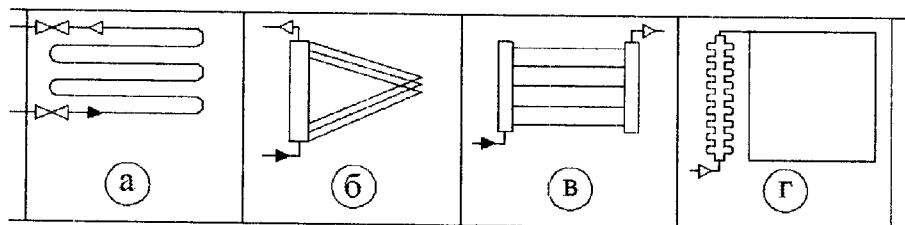


Рис. 11.4. Типи камерних батарей.

Всі перераховані типи батарей можуть бути гладкотрубними, або виконані з обрешених труб. В промисловості найбільш часто зустрічаються шайбоподібне, або стрічкове обрешення труб (рис. 11.5).

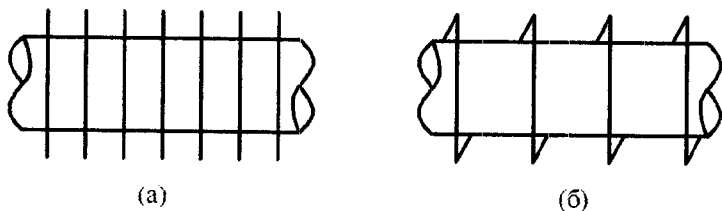


Рис. 11.5. Типи обрешення труб батарей: а) шайбоподібне; б) стрічкове.

Найважливішою характеристикою обрешеної батареї є коефіцієнт обрешення її труб β – відношення площі бічної поверхні обрешеної труби до площі гладкої поверхні труби такої ж довжини. Як правило, значення β в сучасних одноколекторних і двоколекторних батареях складає 5...10.

Своєрідне плоске обрешення має панельна батарея (рис. 11.4, г). Цей тип батарей був запропонований і упродовжений (переважно в низькотемпературних трюмах суден рибодобувного флоту) відомим одеським вченим-холодильщиком, професором С. Г. Чукліним. Така батарея виявилася дуже ефективною для камер з великими теплоприпливами ззовні, оскільки повністю локалізує їх ще на межах камери.

Як і всі теплообмінні апарати, камерні батареї підбирають за величиною необхідної теплопередаючої поверхні:

$$F_6 = \frac{Q'}{k \cdot \Delta t}, \quad (11.1)$$

де Q' – сумарний теплоприплив в дану камеру, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

Δt – різниця температур повітря в камері і киплячого агента, °С.

Загальноновизнаним недоліком всіх типів батарей є низька інтенсивність теплообміну в них. Це, в основному, обумовлено малими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі від нерухомого повітря в камері до поверхні батареї.

Так, проведені ДІПРОХОЛОДОМ випробування показали, що для ребристих батарей з перерізом труб 57×3,5 мм (крок оребрення 35,7 мм, ширина оребрення 46 мм) при різниці температур між нерухомим повітрям і киплячим аміаком ($\Delta t = 10$ °С) значення коефіцієнтів теплопередачі для різних типів бічних батарей знаходились в межах 3...4 Вт/(м²·К). Результати випробувань батарей різних типів наведені нижче.

Таблиця 11.1. Коефіцієнти теплопередачі секцій батарей, k , Вт/(м²·К)

Тип секції	Крок оребрення, мм			
	20		30	
	253К	273К	253К	273К
Одноколекторна (СК)	3,9...4,2	4,9...5,1	4,3...4,5	5,5...5,9
Двоколекторна (С2К)	3,7...3,9	4,6...4,8	3,2...3,5	5,2...5,6
Змійовикова (С3Г) головна	2,9...3,1	3,7...3,8	3,2...3,5	4,2...4,4

Перелічені значення k одержані у випробуваннях при наявності на трубах снігової шуби товщиною 5 мм. У реальному житті ця величина буває і значно більшою. Крім того, у випробуваннях не передбачалося наявності шару мастила, який незмінно присутній на внутрішніх стінках труб в реальних умовах експлуатації. При цьому дійсний коефіцієнт теплопередачі в батареях може сягати і значно менших величин.

При економічно виправданому і широко вживаному температурному натиску $\Delta t = 8...12$ °С реальне значення коефіцієнта теплопередачі батареї найчастіше складає 1,2...3 Вт/(м²·К) (залежно від ступеня замаслення поверхні батареї зсередини і товщини снігової шуби зовні).

У зв'язку з цим стає ясно, що батареї неспроможні підтримувати постійну низьку температуру в камерах холодильника з великими теплоприпливами. У таких випадках доводиться установлювати повітроохолоджувачі.

Останні – ті ж батареї, тільки забезпечені вентиляторами, які повинні турбулізувати повітря біля поверхні батарей, тим самим різко збільшуючи інтенсивність його теплообміну з поверхнею труб. Коефі-

цієнт теплопередачі в сучасних повітроохолоджувачах практично на порядок вищий, ніж у батарей і складає 12...25 Вт/(м²·К).

За місцем розташування в камерах зустрічаються підлогові (постаментні), навісні (присінні) і підвісні повітроохолоджувачі. Вітчизняна промисловість випускає по декілька типорозмірів кожного з них.

Широкого розповсюдження набули підвішані повітроохолоджувачі ВОГ-230, а також параметричного ряду ВОП. Технічні характеристики останніх наведені в табл. 11.2.

Використання повітроохолоджувачів цього типу доцільне для холодильних камер молокозаводів, тунелів для охолодження і заморожування харчових продуктів. На м'ясокомбінатах їх можна установлювати у виробничих приміщеннях м'ясопереробних цехів, які охолоджуються, і в камерах холодильної обробки продукції.

Таблиця 11.2. Технічні характеристики повітроохолоджувачів ВОП

Повітроохолоджувач	Поверхня охолодження, м ²	Холодопродуктивність, кВт, при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$	Витрати повітря, м ³ /с
ВОП-50	50	5,8	0,67
ВОП-75	75	8,7	0,67
ВОП-100	100	11,6	1,38
ВОП-150	150	17,4	1,38

В низькотемпературних камерах відтаювання поверхонь батарей таких повітроохолоджувачів здійснюється за допомогою електронагрівачів, або гарячою парою аміаку. В невеликих камерах з температурами повітря +4 і вище відтаювання батарей може здійснюватися за рахунок теплоприпливів у камеру.

Свого часу ВНДІХОЛОДМАШЕМ були розроблені і впроваджені в промисловість параметричні ряди повітроохолоджувачів типів ВО (на R12 та R22), а також НВО (підвішані) і ПВО (навішані), працюючих на R717, які і досі широко використовуються на підприємствах харчової промисловості. Їх технічні характеристики наведені в Додатку В.

У повітроохолоджувачів, працюючих на аміаку, використовуються сталеві безшовні труби 22×1,2 мм з пластинчастим оребренням 130×130×0,3 мм, а у фреонових – мідні труби 16×0,8 і пластинчасті алюмінієві ребра товщиною 0,4 мм.

Вибирають з каталога повітроохолоджувач, як і будь-який теплообмінний апарат, за необхідною поверхнею теплообміну, яку розраховується за формулою (11.1).

На закінчення слід зазначити, що експлуатації холодильних систем

практично завжди супроводить одна вельми неприємна процедура — необхідність періодично видаляти снігову шубу. Вона з'являється на поверхнях батарей і повітроохолоджувачів, коли їх температура нижча за температуру точки роси навколишнього повітря, що має температуру нижче 0 °С.

Існує декілька способів зняття снігової шуби.

На крупних аміачних установках оттайка батарей, як правило, здійснюється гарячими парами аміаку. Для цього в схемі холодильної установки передбачається дренажна система, за допомогою якої гарячою парою з нагнітальної лінії компресора витісняють з батарей киплячу рідину в дренажний ресівер. При цьому пара конденсується нагріває поверхні батарей зсередини. В результаті снігова шуба підтає і легко віддаляється механічним способом.

На фреонових холодильних установках снігову шубу іноді змивають гарячою водою, або деякими незамерзаючими рідинами. Широко використовуються також системи з шоквим нагрівом поверхонь батарей ТЕНами.

У побутових холодильниках, на підприємствах торгівлі і харчування снігова шуба, як правило, віддаляється природним чином: відключають холодильну машину і снігова шуба підтає під впливом теплоприпливів.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть існуючі системи охолодження холодильників.
2. Яку систему охолодження слід використовувати на крупному багатоповерховому холодильнику?
3. Поясніть механізм самоциркуляції холодильного агента в безнасосних СОХ.
4. Класифікація камсрних батарей.
5. Чим відрізняється батарея від повітроохолоджувача? У кого з них більший коефіцієнт теплопередачі?
6. Що таке коефіцієнт обребрення батареї?

Література: [2, с. 393-415; 3, с. 33-55].



ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

РОЗДІЛ 12

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

12.1. Камери охолодження.

12.2. Обладнання для охолодження риби і рідких харчових продуктів

Охолодження – це пониження температури харчових продуктів не нижче криоскопічної температури (зазвичай до 0 ... плюс 5 °С). При цьому, з одного боку, різко сповільнюються біохімічні процеси деградації продукту, а, з іншого – знижується життєва активність мікрофлори і мікрофауни на поверхні (сповільнюються процеси мікробіального псування). В результаті суттєво збільшуються допустимі терміни зберігання продукції, що дуже важливо для підприємств харчової промисловості.

Як правило, охолодження ШХП (окрім харчових рідин) проводиться в камерах. Розглянемо будову найбільш поширених з них.

12.1. Камери охолодження

Обладнання таких камер включає потужний повітроохолоджувач і пристрої, сприяючі рівномірному розподілу повітря в об'ємі камери. Середня температура повітря складає 0 ... плюс 2 °С, а його швидкість у вантажному об'ємі нерівномірна і коливається в межах 0,5...2 м/с. Охолоджуваний вантаж розміщується в ящиках (коробах), які, як правило, укладені в штабелі, або на спеціально передбачених в камерах полицях, або на крюках підвісних шляхів.

При охолодженні фруктів і овочів великого поширення набули камери з одно- і двоканальною системами охолодження. Такі камери достатньо великі за розміром, як правило, мають великий постаментний повітроохолоджувач і канали, сприяючі рівномірному розподілу холодного повітря по всьому об'єму камери.

При **одноканальній системі** повітророздачі повітря потрапляє в батареї повітроохолоджувача прямо з камери, охолоджується там і по нагнітальному повітряному каналу розподіляється (душується) по всій його довжині.

Двоканальна система припускає наявність як нагнітального, так і всмоктуючого (повітрозабірного) каналів (рис. 12.1).

Постаментний повітроохолоджувач 2 установлюють в торці камери. З боку бічних стін до нього підходять нагнітальний 4 і всмоктуючий 5 канали, виконані з оцинкованого заліза. На початку всмоктуючого каналу установлений вентилятор 3, за допомогою якого повітря поступає у всмоктуючий канал зі всіх частин камери, по всій її довжині. Повітря, проходячи через повітроохолоджувач, охолоджується і під натиском поступає в нагнітальний канал, звідки через систему отворів (сопел) в нижній частині каналу 4 потрапляє у вантажний об'єм камери. Подальший шлях повітря всередину камери вказаний стрілками. Для збереження постійної швидкості виходу повітря з сопел живий переріз каналів по довжині зменшується (часто канал виконують ступінчастим по висоті).

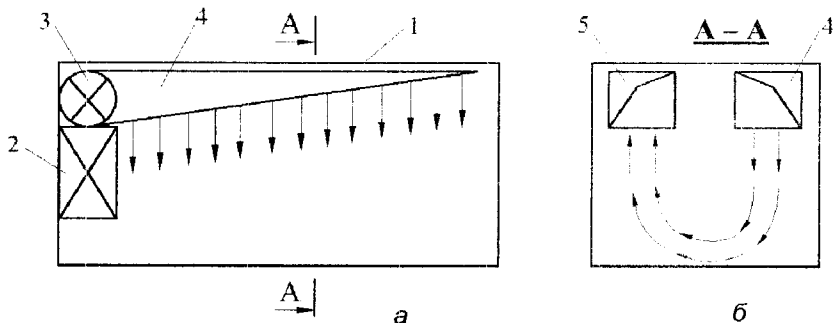


Рис. 12.1. Камера охолодження з двоканальною системою повітророздачі: а) вигляд збоку; б) розріз А-А; 1 – будівельні огорожі камери; 2 – батареї повітроохолоджувача; 3 – вентилятор; 4 – нагнітальний канал (повітророздача); 5 – всмоктуючий канал (повітрозбір).

Перевагою розглянутих камер охолодження є простота їх конструкції, що дозволяє, коли це потрібно, залишати в них охолоджену продукцію на подальше зберігання, а недоліком – нерівномірність параметрів повітря в об'ємі камери.

На підприємствах м'ясної, рибної і консервної промисловості великого поширення набули камери охолодження **тунельного типу**. Таку назву вони отримали унаслідок того, що їх довжина значно більша ширини (тобто виконані у вигляді тунелів). Циркуляційний контур для руху повітря створюється в них або за рахунок установки перегородок усередині об'єму камери (найбільш поширений тип такої перегородки – “подвійна” (додаткова) стеля, що розділяє камеру на два відсіки по висоті), або шляхом створення лабіринтів. Камери виконують як з подовжнім, так і з поперечним рухом повітря. Батареї повітроохолоджувача розміщують або в торці, або вгорі (над додатковою стелею).

Температура повітря підтримується в інтервалі 0 ... плюс 2 °С, а його швидкість у вантажному відсіку складає 1,5...2 м/с. Такі умови гарантують охолодження стандартних яловичих напівтуш за 18...20 годин.

Найважливішим технологічним чинником при камерному охолодженні є термін циклу охолодження ($\tau_{\text{ц}}$). Він включає як безпосередньо термін охолодження продукту, так і час, необхідний для додаткових операцій при експлуатації камери (завантаження і вивантаження продукції при циклічній роботі камери, час на відтавання батарей від снігової шуби і так далі). Зазвичай $\tau_{\text{ц}}$ намагаються вміщати в рамки однієї доби. З цієї причини такі камери виконують невеликої місткості (10...20 т), щоб $\tau_{\text{з,о}}$ не перевищувало б 2...4 години.

До переваг камер слід віднести простоту їх конструкції, універсальність по продукту, надійність і високий ступінь механізації технологічних процесів. До недоліків – значну нерівномірність швидкості повітря по довжині камер. Камери цього типу набули найширшого поширення в розвинених капіталістичних країнах Європи і США.

У країнах СНД часто можна зустріти різного типу лабіринти – результати реконструкції камер холодильника на місцевому рівні. План такої камери на площі двох будівельних модулів (6×12 м), впровадженої на Білгородському м'ясокомбінаті, наведено на рис. 12.2 (висота камери 4,2 м).

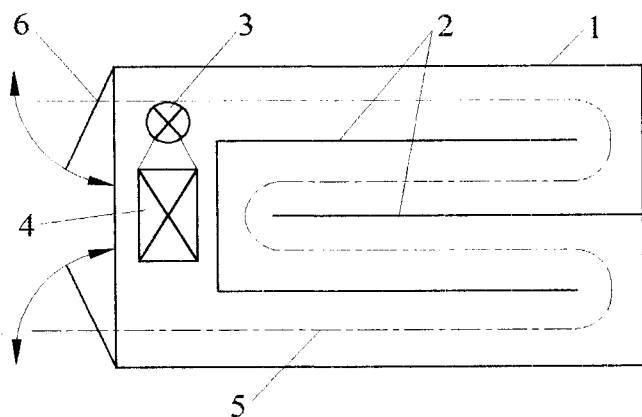


Рис. 12.2. Камера охолодження тунельного типу з подовжнім рухом повітря: 1 – будівельні огорожі камери; 2 – дерев'яні перегородки; 3 – вентилятор; 4 – батарея повітроохолоджувача; 5 – лінія підвісного шляху; 6 – двері притупельного типу.

Камера працює в періодичному режимі з $\tau_c = 24$ години. Перегородки 2, виконані з дощок $\delta = 0,04$ м, утворюють чотири тунелі, в кожному з яких змонтована одна нитка підвісного шляху 5. Три вентилятори, розташовані один над другим, забирають повітря з крайнього тунелю і під натиском направляють його по всій висоті в повітроохолоджувачі 4, де воно осушується, охолоджується на $2...3$ °С і знову повертається у вантажний відсік. До недоліків камер подібного типу слід віднести неможливість використання їх як камер зберігання.

У камерах охолодження з "подвійною" стелею немає необхідності для створення циркуляційного кільця споруджувати тунелі. Для цього передбачена подвійна стеля, що розділяє камеру на два відсіки по висоті. Камера забезпечена повітроохолоджувачем, батареї якого розташовують або в торці (по всій висоті камери), або в просторі над подвійною стелею.

Тепле і вологе повітря відбирається з камери вентиляторами і прямує в батареї повітроохолоджувача, де охолоджується, осушується і надходить у простір над подвійною стелею. Останній тягнеться не до кінця протилежної стіни, а обривається раніше, утворюючи прохід повітря в нижню частину камери. Тут повітря омиває охолоджуваний вантаж, нагрівається, зволожується і поступово просувається до всмоктуючого патрубку вентилятора. Певним недоліком такої камери є нерівномірність температури повітря усередині камери (чим ближче до вентилятора, тим він тепліший).

Від цього недоліку позбавлена камера охолодження системи ДІПРОХОЛОДУ, в якій передбачена роздача повітря через щілини в подвійній стелі (рис. 12.3).

Над кожною ниткою підвісного шляху є ряд щілин в подвійній стелі, через які повітря надається до камери, обдуваючи кожну тушу у вертикальному напрямі. Для збереження постійної початкової швидкості виходу повітря з сопел, іноді в просторі над подвійною стелею передбачають відбійний щит, що зменшує простір для проходу повітря (живий переріз) у міру зменшення його кількості над подвійною стелею. Камерами такого типу продуктивністю $10...15$ т/добу забезпечені всі типові холодильники ДІПРОХОЛОДУ ємністю від 1 500 до 10 000 тонн вантажу.

Розрахунок такої камери зводиться до визначення оптимальної швидкості виходу повітря з щілин в подвійній стелі (яка забезпечила б $\tau_c = 24$ години), необхідній будівельній площі камери, а також необхідній поверхні теплообміну і динамічних характеристик повітроохолоджувача. Приклад такого розрахунку наведений в [5, с. 83].

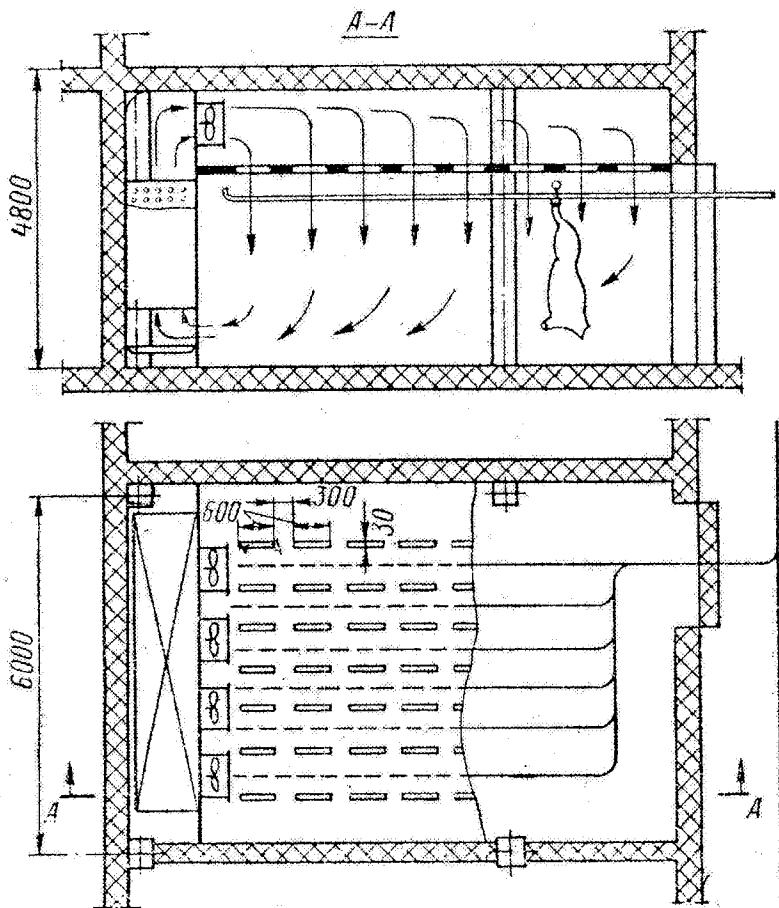


Рис. 12.3. Розріз і план камери охолодження системи ДПРОХОЛОДУ.

12.2. Обладнання для охолодження риби і рідких харчових продуктів

Більшість сортів риби володіють дуже активною ферментативною системою, тому потребують негайного охолодження відразу ж після вилову.

На судах прибережного лову таке охолодження зазвичай здійснюється за допомогою дрібнороздібленого льоду, отриманого в льодогенераторах.

На великих рибодобувних судах (МРТ, БМРТ, супертраулерах, плавбазах), як правило, технологією передбачається попереднє охолодження з подальшим заморожуванням і холодильним зберіганням виловленої риби. При цьому від ефективності системи попереднього охолодження (СПО) риби-сирцю залежить продуктивність морозильних апаратів, що є дуже важливим при великих уловах.

На судах флоту рибної промисловості застосовуються різні СПО, але найчастіше зустрічаються наступні системи:

- у охолоджуваних бункерах, які заповнюються заздалегідь охолодженою в окремій цистерні забортною водою з температурою 0 ... мінус 1 °С. Охолодження води в цистерні і риби в бункерах здійснюється вбудованими в них розсольними випарниками. Подальше охолодження риби в бункері здійснюється сумішшю води і лускатого льоду при співвідношенні риби і води 1:2;

- у неоохолоджуваних бункерах, які заздалегідь заповнюються охолодженою до 0 °С водою. Подальше охолодження риби супроводжується додаванням в бункери суміші води і лускатого льоду;

- у охолоджуваних бункерах з використанням виносних настінних водоохолоджувачів для попереднього охолодження води. Подальше охолодження води і риби в бункерах здійснюється за допомогою пристінних багарей з безпосереднім кипінням R22.

Конструктивне виконання і технологічні характеристики перерахованих вище систем попереднього охолодження риби наведені в [3, с. 48...58; 4, с. 109...122].

У консервній промисловості і виноробстві охолодження соків і виноматеріалів використовується як ефективний засіб їх просвітлення, висаджування винного каменю. Найчастіше таке охолодження (з подальшим витриманням) проводиться в охолоджуваних танках із застосуванням системи розсольного охолодження.

Ще актуальнішою проблемою є швидке охолодження молока (згідно існуючим нормативним документам молочний завод зобов'язаний охолодити молоко, що поставляється, не більше, ніж за 2 години). Як правило, це здійснюється в теплообмінниках типу "труба в трубі" за допомогою попереднього заготовленого холодного розсолу. Вітчизняною промисловістю випускаються такі охолоджувачі продуктивністю до 25 т/годину [3, с. 76].

Охолодження харчових рідин після пастеризації часто здійснюється в охолоджувачах пластинчастого типу. Вони збираються з окремих пластин, виконаних з неіржавіючої сталі, які мають канали для проходу охолоджуваної і охолоджуючої рідин. Ці пластини надягають на дві штанги. Вони розділені між собою гумовими прокладками. Пла-

стини розділені проміжною плитою або перегородкою на два відсіки: у першому молоко охолоджується проточною водою, а в другому – холодним розсолон до плюс 2 ... плюс 4 °С. Для створення герметичності між пластинами вони стискаються за допомогою нажимної плити і притискних муфт. Пластини зібрані в пакети, з яких складаються секції. Двосекційний апарат такого типу представлений на рис. 12.4.

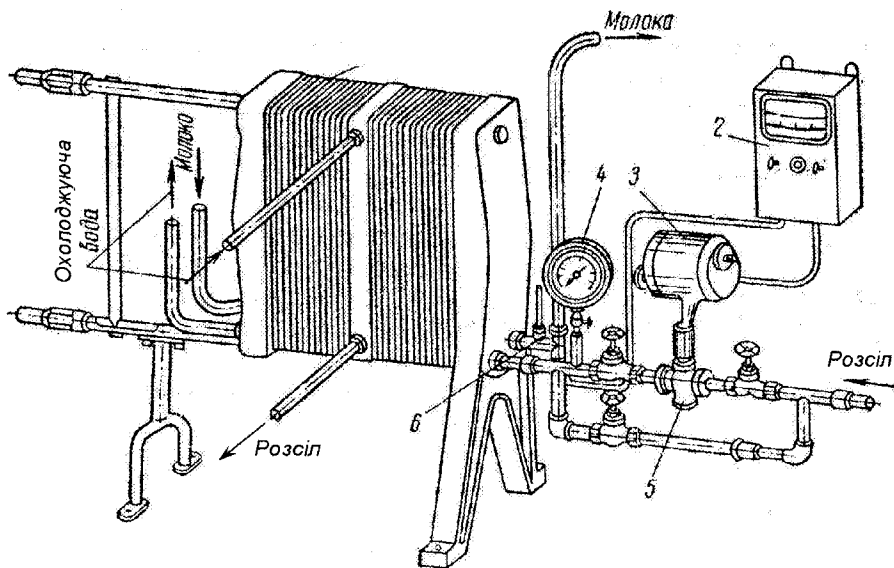


Рис. 12.4. Двосекційна пластинчаста установка: 1 – пластинчастий теплообмінник; 2 – шафа з контрольно-вимірювальними приладами; 3 – виконавчий механізм; 4 – манометр; 5 – трубопровід подачі холодоносія; 6 – термометр опору.

Промисловістю випускаються також пастеризаційно-охолоджувальні агрегати для комплексної обробки молока. У них передбачені секція пастеризації, в якій молоко нагрівається до плюс 78 ... плюс 80 °С, секція регенерації, де в протитечії гаряче молоко підігріває холодне, таке, що поступає на пастеризацію, а також секція охолодження молока холодним розсолон до температури зберігання.

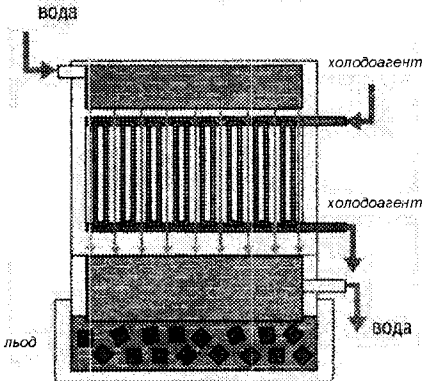
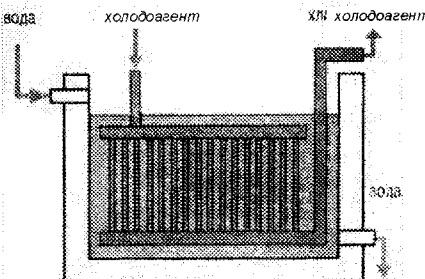
У плані сказаного вище певний інтерес представляє устаткування фірми «Простір-Л» – одного з лідерів у виробництві холодильного технологічного устаткування підприємств харчової промисловості. Компанією розроблений і упроваджений цілий ряд холодильних установок, аналогічних установкам зарубіжних виробників, але котрі мають

перед ними ряд технологічних переваг. Однією з таких розробок є акумулятори холоду або водоохолоджуючі установки для отримання крижаної води. Крижана вода – ідеальний холодоносіє, який застосовується іноді в молочній промисловості разом з розсолем.

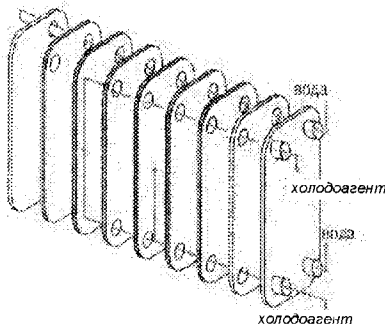
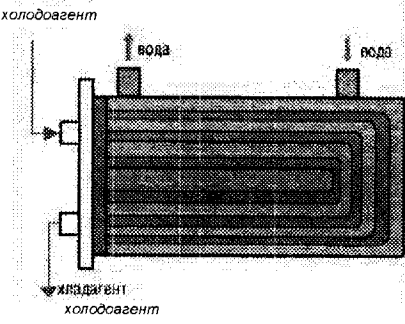
Альтернативи такому дешевому і апробованому засобу охолодження, на думку фахівців фірми, поки що немає. Ними пропонується декілька способів отримання крижаної води. Найбільш цікаві з них представлені нижче в рекламних матеріалах фірми (табл. 12.1).

Таблиця 12.1. Способи одержання крижаної води

Із змінним навантаженням

із зрошуваним панельним теплообмінником	із зануреним панельним теплообмінником
<p>В льодоакумуляторі з насипним льодом над теплоізолюваною емкістю установлені плівкові теплообмінники – льодогенератори. На зовнішню поверхню панелей-випарників цих теплообмінників з ванни подається вода. Стікаючи тонкою плівкою по панелях випарника, вона замерзає і утворює крижану кірку. Коли товщина намороженого льоду складає 6...8 мм, у випарники подається гаряча пара, крижана кірка відділяється від поверхні випарника і падає в бакакумулятор.</p> 	<p>Традиційні льодоакумулятори холоду є баком-акумулятором з водою, в яку занурені випарні секції і активатор, що забезпечує безперервний рух води уздовж випарної секції. За допомогою подібних конструкцій вдається отримувати крижану воду з температурою порядку 0,5...1 °С. Найбільше застосування акумулятори холоду знайшли в молочній промисловості.</p> 

З постійним навантаженням

з пластинчастим теплообмінником	з кожухотрубним теплообмінником
<p>Вода протікає по порожнинах, що утворюються пластинами і ущільнювачами. Протікання середовищ в порожнинах чергується – в 1-й порожнині холодоагент, в 2-й – вода і так далі. Процес теплообміну між водою і холодоагентом відбувається з обох боків кожної з порожнин.</p>	<p>Вода протікає усередині теплообмінних труб, а холодоагент випаровується в кожусі (кожухотрубний випарник з міжтрубним кипінням). Вода протікає в кожусі, а холодоагент циркулює усередині теплообмінних труб (кожухотрубний випарник з внутрішньотрубним кипінням).</p>
	

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть способи розміщення вантажів в камерах холодильника.
2. У чому відмінність камери охолодження від камери зберігання вантажів?
3. Перелічіть відомі Вам типи камер охолодження м'яса в напітушках.
4. Які параметри повітряного середовища підтримуються в камерах охолодження?
5. Способи попереднього охолодження риби.
6. Способи охолодження харчових рідин.
7. Поясніть схему руху потоків у пластинчастому охолодjuвачі молока фірми «Простір-Л».

Література: [5, с. 83-85; 6, с. 19-60].



ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗАМОРОЖУВАННЯ В ПОВІТРІ

РОЗДІЛ 13

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

13.1. Класифікація і будова камерних морозилок.

13.2. Повітряні морозильні апарати.

13.2.1. Морозильні апарати візкового типу.

13.2.2. Конвеєрні морозильні апарати.

13.2.3. Флюїдизаційні морозильні апарати.

Заморожуванням називається відведення теплоти від продуктів з пониженням температури нижче за криоскопічну при кристалізації більшої частини води, що міститься в продукті. У харчовій промисловості заморожування застосовується для довгострокового зберігання харчових продуктів.

Основна відмінність заморожування від охолодження полягає в тому, що заморожені продукти є стійкішими при зберіганні, чим охолоджені.

Процес заморожування застосовується також для досягнення наступних цілей:

- відділення вологи при концентрації рідких харчових продуктів;
- зміни фізичних властивостей продуктів (твердість, крихкість і ін.) при підготовці їх до подальших технологічних операцій;
- сублимаційного сушіння;
- виробництва своєрідних харчових продуктів і додання їм специфічних смакових і товарних якостей (морозиво, пельмені і інші швидкозаморожені продукти).

Найчастіше харчові продукти заморожуються в повітрі, але широко застосовується заморожування і в інших середовищах.

Вода в продуктах містить розчинені солі, тому вона замерзає не при 0°C , а при нижчій температурі, яка називається криоскопічною, значення якої на декілька градусів нижче за температуру замерзання води.

При мінус 5°C зазвичай замерзає близько 75 % води в м'ясі, при мінус 10°C – більше 80 %, а при мінус 20°C – близько 90 %. Подальше пониження температури на інтенсивність виморожування практично не впливає.

Чисельні значення криоскопічної температури для ряду продуктів:

- а) м'ясо – від мінус 1,2 до мінус 0,6 °С;
- б) яблука – від мінус 2,1 до мінус 1,5 °С;
- в) риба – від мінус 2,0 до мінус 0,6 °С;
- г) картопля – від мінус 1,6 до мінус 1,1 °С;
- д) яйця – мінус 0,5 °С.

Заморожування продуктів може відбуватися швидко або поволі. При швидкому заморожуванні в тканинах утворюються дрібні кристали льоду, менше ушкоджувальні тканини, тому продукти зберігаються краще.

Як правило, заморожування починається з поверхні. Через деякий час продукт покривається твердою замороженою кіркою, тоді як внутрішні шари його ще залишаються м'якими. Потім починають промерзати і внутрішні шари. Зазвичай фронт промороження в повітрі просувається углиб продукту із швидкістю 3...7 мм/годину.

Тривалість заморожування залежить від тих же чинників, що і тривалість охолодження: кількості жиру, товщини продукту, типу упаковки і тари, температури і швидкості руху заморожувачого середовища.

При заморожуванні, на відміну від охолодження, відбувається частковий перерозподіл вологи, травмування тканин продукту кристалами льоду, а також іноді часткова денатурація білка. В сукупності все це може понизити смакові і поживні переваги продукту, якщо заморожування здійснене неправильно.

На сучасних підприємствах харчової промисловості заморожування проводиться або в камерах заморожування (камерних морозилках – КМ), або в морозильних (швидкоморозильних) апаратах – ША.

13.1. Класифікація і будова камерних морозилок

Конструктивно КМ мало чим відрізняються від відповідних камер охолодження: це ті ж камери, але з суттєво нижчими температурами повітря (якщо в камерах охолодження температура повітря підтримується на рівні мінус 2 ... плюс 2 °С, то в КМ – мінус 35 ... мінус 28 °С).

Проте останні набагато більш енергоозброєні. Камерні морозилки забезпечені потужними повітроохолоджувачами – підлоговими (постаментними), навісними (пристінними), або підвісними (стельовими), здатними відвести з камери великі теплові потоки. Це пов'язано з тим, що, крім локалізації теплоприпливів з навколишнього середовища, в таких камерах доводиться витратити велику кількість холоду на сам процес заморожування продукції.

Продукція, як правило, розміщується в камерах або в штабелях вантажу (якщо упакована в ящики, або коробки), або на спеціально пе-

редбачених стелажах, або на крюках підвісних шляхів (це, в основному, м'ясо).

Як вже відзначалося раніше, важливим технологічним чинником при камерному заморожуванні є термін циклу заморожування ($\tau_{\text{ц}}$). Він включає як безпосередньо термін заморожування $\tau_{\text{зам}}$, так і час, необхідний для додаткових операцій – $\tau_{\text{з.в}}$ (завантаження і вивантаження продукції при циклічній роботі камери, час на відтавання батарей і т. д.). Зазвичай $\tau_{\text{ц}}$ прагнуть вмішати в рамки 24 годин. Тоді при $\tau_{\text{з.в}} = 2 \dots 4$ години (залежно від розмірів камери) слід так організувати процес заморожування, щоб $\tau_{\text{зам}}$ складало 20...22 години, відповідно.

Інтенсивність теплообміну і, як наслідок, термін заморожування в камерних морозилках істотно залежить від швидкості руху повітря в них. На початку розвитку холодильної техніки широко використовувалися так звані "тихі" морозилки (без примусового руху повітря, з природною конвекцією). Це були дуже прості і зручні в експлуатації пристрої. Проте термін циклу заморожування стандартних яловичих напівтуш сягав у них 50...60 годин. Природно, що технологи відкинули такий спосіб заморожування і йому на зміну прийшли морозилки з інтенсивним рухом повітря.

Для стабільної роботи такої морозилки з однаковим терміном заморожування у всіх її частинах необхідно передбачити стабільну циркуляцію повітря у всьому об'ємі камери. Це можливо лише в тому разі, якщо організувати для потоку повітря циркуляційне кільце з постійною швидкістю руху повітря у всьому вантажному об'ємі камери.

Існує декілька типів камерних морозилок, які відрізняються одна від іншої, в основному, тільки організацією такого циркуляційного кільця.

В даний час це, як правило, морозилки тунельного типу з подовжнім і поперечним напрямом руху повітря, або камерні морозилки з "подвійною" стелею (наприклад, морозилка системи ДПРОХОЛОДУ). Їх конструкції і основи розрахунку нічим не відрізняються від однієї-двох камер охолодження, які були розглянуті вище, а також описані в [5, 6]. Приклад такого розрахунку наведений в Додатку Е.

13.2. Повітряні морозильні апарати

Це пристрої, в яких умови заморожування і його швидкість доведені до розумних меж. З цієї причини їх іноді називають швидкоморозильними апаратами (ША).

У єдиному підручнику з холодильного технологічного устаткування [6], що існує на сьогоднішній день, ША підрозділяють на повіт-

ряні (заморожування відбувається в повітрі), безконтактні (заморожування холодоносієм, відокремленим від продукту якою-небудь поверхнею, тобто коли немає безпосереднього контакту заморожуваного продукту і холодоносія) і апарати контактного заморожування (коли має місце безпосередній контакт продукту і холодоносія).

Вони можуть бути апаратами безперервної і періодичної дії і мають одне дуже істотне обмеження: товщина заморожуваного продукту не повинна перевищувати 50...60 мм (виняток становлять лише апарати для заморожування курчат і курей).

Основною перевагою повітряних ША є те, що заморожування в них відбувається в повітрі – природному середовищу існування людини. Вони набули широкого поширення для заморожування різних продуктів рослинного і тваринного походження. Заморожування в повітрі дозволяє зберегти високі поживні і смакові якості продукції і її гарний товарний вигляд.

Повітряні ША являють собою ізольований контур, розділений на два відсіки: вантажний і відсік повітроохолоджувача. У вантажному відсіку знаходиться заморожуваний продукт, який може переміщуватися різними транспортними засобами, а у відсіку повітроохолоджувачів розміщують трубчасті секції (батареї), призначені для охолодження повітря. Як правило, тут є піддон, що обігрівається, для збору талої води, яка утворюється при відтаванні батарей, а також потужна вентиляторна установка.

Як транспортні засоби для безперервного, або періодичного переміщення заморожуваних продуктів застосовують різного роду візки, ланцюгові та стрічкові конвеєри і деякі гравітаційні пристрої. Транспортні засоби приводяться в рух електричним, або гідравлічним приводом з плавним або ступінчастим регулюванням швидкості, що дозволяє регулювати продуктивність апаратів залежно від виду продукту, який поступає на заморожування.

Залежно від способу пересування продукту в ША при його заморожуванні розрізняють повітряні ША візкового, конвеєрного і флюїдизаційного типів. У перших двох ША продукти можна заморожувати як в дрібній розфасовці масою до 1 кг, так і у вигляді блоків масою до 10...12 кг. У флюїдизаційних морозильних апаратах продукти заморожуються розсіпом у висхідному повітряному потоці.

Деякі продукти (субпродукти, рибу, сир) зручно заморожувати в спеціальних формах (блокформах) або в деках. При цьому товщина блоків не повинна перевищувати 50...60 мм. Форми, в яких заморожують продукти, можуть бути з кришками або без них.

Батарей повітроохолоджувача зазвичай виконують багатосекційними з тим, щоб можна було проводити їх відтавання по секційно, не перериваючи роботи апарата. Як правило, труби обрешені і це є серйозною перешкодою при знятті снігової шуби. Снігова шуба на поверхні обрешених батарей зменшує коефіцієнт теплопередачі, а, отже, і кількість тепла, що відводиться такою батареєю, приводить до зростання аеродинамічного опору і суттєвого зменшення живого перерізу для проходження повітря.

Шкідливий вплив снігової шуби на роботу ША можна зменшити, якщо секції повітроохолоджувача виконувати з труб з різним кроком обрешення в кожній секції. Наприклад, по ходу руху повітря – 30, 20 і 13,3 мм. В цьому випадку труби з великим кроком обрешення, забиваючи на себе більшу кількість вологи, забиваються снігом інтенсивніше, але довше зберігають прохід повітря в наступних по ходу руху повітря трубах секції.

Безперервній роботі ША сприяє також застосування так званого вологофільтра – невеличкої гладкотрубною батареї, яка установлюється перед основним повітроохолоджувачем і забирає на себе велику частину вологи, оберігаючи таким чином батарею від засмічення снігом.

13.2.1. Морозильні апарати візкового типу

У них вантаж транспортується на візках по рейках, або на підвісних етажерках. Ці апарати можуть бути з подовжнім, або поперечним рухом повітря, з ручним або механізованим пересуванням візків (рис. 13.1).

У країнах СНД великого поширення набули двотунельні апарати типу ША з поперечним рухом повітря і ручним пересуванням візків, які випускаються серійно.

Базовий модуль СА-3 (рис. 13.2) містить по одному візку в кожному з двох тунелів, утворених секціями батарей повітроохолоджувача.

Візками є конструкції етажеркового типу, на полицях яких установлюють по два дека із заморожуваним продуктом. У кожній секції установлений один реверсивний вентилятор, який періодично міняє поперечний напрям руху повітряного потоку. Снігову шубу відтають гарячими парами аміаку.

Візкові апарати використовують для заморожування риби, субпродуктів, птиці, плодів, ягід і овочів.

Вибудувавши в ряд декілька апаратів СА-3, можна отримати інші апарати з цього параметричного ряду.

Їх технічні характеристики представлені в табл. 13.1.

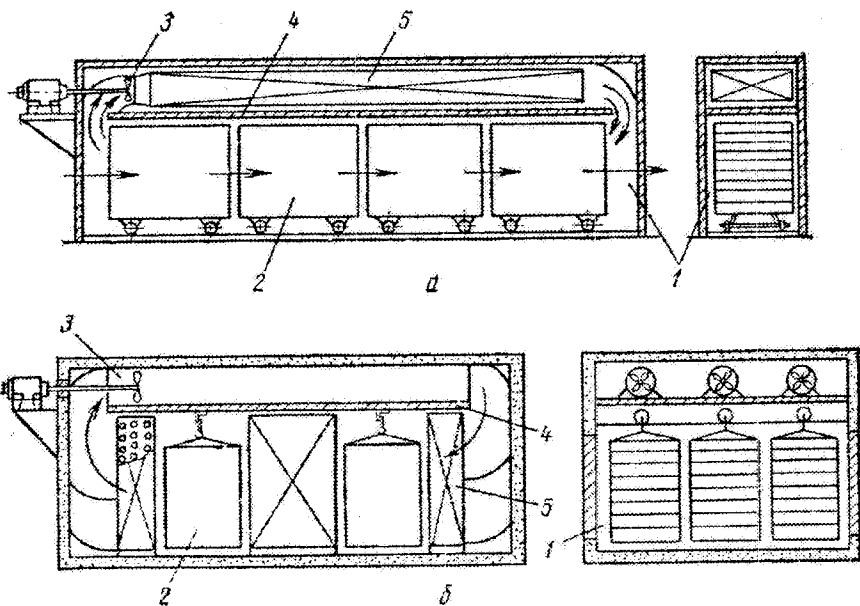


Рис. 13.1. Схема будови візкових морозильних апаратів: *а* – з подовжнім рухом повітря; *б* – з поперечним рухом повітря; 1 – вантажний відсік; 2 – етажерки або візки; 3 – вентилятор; 4 – підвійна стеля; 5 – повітроохолоджувач.

Перевагою апаратів даного типу є їх відносна універсальність по заморожуваному продукту, простота і надійність конструкції. До недоліків слід віднести відсутність кришок на деках (підвищене усихання!) і ручне пересування візків по рейках усередині вантажного відсіку.

Останнім часом апарати цього типу широко використовуються для надшвидкого, “шокового” заморожування. Тунель типу ТСТ, що серійно випускається, призначений для шокового заморожування пельменів, вареників, чебуреків, сосисок, рибних паличок і інших дрібноштучних харчових продуктів.

Швидкоморозильний тунель складається з теплоізольованої камери, постаментного повітроохолоджувача і компресорноконденсаторного агрегата до нього.

Візки-стелажі з розкладеними на них рівним шаром продуктами подаються в морозильний тунель і установлюються безпосередньо перед постаментним повітроохолоджувачем. Охолоджене в ньому повітря рухається протитечією або перехресним потоком до продукту з середньою швидкістю 3...4 м/с, що забезпечує інтенсивну тепловіддачу.

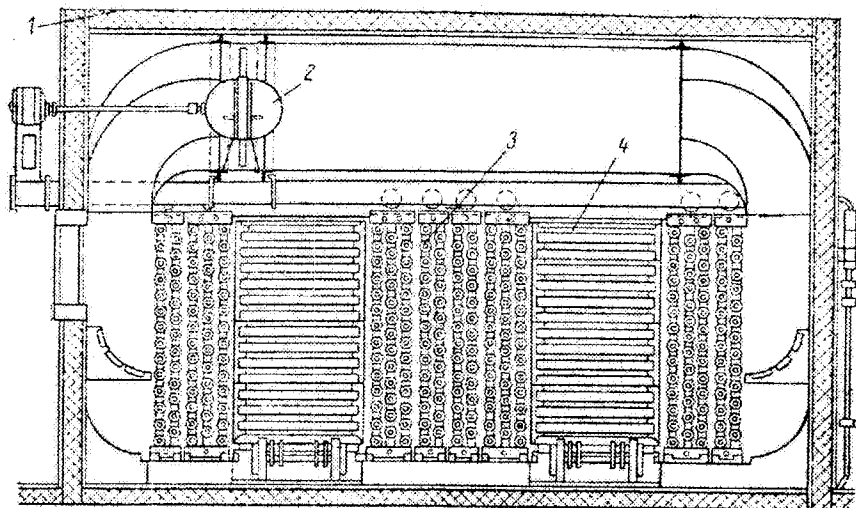


Рис. 13.2 – Візковий морозильний апарат марки СА-3: 1 – ізований контур; 2 – реверсивний вентилятор; 3 – секції повітроохолоджувача; 4 – візки з продуктом.

Таблиця 13.1. Технічні характеристики швидкоморозильних апаратів ПІА

Показники	Апарати				
	СА-3	СА-4	СА-1	СА-5	СА-2
Продуктивність, т/доб.	3,3	6,6	10	13,3	20
Товщина продукту, мм	50...70	50...70	50...70	50...70	50...70
Місткість, кг	560	1120	1680	2240	3360
Кількість, шт.					
візків	2	4	6	8	12
деків	52	104	156	208	312
Площа поверхні батарей, м ²	190	380	654	811	1242
Температура повітря в апараті, °С	-30	-30	-30	-30	-30
Швидкість руху повітря, м/с	5...6	5...6	5...6	5...6	5...6
Кількість електродвигунів, шт.	1	2	3	4	6
Потужність електродвигунів, кВт	2,8	5,6	8,4	11,2	16,8
Споживана потужність електродвигуна при мінус 30 °С, кВт	1,6	3,2	4,8	6,4	9,6
Тривалість заморожування, год	3,5...4	3,5...4	3,5...4	3,5...4	3,5...4
Габаритні розміри, мм					
довжина	4710	4710	4710	4710	4710
ширина	1520	2640	3770	4900	7150
висота	3000	3000	3000	3000	3000
Маса, кг	2000	4500	6120	8120	11980

Конструкція повітроохолоджувача дає можливість тривалий час (від 6 до 24 год залежно від типу продукту) працювати без відтавання, підтримуючи задану температуру в апараті.

Швидкоморозильні тунелі циклічної дії типу ТСТ ефективні на виробництвах з об'ємом продукції, що виробляється, 2000...5000 кг на добу. Невеликі габарити тунелю, простота конструкції, невисокі капітальні вкладення, швидке введення в експлуатацію, простота обслуговування – основні чинники, що визначають зацікавлений вибір споживача.

У табл. 13.2 наведені розрахункові технічні характеристики двох модифікацій швидкоморозильних тунелів типу ТСТ марки ХКУ.

Таблиця 13.2. Розрахункові технічні характеристики двох модифікацій швидкоморозильних тунелів типу ТСТ марки ХКУ

Показники	Пельмені, котлети, чебуреки	Рибне філе	Частини курей	Пельмені, котлети, чебуреки	Рибне філе	Частини курей
	ХКУ/3-17			ХКУ/3-50		
Продуктивність, кг/год	170	170	170	470	470	470
Початкова темпе- ратура усередині продукту, °С	15	15	15	15	15	15
Діапазон кінцевих температура усередині продук- ту, °С	-18...-12	-18...-12	-18...-12	-18...-12	-18...-12	-18...-12
Термін заморожу- вання, хв	30...60	50...70	50...80	30...60	50...70	50...80
Товщина продукту, мм	20	20	30	20	20	30
Розміри камери, що рекомендуються, м	3,2×3,2×2,6			4,8×3,8×2,6		

Початкові дані, прийняті для розрахунку:

– температура в камері мінус 35 ... мінус 30 °С;

– швидкість повітря 3...4 м/с.

Теплоізоляція камери – шар пінополіуретану завтовшки 100...150 мм.

13.2.2. Конвеєрні морозильні апарати

Залежно від способу розміщення заморожуваного продукту у вантажному відсіку розрізняють апарати цього типу з ланцюговим конвеєром, гравітаційно-конвеєрні і стрічкові.

У апаратах з ланцюговим конвєсром продукт заморожується в металевих блок-формах, прикріплених до безперервно рухомих ланцюгів спеціальними шарнірами. Найчастіше використовуються два паралельні зигзагоподібні ланцюги із закріпленими між ними блок-формами. Зустрічаються апарати з подовжнім і поперечним рухом повітря щодо блок-форм. Принципові схеми таких апаратів наведені на рис. 13.3.

Розглянемо роботу такого апарата з подовжнім рухом повітря на прикладі суднових морозильних апаратів АСМА, що серійно випускаються.

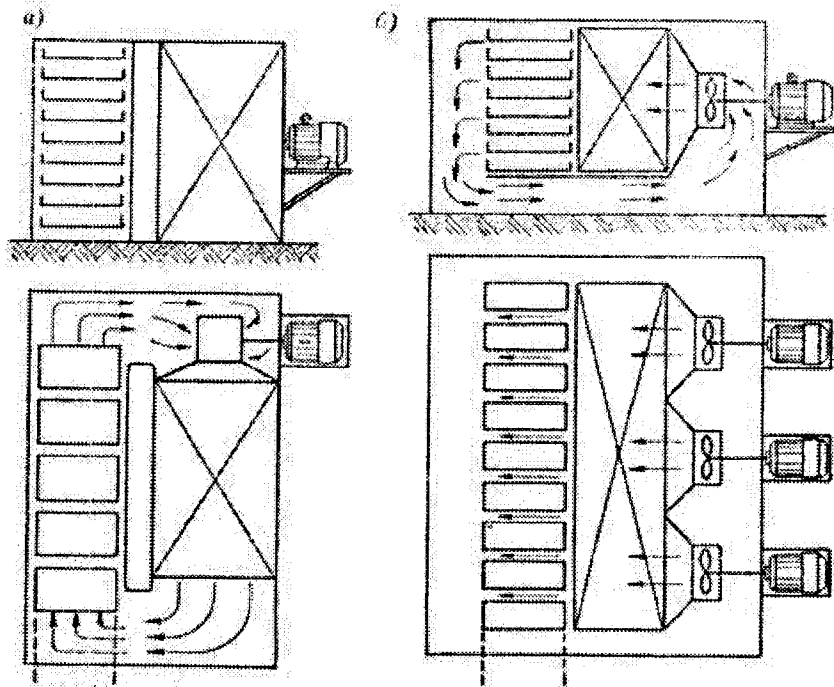


Рис. 13.3. Конвєрсні швидкоморозильні апарати безперервної дії: а – з подовжнім рухом повітря; б – з поперечним рухом повітря.

Їх відмітною особливістю є заморожування продукції в блок-формах з кришками, що знижує усування при заморожуванні блоків риби. Блок-форми є невід'ємною частиною конвєра (рис. 13.4).

Вантажний конвєр складається з двох паралельних конвєрних ланцюгів, напрям руху яких міняється за допомогою зірочок. Конвєр утворює 16 горизонтальних гілок. З ізованого контура в тепле при-

міщення через отвори в передній торцевій стінці апарата виходять верхня і нижня гілки конвеєра. У цьому ж приміщенні блок-форми апарата розвантажують і завантажують продуктом.

За допомогою пальців ланцюги конвеєра шарнірно сполучені з блок-формами. Кожна блок-форма має чотири ролики, на яких вона переміщується по направляючих. Переміщення блок-форм з одного яруса на інший відбувається зверху вниз. Перехід блок-форм з верхніх на нижні яруси відбувається гравітаційним способом.

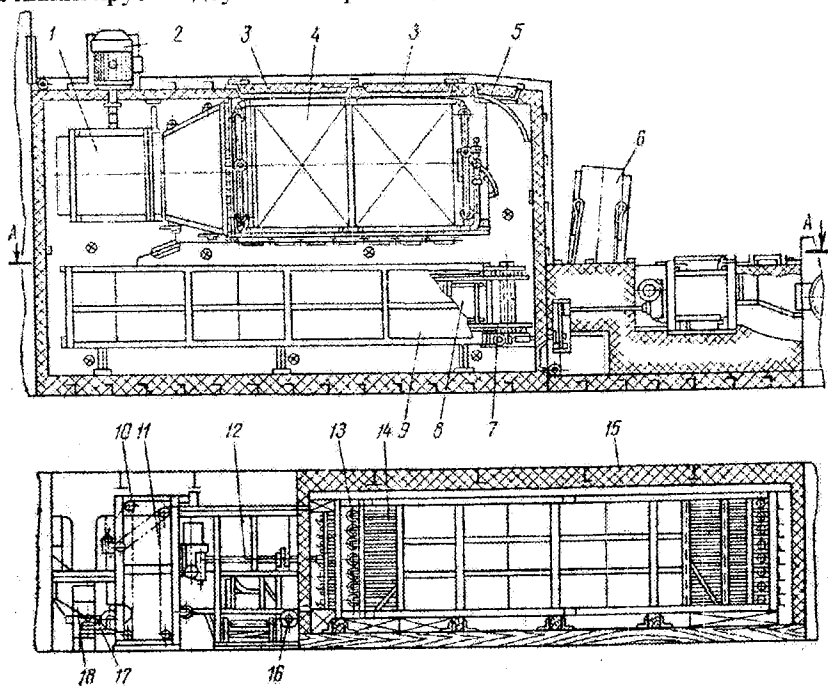


Рис. 13.4 - Автоматизований судновий морозильний апарат типу АСМА:

- 1 - вентилятор; 2 - електродвигун вентилятора; 3 - ізовані двері;
- 4 - повітроохолоджувач; 5 - двері; 6 - розвантажувальний транспортер;
- 7 - перекидач; 8 - блок-форма; 9 - вантажний конвеєр; 10 - елеватор;
- 11 - конвеєрні ланцюги; 12 - привід конвеєра; 13 - зірочки; 14 - направляючі;
- 15 - ізований контур; 16 - електродвигун конвеєра; 17 - транспортер-живильник; 18 - бункер.

Привід конвеєра здійснюється від електродвигуна через двоступінчастий черв'ячний редуктор і ланцюгову передачу.

Рух повітря створюється відцентровим вентилятором з двостороннім всмоктуванням. Електродвигун вентилятора винесений за охолоджуваний контур апарата.

З мийної машина риба поступає на бункерні ваги, а потім в завантажувальний бункер, з якого висипається в блок-форми вантажного конвеєра. Заповнені блок-форми поступають у вантажний відсік. Швидкість руху конвеєра можна регулювати в межах, які відповідають часу перебування блок-форми у вантажному відсіку.

Після виходу з апарата блок-форми, шарнірно пов'язані з ланцюгами конвеєра тільки однією стороною, перевертаються за допомогою спеціального пристрою. Перевернута блок-форма підводиться під нагрівач для відтавання, після чого зволікається кришка і блок, що підтанув, випадає на розвантажувальний транспортер.

Перевагою апарата є високий ступінь його механізації, що зменшує трудові витрати на одиницю продукції. До недоліків слід віднести нестандартні розміри і недостатню жорсткість блок-форм.

Технічні характеристики апарата АСМА наведені в табл. 13.3.

Таблиця 13.3 – Технічні характеристики ПІА конвеєрного типу

Параметри	АСМА	ГКА-2
Продуктивність, т/доб.	25	25
Місткість, кг	2100	2100
Кількість блок-форм	180	216
Площа поверхні повітроохолоджувача, м ²	1950	1000
Температура повітря в апараті, °С	мінус 37	мінус 35
Швидкість повітря, м/с	5...6	8
Кількість вентиляторів	1	1
Продуктивність вентилятора, м ³ /с	12,5	10
Тривалість заморожування, год.	2,5...3	2...6
Розміри блок-форми, мм	800×250×60	
Габаритні розміри апарата, мм	8900×5150×2800	8100×3150×3250
Маса апарата, т	25	27

Окремим випадком конвеєрних апаратів є **гравітаційно-конвеєрні (ГКА)**. Їх відмітна особливість – відсутність конвеєрних ланцюгів: деку із заморожуваним продуктом розміщують на каретках, які пересуваються по горизонтальних полицях, проштовхуючи одна одну. А перехід крайньої каретки з верхньої полиці на нижню здійснюється під впливом сил тяжіння.

У СРСР великого поширення набули гравітаційно-конвеєрні апарати ГКА-2 (рис. 13.5) і особливо їх модернізований варіант ГКА-4.

Апарат має ізольований контур, виконаний із збірних щитів з тепловою ізоляцією з пінополістиролу. У верхній частині апарата розташовані вантажний відсік і установка вентилятора, а в нижній – відсік повітроохолоджувача. Для входу у вантажний відсік і огляду внутріш-

ніх вузлів апарата передбачені двері і люки. Завантаження апарата продуктом, переміщення блок-форм, видалення заморожених блоків повністю автоматизовані.

По направляючих полицях переміщуються каретки з блок-формами. Кількість полиць по висоті може змінюватись від 8 до 14.

Каретка є зварною рамкою з кутового заліза з чотирма роликами для її руху по направляючих полицях каркаса. Каретка вміщає дві здвоені блок-форми стандартного розміру.

Блок-форми з продуктом поступають до апарата на стрічковому транспортері. Подача блок-форм в апарат і видалення їх з апарата проводиться укріпленням на шарнірах столі, який безперервно рухається вгору і вниз по двох вертикальних гвинтах з правою і лівою різьбами, що забезпечують автоматичну зміну напрямку руху при постійно працюючому електродвигуні.

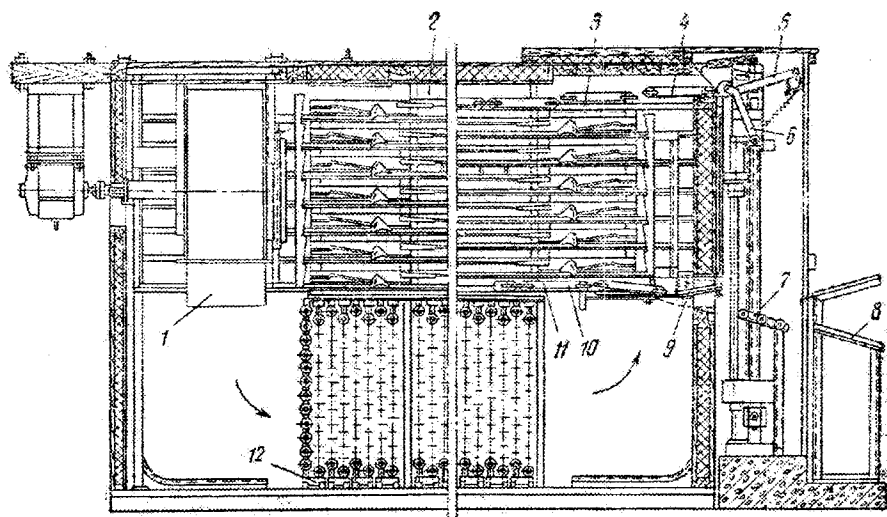


Рис. 13.5. Гравітаційно-конвеєрний морозильний апарат ГКА-2:1 – установка вентилятора; 2 – вантажний відсік; 3 – гребінка; 4 – нульова полиця; 5 – стіл; 6 – важіль введення каретки; 7 – попітр; 8 – приймальний пристрій; 9 – заслінка нижнього вікна; 10 – каретка; 11 – блок-форма; 12 – відсік повітроохолоджувача.

Коли стіл рухається від низу до верху, робітник вводить дві блок-форми в каретку. У верхньому положенні стола каретка з блок-формами подається важелями через причинену заслінку верхнього вікна на нульову полицю морозильного апарата, зрушуючи попередню каретку на верхні штовхачі передніх гребінок. Після цього стіл почи-

нає опускатися, а заслінка верхнього вікна закривається. Потім каретка з блок-формами проходить послідовно по всіх направляючих полицях зигзагоподібний шлях зверху вниз, опускаючись в кінці кожної з них на наступну полицю, поки знову не потрапить на стіл.

При подальшому опусканні стола похилий нерухомий пюпітр входить в рамку каретки. Блок-форми із замороженим продуктом затримуються на пюпітрі і зісковзують на приймальний майданчик. Порожня каретка залишається на платформі стола, що опускається, для повторного завантаження блок-формами.

Недоліки апарата ГКА: великі розміри апарата не дозволяють транспортувати його повністю зібраним і відладженим на заводі; механізм конвеєра працює в складних температурно-вологісних умовах; при відтаванні повітроохолоджувача температура повітря в апараті підвищується і деталі механізму покриваються водою; при включенні апарата температура повітря в ньому знижується і вода замерзає, що утрудняє роботу конвеєра.

В порівнянні з апаратом ГКА-2 в ГКА-4 передбачений міцний, зібраний на болтах каркас, всі елементи якого виконані на заводі. Замість чотирьох роликів ковзання кожна каретка забезпечена двома підшипниками. Привід гребінок посилений і забезпечена його установка на каркас повністю зібраним і відладженим на заводі. Конструкція гребінок і їх направляючих покращена. Введення каретки в апарат стало плавним і надійним.

Найважливіші характеристики ГКА-2 наведені в табл. 13.3.

Дрібноштучну продукцію зручно заморожувати на стрічці нескінченного конвеєра.

Для швидкого і ефективного заморожування різних продуктів в безперервному режимі НВО «РОС» (Харків) пропонує таку розробку у вигляді КТМ-120.

Габаритні розміри – 4800×2200×2200 мм; робоча температура – мінус 35 ... мінус 32 °С; номінальна потужність – 6 кВт; маса апарата – 1100 кг.

Конструктивно вона є тунелем з транспортером, по всій довжині якого розташовані потужні повітроохолоджувачі, що знижують температуру повітря у внутрішньому об'ємі до мінус 35 °С.

За допомогою зручного електронного пульта управління задається температурний режим, швидкість руху транспортера, а також періодичність відтавання випарника. Крім того, пульт виконує функцію захисту холодильного агрегату від аварійних режимів роботи.

Завантажувальний і розвантажувальний люки в торцях камери, а також спеціальні касети максимально спрощують процес завантаження

і вивантаження. Сигнальна лампа і система блокування транспортера вказують операторові на необхідність витягання касети із замороженим продуктом. Високоєфективні теплоізоляційні плити дають можливість успішно експлуатувати камеру в південних районах.

Найбільшого поширення з апаратів стрічкового типу набули **спіральні ША** – різновид конвеєрних морозильних апаратів, в яких нескінченна конвеєрна стрічка рухається по спіралі ярусам (до 50 ярусів у висоту). Сітчаста стрічка з продуктом, ковзаючи по направляючих, рухається по спіралі уподовж барабана, що поволі обертається, і приводить її в дію за рахунок тертя. На вітчизняних підприємствах можна зустріти такі апарати шведського виробництва типу Гірофріз (рис. 13.6).

Він складається з ізольованого контура, повітроохолоджувача, вентиляторів, пристрою для миття і сушіння стрічки, натягача і вузла розвантаження.

Спіральний стрічковий конвеєр може переміщатися навколо одного або двох барабанів. Стрічка конвеєра по краях забезпечена спеціальними ланками, які сполучені між собою хрестоподібно круглими стрижнями. Отвори в ланках виконані так, що стрічка може стискатися і розтягуватися. Стрічку можна навивати на барабан діаметром близько 2 м.

Характерною особливістю такої стрічки є і те, що продукт залишається зафіксованим на ній при русі в апараті. Це дозволяє на одній стрічці одночасно заморожувати різні продукти, тривалість холодильної обробки яких однакова.

Барабан приводиться в дію електричним або гідравлічним приводом. Такий привід виключає необхідність застосування проміжних валів, підшипників і передач. Швидкість руху стрічкового конвеєра задається такою, щоб продукт за час переміщення його в апараті був заморожений. Відсік з обребреними повітроохолоджувачами і осьовими вентиляторами знаходиться поряд з вантажним відсіком. Охолодження повітроохолоджувачів може проводитися аміаком (із застосуванням насосно-циркуляційної СОХ) або R22.

Холодне повітря в апараті обдуває заморожувані продукти зверху вниз. Вентилятором 5 (рис. 13.6 а) підігріте і зволене повітря нагнітається в простір на другому поверсі апарата (на підлозі другого поверху установлений повітроохолоджувач б), охолоджуючись і осушуючись при цьому. Звідси під надмірним тиском повітря послідовно проходить через яруси і поступово насичується вологою. Це сприяє зменшенню усихання заморожуваних продуктів. У апаратах Гірофріз усихання на 40...50 % менше, ніж усихання в повітряних морозильних апаратах іншого типу.

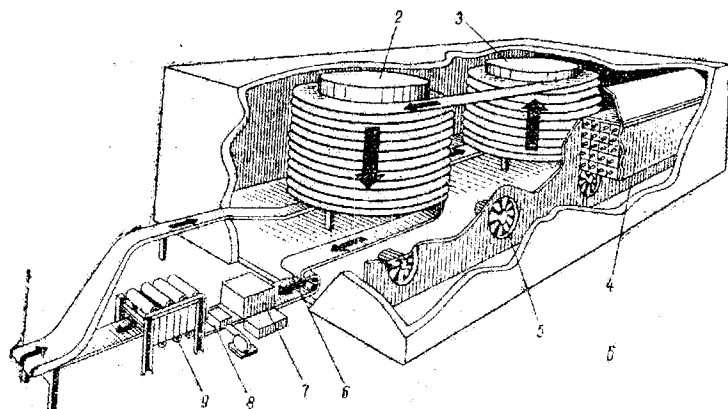
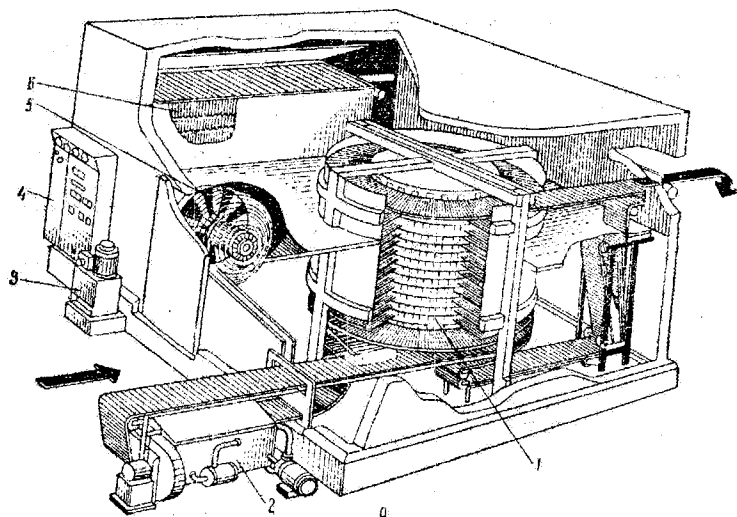


Рис. 13.6. Морозильні апарати Гіррофріз: а) з одним барабаном: 1 – барабан; 2 – пристрій для миття стрічки; 3 – перетворювач частоти; 4 – розподільний щит; 5 – вентилятор; 6 – повітроохолоджувач; б) з двома барабанами: 1 – пристрій для перевертання стрічки; 2 – другий барабан; 3 – перший барабан; 4 – повітроохолоджувач; 5 – вентилятор; 6 – вузол розвантаження; 7 – мийний пристрій; 8 – вентилятор сушіння стрічки; 9 – натягач.

Апарат обладнано автоматичним пристроєм для миття і сушіння стрічки. Стрічка спочатку зрошується теплою водою і дезинфікуючим

розчином, а потім обполіскується теплою водою. Вентилятор, установлений по ходу руху стрічки за мийним пристроєм, підсушує стрічку.

Після миття і сушіння стрічки вона проходить натягач, який компенсує зміну довжини. Стрічка міняє лінійні розміри при зміні температури і унаслідок зносу. Вузол розвантаження, обладнаний нейлоновим ножом, знімає продукт зі стрічки.

Простота експлуатації, максимальна гігієнічність, інтенсивність холодильної обробки, мале усихання є основними перевагами апаратів типу Гірофріз.

Технічна характеристика однобарабанного апарата такого типу:

– продуктивність	550 кг/год
– кількість робочих ярусів	17,5
– поверхня охолоджуючих батарей	750 м ²
– температура повітря в апараті	мінус 35 °С
– швидкість руху повітря	5 м/с
– продуктивність вентиляторів	10 м ³ /с
– тривалість заморожування	5...20 хв.
– габаритні розміри апарата	5,4×3,0×2,75 м

Аналогічний модульний ряд САС (швидкоморозильних апаратів спіральних) недавно розробила і розпочала їх серійне виробництво російська фірма «Простір Л». Однобарабанні конструкції виготовляються з конвеєрними стрічками шириною від 300 до 660 мм, здатні заморожувати найрізноманітнішу дрібноштучну продукцію завтовшки не більше 20...25 мм.

Модель	Продуктивність, кг/год	Електрична потужність, кВт
САС 500	500	13,8
САС 700	700	13,8
САС 900	900	18,2
САС 1100	1100	18,2
САС 1300	1300	22,6
САС 1500	1500	22,6

Безперечною перевагою апаратів даного типу є компактність: площа, яка ними займається, складає менше 60 % площі конвеєрних апаратів тієї ж продуктивності.

13.2.3. Флюїдизаційні морозильні апарати

Вони призначені для заморожування дрібноштучних харчових продуктів розсипом (зелений горошок, боби, квасоля, ягоди, рибні па-

лички і ін.), які мають однакову форму і трохи розрізняються розмірами і масою окремих частинок (шматків). У таких апаратах продукти заморожують в потоці холодного повітря, яке подається знизу через спеціальні ґрати (перфорований піддон) у вантажний відсік. Рухоме повітря створює повітряну подушку і переміщує дрібноштучний продукт уздовж вантажного відсіку апарата.

При заморожуванні продуктів у флюїдизаційних апаратах енергетичні витрати на привід вентиляторів залежать від швидкості руху повітря, що продувається через ґрати. Якщо розміри і маса одиничного продукту збільшуються, то зростає швидкість руху повітря, його об'єм і маса.

Флюїдизаційні морозильні апарати бувають малої, середньої і великої продуктивності.

Апарат малої продуктивності (рис. 13.7) складається з ізольованого контура, повітроохолоджувача, під яким розташований піддон з перфорованим дном, вібраційних ґрат і відцентрових вентиляторів.

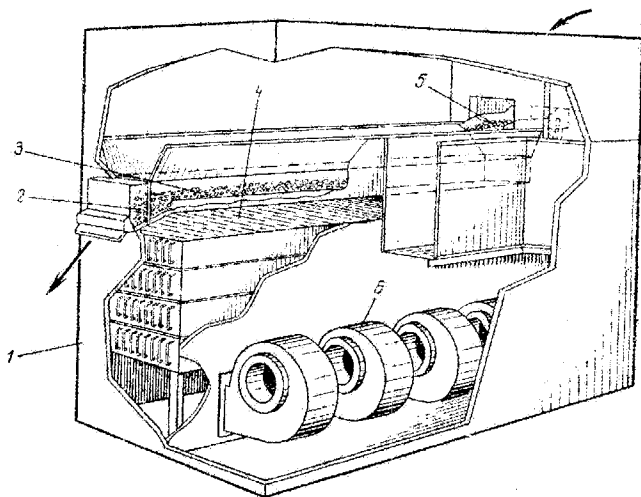


Рис. 13.7. Флюїдизаційний морозильний апарат малої продуктивності:

- 1 – ізольований контур; 2 – піддон з перфорованим дном; 3 – продукт;
- 4 – повітроохолоджувач; 5 – вібраційні ґрати; 6 – відцентрові вентилятори.

З технологічного цеху вологий продукт транспортером через вікно подається до завантажувального пристрою апарата, який обладнаний щіткою для підсушування продукту. Підсушування запобігає примерзанню вологого продукту до піддона з перфорованим дном. Потрапляючи на піддон, продукт обдувається холодним повітрям і в зависло-

му стані швидко заморожується. Крижана скориночка, що утворилася, скорочує усихання.

З апарата заморожений продукт відводиться через розвантажувальне вікно і направляється для фасування і упакування.

Рух повітря в апараті проводиться відцентровими вентиляторами. З повітроохолоджувача повітря прямує до піддона з перфорованим дном і нагнітається вентиляторами у вантажний відсік. Повітроохолоджувач апарата відтаюється гарячими парами аміаку.

У апараті швидко заморожується дрібноштучний продукт, апарат простий в експлуатації і надійний в роботі. Недоліком апарата є необхідність періодичних зупинок для видалення снігової шуби з поверхні повітроохолоджувача.

Технічні характеристики флюїдизаційного морозильного апарата малої продуктивності наведені нижче.

Продуктивність, т/зміну	0,6...0,8
Ємність, кг	100...150
Площа поверхні повітроохолоджувача, м ²	800
Температура повітря в апараті, °С	мінус 30 ... мінус 25
Швидкість руху повітря в апараті, м/с	3...5
Кількість вентиляторів, шт.	4

На крупних підприємствах консервної промисловості широкого поширення набули апарати великої продуктивності.

Флюїдизаційний апарат АЗФ-1 (рис. 13.8), який серійно випускається в Болгарії, включає ізольований контур, що складається з двох відсіків, пристрій попереднього охолодження і жалюзійні шторки, призначені для зміни кількості повітря і напрямку його руху, відцентрові вентилятори і повітроохолоджувач.

У великому відсіку ізольованого контура заморожуються дрібноштучні продукти, а в малому *І* – можна заморожувати крупнокускові частини.

Продукт, що підлягає заморожуванню, потрапляє в пристрій попереднього охолодження і підсушування. Цей пристрій обладнаний вібраційними ґратами і індивідуальним відцентровим вентилятором, який інтенсивно обдуває вібраційні ґрати. Пристрій попереднього охолодження виключає наморожування і нагромадження теплої і вологого продукту в першій частині апарата.

Якщо в апараті заморожуються продукти невеликих розмірів (горошок, малина, різана стручкова квасоля і ін.), тривалість заморожування яких мала, то використовують тільки верхні ґрати. При цьому заморожений продукт вивантажується через верхнє випускне вікно.

Крупнокускові продукти, термін заморожування яких відносно великий, заморожуються на трьох ґратах, послідовно зсипаючись з ґрат на ґрати. В цьому випадку заморожений продукт видаляється через нижнє випускне вікно.

Регулювання напрямку руху потоку продукту проводиться за допомогою шиберів. Швидкість руху потоку продукту залежить від швидкості і напрямку руху повітря біля ґрат. Під кожними ґратами розташовані жалюзійні шторки, призначені для регулювання руху повітря.

Повітроохолоджувач складається з восьми секцій, розташованих в ізолюваному контурі. Секції відтаюються водопровідною водою послідовно і незалежно одна від одної. При відтаванні секції вона автоматично ізолюється від вантажного відсіку апарата пересувними шторками, що закриваються.

Перевага апарата – висока універсальність, що дозволяє заморожувати в апараті дрібноштучні і крупнокускові продукти, безперервність роботи, компактність і надійність в роботі.

Вітчизняний апарат з механічним приводом ґрат (рис. 13.9), установлений в потоковій лінії заморожування гарнірної картоплі, складається з ізолюваного контура, підсушуючих вібраційних ґрат, бункера-дозатора, ґрат механізму рівномірного розподілу продукту на стрічці, варіатора швидкостей, пристосування для миття і сушіння стрічки, повітроохолоджувача і вентиляторів.

Апарат збирається з декількох стандартних модулів. Постійними в апараті є головний і хвостовий модулі, довжина яких дорівнює 3,6 м. Кількість середніх модулів (довжина модуля складає 3 м) залежить від продуктивності апарата. Модулі легко транспортуються і збираються на місці експлуатації апарата. У кожному модулі є свій повітроохолоджувач і два високонапірні вентилятори. Модулі апарата збираються за допомогою болтів.

З бункера-дозатора продукт потрапляє на ґрати. Через вікно завантаження, проходячи зону підсушування, продукт поступає в зону заморожування, де через щільний шар продукту продувається холодне повітря.

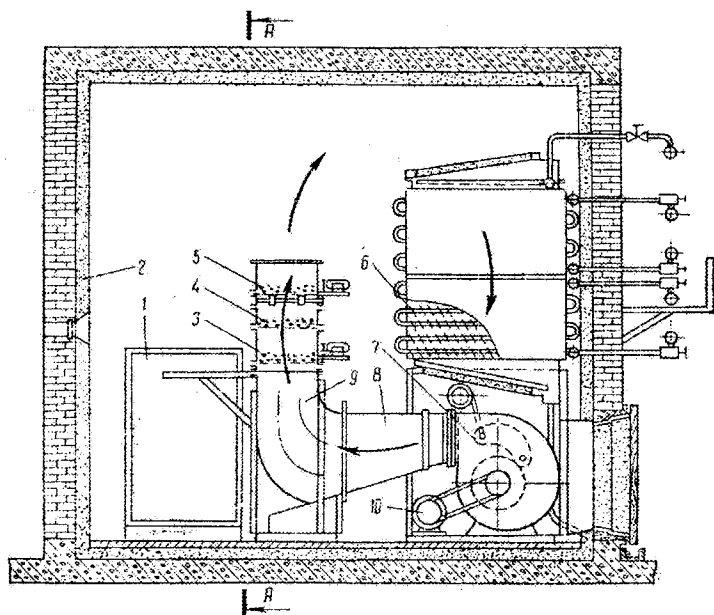
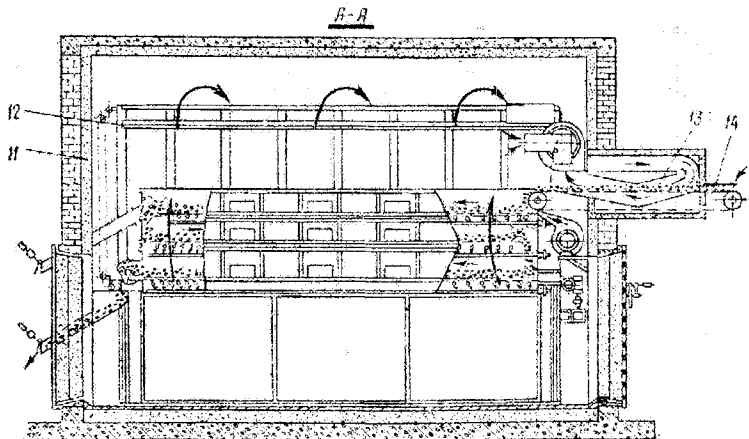


Рис. 13.8. Флюїдизаційний морозильний апарат АЗФ-1 великої продуктивності з багатоярусними ґратами: 1 – тунельний відсік; 2, 11 – ізолюваний контур; 3 – нижні нерухомі ґрати; 4 – середні нерухомі ґрати; 5 – верхні нерухомі ґрати; 6 – повітроохолоджувач; 7 – відцентровий вентилятор з електродвигуном; 8 – дифузор; 9 – повітророзподільний канал; 10 – двошвидкісний електродвигун відцентрового вентилятора; 12 – повітроохолоджувач; 13 – пристрій попереднього охолодження і підсушування продукту; 14 – транспортер подачі продукту в апарат.

З апарата заморожений продукт рухається до місця розвантаження. Залежно від виду продукту апарат може оснащуватися пневматичним або шнєковим транспортером розвантаження, який направляє заморожений продукт на фасування, упакування і далі на зберігання.

Послідовне відтавання секцій повітроохолоджувача, розташованих в ізольованому контурі, створює умови для безперервної роботи апарата.

Апарат компактний, простий в монтажі і експлуатації, дозволяє швидко заморожувати продукти, легко вписується в технологічні лінії виробництва готових продуктів і напівфабрикатів.

Питання для самоконтролю

1. Переваги і недоліки заморожування в повітрі.
2. Якої форми продукти не підлягають заморожуванню в повітряних ША?
3. Чим відрізняються параметри повітряного середовища в камерній морозилці від параметрів в ША?
4. Принцип роботи “вологодфільтра” в повітряному ША.
5. Що таке “цикл заморожування” в камерних морозилках періодичної дії?
6. Перерахуйте існуючі способи створення циркуляційного кільця повітря в камерних морозилках.
7. У якому повітряному ША зручніше заморожувати зелений горошок, сливу, дрібну рибу, субпродукти, млинчики з сиром?

Література: [6, с. 92].

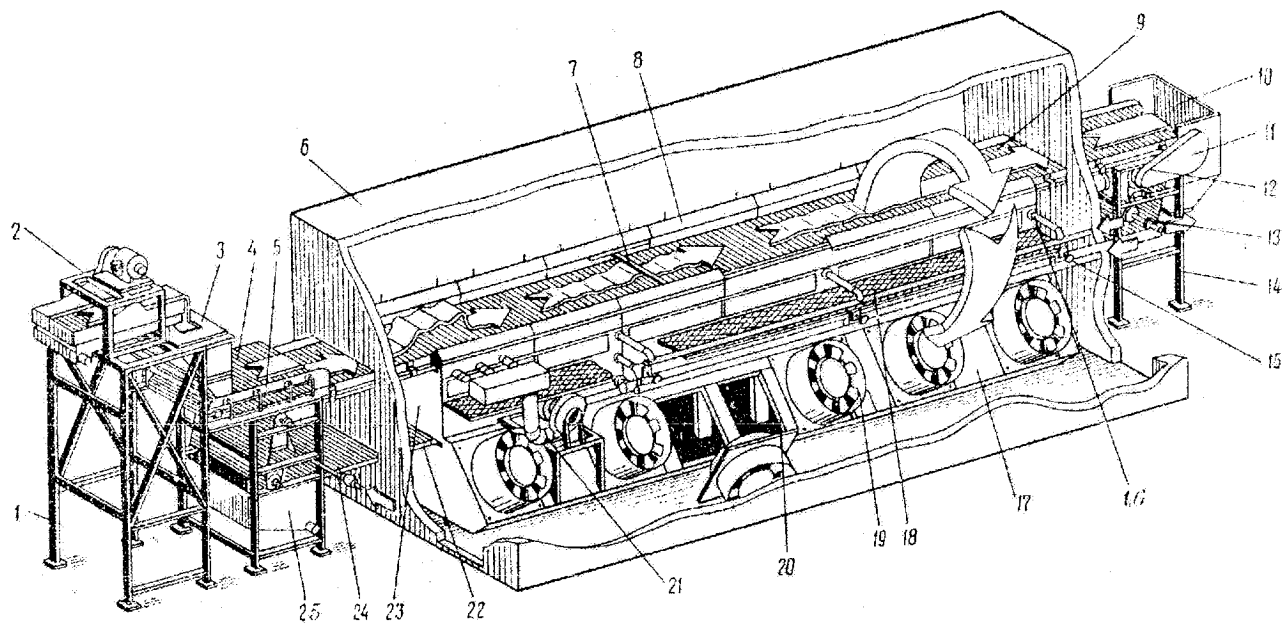
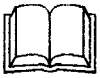


Рис. 13.9. Флюїдизаційний морозильний апарат з механічним приводом ґрат: 1, 14 – підставка; 2 – вібраційні ґрати; 3 – бункер-дозатор; 4 – ґрати механізму рівномірного розподілу продукту; 5 – поворотний пристрій; 6 – ізолюваний контур; 7 – механізм рівномірного розподілу продукту; 8 – направляючі; 9 – металева сітка; 10 – бункер; 11 – стонор; 12 – вібратор; 13 – паровий трубопровід; 15 – аміачний трубопровід; 16 – водяний трубопровід; 17 – знімна кришка; 18 – сітка; 19 – вентилятор; 20 – двері; 21 – відцентровий вентилятор; 22 – лінія повернення; 23 – повітроохолоджувач; 24 – пристрій для подачі води на стрічку; 25 – пристрій для сушіння стрічки.



РОЗДІЛ 14

СУЧАСНІ АПАРАТИ ІНТЕНСИВНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ

План (логіка) викладу і засвоєння матеріалу

- 14.1. Апарати безконтактного заморожування
- 14.2. Апарати контактного заморожування харчових продуктів

14.1. Апарати безконтактного заморожування

Плиткові апарати

Плиткові морозильні апарати призначені для заморожування різних харчових продуктів в блоках: м'яса, субпродуктів, рибного філе і фаршу, сиру в блоках і брикетах дрібної розфасовки, овочевих і фруктових шпоре.

Продукти, заморожені в плиткових морозильних апаратах, мають правильну форму і легко упаковуються. При транспортуванні і зберіганні таких продуктів ефективно використовується вантажний об'єм транспортних засобів і камер зберігання стаціонарних холодильників.

У плиткових морозильних апаратах упакований або неупакований продукт заморожується, знаходячись у контакті з рухомими морозильними плитами. Морозильні плити, які переміщуються гідравлічним або електричним приводом, щільно (з тиском 10...100 кПа) притискаються до продукту, що забезпечує формування і підпресовування продукту, його хороший тепловий контакт з площею поверхні морозильних плит. Плити апарата охолоджуються киплячим холодильним агентом або холодоносієм, охолодженим у випарнику.

Апарати можуть обслуговуватися індивідуальними або центральними холодильними установками. Відсутність проміжного повітряного середовища в плиткових морозильних апаратах дозволяє зменшити перепад температур і інтенсифікувати теплообмін між заморожуваним продуктом і холодильним агентом (холодоносієм), а також відмовитися від громіздких і металоємних повітроохолоджувачів і енергоємних вентиляторів. Тому плиткові морозильні апарати інтенсивні, компактні і економічні. В порівнянні з повітряними морозильними апаратами, знімання замороженого продукту з 1 м² площі підлоги, яка займається плитковими морозильними апаратами, приблизно в 1,5-2 рази більше, а енергетичні витрати і маса цих апаратів на 30...40 % менші.

Залежно від розташування морозильних плит і їх конструкції апарати бувають горизонтально-плиткові (апарати з горизонтальним роз-

ташуванням плит), вертикально-плиткові (апарати з вертикальним розташуванням плит), роторні (апарати з радіальним розташуванням плит), а також апарати барабанного типу.

Горизонтально-плитковий апарат з ручним завантаженням і вивантаженням продукту (рис. 14.1) складається з ізолюваного контура, морозильних плит, знімних щитів, двошарової штори, гідравлічних циліндрів, призначених для переміщення морозильних плит. У апараті розміщено 14 морозильних плит (1715×875 мм), відстань між якими може мінятися від 60 до 100 мм.

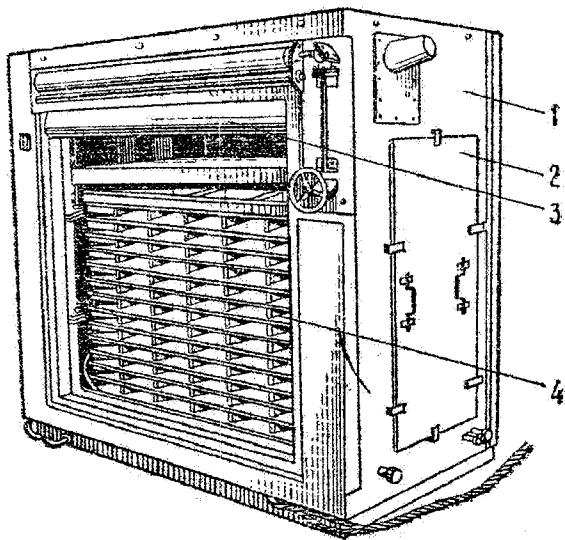


Рис. 14.1. Горизонтально-плитковий апарат з ручним завантаженням і вивантаженням продукту: 1 – ізолюваний контур; 2 – знімні щити; 3 – двошарова штора; 4 – морозильна плита.

У внутрішніх каналах морозильних плит циркулює холодильний агент, який підводиться до плит і відводиться від вертикальних колекторів за допомогою сифонів металорукавів. До подаючого вертикального колектора апарата холодильний агент направляє з ресивера циркуляційним насосом.

Ізолюваний контур закритий двошаровою шторою, один край якої жорстко прикріплений до апарата, а інший – сполучений з барабаном ручного приводу підйому штори. Між шарами штори вільно укладений натяжний порожнистий валик, що забезпечує рівномірне натягнення штори і постійний повітряний зазор між її шарами.

Продукт, що підлягає заморожуванню, укладається в дека, які вручну установлюють на морозильні плити апарата. Після заморожування продукту дека вручну витягаються з апарата, щоб видалити заморожені блоки.

Перевагами апарата є його компактність, висока інтенсивність процесу заморожування, а недоліком – застосування ручної праці при завантаженні і вивантаженні дек з продуктом.

Вітчизняний вертикально-плитковий мембранний морозильний апарат (рис. 14.2) використовується на м'ясокомбінатах для заморожування м'яса в блоках. Він виконаний у вигляді прямокутного каркаса з осередками, рухомим дном і знімною кришкою, виготовленою з гуми. У внутрішній порожнині каркаса установлені вертикальні морозильні плити, які складаються з двох сталевих мембран, сполучених між собою по периметру гумовими манжетами. У простір між мембранами насосом подається розсіл, під тиском якого мембрани розсуються, збільшуючись в об'ємі. Для обмеження пересування мембран в апараті є спеціальні вертикальні перегородки (обмежувачі), розташовані перпендикулярно сталевим мембранам. Сталеві мембрани і поверхні обмежувачів є стінками для 48 камер, в яких відбувається формування і заморожування м'ясних блоків.

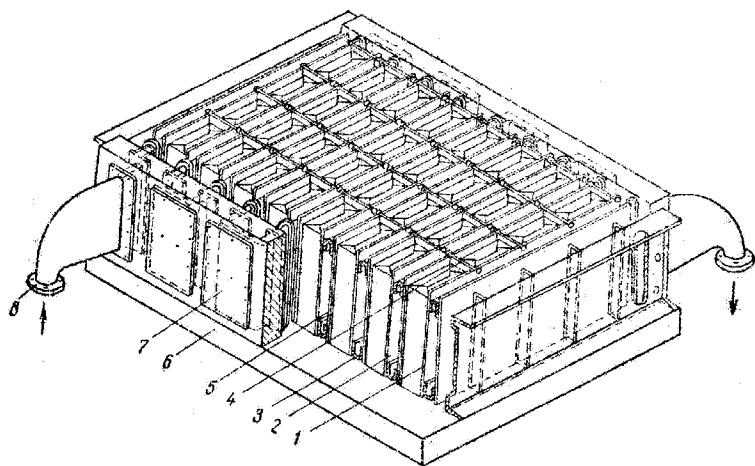


Рис. 14.2. Мембранний морозильний апарат: 1 – гумова манжета; 2 – мембранна камера; 3 – обмежувач; 4 – блок м'яса; 5 – сталева мембрана; 6 – рухоме дно; 7 – колектор; 8 – патрубок для холодоносія.

Готове до заморожування м'ясо подається в живильник, який виконаний у вигляді прямокутної чаші з патрубками внизу.

Коли живильник знаходиться над апаратом, патрубкі живильника вручну вводяться в осередок апарата і м'ясо заповнює їх. Після цього в морозильні плити під тиском подається холодний розсіл, який, зменшуючи об'єм кожного осередку, формує блок і забезпечує щільне прилягання продукту до металевих поверхонь плит. Коли заморожування м'ясних блоків закінчене, насос відкачує з плит розсіл, створюючи в них розрядку, з тим, щоб під впливом різниці тиску плити відокремилися від блоків м'яса. Заморожені блоки видаляються з апарата при відкритті рухомого дна. У модернізованому мембранному морозильному апараті морозильні плити виконані у вигляді порожнистих суцільно-металевих конструкцій з неіржавіючої сталі. Технічні характеристики розглянутих плиткових апаратів наведені в табл. 14.1.

Таблиця 14.1. Технічні характеристики плиткових апаратів

Показники	Горизонтально-плитковий апарат з ручним завантаженням і вивантаженням продукту	Мембранний морозильний апарат
Продуктивність, т/добу	6	2
Ємність, кг	780	750
Кількість морозильних плит, шт.	14	–
Температура тешловідвідного середовища, °С	мінус 38	мінус 27
Кінцева температура в центрі блока, °С	мінус 22	мінус 15
Тривалість заморожування, хв	150...180	240...250
Габаритні розміри, мм		
довжина	1390	2850
ширина	2545	1680
висота	2204	2100
Маса, кг	4673	1800

Роторні апарати

Апарати з радіальним розташуванням плит отримали назву роторних морозильних апаратів. У них вдало поєднуються переваги повітряних і плиткових морозильних апаратів: процес заморожування безперервний, завантаження і вивантаження механізовані, заморожування інтенсивне, блоки добре підпресовані.

Роторні морозильні апарати призначені для заморожування харчових продуктів, упакованих в тару (жилованого м'яса, субпродуктів, промислових риб, рибного філе і фаршу, сиру в блоках і брикетах в дрібній розфасовці, а також овочів, фруктів і інших продуктів у вигляді блока). При заморожуванні продукт знаходиться в безпосередньому

контакти з морозильними плитами, які сполучені в секції, укріплені на валу ротора. Таке розташування секцій дозволяє установлювати їх в будь-якій позиції, а також механізувати і автоматизувати завантаження і вивантаження продуктів в умовах безперервності заморожування.

У роторних морозильних апаратах продукт заморожується в касетах, розрахованих на декілька блоків. Упаковані продукти не примерзають до касет і плит, що виключає відтавання блоків при їх вивантаженні.

Залежно від продуктивності апарата ротор збирають з самостійних секцій, що дозволяє завантажувати і розвантажувати одну з секцій продуктом, тоді як в решті секцій процес заморожування може продовжуватися. Вал ротора виконаний порожнистим і використовується для подачі холодильного агента або холодоносія в морозильні плити і відведення його з них. Внутрішня порожнина вала розділена заглушкою на праву і ліву частини. У праву частину подається холодильний агент, а з лівої він відводиться. У торцях вала установлені сальники, що забезпечують ущільнення системи.

Роторні морозильні апарати (МАР-8), що складаються з 23 автономних двоплиткових секцій, призначені для заморожування риби.

Морозильні секції перших роторних апаратів типу МАР були виготовлені з неіржавіючої сталі і охолоджувалися холодоносієм. У подальших конструкціях цих апаратів морозильні секції були переведені на безпосереднє охолодження киплячим аміаком, що дозволило інтенсифікувати процес заморожування блоків і скоротити тривалість їх холодильної обробки в порівнянні з апаратами, плити яких охолоджувалися холодоносієм, на 20...25 %.

Морозильні апарати типу МАР можуть випускатися як в одинарному, так і в спареному варіанті. У одинарному варіанті кожен апарат має індивідуальну насосну станцію, транспортер вивантаження і майданчик обслуговування. При спареному варіанті апарати мають одну насосну станцію, загальний транспортер вивантаження заморожених блоків і загальний майданчик обслуговування на два морозильні апарати.

На базі апаратів типу МАР для заморожування м'ясних продуктів був розроблений автоматизований роторний апарат типу АРСА-10, а для заморожування риби – АРСА-3-15Р.

Апарат АРСА-10 складається з 27 автономних двоплиткових секцій, що охолоджуються рідким аміаком.

У апараті АРСА-3-15Р блоки риби в касетах заморожуються в автономних триплиткових секціях, застосування яких дозволило раціонально використовувати їх охолоджуючу поверхню, оскільки кількість

плит в секції зросла на одну, а маса продукту, що завантажується в секцію, збільшилася в 2 рази. Продуктивність апарата зросла на 30 % при незначній зміні габаритних розмірів в порівнянні з апаратами, морозильні секції яких складаються з двох плит.

Автоматизований роторний апарат типу АРСА-3-15Р показаний на рис. 14.3. Основними робочими елементами апарата є радіально розташовані щодо вала триплиткові секції, в яких заморожується продукт, механізми відкриття секцій і повороту ротора, завантажувальний пристрій, механізми відсікачів і зриву блоків, транспортер вивантаження блоків, кантувальник і насосна станція.

Апарати мали широке розповсюдження на вітчизняних плавбазах і судах рибодобуваючого флоту.

Кожна секція апарату складається з середньої, верхньої і нижньої морозильних плит. Морозильні плити виготовляються із спеціального алюмінієвого профілю. По каналах морозильних плит циркулює холодильний агент.

Середня морозильна плита є нерухомою щодо вала ротора і жорстко кріпиться на кронштейнах, які знаходяться на дисках вала ротора. Верхня і нижня морозильні плити притягуються до середньої пружинами, установленими з двох сторін від неї. Заморожуваний продукт завантажується в простір між плитами в той час, коли вони розведені.

Механізм відкриття складається з валиків з кулачками. Поворот валиків здійснюється під дією штока гідравлічних циліндрів, призначених для відкриття секцій.

Умовний прохід у момент розкриття секцій складає 100 мм. Робочі пружини секції розтягуються, що дозволяє при обтисканні блоків створити необхідний тиск на продукт для підпресування. Рушійним елементом механізму повороту ротора є гідравлічний циліндр.

На базі апарата АРСА-3-15Р розроблено уніфікований роторний морозильний апарат марки УРМА, призначений для блокового заморожування різноманітних харчових продуктів. У цьому апараті продукт заморожується за задалегідь заданою програмою (циклограмою), яку можна змінити залежно від виду заморожуваного продукту, температури і виду тепловідвідного середовища (фреону або аміаку), а також від товщини заморожуваних блоків.

З метою підвищення надійності роботи всі елементи управління розташовані за межами охолоджуваного контура. Процеси розвантаження апарату і виведення заморожених блоків за його межі в апараті типу УРМА повністю механізовані.

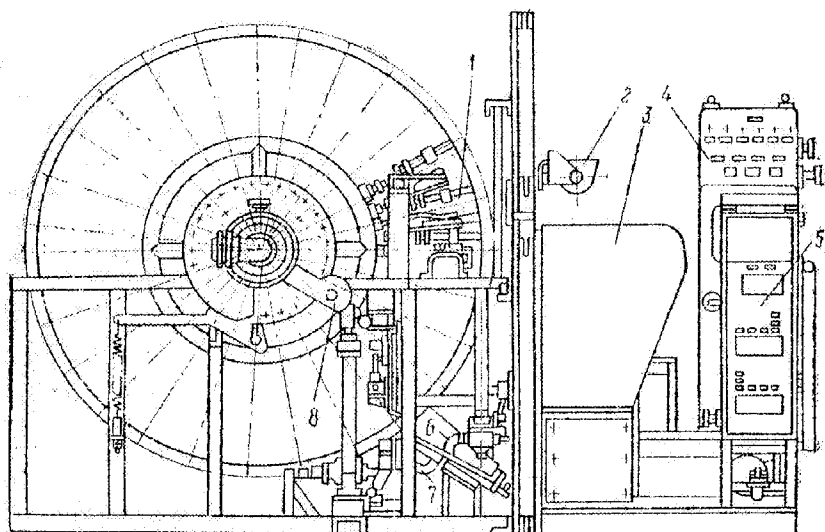


Рис. 14.3 – Автоматизований роторний морозильний апарат АРСА-3-15Р:
 1 – механізм відкриття морозильної секції; 2 – дозуючий пристрій; 3 –
 завантажувальний пристрій; 4 – прилади управління електричної системи (шафа);
 5 – прилади управління гідравлічною системою (шафа); 6 – транспортер
 вивантаження блоків; 7 – механізм зриву блоків; 8 – механізм повертоту блоків.

Основні переваги роторних морозильних апаратів наступні:

- а) тривалість заморожування знижена в 1,5-2 рази в порівнянні з повітряними морозильними апаратами;
- б) безперервність процесу заморожування створює рівномірне навантаження на холодильну установку і полегшує регулювання режиму її роботи;
- в) механізація і автоматизація роботи апаратів значно полегшує роботу обслуговуючого персоналу, створює високу культуру виробництва і хороші санітарно-гігієнічні умови;
- г) підпресовування блоків забезпечує рівні площі поверхні, строгі геометричні форми і щільність блока, що підвищує корисну ємність охолоджуваних приміщень на 10...15 %;
- д) попереднє упакування продукту перед його заморожуванням виключає відтавання блоків, при розвантаженні, що зменшує теплопритливи і покращує якість продукту;
- е) через відсутність глазурування блоків поліпшується якість продукту і знижується навантаження на холодильне устаткування;

ж) габаритні розміри, маса і енергетичні витрати роторних морозильних апаратів приблизно на 30...40 % менші, ніж повітряних морозильних апаратів такої ж продуктивності;

з) роторні морозильні апарати випускаються в зібраному вигляді, що скорочує час і здешевлює вартість монтажних робіт.

Технічні характеристики роторних морозильних апаратів:

Показники	Роторні морозильні апарати типів			
	МАР-8	АРСА-10	АРСА-3-15Р	УРМА
Продуктивність, т/добу	8	10...11	15	15...22
Ємність, кг	1012	1080	1320	1320
Кількість морозильних секцій, шт.	23	27	15	15
Кількість, шт. плит в кожній секції	2	2	3	3
Температура тепловідданого середовища, °С	мінус 28	мінус 40	мінус 40	мінус 40
Кінцева температура заморожуваного блока, °С	мінус 18	мінус 18	мінус 23	мінус 22
Тривалість заморожування, хв.	120	60...90	60...80	60...80
Габаритні розміри, мм				
довжина	4345	4300	4900	5000
ширина	4000	4000	4200	5200
висота	2360	2360	2500	2620
Маса, кг	7500	8000	8500	8000

Морозильні апарати барабанного типу

Морозильні апарати барабанного типу призначені для заморожування дрібноштучних неупакованих, вологих продуктів неправильної форми і рідких продуктів. Заморожуючим елементом цих апаратів є подвійний циліндровий барабан, що повільно обертається, в простір між стінками якого подається холодильний агент або холодоносії (через порожнистий вал із спеціальним сальниковим ущільненням).

До складу морозильного апарата барабанного типу для заморожування дрібноштучних неупакованих продуктів (рис. 14.4) входять циліндровий барабан, охолоджуючий змійовик, завантажувальний транспортер, розвантажувальний пристрій. Барабан розташований в ізольованому контурі. Зазор між барабаном і ізольованим контуром дорівнює 50 мм. Приводом барабана апарата служить електродвигун потужністю 0,5 кВт, сполучений з варіатором швидкостей. Усередині ізолюва-

ного контура проходить змійовик, що охолоджує повітря усередині цього зазора.

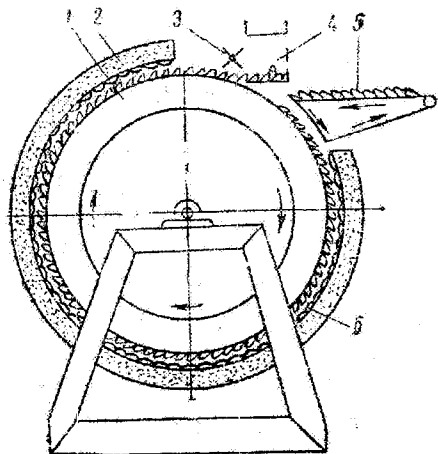


Рис. 14.4. Морозильний апарат барабанного типу для заморожування дрібноштучних неупакованих продуктів: 1 – циліндровий барабан; 2 – ізолюваний контур; 3 – лопатеве колесо; 4 – розвантажувальний конвеєр; 5 – завантажувальний транспортер; 6 – охолоджуючий змійовик.

Розвантажувальний пристрій складається з ножа, лопатевого колеса і розвантажувального конвеєра. Нож виготовлений з неіржавіючої сталі шириною 100 мм і посилений алюмінієвим ребром. Обертання лопатевого колеса узгоджене з рухом конвеєра таким чином, що одному його обертуту відповідає певна довжина руху стрічки. Розвантажувальний конвеєр сполучає апарат з глазурувальною або з пакувальною машиною. Лопатеве колесо і розвантажувальний конвеєр мають свої приводи. Продукт, що підлягає заморожуванню, знаходиться на завантажувальному транспортері. Продукт подається

на барабан і протягом деякого часу рухається, знаходячись між стрічкою завантажувального транспортера і поверхнею барабана. Транспортер злегка притискує вологий продукт до поверхні барабана, і він примерзає до неї. З барабана заморожений продукт видаляється ножем, а лопатеве колесо направляє його на розвантажувальний конвеєр, який транспортує цей продукт для подальшого глазурування і упакування в тару.

Апарат компактний, механізований, просто вбудовується в технологічні лінії по виробництву дрібноштучних заморожених продуктів.

Морозильний апарат барабанного типу для заморожування вологих продуктів неправильної форми (шматки м'яса, пиріжки, креветки) складається із заморожуючого барабана, що закріплений на валу і обертається в підшипниках, вібрлотка, вхідного конвеєра, живлячого і притискного барабанів, кожуха і повітроохолоджувача (рис. 14.5).

Для зменшення об'єму, в якому кипить агент, заморожувачий барабан має кільцевий простір (пунктир). Підведення рідкого агента і відведення пари здійснюється через порожнисту вісь барабана.

Щоб апарат міг працювати без зовнішньої ізоляції, навколо заморожувачого барабана передбачений кожух, куди за допомогою відцентрового вентилятора направляєтья потік холодного повітря. Охолодження повітря проводиться змієвиковою батареєю. Холодне повітря обдуває заморожуваний продукт, що знаходиться на поверхні заморожувачого барабана.

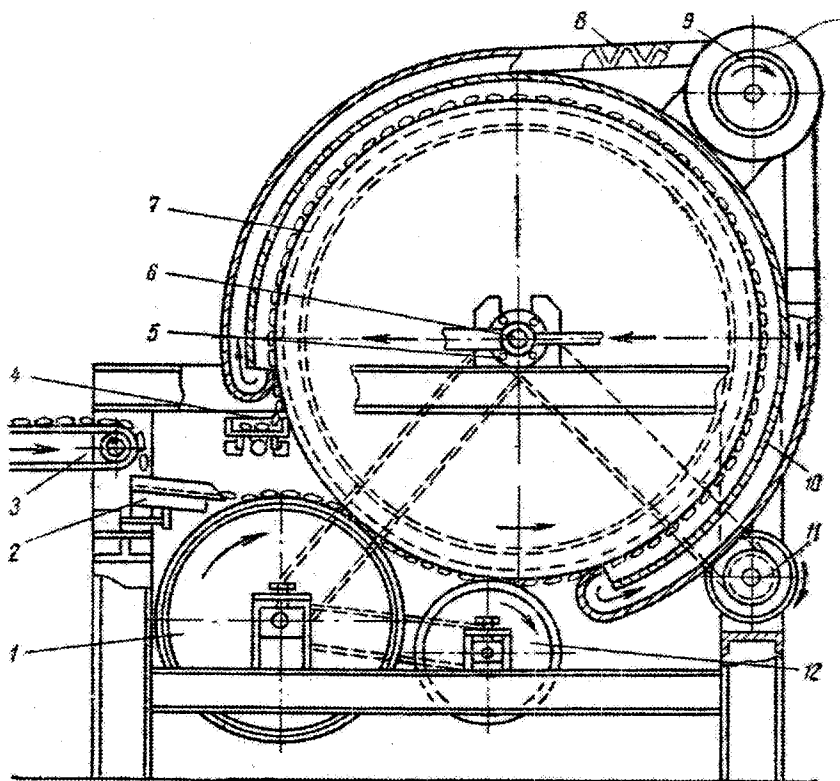


Рис. 14.5. Морозильний апарат барабанного типу для заморожування вологих продуктів неправильної форми: 1 – живлячий барабан; 2, 4 – віброролки; 3 – вхідний конвеєр; 5 – підпипники; 6 – вал; 7 – заморожувачий барабан; 8 – повітроохолоджувач; 9 – вентилятор; 10 – кожух; 11 – електродвигун; 12 – притисний барабан.

Подача продукту здійснюється за допомогою вхідного конвеєра, віброрізка і живлячого барабана, який виконаний багат шаровим і складається із сталеві обичайки і живлячого барабана, який виконаний двошаровим – із сталеві обичайки і пружного матеріалу. Привід барабанів здійснюється від загального електродвигуна і швидкості обертання їх приблизно однакові. Розвантаження продукту з апарата відбувається за допомогою похилого віброрізка, на якому закріплений ніж. По вхідному конвеєру продукт поступає на віброрізок, де рівномірно розподіляється і за рахунок його нахилу потрапляє на поверхню живлячого барабана. Положення живлячого барабана щодо заморожувального барабана, а також відстань між ними регулюються залежно від товщини шматків заморожуваного продукту.

Живлячий і притискний барабани обертаються в один бік, проти-лежний напрямку обертання заморожувального барабана. Оскільки температура кипіння холодильного агента в просторі заморожувального барабана низька (мінус 65 ... мінус 55 °С), при зіткненні з його поверхнею вологий продукт миттєво замерзає до неї. Притискним барабаном продукт злегка підпресовуються і, щільно притиснутий до поверхні заморожувального барабана, швидко заморожується.

Апарат компактний, інтенсивний, процес заморожування продуктів у ньому механізований і автоматизований. До недоліків апарата можна віднести обмеженість продуктів, які можуть заморожуватися в ньому, а також підвищене усихання.

Морозильний апарат барабанного типу для заморожування пасто-подібних і рідких харчових продуктів (рис. 14.6) складається з барабана, ванни з продуктом, приводу і рами.

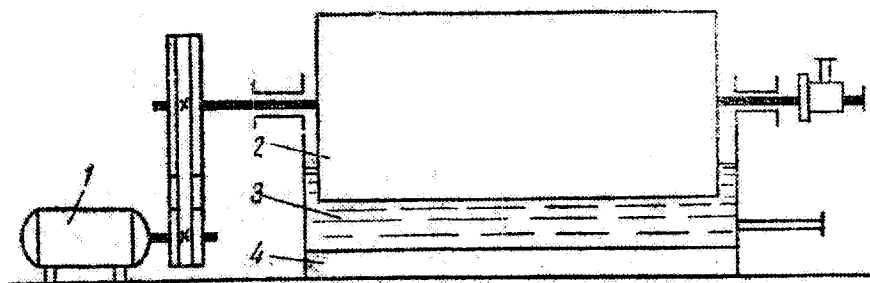


Рис. 14.6 Морозильний апарат барабанного типу для заморожування рідких харчових продуктів: 1 – привід; 2 – барабан; 3 – ванна з продуктом; 4 – рама.

Під барабаном розташовують ванну з продуктом, яка устатовлюється так, що частина заморожуючої поверхні барабана, що охолоджується киплячим аміаком або фреоном, знаходиться в ній і занурена в рідкий продукт. При обертанні барабана він безперервно змочується рідким продуктом, який примерзає до його поверхні. Залежно від виду продукту і частоти обертання барабана міняється товщина заморожуваного шару.

Перед входом барабана у ванну уздовж його твірної устатовлена спеціальна фреза, що обертається, яка приводиться в рух від загальноного приводу через зубчасту передачу. Зазор між фрезою і металевою площею поверхні барабана мінімальний. Знятий з барабана фрезою заморожений шар потрапляє в приймальний бункер і розвантажувальним транспортером виводиться з апарата.

Апарат компактний, інтенсивний, дозволяє безперервно заморожувати рідкі харчові продукти. Ефективність роботи апарата багато в чому залежить від того, наскільки чисто фреза знімає шар замороженого продукту із заморожуючої поверхні барабана.

Технічні характеристики морозильних апаратів барабанного типу наведені нижче.

Показники	Апарати для заморожування продуктів		
	дрібнопгучних неупакованих	неправильної форми	пастоподібних і рідких
Продуктивність, кг/год	200...250	200...250	100
Смність, кг	50...60	50...60	20
Температура тепловідвідного середовища, °С	мінус 35	мінус 65... мінус 55	мінус 30
Кінцева температура продукту, °С	мінус 18	мінус 18	мінус 20
Тривалість заморожування, хв.	5...15	5...15	3...5
Габаритні розміри, мм			
довжина	1800	2100	3400
ширина	2000	3200	1800
висота	2600	3000	2600
Маса, кг	1100	1800	800

14.2. Апарати контактного заморожування харчових продуктів

У апаратах контактного заморожування харчових продуктів (контактні апарати) відбувається безпосереднє інтенсивне відведення тепла від заморожуваного продукту до тепловідвідного середовища (рідкий

азот, рідка вуглекислота, R12, що пройшов спеціальне хімічне очищення, а також холодоносії – водні розчини деяких хлоридів). При безпосередньому контакті харчового продукту з тепловідвідним середовищем воно не повинно викликати погіршення якості замороженого продукту.

Порівняльні показники дають підставу вважати, що вартість заморожування харчових продуктів в контактних апаратах з криогенною рідиною вища, ніж в повітряних і плиткових морозильних апаратах.

Залежно від виду тепловідвідного середовища, яке застосовують для холодильної обробки харчових продуктів, апарати контактного заморожування бувають криогенні, вуглекислотні, фреонові, а також апарати для заморожування продуктів холодоносіями.

У **криогенних апаратах** як тепловідвідне середовище зазвичай застосовують рідкий азот, а іноді і рідке повітря. При заморожуванні в цих апаратах продукт занурюється в рідкий азот або зрошується ним. За цією ознакою криогенні апарати можна класифікувати на імерсійні апарати (занурення продуктів у ванну з рідким азотом), а також на апарати з розпилюванням рідкого агента у вантажному відсіку.

Імерсійні апарати. Ці апарати складаються з ізольованої ванни, в якій знаходиться рідкий азот, і конвеєра для переміщення заморожуваного продукту в апараті. Переваги імерсійних апаратів – висока інтенсивність заморожування, компактність і простота пристрою.

При зануренні теплового продукту у ванну з рідким азотом внаслідок високої швидкості заморожування і великої нерівномірності температур в об'ємі продукту виникає значна внутрішня напруга, яка порушує структуру продукту, викликаючи його розтріскування і розшарування.

У таких апаратах питома витрата рідкого азоту досягає 2 кг і більше на 1 кг замороженого продукту. Зростання питомої витрати азоту приводить до збільшення вартості заморожування продукту.

Зменшення витрати рідкого азоту з одночасним скороченням деформації замороженого продукту досягається в імерсійному апараті із зоною попереднього охолодження продукту (рис. 14.8), що складається з вантажного конвеєра, ванни з рідким азотом, витяжного вентилятора, приводу вантажного конвеєра і ізольованого контура.

Продукт, який необхідно заморозити, вантажним конвеєром рухається у вантажний відсік, що складається із зони попереднього охолодження продукту (довжина 5000 мм) і імерсійної зони (довжина 2500 мм). У зоні попереднього охолодження продукт обдувається газоподібним азотом, охолоджується і підморожується. Потім він поволі занурюється у ванну з рідким азотом, глибина якої 550 мм. Під-

римуваний поплавцевим регулятором рівень рідкого азоту в ній складає 300...400 мм. З ванни заморожений продукт направляється до розвантажувального вікна, через яке він видаляється з апарата.

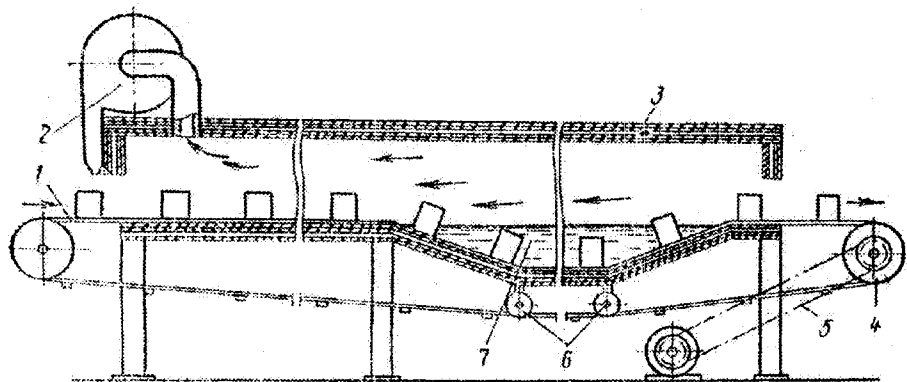


Рис. 14.8 – Імерсійний апарат із зоною попереднього охолодження продукту: 1 – вантажний конвеєр; 2 – витяжний вентилятор; 3 – ізолюваний контур; 4 – барабан; 5 – ланцюгова передача; 6 – направляючі ролики; 7 – ванна з рідким азотом.

Рух газоподібного азоту в зоні попереднього охолодження продукту спонукає витяжний вентилятор, установлений на входному кінці апарата. Газоподібний азот, що виходить з вентилятора, створює газову завісу біля завантажувального вікна апарата, що зменшує теплопритлив у вантажний відсік. Застосування зони попереднього охолодження дозволяє дещо поліпшити енергетичні характеристики апарата.

Переваги апарата: при заморожуванні упакованого продукту зменшується шкідливий вплив на нього низьких температур: азот, сорбований пакувальним матеріалом, дозволить якийсь час транспортувати заморожений продукт в ізотермічному транспорті без охолодження. Недоліком є підвищена витрата рідкого азоту і складність транспортної системи, призначеної для переміщення продукту у вантажному відсіку.

У промисловій практиці кріогенного заморожування харчових продуктів найбільшого поширення набули апарати, в яких відбувається розпилювання рідкого азоту у вантажному відсіку. Рідкий азот може безпосередньо розпилюватися над продуктом, зрошуючи його (апарати із зрошуванням продукту) або уприскуватися в потік газоподібного

азоту, знижуючи його температуру (апарати із заморожуванням продукту в газоподібному азоті).

Апарати із зрошуванням продуктів рідким азотом можуть мати від двох до трьох зон. У першій зоні відбувається попереднє охолодження і підморожування продукту газоподібним азотом, в другій – заморожування продукту при зрошуванні його рідким азотом, і в третій (якщо вона передбачається) – вирівнювання температури в замороженому продукті. Перша і третя зони складають газову частину апарата.

У апаратах з розпилюванням рідкого азоту у вантажному відсіку усунуто багато недоліків, присутніх в апаратах із зануренням продукту у ванну з рідким азотом.

Доцільність використання апаратів з розпилюванням рідкого азоту у вантажному відсіку обумовлюється зниженою витратою рідкого азоту (1...1,2 кг на 1 кг продукту), низькими капітальними витратами, відсутністю металоемних ванн з рідким азотом, невеликими габаритними розмірами і нескладністю конструкції, можливістю організації безперервності процесу, простотою автоматизації процесу, можливістю регулювання режимів роботи апарата.

Конструкція пересувного апарата такого типу з інтенсивним рухом газоподібного азоту наведена на рис. 14.9.

Він складається з ізольованого контура, металевої рами, вантажного конвеєра, колекторів з форсунками, циркуляційних вентиляторів для руху газоподібного азоту, бака з рідким азотом, шиберів для регулювання швидкості руху газоподібного азоту, піддона для збору рідкого азоту, насоса, електродвигунів приводу вантажного конвеєра.

Ізольований контур морозильного апарата виконують з неіржавіючої сталі і пінополіуретану товщиною 100 мм. У торцевих стінах апарата розташовані вікна для входу продукту в апарат і виходу з нього. Ширина вікон відповідає ширині вантажного конвеєра, а висота – товщині заморожуваного продукту.

Конвеєр апарата приводиться в рух електродвигуном, забезпеченим варіатором швидкостей. Швидкість руху стрічки конвеєра може мінятися від 2 до 12 м/хв.

Апарат оснащений циркуляційними вентиляторамі для подовжнього і поперечного руху газоподібного азоту. Витяжний вентилятор для відведення газоподібного азоту розташований із зовнішнього боку апарата біля завантажувального вікна. За допомогою витяжного вентилятора біля завантажувального вікна створюється газова завіса.

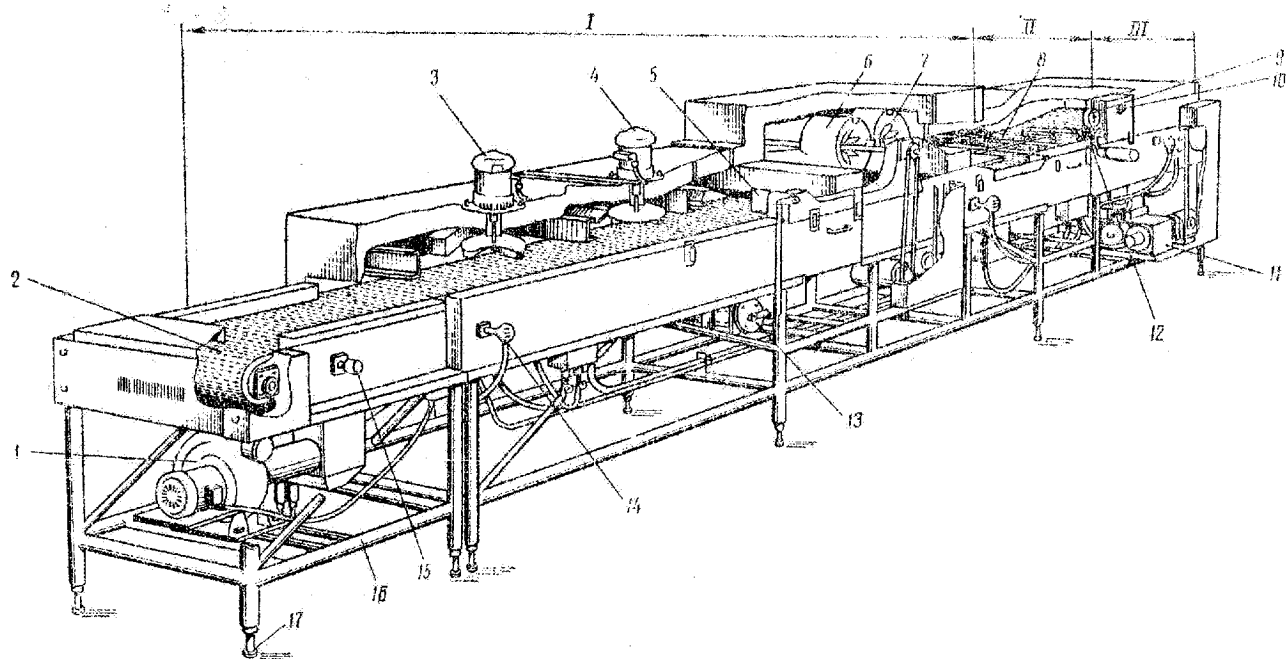


Рис. 14.9. Пересувний кріогенний апарат з інтенсивним рухом газоподібного азоту: 1 – витяжний вентилятор; 2 – вантажний конвеєр; 3, 4 – циркуляційні вентилятори для поперечного руху газоподібного азоту; 5 – шибєр; 6, 7 – циркуляційні вентилятори для подовжнього руху газоподібного азоту; 8 – колектор з форсунками; 9 – манометр; 10 – регулюючий вентиль; 11-13 – електродвигуни; 14, 15 – термометри опору; 16 – металева рама; 17 – регульовальні гвинти, I – зона попереднього охолодження, II – зона зрощування; III – зона вирівнювання температур.

Рідкий азот з бака, тиск в якому складає 200...240 кПа, рухається до регулюючого вентиля і далі – до колекторів з форсунками. Частина рідкого азоту, яка не встигла випаруватися при заморожуванні продукту, збирається у піддоні, з якого насосом перекачується в колектор з форсунками для повторного зрошування продукту.

Продукт, що підлягає заморожуванню, за допомогою завантажувального конвеєра потрапляє на стрічку вантажного конвеєра. У зоні попереднього охолодження швидкість газоподібного азоту дорівнює 20...80 м/с. Продукт в цій зоні охолоджується і частково підморожується. У зоні зрошування продукту рідким азотом відбувається його остаточне заморожування, після чого він подається на фасування і упакування.

Описаний вище принцип роботи покладений в основу параметричного ряду апаратів типу АСТА, що серійно випускаються в Росії.

Показники	АСТА-30	АСТА-250	АСТА-800
Продуктивність, кг/год (пельмені)	150	500	800
Початкова температура, °С	30	30	30
Кінцева середньооб'ємна температура, °С	мінус 18	мінус 18	мінус 18
Витрата рідкого азоту, кг/кг прод.	1,2	1,2	1,2
Конвеєр з неіржавіючої сталі	сітчастий	сітчастий	рівний стрічковий
Швидкість руху стрічки конвеєра, м/хв	0,04...0,2	0,6...1,15	1,0...1,5
Робоча ширина конвеєра, мм	600	650	760
Настановна потужність, кВт	5,0	6,5	6,5
Габаритні розміри, мм:	довжина	5000	8200
	ширина	1200	1500
	висота	2100	2500
			2250

Вони призначені для швидкого поштучного заморожування широкого асортименту харчових продуктів рослинного і тваринного походження. Тривалість заморожування, наприклад, пельменів складає 8 хвилин. Така тривалість процесу забезпечує практично повне збереження смакових якостей, аромату, зовнішнього вигляду продукту (пельмені при цьому вибілюються за рахунок дрібної кристалізації льоду на поверхні продукту), а також дозволяє включити процес заморожування в потокову лінію виробництва продукту.

До переваг швидкоморозильних апаратів АСТА в порівнянні з повітряними швидкоморозильними апаратами, що використовують машинну систему холодопостачання на базі екологічно безпечних холодоагентів (аміаку, хладонів), слід віднести:

а) універсальність, що дозволяє без значних змін в конструкції апарата заморожувати широкий асортимент харчових продуктів різних геометричних розмірів;

б) незначну вартість основних фондів, витрат на технічне обслуговування і ремонт;

в) високу надійність;

г) високу швидкість заморожування, що забезпечує практично повне збереження якості продукту і зовнішнього вигляду;

д) мінімальні втрати маси продукту за рахунок усихання;

е) екологічну безпеку (у атмосфері Землі міститься до 78 % газоподібного азоту).

Основний недолік проточних криогенних систем – одноразове використання рідкого азоту, висока вартість якого вимагає підвищеної уваги до конструкції устаткування, що дозволяє практично повністю використовувати холодильний потенціал рідкого газоподібного холодоагента, який утворюється при його випаровуванні.

На сьогоднішній день цінова складова рідкого азоту при заморожуванні може складати 5...12 % (залежно від вартості заморожуваного продукту), що дуже істотно. Проте багато фахівців стверджують, що найближчими роками ця складова може значно скоротитися у зв'язку з відкриттям у ряді країн великих запасів підземних високоазотних газів. Виявилось, що собівартість отриманого з них рідкого азоту суттєво нижча, ніж того, що видобувається з повітря.

Питання для самоконтролю

1. Переваги і недоліки апаратів безконтактного заморожування.

2. Як класифікують багатоплиткові ША за розташуванням плит в просторі?

3. Переваги і недоліки заморожування в рідкому азоті.

4. Де знаходиться киплячий холодильний агент при роботі апарата барабанного типу для заморожування пастоподібних харчових продуктів?

5. Які три зони є в сучасних апаратах для заморожування в рідкому азоті? Яка із цих зон має найбільшу довжину?

Література: [6, с. 167-211].

ЛИТЕРАТУРА

1. Холодильные машины / Под ред. проф. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985.
2. Мальгина Е.В., Мальгин Ю.В., Суедов В.Н. Холодильные машины и установки. – М.: Пищевая промышленность, 1980.
3. Холодильные установки / Под ред. проф. И.Г. Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991.
4. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Пищевая промышленность, 1989.
5. Курылёв Е.С., Герасимов Н.А. Примеры, расчёты и лабораторные работы по холодильным установкам. – Л.: Машиностроение, 1971.
6. Голянд М.М., Малёванный Б.Н. Холодильное технологическое оборудование. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
7. Холодильные машины / Под ред. проф. А.С. Тимофеевского. – Л.: Политехника, 1997.
8. Холодильная техника / Под ред. проф. В.Ф. Лебедева. – М.: Агропромиздат, 1986.
9. Курылёв Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. – Л.: Машиностроение, 1980.
10. Чумак И.Г. Холодильные установки. Проектирование / И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. – Кисев: Вища школа, 1988.

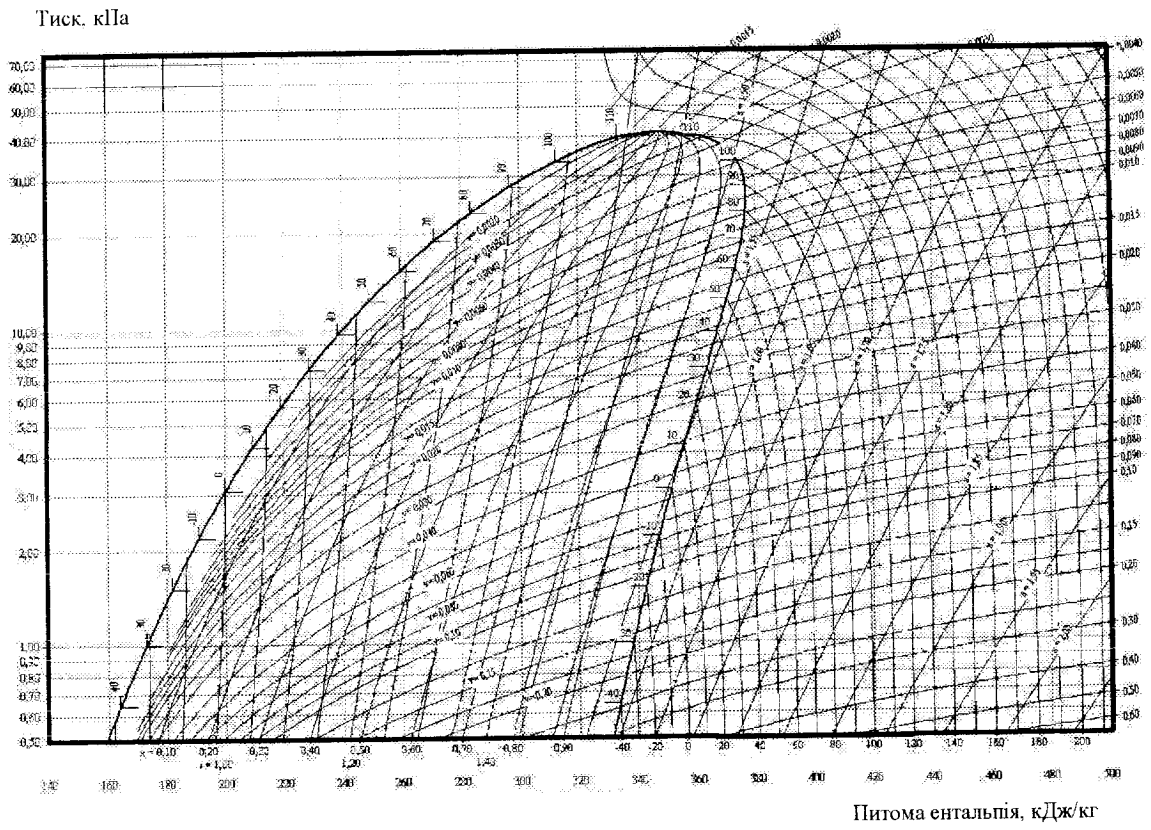


Рис. А1. Діаграма тиск – ентальпія для R 12

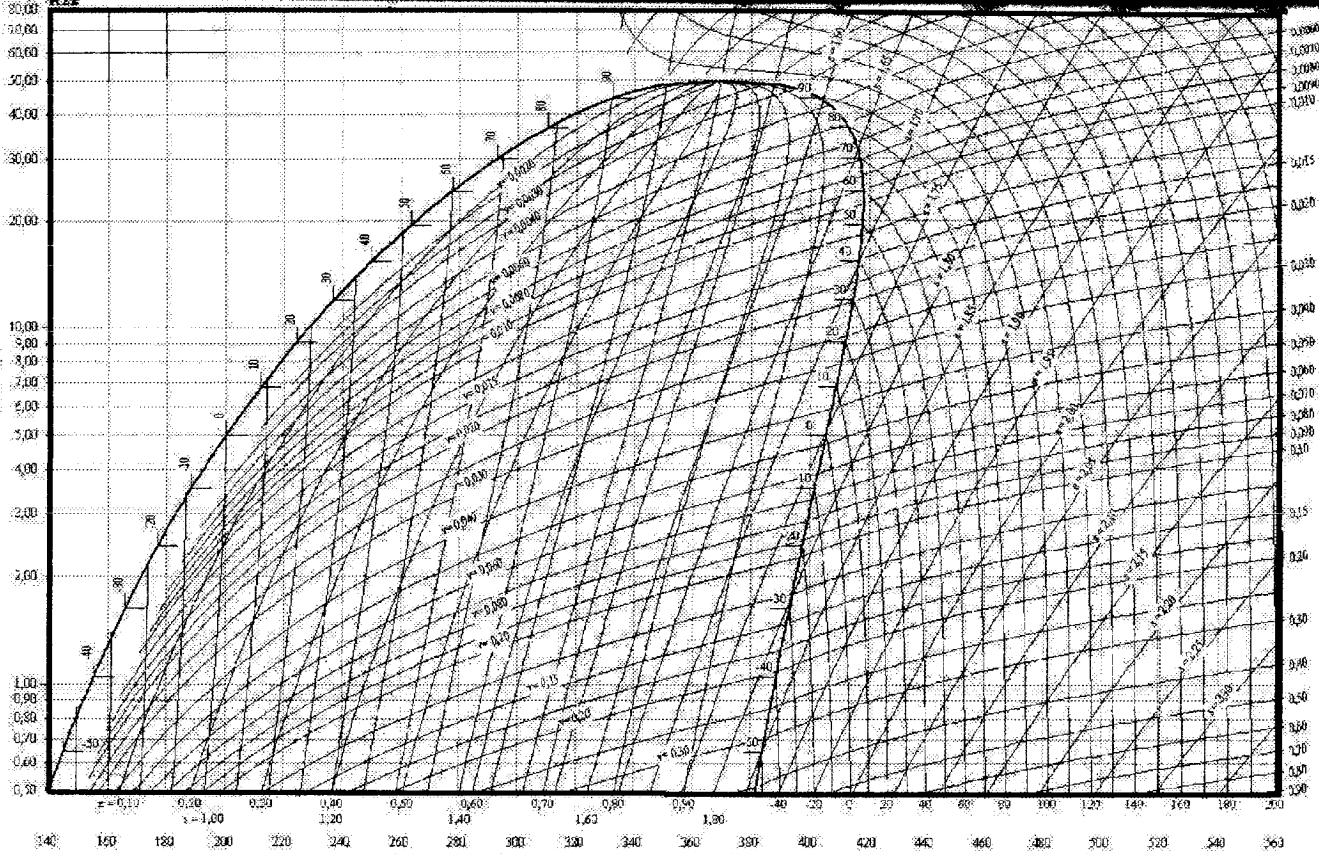
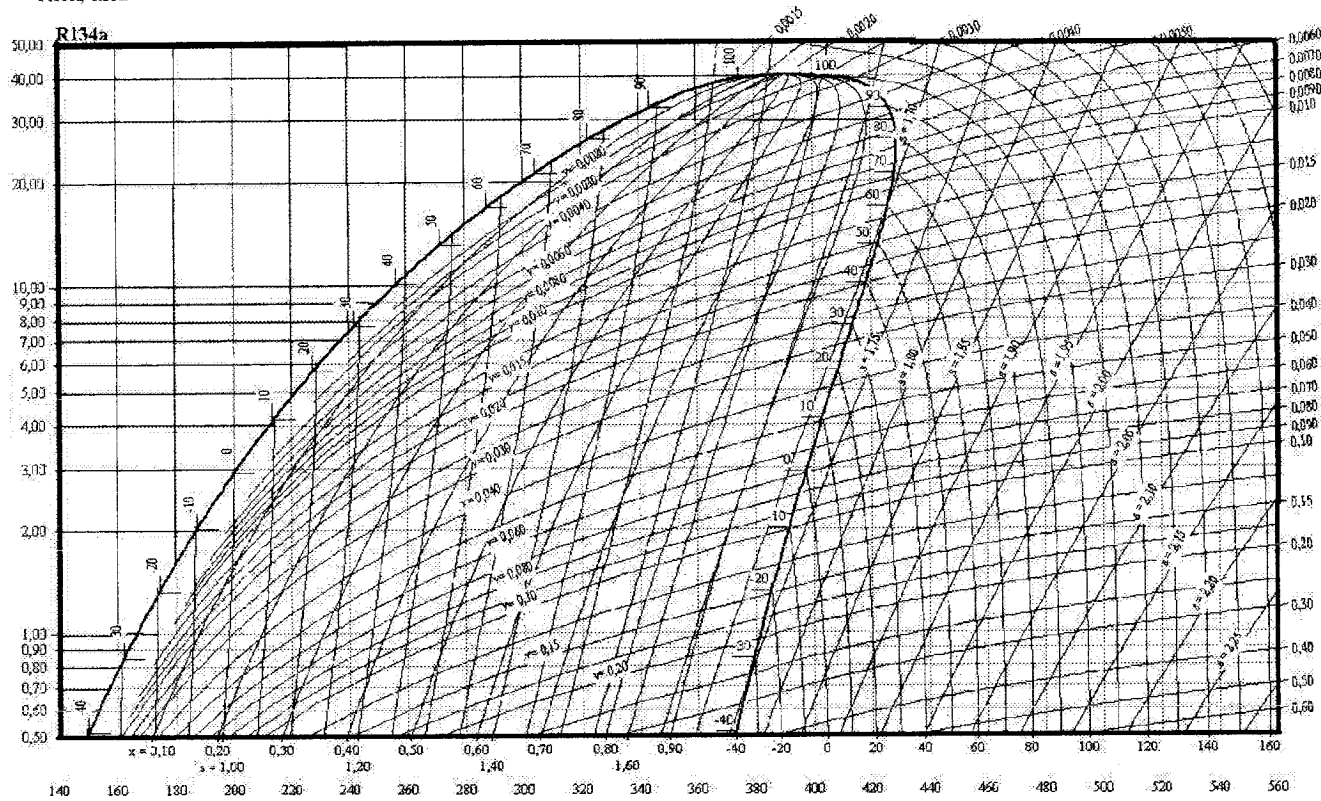


Рис. А2. Діаграма тиск – ентальпія для R 22

Питома ентальпія, кДж/кг

Тиск, кПа



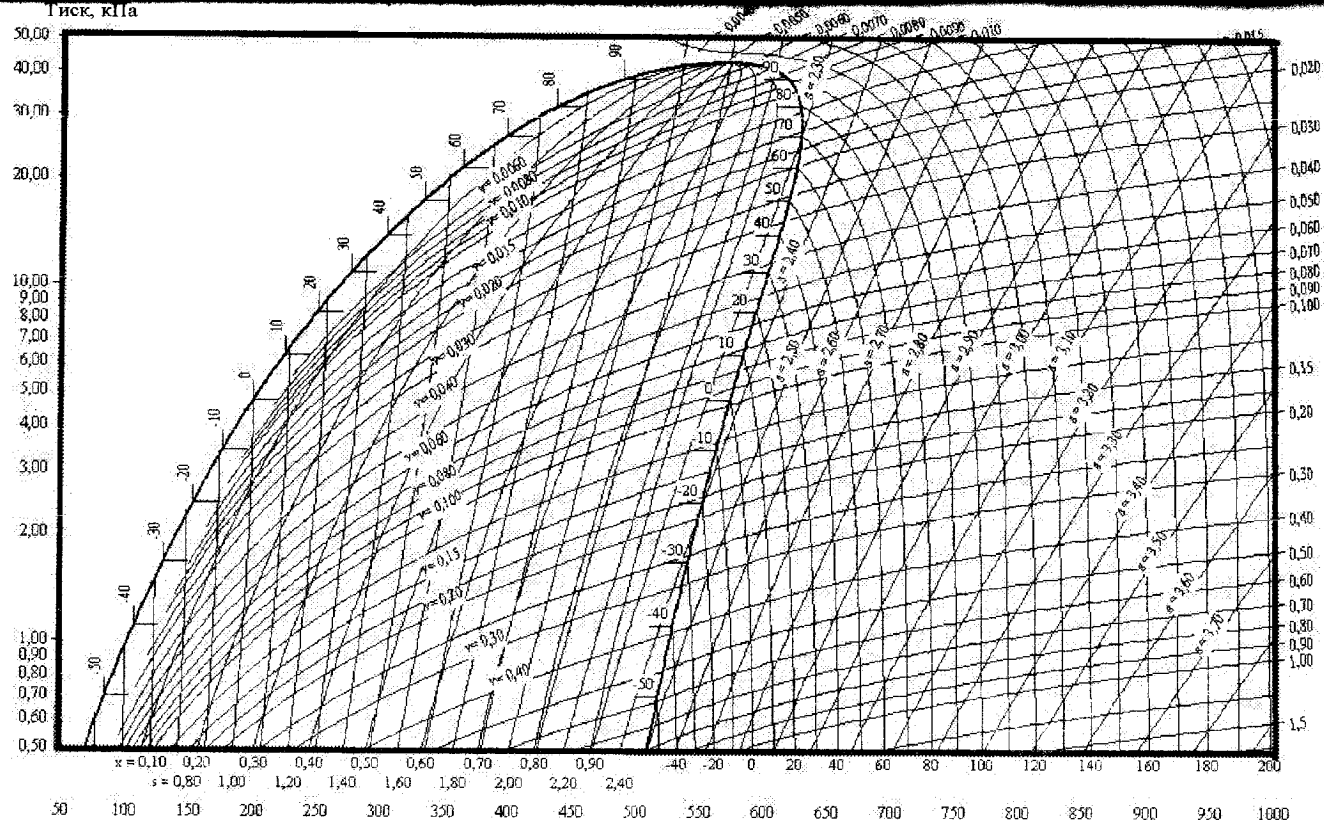
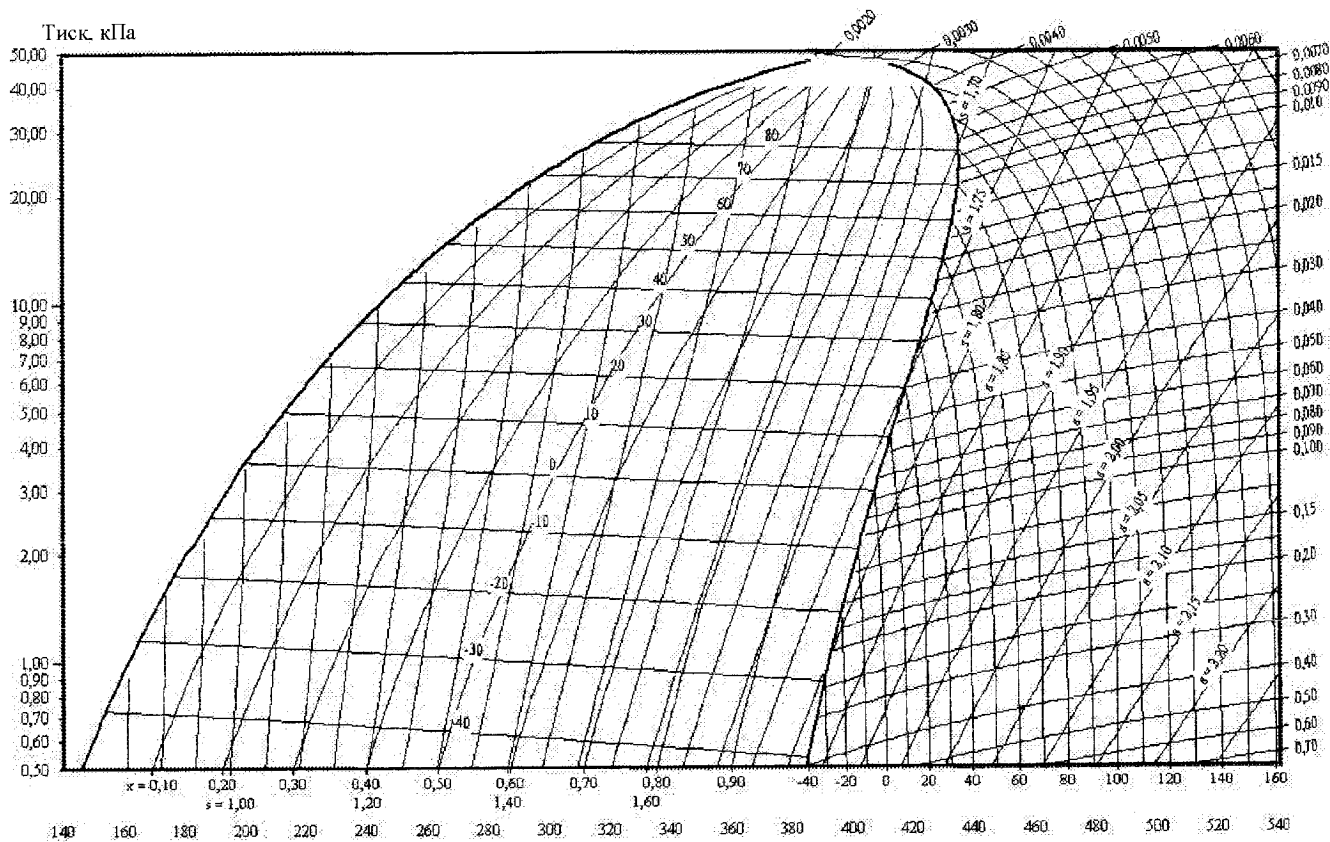


Рис. А4. Діаграма тиск – ентальпія для R 290

Питома ентальпія, кДж/кг



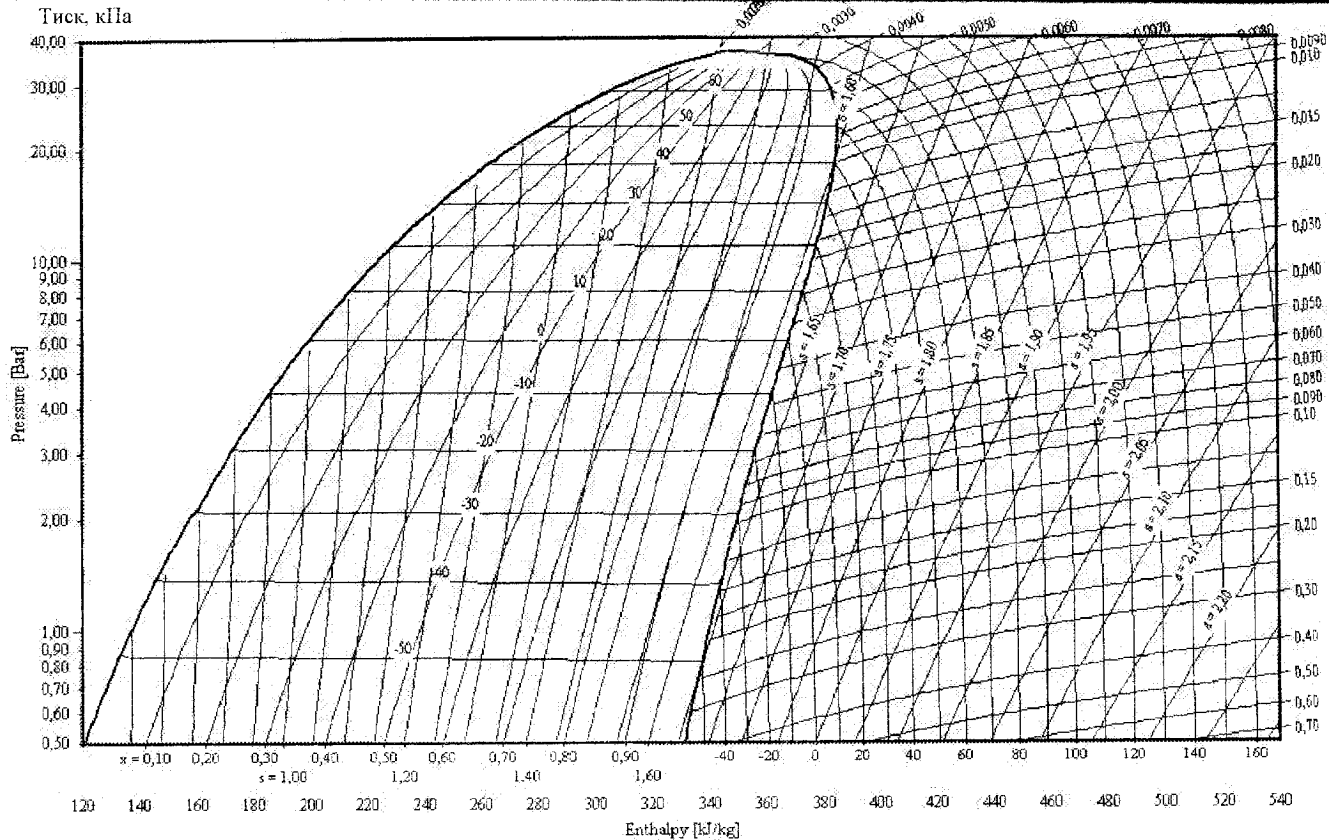


Рис. А6. Діаграма тиск – ентальпія для R 404а

Питома ентальпія, кДж/кг

Тиск, кПа

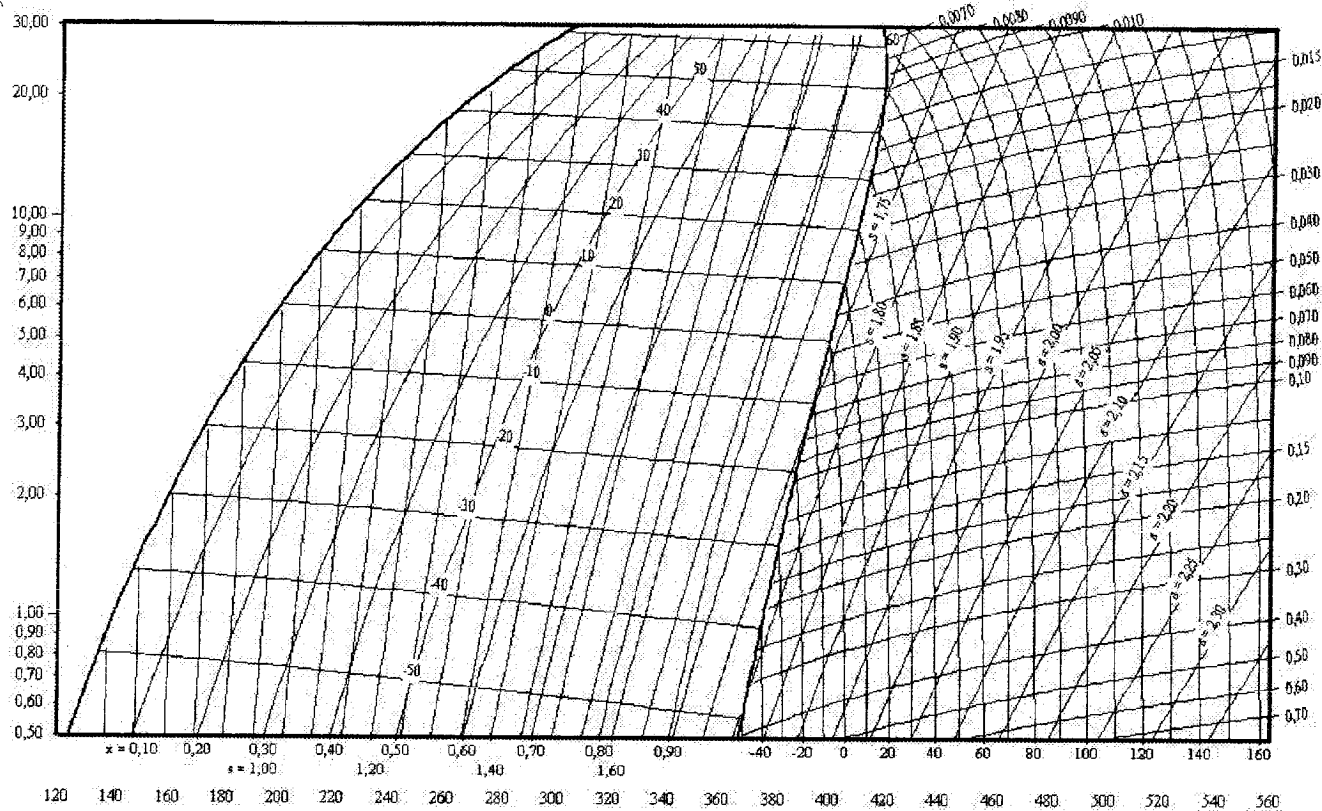


Рис. А7. Діаграма тиск – ентальпія для R 407a

Питома ентальпія, кДж/кг

Тиск, кПа

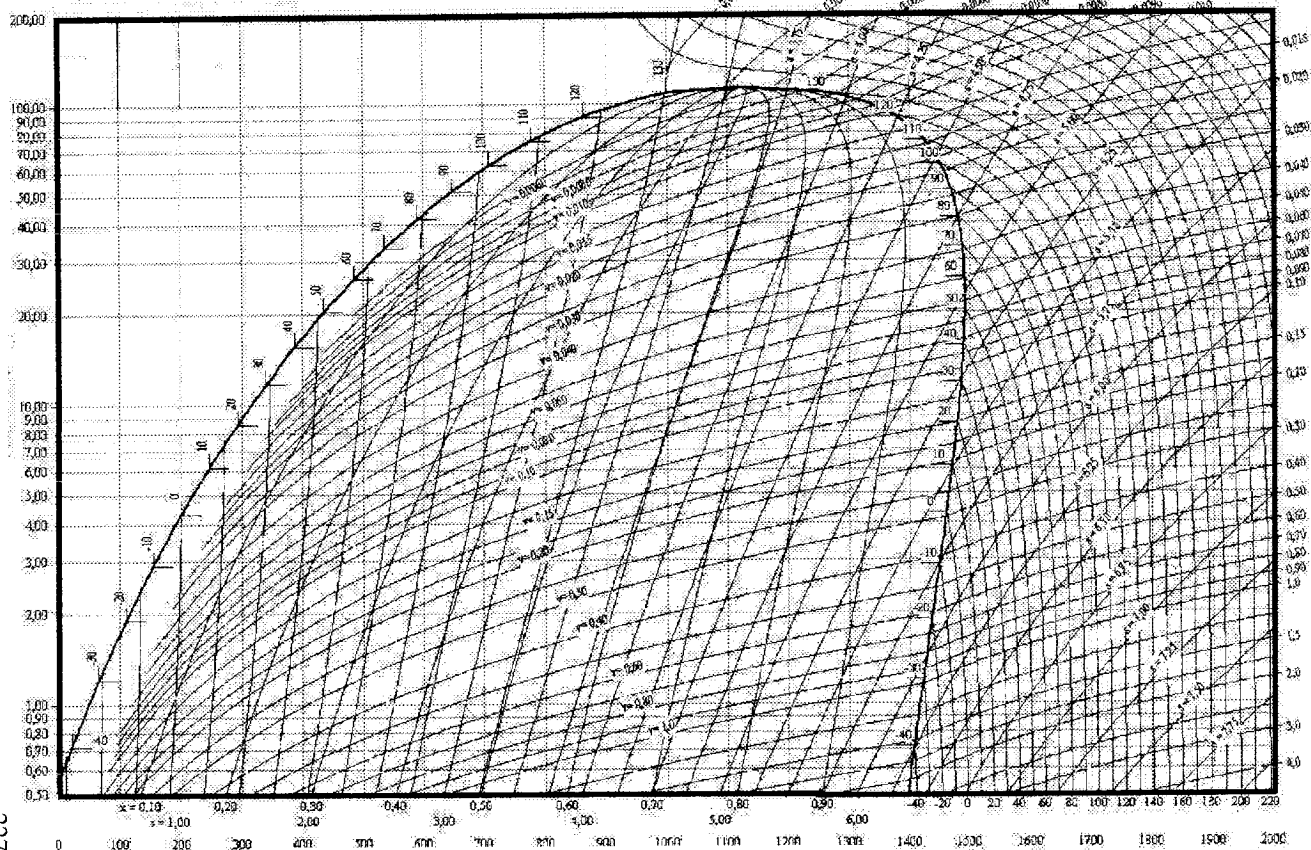
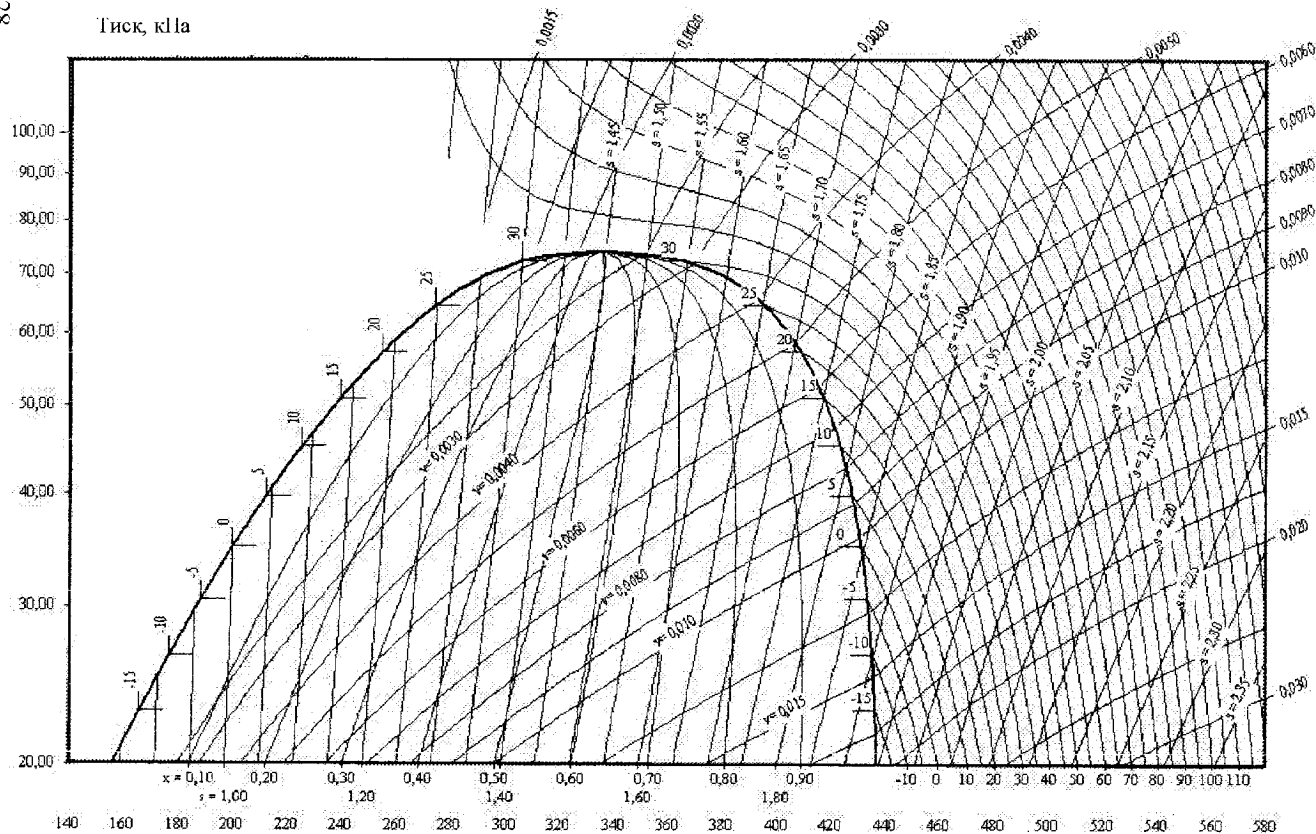


Рис. А8. Діаграма тиск – ентальпія для R 717

Питома ентальпія, кДж/кг

Тиск, кПа

Рис. А9. Діаграма тиск – ентальпія для R 744 CO₂

Питома ентальпія, кДж/кг

ДОДАТОК Б

КОМПРЕСОРИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

КОМПРЕСОРИ ФІРМИ «РЕФМА» (м. Мелітополь)

Одноступінчаті, R22

Марка компресора	Частота обертання вала, с ⁻¹	Кількість циліндрів	Об'єм, описуваний поршнями, м ³ /год		Холодопродуктивність Q ₀ на стандартному режимі, кВт
			1 ст.	2 ст.	
ПБ 7-2-024	16,7	2	20,6		8,6
ПБ 10-2-024	25,0	2	31,0		13,0
ПБ 14-2-024	16,7	4	41,4		19,0
ПБ 20-2-024	25,0	4	62,0		26,0
ПБ 36-2-024	16,7	8	82,4		42,5
ПБ 50-2-024	25,0	8	124,0		63,7

Двоступінчаті, R22

Марка компресора	Частота обертання вала, с ⁻¹	Кількість циліндрів		Об'єм, описуваний поршнями, м ³ /год		Холодопродуктивність Q ₀ на стандартному режимі, кВт
		1 ст.	2 ст.	1 ст.	2 ст.	
ПБД 1,5-2-4	16,7	3	1	31,05	10,35	1,3
ПБД 2,5-2-4	25,0	3	1	46,5	15,5	2,0
ПБД 3-2-4	16,7	6	2	61,8	20,6	3,2
ПБД 5-2-4	25,0	6	2	93,0	31,0	5,0

КОМПРЕСОРИ РОСІЙСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Поршневі одноступінчаті			Гвинтові			Двоступінчаті азначні			
марка	V _h , м ³ /с	Q ₀ , кВт, t ₀ =мінус 15 °С, t _c =плюс 30 °С	марка	V _h , м ³ /с	Q ₀ , кВт, t ₀ =мінус 15 °С, t _c =плюс 30 °С	марка	V _h , м ³ /с		Q ₀ , кВт, t ₀ =мінус 40 °С, t _c =плюс 35 °С
							СПД	СВД	
А 40-7-2	0,029	44,6	А 150-2-1	0,127	—	АД 55	0,128	0,043	39
А 80-7-2	0,058	92,8	А 280-7-2	0,175	300	АД 90	0,179	0,0836	90
А 110-7-2	0,0836	140	А 350-7-0	0,236	480	АД 130-7-4	0,243	0,0836	157,0
А 220-7-2	0,167	280		—	—	АД 260-7-4	0,486	0,167	314,0

**ПОРШНЕВІ КОМПРЕСОРИ
ФІРМИ «ЙОРК РЕФРІЖЕРЕЙШН»**

Модель	Кількість циліндрів	Діаметр × хід поршня	V_h , м ³ /час	Номинальна холодопродуктивність Q_0 при $t_0 = \text{мінус } 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = \text{плюс } 35 \text{ }^\circ\text{C}$	
				R717	R22
				CM 024	4
CM 026	6	70×70	175	79	79
CM 028	8	70×70	233	105	105
SMC 104S	4	100×80	226	129	129
SMC 104L	4	100×100	283	167	132
SMC 104E	4	100×120	339	206	—
SMC 106S	6	100×80	339	194	193
SMC 106L	6	100×100	424	251	198
SMC 106E	6	100×120	509	309	—
SMC 108S	8	100×80	452	259	257
SMC 108L	8	100×100	565	335	264
SMC 108E	8	100×120	679	412	—

**ГВИНТОВІ КОМПРЕСОРИ
ФІРМИ «ГРАССО РЕФРІЖЕРЕЙШН»**

Тип	Холодопродуктивність Q_0 , кВт							
	NH ₃			R22				
	$t_0, \text{ }^\circ\text{C} / t_k, \text{ }^\circ\text{C}$			$t_0, \text{ }^\circ\text{C} / t_k, \text{ }^\circ\text{C}$				
	мінус 35 / плюс 35	мінус 10 / плюс 35	0 / плюс 35	мінус 40 / плюс 45	мінус 10 / плюс 45	0 / плюс 45		
C	41	48	131	193	29	41	110	159
D	49	57	155	229	35	49	131	189
E	59	63	188	278	42	59	158	229
G	70	82	223	329	50	70	188	271
H	91	109	291	429	65	94	244	353
L	105	126	336	496	75	108	283	409
M	135	161	430	635	96	139	362	524
N	168	201	536	791	120	173	452	653
P	163	191	521	762	116	163	436	621
R	210	251	674	985	149	215	564	802
S	260	311	835	1222	170	267	698	994
T	294	352	945	1382	210	302	791	1125
V	337	404	1077	1573	240	348	909	1288
W	399	470	1274	1862	284	400	1075	1524
Y	472	557	1508	2204	336	476	1272	1804

Напівжирним шрифтом відмічений економайзерний режим.

**ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ СЕРЕДНЬОТЕМПЕРАТУРНИХ
АГРЕГАТІВ НА БАЗІ НАПІВГЕРМЕТИЧНИХ ПОРШНЕВИХ
КОМПРЕСОРІВ BITZER (ДАНІ ДЛЯ ХЛАДОНУ R404A)**

Багатокомпресорний агрегат		Електрична потужність компресора при температурі кипіння холодильного агента мінус 10 °С, кВт	Холодопродуктивність компресора при температурі конденсації холодильного агента шюс 40 °С і при температурі всмоктування п.пос 20 °С, Вт		
			Температура кипіння холодильного агента, °С		
№ п/п	Тип		мінус 5	мінус 10	мінус 15
1	MAV-2x4FC 3, 2Y-RO	8,2	23120	19040	15480
2	MAV-2x4EC 4, 2Y-RO	9,86	28880	23740	19300
3	MAV-2x4DC 5, 2Y-RO	11,9	35300	29040	23620
4	MAV-2x4CC 6, 2Y-RO	14,34	42200	34840	28400
5	MAV-2x4TC 8, 2Y-RO	18,10	54296	44672	36334
6	MAV-2x4PC 10, 2Y-RO	21,02	65024	53332	43220
7	MAV-2x4NC 12, 2Y-RO	24,62	76116	62580	50868
8	MAV-2x4J 13, 2Y-RO	28,16	85600	70500	57400
9	MAV-2x4H 15, 2Y-RO	33,60	99700	82300	67200
10	MAV-2x4G 20, 2Y-RO	38,72	114400	94600	77400
11	MAV-2x6J 22, 2Y-RO	42,48	127600	105200	85600
12	MAV-2x6H 25, 2Y-RO	50,36	149400	123200	100400
13	MAV-2x6G 30, 2Y-RO	52,00	168000	138600	113200
14	MAV-2x6F 40, 2Y-RO	66,86	201800	166200	135200
15	MAV-3x4FC 3, 2Y-RO	12,30	34680	28560	23220
16	MAV-3x4EC 4, 2Y-RO	14,79	43320	35610	28950
17	MAV-3x4DC 5, 2Y-RO	17,85	52950	43560	35430
18	MAV-3x4CC 6, 2Y-RO	21,51	63300	52260	42600
19	MAV-3x4NC 8, 2Y-RO	27,15	81444	67008	54501
20	MAV-3x4PC 10, 2Y-RO	31,53	97536	79998	64830
21	MAV-3x4NC 12, 2Y-RO	36,93	114174	93870	76302
22	MAV-3x4J 13, 2Y-RO	42,24	128400	105750	86100
23	MAV-3x4H 15, 2Y-RO	50,40	149550	123450	100800
24	MAV-3x4G 20, 2Y-RO	58,08	171600	141900	116100
25	MAV-3x6J 22, 2Y-RO	63,72	191400	157800	128400
26	MAV-3x6H 25, 2Y-RO	75,54	224100	184800	150600
27	MAV-3x6G 30, 2Y-RO	85,50	252000	207900	169800
28	MAV-3x6F 40, 2Y-RO	100,29	302700	249300	202800

Кодування агрегатів:

M	A	B	3	4DC5.2Y	EQ	CR	F	K	P	VG
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

- Зона застосування:
H – високотемпературна
M – середньотемпературна
L – низькотемпературна
- Тип холодоагента:
R – R22
A – R404A
B – R407C
- Виробник компресора:
B – Bitzer
- Кількість компресорів
- Модель компресора
- EQ** – зрівнювальна лінія по маслу і газу
PO – система з регуляторами рівня масла
O – колектор всмоктування (швидкість газу $\geq 1,5$ м/с) тільки для серії «Octagon»
- CR** – регулятор продуктивності
O – без регулятора продуктивності

Нові спіральні компресори фірми ДАНФОС

Модель	$V_h, \text{ м}^3/\text{год}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$		Холодопродуктивність $Q_0, \text{ Вт}$				
		t_k		-45	-35	-25	-15	-5
LFZ 166	29	30		4790	7810	12210	18280	–
		40		4180	6830	10620	15860	–
LFZ 250	43.5	30		7460	12030	18780	28210	–
		40		6720	10710	16470	24530	–
MFZ 166	29	30				12310	18290	26350
		40		–	–	10650	15870	22860
		50				8920	13340	19220
MFZ 250	43,5	30				18510	27490	39660
		40		–	–	16280	24170	34750
		50				13890	20590	29480

ДОДАТОК В

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

1. Конденсатори

1.1. Горизонтальні кожухотрубні

Аміачні				Фреонові			
№	марка	поверхня, $F, \text{ м}^2$	кількість ходів	№	марка	поверхня, $F, \text{ м}^2$	кількість ходів
1	20 - КТГ	20	8	1	МКТНР 10	10	4
2	25 - КТГ	25	8	2	МКТНР - 16	16	4
3	32 - КТГ	32	8	3	МКТНР - 25	25	4
4	40 - КТГ	40	8	4	МКТНР - 40	40	2
5	50 - КТГ	50	8	5	МКТНР - 50	50	2
6	65 - КТГ	65	8	6	МКТНР - 63	63	2
7	90 - КТГ	90	8	7	МКТНР - 80	80	2
8	110 - КТГ	110	8	8	МКТНР - 100	110	2
9	140 - КТГ	140	8	9	МКТНР - 125	125	2
10	180 - КТГ	180	8	10	МКТНР - 160	160	2

1.2. Вертикальні кожухотрубні

Марка	Поверхня, $F, \text{ м}^2$	Кількість труб
50 KB	50	48
75 KB	75	68
100 KB	100	96
125 KB	125	127
150 KB	150	151
250 KB	250	250

1.3. Випарні

Марка	Поверхня, $F, \text{ м}^2$	Кількість вентиляторів
ИК - 90	75	2
ИК - 125	138	2
ТКА - 85	51,5	2
ТКА - 140	88	4
ТКА 225	139,5	6
ТКА - 280	176	8

2. Випарники

2.1. Ам'ячні кожухотрубні типу ИТГ

Випарник	Площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість труб	Кількість ходів
ИТГ-40	42,7	144	8
ИТГ-50	48,5	214	8
ИТГ-63	65,0	214	8
ИТГ-80	81,5	214	8
ИТГ-125	124,0	386	8
ИТГ-160	155,0	386	8
ИТГ-200	194,0	616	8
ИТГ-250	242,0	616	8
ИТГ-315	315,0	870	4

2.2. Фреонові кожухотрубні типу ИТР

Випарник	Площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість труб	Кількість рядів горизонтальних труб
ИТР-12	12	70	9
ИТР-18	18	84	11
ИТР-35	35	145	14
ИТР-50	50	207	14
ИТР-70	70	249	18
ИТР-105	100	237	16
ИТР-210	200	484	23

2.3. Ам'ячні панельні типу ИП

Випарник	Площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість секцій	Ємність по аміаку, м ³
20 ИП	20	4×5	0,1136
30 ИП	30	6×5	0,1591
40 ИП	40	8×5	0,2227
60 ИП	60	12×5	0,3326
90 ИП	90	18×5	0,4973
180 ИП	180	18×10	0,7444
320 ИП	320	32×10	1,338

3. Камерні прилади охолодження

3.1. Камерні батареї

Тип секції	Площа поверхні, м ²	Довжина секції, м
СЗГ – змієвикова головна	13,7	2,75
СЗХ – змієвикова хвостова	13,7	2,75
СС – середня	15,7	3,0
СК – одноколекторна оребрена	23,8	4,5
	14,3	2,75

3.2. Повітроохолоджувачі

Тип	Маркірування	Площа поверхні охолод., м ²	Холодопродуктивність, кВт	Витрати повітря, м ³ /с
підвішаний	ВОВ-230	230	26,7	4,7
	ВО-80	80,5	7,3	2,0
	ВО-100	100,2	9,3	2,22
	ВО-125	125,6	11,4	2,5
	ВО-160	160,8	14,8	4,0
	ВО-200	200,3	18,5	5,0
підвішаний	НВО-80	80,2	8,8	2,22
	НВО-100	101,2	12,4	2,78
	НВО-125	120,3	16,2	3,47
	НВО-160	172,0	21,0	4,5
	НВО-200	202,0	28,6	5,0
постаментний	ПВО-100	101,3	10,0	2,78
	ПВО-160	162,4	15,6	5,0
	ПВО-250	253,3	24,5	6,94
	Я10-ФВП	330,0	38,3	5,0
навішаний	НВОЛ-50	50		1,94
	НВОЛ-80	80		3,11
	НВОЛ-100	100		3,89
	НВОЛ-125	125		4,86
	НВОЛ-160	160		6,22
	НВОЛ-200	200		7,78

ДОДАТОК Г

САМОСТІЙНА РОБОТА СТУДЕНТІВ

Самостійна робота студентів включає роботу над теоретичним матеріалом і виконання індивідуального завдання. Крім планової роботи з підручником, навчальними посібниками і конспектом лекцій студентам запропонована робота над рефератом по одній з 26 перелічених нижче тем.

І. Теми рефератів

1. Області застосування штучного холоду в народному господарстві [3, с. 277...320; 2, с. 5...7].

2. Принципові схеми і цикли газових холодильних машин. Їх переваги і недоліки в порівнянні з паровими компресорними холодильними машинами. [1, с. 360...377; 7, с. 125...148; 2, с. 35...39].

3. “Вологий хід” компресора. Конструктивні способи боротьби з ним в аміачних і фреонових холодильних машинах. [1, с. 63...63; 2, с. 42...50, с. 73...90].

4. Схеми і цикли низькотемпературних холодильних машин на базі одного компресора. [1, с. 80...82, с. 86...88; 7, с. 111...114].

5. Схеми і цикли низькотемпературних холодильних машин на базі декількох компресорів. [7, с. 90...124; 2, с. 67...79; 1, с. 68...95].

6. Порівняльна характеристика різних типів компресорів, які використовуються в холодильній техніці. [1, с. 97...220; 2, с. 53...66; 7, с. 317...535; 8, с. 33...50].

7. Будова, класифікація, маркірування і способи регулювання холодопродуктивності поршневих компресорів. [1, с. 97...143; 2, с. 53...67; 7, с. 317...391; 8, с. 33...45].

8. Вимоги, які ставляться до холодильних агентів. Найбільш поширені агенти неорганічного походження. [1, с. 32...45; 2, с. 19...35; 7, с. 35...73].

9. Вимоги, які ставляться до холодильних агентів. Сучасні агенти на основі сумішей речовин. [1, с. 32...45, с. 63...64; 7, с. 35...45, с. 58...73].

10. Способи оцінки екологічної небезпеки холодильних агентів. Властивості найважливіших екологічно безпечних агентів, котрі вживаються в даний час. [1, с. 40...49; 7, с. 58...72].

11. Проміжні холодоносії і їх властивості. Схема фреонової холодильної машини з розсільною системою охолодження. [2, с. 186...188; 7, с. 49...55; 3, с. 49...55].

12. Повітряні і проточні конденсатори. Конструкції, найважливіші характеристики і основи їх підбору. [1, с. 281...313; 2, с. 166...184; 8, с. 51...56].

13. Повітряні і проточні випарники. Їх конструкції, основні характеристики і основи розрахунку. [1, с. 314...342; 2, с. 184...207; 8, с. 57...61].

14. Допоміжне устаткування холодильних машин. [2, с. 221...249; 1, с. 353...360; 7, с. 879...888; 9, с. 269...285].

15. Основи автоматизації холодильних машин. [1, с. 470...490; 2, с. 256... 268; 7, с. 888...938].

16. Тепловикористовуючі холодильні машини. Схеми, що не припускають використання електроенергії. [1, с. 388...392, с. 416...420; 2, с. 282...300; 7, с. 149...175; 8, с. 251...264].

17. Планування і будова холодильників. Конструктивні відмінності холодильників від інших будівель. Типи холодильників. Навести декілька прикладів безперервного холодильного ланцюга на прикладі Одеського регіону. [3, с. 207...264; 2, с. 300...359; 9, с. 8...38].

18. Особливості будівельних конструкцій холодильників. Теплогідроізоляційні матеріали. Коректний вибір товщини теплоізоляційного шару. [1, с. 168...184; 2, с. 337...359; 9, с. 59...92].

19. Порівняльний аналіз існуючих методів зняття снігової шуби з камерних батарей. [2, с. 413...415; 9, с. 519...538].

20. Холодильний транспорт. [3, с. 389...400; 2, с. 547...568; 9, с. 391...415].

21. Використання водного льоду в харчовій промисловості. Типи льодогенераторів. [3, с. 344...362; 2, с. 485...502; 9, с. 312...352].

22. Камерні батареї і повітроохолоджувачі. Конструкції, експлуатація, методи підбору. [3, с. 19...23; 2, с. 198...221; 9, с. 142...170].

23. Типи камерних морозилок. Будова, експлуатація, основи проектування. [6, с. 19...47, с. 77...86; 2, с. 370...372].

24. Повітряні морозильні апарати. Будова, класифікація, основи проектування. [6, с. 92...162].

25. Морозильні апарати безконтактного типу. Класифікація, конструкції, техніко-економічні показники. [6, с. 167...222].

26. Морозильні апарати контактного типу. Принцип дії, конструкції, техніко-економічні показники. [6, с. 222...268].

Примітки:

1. Обсяг записки – не менше 10 листів з обов'язковим включенням графічної частини (ескізи, графіки і т. д.).

2. По тексту обов'язково наводити літературні джерела, які використовувалися, з зазначенням сторінок, включаючи і цей навчальний посібник.

II. Контрольна робота і приклади її виконання

Умови завдання: вибрати холодильне обладнання компресорного цеху і скласти принципову схему холодильної установки виробничого холодильника, призначеного для зберігання G тонн вантажу при температурі зберігання $t_{ван}$.

Відомо, що на холодильник щодоби надходить вантаж в кількості 10 % від ємкості холодильника G , вантаж охолоджується терміном τ годин в камері термічної обробки вантажу від температури зовнішнього повітря $t_{н.в}$ до температури $t_{ван}$.

При виборі варіанта завдання слід виходити з двох останніх цифр номера залікової книжки і букви, з якої починається прізвище студента. Так, якщо номер залікової книжки студента Федотова 194710, то згідно табл. Г1 за першою буквою прізвища вибирають місткість холодильника $G = 1100$ т і термін охолодження $\tau = 16$ годин; за передостанньою цифрою номера залікової книжки вибирають теплоізоляцію – мінералвату і температуру зовнішнього повітря $t_{н.в} = 38$ °С; за останньою цифрою номера – холодильний агент – аміак, найменування вантажу – птиця, температуру вантажу – $t_{ван} = -10$ °С.

Пристаюючи до виконання контрольної роботи, слід пам'ятати, що кінцевою метою її є підбір обладнання компресорного цеху. Але для досягнення поставленої мети необхідно виконати ряд проміжних етапів.

Таблиця Г1

Перша буква прізвища студента						Номер залікової книжки студента					
	G , т	τ , год.		G , т	τ , год.	Передостання цифра		Остання цифра			
							теплоізоляція	$t_{н.в}$, °С	хол. агент	вантаж	$t_{ван}$, °С
А, Х	1000	12	Л	200	10	1	Мінералвата	+38	R22	сир	+2
Б, Ц	1200	14	М	250	8	2	Пінобетон	+35	R134	яблука	0
В, Ч	1400	14	Н	300	12	3	ПХР-1	+30	NH ₃	масло	-15
Г, Ш	1600	15	О	400	10	4	ПСБ-С	+25	R134	птиця	-5
Д, Щ	2000	6	П	500	15	5	ПУ-101	+20	R22	яловичина	-10
Е, С	90	8	Р	620	16	6	ПХВ-2	-22	NH ₃	риба	-5
Ж, Ю	100	9	С	700	14	7	Пінобетон	+27	NH ₃	молоко	0
З, Я	120	10	Т	850	12	8	ПСБ-С	+32	R22	баранина	-15
І	150	12	У	950	18	9	ПХВ-1	+36	R12	виноград	+4
К	180	8	Ф	1100	16	0	Мінералвата	+28	NH ₃	птиця	-10

До таких етапів слід віднести:

1. Визначення будівельної площі холодильника. Ця величина необхідна для того, щоб представити у загальних рисах основні розміри

холодильника і визначити за укрупненими показниками потребу його в холоді.

2. Виконання докладного розрахунку теплоприпливів до камери охолодження вантажів на холодильнику.

3. Побудова робочого циклу холодильної машини в $\lg P, i$ – діаграмі на вказаному в завданні холодильному агенті з метою визначення параметрів вузлових точок циклу.

4. Розрахунок і підбір холодильного устаткування (кількість і марки компресорів і конденсаторів, які необхідно включити в схему холодильної установки).

5. Складання принципової схеми холодильної установки.

Нижче наведений приклад виконання контрольної роботи для варіанта Н19.

Згідно табл. Г1 вибираємо початкові дані:

Місткість холодильника	$G = 300$ т
Час охолодження	$\tau = 12$ год
Теплоізоляція	мінералвата
Температура зовнішнього повітря	$t_{\text{но}} = +38$ °С
Холодильний агент	R12
Найменування вантажу	виноград
Температура вантажу	$t_{\text{ван}} = 4$ °С

І. Визначення будівельної площі холодильника

Вважаємо, що холодильник одноповерховий, відстань між колонами 6×6 м.

Норма завантаження 1 м^3 вантажного об'єму $q_v = 0,35 \text{ т/м}^3$:

1. Вантажний об'єм камер зберігання вантажу:

$$V_{\text{ван}} = \frac{G}{q_v} = \frac{300}{0,35} = 857 \text{ м}^3.$$

Приймаємо будівельну висоту камер $h_{\text{буд}} = 6,0$ м.

Вантажну висоту приймаємо на 1 м менше – $h_{\text{ван}} = 5,0$ м.

2. Вантажна площа камер:

$$F_{\text{ван}} = \frac{V_{\text{ван}}}{h_{\text{ван}}} = \frac{857}{5,0} = 171 \text{ м}^2.$$

3. Будівельна площа камер

$$F_{\text{бвд}} = \frac{F_{\text{ван}}}{\beta} = \frac{171}{0,80} = 214 \text{ м}^2,$$

де β – коефіцієнт використання будівельної площі камер; $\beta = 0,80$.
 Приймаємо розміри камер зберігання:
 $a = 12 \text{ м}$, $b = 18 \text{ м}$, $F_{\text{бвд}} = 216 \text{ м}^2$.

II. Розрахунок теплоприпливів до камер холодильника

Сумарний теплоприплив по холодильнику складається з теплоприпливів до камер зберігання і в камеру охолодження вантажу. Теплоприплив до камер зберігання холодильника Q' визначаємо приблизно, за укрупненими показниками відповідно до формули

$$Q' = F_{\text{бвд}} \cdot q_F, \text{ Вт},$$

де q_F – питомий теплоприплив, віднесений до 1 м^2 площі камер зберігання. Для камер зберігання охолоджених вантажів в [2, с. 151] рекомендується приймати $q_F = 50 \dots 80 \text{ Вт/м}^2$.

Приймаємо $q_F = 65 \text{ Вт/м}^2$.

$$Q' = 216 \cdot 65 = 14040 \text{ Вт}.$$

Окрім цього, деяку кількість холоду Q'' необхідно передбачити для потреб камери охолодження вантажу.

Величину Q'' визначають за наступною схемою

$$Q'' = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \text{ Вт},$$

де Q_1 – теплоприпливи через захищаючі конструкції камери;

Q_2 – теплоприпливи від вантажу;

Q_3 – теплоприпливи, пов'язані з вентиляцією камери охолодження;

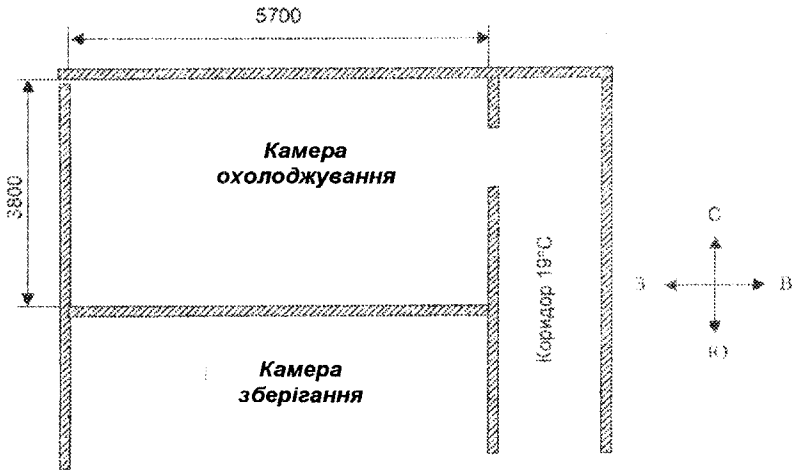
Q_4 – експлуатаційні теплоприпливи.

Будівельну площу камери охолодження, згідно умовам завдання, приймаємо такою, що дорівнює 10 % будівельної площі холодильника $F_{\text{охол}} = 22 \text{ м}^2$.

Приймаємо розміри камери охолодження:

$a = 5,7 \text{ м}$; $b = 3,8 \text{ м}$.

План холодильника



Теплоприпливи через огорожі камери Q_d

Теплоприпливи через огорожі визначають як суму теплоприпливів через стіни, перегородки, стелю і підлогу. Ці теплоприпливи викликані наявністю різниці температур зовні огорожі і усередині камери, а також наявністю сонячної радіації. Кожен з цих теплоприпливів визначається за формулою

$$Q = K_o \cdot F \cdot (t_n - t_o), \text{ Вт}$$

де K_o – дійсний коефіцієнт теплопередачі;

F – поверхня огорожі;

t_n – температура зовні огорожі;

t_o – температура усередині камери, приймається дорівнюючою $t_{\text{ван}}$.

1. Визначаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішньої стіни холодильника (рис. 9.3 (б)).

Розрахунок проводимо за середньорічною температурою $+1...+8^\circ\text{C}$. Стіни виконані із залізобетонних панелей з шаром теплоізоляції. Шари в стіні розташовані в наступному порядку:

1 – штукатурка цементна $\delta_{шт.} = 0,02$ м;

$\lambda_{шт.} = 0,9 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

2 – залізобетонна панель $\delta_{з.б.} = 0,1$ м;

$\lambda_{з.б.} = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

- 3 – пароізоляція $\delta_{пар.} = 0,003$ м;
 $\lambda_{пар.} = 0,16$ Вт/(м·К);
 4 – теплоізоляція (мінераловата)
 $\lambda_{із.} = 0,085$ Вт/(м·К);
 5 – обробний шар $\delta_{о.с.} = 0,02$ м;
 $\lambda_{о.с.} = 0,9$ Вт/(м·К).

З табл. 16 [2] приймаємо значення коефіцієнта теплопередачі (нормативний) $K = 0,44$ Вт/(м²·К).

Величини коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішньої і внутрішньої сторін приймаємо 23 і 8 Вт/(м²·К), відповідно [2].

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляційного шару з відомого рівняння теплопередачі через плоску стінку (9.2)

$$\delta_{из} = 0,85 \cdot \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{23} + \frac{2 \cdot 0,02}{0,9} + \frac{0,1}{1,4} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,003}{0,16} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,166 \text{ м.}$$

Приймаємо стандартний шар мінераловати товщиною 0,20 м.

2. Визначаємо дійсний коефіцієнт теплопередачі (9.3)

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{2 \cdot 0,02}{0,9} + \frac{0,1}{1,4} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,003}{0,16} + \frac{0,20}{0,085} + \frac{1}{8}} = 0,373 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Результати розрахунку теплоприпливів у камеру охолодження зводимо в таблицю (тут умовно прийнято, що конструкції зовнішніх стін камери і перекриття однакові).

№	Огорожі	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F, \text{м}^2$	$t_{in} - t_{ex}, \text{град}$	$Q, \text{Вт}$
1	Стіна зовнішня західна	0,373	22,8	34,0	289,0
2	Стіна зовнішня західна (на сонячну радіацію)	0,373	22,8	11,7	99,5
3	Стіна зовнішня північна	0,373	34,2	34,0	433,6
4	Перегородка	0,520	22,8	0,0	0,0
5	Стіна внутрішня північна	0,400	34,2	4,0	54,6
6	Перекриття	0,373	21,6	34,0	274,2
7	Перекриття (на сонячну радіацію)	0,373	21,6	17,7	142,7
8	Підлога	0,440	21,6	1,0	9,5
	Разом Q_I				1174,9

Для перегородки, внутрішньої стіни і підлоги прийняті нормативні значення коефіцієнтів теплопередачі.

Теплоприпливи від вантажу Q_2

Теплоприпливи, пов'язані з охолодженням вантажу в камеру охолодження Q_2 , визначаються за формулою

$$Q_2 = \frac{G_c \cdot (i_n - i_k) \cdot 1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт,}$$

де G_c – добове надходження вантажу в камеру охолодження, яке складає 10 % місткості холодильника, $G_c = 30$ т/добу;

i_n – ентальпія продукту, який надходить, $i_n = 324,4$ кДж/кг;

i_k – ентальпія охолодженого продукту, $i_k = 250,2$ кДж/кг;

τ – тривалість охолодження вантажу, $\tau = 12$ год.

$$Q_2 = \frac{30 \cdot (324,4 - 250,2) \cdot 10^6}{12 \cdot 3600} = 51528 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив, пов'язаний з вентиляцією камери Q_3

Теплоприпливи від зовнішнього повітря при вентиляції приміщення обчислюється за формулою

$$Q_3 = \frac{a \cdot V \cdot \rho \cdot (i_n - i_e) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ Вт,}$$

де a – кратність повітрообміну в камері, $a = 3$;

V – об'єм вентиляованого приміщення, м^3 ;

ρ – густина зовнішнього повітря, $\rho = 1,20$ $\text{кг}/\text{м}^3$;

i_n – ентальпія зовнішнього повітря, $i_n = 96,7$ кДж/кг;

i_e – ентальпія повітря в камері, $i_e = 4,2$ кДж/кг;

$$V = h_{\text{вн}} \cdot F_{\text{вн}} = 6 \cdot 22 = 132 \text{ м}^3,$$

$$Q_3 = \frac{3 \cdot 132 \cdot 1,20 \cdot (96,7 - 4)}{86,4} = 500 \text{ Вт.}$$

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів Q_4

Теплоприпливи Q_4 , пов'язані з наявністю електричного освітлення в камері, роботою електродвигунів і т. д., невеликі і визначаються як деяка частина $(Q_1 + Q_3)$:

$$Q_4 = (0,1 \dots 0,3) \cdot (Q_1 + Q_3) = 0,2 \cdot (1175 + 500) = 335 \text{ Вт.}$$

Сумарний теплоприплив в камеру охолодження Q''

$$Q'' = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 1174,9 + 51528 + 500 + 335 = 53537 \text{ Вт.}$$

Загальні теплоприпливи по холодильнику

$$Q_{\text{сум}} = Q' + Q'' = 14040 + 53537 = 67577 \text{ Вт.}$$

Теплове навантаження на компресор (його холодопродуктивність)

$$Q_0 = \frac{k \cdot Q_{\text{сум}}}{b} = \frac{1,06 \cdot 67577}{0,9} = 79591 \text{ Вт,}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати холоду в трубопроводах і апаратах холодильної установки, приймаємо $k = 1,06$;

b – коефіцієнт робочого часу компресора, приймаємо $b = 0,9$.

III. Побудова робочого циклу холодильної машини

Найбільш вигідним циклом холодильних машин, які працюють на хладоні R12, є регенеративний цикл (рис. 3.9).

Температуру кипіння агента приймаємо на 8°C нижче за температуру повітря в камері [4, С. 72]

$$t_0 = t_{\text{в}} - 8 = 4 - 8 = -4^\circ\text{C},$$

де $t_{\text{в}}$ – температура повітря в камері, дорівнює $t_{\text{оан}}$.

Температуру конденсації визначаємо за формулою [4, С. 72]

$$t_{\text{к}} = t_{\text{н.о}} + 3 = 38 + 3 = 41^\circ\text{C},$$

де $t_{\text{н.о}}$ – температура зовнішнього повітря.

Температуру всмоктування пари в циліндр компресора приймаємо на 25 градусів вище за температуру кипіння

$$t_{\text{вс}} = t_0 + 25 = -4 + 25 = 21^\circ\text{C}.$$

За таблицями насиченої пари хладону R12 знаходимо:

$$P_0 = 0,270 \text{ МПа}; \quad P_{\text{к}} = 0,982 \text{ МПа}.$$

Звідси ж знаходимо значення ентальпій в точках 1, 3 і 4.

$$i_1 = 551 \text{ кДж/кг}; \quad i_3 = 570 \text{ кДж/кг}; \quad i_4 = 440 \text{ кДж/кг}.$$

За відомою температурою $t_1' = t_{\text{вс}} = 21^\circ\text{C}$ і $P_0 = 0,270 \text{ МПа}$, знаходимо параметри точки 1':

$$i_1' = 567 \text{ кДж/кг}; \quad v_1' = 0,071 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad s_1' = 4,617 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Для визначення параметрів точки 4' складаємо рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника:

$$i_4 - i_4' = i_{\text{г}} - i_1,$$

звідки

$$i_4 = i_4 - (i_{\text{г}} - i_1) = 440 - (567 - 551) = 425 \text{ кДж/кг}.$$

За відомими $P_{\text{к}} = 0,982 \text{ МПа}$ та $i_4' = 425 \text{ кДж/кг}$ знаходимо на діаграмі температуру t_4'

$$t_4' = 26^\circ\text{C}.$$

Потім з точки 1' проводимо лінію $s = \text{const}$ до перетину з ізобарою $P_{\text{к}} = 0,982 \text{ МПа}$ і визначаємо параметри точки 2.

Значення параметрів характерних точок циклу вносимо до таблиці.

№	t , °C	P , МПа	i , кДж/кг	v , м ³ /кг	s , кДж/(кг·К)
1	-4	0,270	551		
1'	21	0,270	567	0,071	4,617
2	72	0,982	592		
3	41	0,982	570		
4	41	0,982	440		
4'	26	0,982	425		
5	-4	0,270	425		

IV. Розрахунок і підбір холодильного устаткування

A. Тепловий розрахунок компресора

1. Холодопродуктивність 1 кг холодильного агента (питома холодопродуктивність), кДж/кг

$$q_o = i_1 - i_5 = 551 - 425 = 126 \text{ кДж/кг.}$$

2. Масова витрата пари, кг/с

$$M = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{79,59}{126} = 0,631 \text{ кг/с,}$$

де Q_o – теплове навантаження на компресор, кВт.

3. Об'ємна витрата пари (дійсний об'єм пари, що пройшов через компресор), м³/с

$$V'_o = M \cdot v_1 = 0,631 \cdot 0,071 = 0,0447 \text{ м}^3/\text{с,}$$

де v_1 – питомий об'єм пари в точці 1' (питомий об'єм пари при вході в циліндр компресора).

4. За графіком (рис. 11.2 [4]) знаходимо коефіцієнт подачі компресора і його індикаторний ККД, залежно від ступеня стиснення

$$\frac{P_k}{P_o} = \frac{0,982}{0,270} = 3,64;$$

$$\lambda = 0,72; \quad \eta_i = 0,78.$$

5. Теоретичний об'єм, який повинні описувати поршні компресора

$$V_h = \frac{V_o}{\lambda} = \frac{0,0447}{0,72} = 0,062 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (} 143,2 \text{ м}^3/\text{год)}.$$

З таблиць, наведених в Додатку Б, вибираємо відповідну марку компресора: П110 ($V_h = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$), чи СМО26 ($V_h = 175 \text{ м}^3/\text{год}$).

6. Теоретична (адіабатна) потужність компресора

$$N_T = M(i_2 - i_1) = 0,631 \cdot (592 - 567) = 16,3 \text{ кВт}.$$

7. Дійсна (індикаторна) потужність компресора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{16,3}{0,78} = 20,9 \text{ кВт}.$$

8. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{mp} = 20,9 + 3,1 = 24,0 \text{ кВт},$$

де N_{mp} – потужність тертя

$$N_{mp} = P_{mp} \cdot V_h, \text{ кВт}; \quad N_{mp} = 0,062 \cdot 50 = 3,1 \text{ кВт};$$

P_{mp} – умовна величина тиску тертя (40...60 кПа).

9. Електрична потужність компресора

$$N_{ea} = \frac{N_e}{\eta_{nep} \cdot \eta_{eo}},$$

де η_{nep} , η_{eo} – ККД передачі і електродвигуна, відповідно;

$$N_{ea} = \frac{24,0}{1 \cdot 0,9} = 26,7 \text{ кВт}.$$

За величиною N_{ea} підбирають електродвигун до компресора.

10. Дійсний холодильний коефіцієнт циклу

$$\kappa_e = \frac{Q_o}{N_{ea}} = \frac{79,59}{26,7} \approx 3.$$

Б. Підбір конденсатора

Конденсатор підбираємо за величиною теплопередаючої поверхні, м²

$$F_k = \frac{Q_k \cdot 1000}{K \cdot \theta_{cp}},$$

де Q_k – сумарний тепловий потік в конденсаторі від всіх компресорів, кВт, $Q_k = Q_o + N_i$;

$K = 750 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, що працює на хладоні;

θ_{cp} – середня різниця температур між холодильним агентом, який конденсується і охолоджуючою водою.

Середньоарифметичну різницю температур розраховуємо за формулою

$$\theta_{cp} = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2},$$

де t_1 і t_2 – температура води на виході з конденсатора і вході, відповідно;

t_k – температура конденсації.

Приймаємо

$$t_1 = t_k - 5, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_2 = t_k - 10, \text{ } ^\circ\text{C},$$

тоді

$$\theta_{cp} = 41 - \frac{36 + 31}{2} = 7,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$Q_k = 67,6 + 20,9 = 88,5 \text{ кВт}.$$

$$F_k = \frac{88500}{750 \cdot 7,5} = 16 \text{ м}^2.$$

З Додатка В вибираємо кожухотрубний конденсатор МКТНР-16, який має площу теплопередаючої поверхні 16 м^2 .

Принципова схема фреонової холодильної машини аналогічна представлений на рис. 3.8.

ДОДАТОК Д

ТЕСТИ

1. Який з перерахованих нижче свіжих харчових продуктів найбільш схильний до біохімічного псування?

- а) абрикоси; в) риба;
б) яблука; г) м'ясо.

2. Який з перерахованих нижче свіжих харчових продуктів найбільш схильний до мікробіального псування?

- а) абрикоси; в) риба;
б) яблука; г) м'ясо.

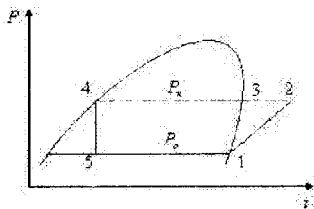
3. Який з перерахованих нижче способів отримання низьких температур найширше використовується в народному господарстві?

- а) адіабатне розширення газів;
б) дроселювання рідин;
в) вихровий ефект Ранка-Хільша;
г) термоелектричне охолодження.

4. У яких межах може змінюватися величина опалювального коефіцієнта теплового насоса μ ?

- а) $0 < \mu < 1$; б) $0 < \mu < \infty$; в) $1 < \mu < \infty$; г) $-\infty < \mu < \infty$.

5. Опалювальний коефіцієнт циклу теплового насоса μ – це:



а) $\mu = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$; б) $\mu = \frac{i_2 - i_4}{i_2 - i_1}$;

в) $\mu = \frac{i_2 - i_4}{i_1 - i_5}$; г) $\mu = \frac{i_2 - i_1}{i_2 - i_4}$.

6. Холодопродуктивність холодильної машини Q_0 , кВт – це:

- а) холод, що виробляється протягом доби;
б) холод, що виробляється 1 кг холодильного агента;
в) холод, що виробляється за 1 секунду;
г) холод, що виробляється за 1 годину

7. На що вказує перша цифра номера хладону R 152:

- а) агент є похідною метану;
 б) агент є похідною стану;
 в) агент є азеотропною сумішшю;
 г) агент відноситься до першої, найбезпечнішої групи речовин.
8. Кількість атомів водню в молекулі хладону R134 дорівнює:
 а) останній цифрі номера агента;
 б) передостанній цифрі номера агента;
 в) останній цифрі номера агента, зменшеній на одиницю;
 г) передостанній цифрі номера агента, зменшеній на одиницю.
9. Якщо змусити працювати побутовий холодильник з відкритими дверцями, то температура в теплоізольованій кімнаті через 4 години:
 а) підвищиться;
 б) знизиться;
 в) залишиться без зміни.
10. Дві останні цифри номера холодильного агента R744 вказують на:
 а) величину критичного тиску;
 б) кількість атомів хлору і фтору в молекулі;
 в) молекулярну вагу речовини;
 г) відсоток розчинності агента в змащувальному маслі.
11. Яким з перерахованих холодильних агентів практично не розчиняється змащувальне масло:
 а) аміак; в) хладон R22;
 б) хладон R12; г) хладон R134a.
12. Похідною якого парафіну є хладон R22:
 а) метану; в) пропану;
 б) стану; г) бутану.
13. Питома масова холодопродуктивність q_0 – це:
 а) холод, що виробляється машиною за одну секунду;
 б) холод, що виробляється 1 кг холодильного агента;
 в) холод, що виробляється однією холодильною машиною;
 г) холод, що виробляється 1 м³ пари холодильного агента.
14. Вкажіть вірну хімічну формулу хладону R134a:
 а) C₃H₃ClF₄; в) C₂F₄H₂;
 б) C₂F₄Cl₂; г) CF₄.

15. Який з перерахованих нижче холодильних агентів є азетропною сумішшю?

- а) R318; в) R501;
б) R600a; г) R728.

16. Який з перерахованих холодильних агентів є неорганічною речовиною:

- а) R740; в) R134a;
б) R504; г) R22.

17. На що вказує перша цифра номера хладону R502:

- а) агент походить від неорганічної речовини;
б) агент являє свою азетропну суміш речовин;
в) агент є похідним пентану C_5H_{12} .

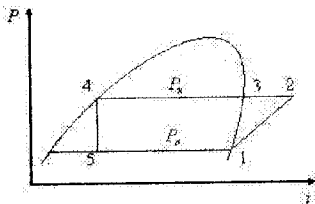
18. Остання цифра номера хладону R13 вказує на:

- а) кількість атомів фтору в молекулі;
б) кількість атомів водню в молекулі;
в) кількість атомів хлору в молекулі;
г) приналежність агента до метанового ряду.

19. Без якого з перерахованих нижче елементів холодильна машина не зможе працювати:

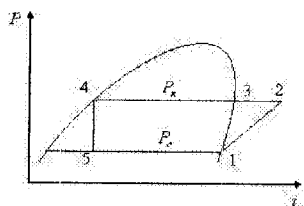
- а) ресивера; в) масловіддільника;
б) віддільника рідини; г) дросельного вентиля.

20. Знайдіть невірну назву процесу:



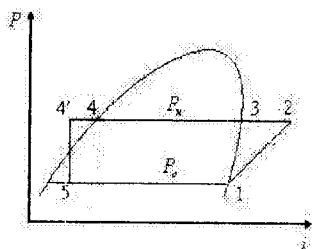
- а) 5, 1 – кипіння агента у випарнику;
б) 4, 5 – дроселювання рідкого агента;
в) 2, 3 – конденсація пари;
г) 1, 2 – стиснення пари в компресорі.

21. Питому холодопродуктивність цикла q_0 можна обчислити як:



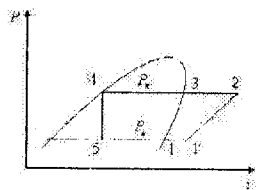
- а) $i_2 - i_1$;
- б) $i_2 - i_4$;
- в) $i_1 - i_5$;
- г) $i_3 - i_4$.

22. Холодильний коефіцієнт циклу, який розглядається, можна обчислити за формулою

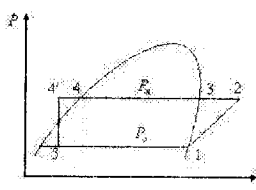


- а) $\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_4}$;
- б) $\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_4}$;
- в) $\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$;
- г) $\varepsilon = \frac{i_2 - i_4}{i_2 - i_1}$.

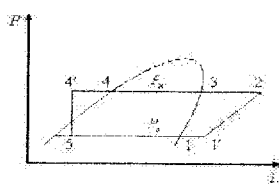
23. Який з представлених циклів є циклом фреонової холодильної машини з РТО?



1

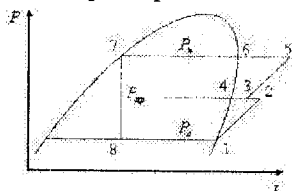


2



3

24. У циклі двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням який з компресорів більший за розміром:

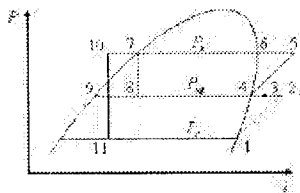


- а) компресор СНТ;
- б) компресор СВТ;
- в) розміри однакові.

25. Максимальна кількість каскадів в багатокаскадній холодильній машині може сягати:

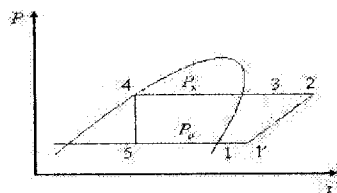
- а) 2;
- б) 3;
- в) 4;
- г) нічим не обмежена.

26. Двоступінчата холодильна машина з повним проміжним охолодженням агента. Переохолодження рідкого агента 7, 10 проводиться:



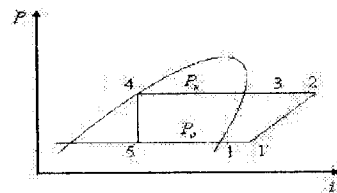
- водою в конденсаторі;
- водою в переохолодженні рідини;
- парою, що йде з випарника;
- киплячим агентом в змійовику проміжного посуду.

27. Якщо перегрів пари 1, 1' відбувається у всмоктуючому паропроводі, то величину холодильного коефіцієнта цього циклу можна обчислити за формулою



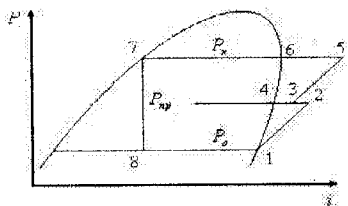
- $\varepsilon = \frac{i_1' - i_5}{i_2 - i_1}$;
- $\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}$;
- $\varepsilon = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1'}$.

28. Питому роботу стиснення в компресорі 1 можна обчислити як:



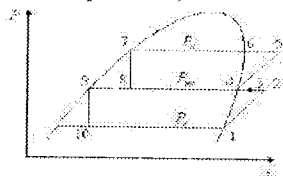
- $i_2 - i_1$;
- $i_2 - i_1'$;
- $i_1 - i_5$;
- $i_4 - i_5$.

29. У циклі двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням процес 2,3 відбувається в:



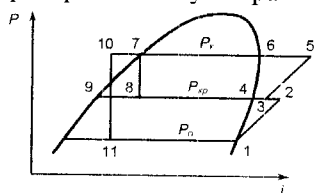
- компресорі ступеня низького тиску (СНТ);
- компресорі СВТ;
- проміжному холодильнику;
- випарнику.

30. Цикл двоступінчатої холодильної машини з повним проміжним охолодженням і подвійним дрослюванням. У якому апараті протікає процес 3, 4:



- а) компресорі СВТ;
- б) проміжній посудині;
- в) конденсаторі;
- г) компресорі СНТ.

31. Низькотемпературна холодильна машина на базі гвинтового компресора. У якому апараті протікає процес 2, 3:

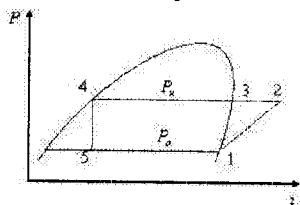


- а) конденсаторі;
- б) компресорі;
- в) теплообміннику;
- г) випарнику.

32. Небезпечного режиму роботи компресора «вологим ходом» в аміачних холодильних машинах вдається уникнути шляхом включення в схему:

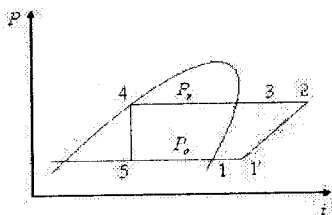
- а) віддільника рідини;
- б) дросельного вентиля;
- в) перохолоджувача рідини;
- г) фільтра-осушувача;
- д) регенеративного теплообмінника.

33. Холод виробляється в процесі:



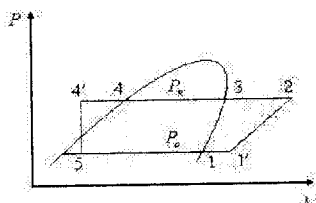
- а) 1 – 2;
- б) 3 – 4;
- в) 5 – 1;
- г) 4 – 5.

34. «Шкідливий» перегрів пари у всмоктуючому трубопроводі – це процес:



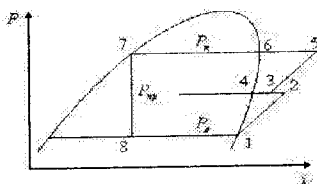
- а) 2 – 3;
- б) 5 – 1;
- в) 1' – 2;
- г) 1 – 1'.

35. У циклі фреонової холодильної машини перегрів пари 1, 1' відбувається в:



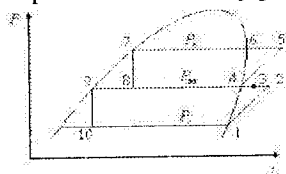
- а) випарнику;
- б) теплообміннику (РТО);
- в) компресорі;
- г) трубопроводі.

36. У циклі двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням процес 8,1 відбувається в:



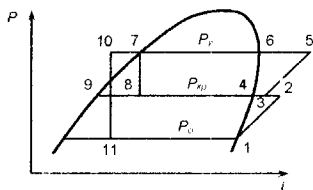
- а) компресорі СНТ;
- б) проміжному холодильнику;
- в) конденсаторі;
- г) випарнику.

37. Цикл двоступінчатої холодильної машини з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселюванням. У якому процесі пара переходить до стану рідини?



- а) 8, 4;
- б) 5, 7;
- в) 10, 1;
- г) 3, 4.

38. Низькотемпературна холодильна машина на базі гвинтового компресора. Який з процесів є процесом кипіння агента у випарнику?



- а) 10, 11;
- б) 8, 4;
- в) 11, 1;
- г) 2, 3.

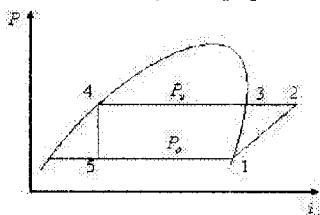
39. Небезпечного режиму роботи компресора «вологим ходом» у фреонових холодильних машинах вдається уникнути шляхом включення в схему:

- а) віддільника рідини;
- б) дросельного вентиля;
- в) переохолоджувача рідини;
- г) фільтра-осушувача;
- д) регенеративного теплообмінника.

40. У яких елементах холодильної машини суттєво змінюється агрегатний стан холодильного агента:

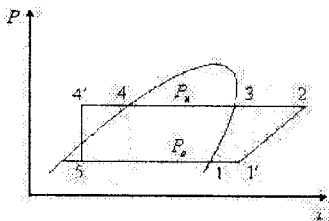
- а) компресорі і конденсаторі;
- б) конденсаторі і дросельному ventilі;
- в) конденсаторі і випарнику;
- г) випарнику і дросельному ventilі.

41. У якому з перерахованих процесів витрачається робота?



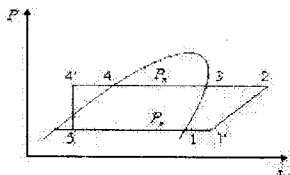
- а) 4 – 5;
- б) 2 – 3 – 4;
- в) 5 – 1;
- г) 1 – 2.

42. Переохолодження рідкого агента в переохолоджувачі рідини аміачної холодильної машини – це процес:



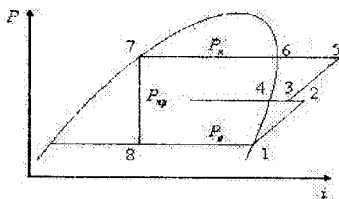
- а) 2, 3;
- б) 4, 4';
- в) 5, 1;
- г) 1, 1'.

43. Переохолодження рідкого агента 4, 4' перед дроселюванням приводить до:



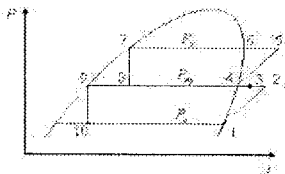
- а) зниження температури кипіння агента;
- б) зменшення холодильного коефіцієнта ϵ ;
- в) збільшення холодильного коефіцієнта ϵ ;
- г) зменшення роботи стиснення в компресорі.

44. У циклі двоступінчатої холодильної машини з неповним проміжним охолодженням і одним дроселюванням процес 5, 6 відбувається в:



- а) компресорі СВТ;
- б) проміжному холодильнику;
- в) конденсаторі;
- г) випарнику.

45. Цикл двоступінчатої холодильної машини з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселюванням. Через який з компресорів проходить більше пари:



- а) компресор СНТ (ступені низького тиску);
- б) компресор СВТ;
- в) через обидва компресори проходить однакова кількість пари.

46. Холодопродуктивність компресора 1 січня по відношенню до холодопродуктивності цього ж компресора на 1 липня буде:

- а) більшою;
- б) меншою;
- в) такою ж.

47. Герметичний компресор – це компресор, в якому:
- всмоктуючі клапани герметично відокремлені від нагнітальних;
 - для герметизації установлюють на колінчастому валу сальник;
 - електродвигун і компресор знаходяться в герметичному кожусі.
48. Коефіцієнт подачі конкретного компресора залежить тільки від:
- кількості циліндрів;
 - ходу поршня;
 - відносної величини мертвого простору;
 - тиску нагнітання;
 - ступеня стиснення пари в компресорі.
49. У компресорі Вх 140-2-3 літери Вх означають:
- вихровий холодильний;
 - гвинтовий холодильний;
 - вертикальний холодильний.
50. Байпасна лінія в поршневому компресорі призначена для:
- підведення води для охолодження блоку циліндрів;
 - підведення змащувального масла в картер;
 - перепускання пари з нагнітальної магістралі у всмоктуючу;
 - подачі пари в батареї при їх відтаюванні.
51. У компресора АД 130-7-2 літера Д означає:
- двоциліндровий;
 - двоступінчатий;
 - подвійної дії;
 - Дніпропетровський завод холодильного машинобудування.
52. У чому конструктивна відмінність прямотечійного компресора від непрямотечійного?
- у розташуванні осей циліндрів в просторі;
 - в кількості всмоктуючих клапанів;
 - у розташуванні всмоктуючих клапанів;
 - у розташуванні нагнітальних клапанів.
53. Індикаторний ККД поршневого компресора η_i враховує енергетичні втрати:
- усередині циліндра компресора;
 - виникаючих в парах, де є тертя;

- в) у електродвигуні компресора;
- г) виникаючих при знятті індикаторної діаграми.

54. Якого множника не вистачає в наведеній нижче формулі, щоб обчислити об'ємну продуктивність поршневого компресора?

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot H n, \text{ м}^3/\text{с}$$

де D і H – відповідно, діаметр і хід поршня;
 n – число обертів колінчастого вала за одну секунду.

- а) величини мертвого простору;
- б) питомого об'єму пари;
- в) коефіцієнта подачі компресора;
- г) кількості циліндрів.

55. У компресорі П 110-2-3 цифра 2 вказує на:

- а) кількість циліндрів;
- б) холодильний агент;
- в) тип електродвигуна.

56. Правильна розшифровка марки компресора ДАУ звучить так:

- а) двоциліндровий агрегат, V-подібний;
- б) двоступінчатий аміачний, V-подібний;
- в) двоступінчатий агрегат уніфікований;
- г) агрегат V-подібний подвійної дії.

57. Який тип холодильного компресора не використовується в харчовій промисловості?

- а) гвинтовий; в) поршневий;
- б) спіральний; г) плунжерний.

58. Скільки типів поршневих кілець використовується в поршневому компресорі:

- а) один; б) два; в) три.

59. Холодопродуктивність поршневого компресора Q_0 дорівнює множині об'ємної продуктивності компресора V_h , питомій об'ємній холодопродуктивності компресора q_V і ...

- а) холодильного коефіцієнта циклу;
- б) індикаторного ККД компресора;
- в) кількості циліндрів у компресорі;
- г) коефіцієнта подачі компресора.

60. У компресорі П 110-2-3 цифра 3 вказує на:

- а) кількість циліндрів у компресорі;
- б) холодильний агент;
- в) тип електродвигуна;
- г) температурне виконання компресора.

61. «Стандартна» холодопродуктивність поршневого компресора

$Q_{0\text{ст}}$ – це:

- а) його продуктивність за деяких зафіксованих температурних умов;
- б) його продуктивність в певний період року;
- в) холодопродуктивність компресора, коли він працює на певному (стандартному) холодильному агенті.

62. Вкажіть, в якому варіанті теоретична N_T , електрична $N_{ел}$, індикаторна N_i і ефективна N_e потужності плавно зростають:

- а) $N_T < N_i < N_{ел} < N_e$;
- б) $N_i < N_e < N_{ел} < N_T$;
- в) $N_T < N_i < N_e < N_{ел}$;
- г) $N_{ел} < N_e < N_i < N_T$.

63. У марці компресора АД 130-7-2 літера А означає:

- а) аміачний;
- б) агрегат;
- в) Астраханський завод холодильного машинобудування.

64. Є два однакові компресори. Один забезпечений повітряним конденсатором, а інший – кожухотрубним. Який з конденсаторів матиме більші розміри?

- а) повітряний;
- б) кожухотрубний;
- в) розміри будуть однаковими.

65. Вода на вході в кожухотрубний конденсатор відрізняється від води на виході з нього:

- а) нижчою температурою;
- б) вищою температурою;
- в) агрегатним станом.

66. Для чого в схему холодильної машини включають кожухотрубний випарник:

- а) для випаровування холодильного агента;
- б) для охолодження проточної води;
- г) для охолодження розсолу;
- д) для охолодження оборотної води.

67. Вкажіть правильну величину питомого теплового навантаження q_F (Вт/м²) повітряного конденсатора з примусовим рухом повітря:

- а) 30...70 Вт/м²;
- б) 150...250 Вт/м²;
- в) 1000...1500 Вт/м²;
- г) 5000...6000 Вт/м².

68. Який з горизонтальних кожухотрубних конденсаторів не випускається промисловістю:

- а) чотиреходовий;
- б) п'ятиходовий;
- в) шестиходовий.

69. Для підтримки в холодильній камері температури мінус 5 °С температура кипіння холодильного агента t_0 в камерній батарсії повинна бути:

- а) мінус 7 мінус 5 °С;
- б) мінус 10 мінус 7 °С;
- в) мінус 15 мінус 12 °С;
- г) мінус 20 мінус 18 °С;
- д) чим нижча, тим краще.

70. Що таке температурний напір в повітряному конденсаторі:

- а) різниця температур конденсації холодильного агента і повітря;
- б) різниця температур конденсації холодильного агента і води;
- в) різниця температур конденсації холодильного агента і середньої температури води в конденсаторі.

71. При оборотній системі водопостачання конденсаторів вода охолоджується у:

- а) випарнику;
- б) переохолоджувачі рідини;
- в) градирні;
- г) конденсаторі.

72. У кожухотрубних конденсаторах оребрения труб застосовується з того боку, де

- а) коефіцієнт тепловіддачі вищий;
- б) швидкість руху води вища, ніж швидкість холодильного агента;
- в) коефіцієнт тепловіддачі нижчий;

г) швидкість руху води нижча, ніж швидкість холодильного агента.

73. У якому елементі холодильної машини від холодильного агента відводиться теплота:

- а) компресорі;
- в) дросельному вентилі;
- б) конденсаторі;
- г) випарнику.

74. Холодильний агент на вході в кожухотрубний конденсатор відрізняється від агента на виході:

- а) температурою;
- б) тиском;
- в) агрегатним станом.

75. Тепловий баланс кожухотрубного конденсатора – це:

- а) рівність температур холодильного агента на вході і на виході;
- б) рівність теплоти, принесеної в конденсатор водою і винесеною з нього холодильним агентом;
- в) рівність теплоти, принесеної в конденсатор холодильним агентом і винесеної з конденсатора водою.

76. Що таке температурний напір в кожухотрубному конденсаторі:

- а) різниця температур навколишнього повітря і холодильного агента;
- б) різниця температур конденсації холодильного агента і середньої температури води;
- в) різниця температур конденсації холодильного агента і води на виході з конденсатора;
- г) різниця температур води і розсолу.

77. У кожухотрубному конденсаторі аміачної холодильної машини по трубах тече:

- а) розсіл;
- б) вода;
- в) пара холодильного агента.

78. Вкажіть правильний запис розмірності коефіцієнта теплопередачі:

- а) $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
- б) $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
- в) $\text{кДж}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
- г) $\text{Дж}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

79. Для чого в схему малої фреонові холодильної машини включають фільтр-осушувач?

- а) для відділення пари холодильного агента від рідини;
- б) для очищення рідкого агента від змашувального масла;
- в) для очищення пари від сторонніх домішок і води;
- г) для очищення рідкого агента від сторонніх домішок і води.

80. Вкажіть, якого типу ресивера з наведених нижче немає в холодильній установці

- а) захисного; г) циркуляційного;
- б) лінійного; д) дренажного.
- в) пожежного;

81. Який з ресиверів найменший за об'ємом?

- а) лінійний;
- б) дренажний;
- в) циркуляційний.

82. Який тиск підтримується в циркуляційному ресивері двоступінчатої холодильної установки в робочому режимі?

- а) P_o ; б) P_{np} ; в) P_k .

83. Лінійний ресивер призначений для:

- а) збору талої води з снігової шуби камерних батарей;
- б) збору холодильного агента з камерної батареї при її відтаюванні;
- в) звільнення труб конденсатора від конденсату і створення деякого запасу рідкого агента;
- г) для заправки установки холодильним агентом.

84. Дренажний ресивер призначений для:

- а) збору рідкого агента після його конденсації;
- б) заповнення системи холодильним агентом;
- в) збору рідкого холодильного агента з камерних батарей при проведенні їх відтаювання;
- г) створення запасу рідкого агента після його дроселювання.

85. Який з перерахованих елементів допоміжного устаткування має лінію на робочому циклі холодильної машини?

- а) масловіддільник;
- б) градирня;
- в) лінійний ресивер;
- г) переохолоджувач рідини;
- д) фільтр-осушувач.

86. Фільтр-осушувач на фреоновій холодильній машині установлюють перед:

- а) компресором; в) дросельним вентиляем;
- б) конденсатором; г) випарником.

87. Градирня призначена для:
- а) охолодження повітря;
 - б) зволоження повітря;
 - в) охолодження оборотної води;
 - г) охолодження холодильного агента перед дроселюванням.
88. Який з перерахованих типів масловіддільників найменш ефективний?
- а) з перегородкою;
 - б) циклонного типу;
 - в) з водяним охолодженням;
 - г) з промиванням пари в рідкому аміаку.
89. Ємність дренажного ресивера вибирається за:
- а) кількістю агента, циркулюючого в холодильній машині;
 - б) ємністю батарей найбільшої з камер холодильника;
 - в) ємністю всіх камерних батарей холодильника;
 - г) розміром холодильника.
90. По трубках регенеративного теплообмінника протікає:
- а) проточна вода;
 - б) рідкий холодильний агент;
 - в) пара холодильного агента.
91. Параметри пари, що пройшла через РТО, відрізнятимуться від параметрів пари на вході в РТО:
- а) швидкістю руху;
 - б) тиском;
 - в) нижчою температурою;
 - г) вищою температурою.
92. Параметри рідкого фреону на вході в РТО відрізнятимуться від параметрів на виході:
- а) агрегатним станом;
 - б) величиною тиску;
 - в) вищою температурою;
 - г) нижчою температурою.
93. Який з перерахованих засобів автоматизації відноситься до приладів захисту?
- а) ТРВ;
 - б) соленоїдний вентиль;
 - в) мановакуумметр;
 - г) РД.
94. Який з перерахованих засобів автоматизації відноситься до засобів контролю:

а) ТРВ; б) соленоїдний вентиль; в) мановакуумметр; г) РД.

95. Терморегулюючий вентиль (ТРВ) установлюють:

- а) перед випарником;
- б) на самому випарнику;
- в) після випарника.

96. Реле тиску РД виконує наступні функції:

- а) відключить електропостачання компресора при надмірному підвищенні тиску P_k ;
 - б) зробить те ж, але при зниженні P_k знову включить компресор;
 - в) відключить компресор при надмірному зниженні тиску P_o .
- Вкажіть невірний варіант відповіді.

97. Терморегулюючий вентиль (ТРВ) регулює:

- а) температуру конденсації;
- б) температуру кипіння;
- в) заповнення випарника холодильним агентом;
- г) температуру розсолу на виході з випарника.

98. До засобів контролю відносяться:

- а) термометри всіх типів; в) витратоміри рідини;
 - б) мановакуумметри; г) соленоїдний вентиль.
- Вкажіть невірний варіант відповіді.

99. Холодильна машина з проточним конденсатором, призначена для охолодження повітря в камері, позначається:

- а) МКТ; б) МВТД; в) МКВ; г) МВВ.

100. У холодильній машині МКВ 220-2-3 число 220 – це холодопродуктивність при таких параметрах циклу:

- а) $t_o =$ мінус $10\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k =$ плюс $25\text{ }^\circ\text{C}$;
- б) $t_o =$ мінус $15\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k =$ плюс $30\text{ }^\circ\text{C}$;
- в) $t_o =$ мінус $30\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k =$ плюс $35\text{ }^\circ\text{C}$.

101. У холодильній машині МКВ 220-7-2 остання цифра 2 вказує:

- а) номер модифікації агрегату;
- б) код холодильного агента;
- в) температурне виконання холодильної машини.

102. При спрацьовуванні будь-якого приладу автоматичного захисту (САЗ) він:

- а) включиться самостійно в той момент, коли робочі параметри почнуть відповідати нормі;
- б) потребує ручного запуску обслуговуючим персоналом після усунення неполадок;
- в) потребує ревізії з боку сервісної служби.

103. Термодинамічна ефективність тепловикористовуючих холодильних машин оцінюється значенням:

- а) холодильного коефіцієнта;
- б) теплового коефіцієнта;
- в) коефіцієнта трансформації теплоти;
- г) коефіцієнта корисної дії.

104. Робоче тіло АХМ – бінарна суміш. Яка з вимог до цієї суміші є необов'язковою?

- а) компоненти повинні добре розчинятися один в одному;
- б) компоненти повинні бути безпечними для людини;
- в) нормальні температури кипіння компонентів повинні значно відрізнятися одна від одної.

105. Вкажіть пару речовин, які не використовують в промислових АХМ як робоче тіло

- а) вода + аміак;
- б) вода + метиловий спирт;
- в) вода + бромистий літій.

106. Робота якого з перерахованих елементів не сприяє підвищенню концентрації аміаку в АХМ?

- а) дефлегматор;
- б) регенеративний теплообмінник;
- в) ректифікатор.

107. У звужуючій частині ежектора пароежекторної холодильної машини спостерігається:

- а) збільшення швидкості і тиску пари;
- б) зниження швидкості і тиску пари;
- в) збільшення швидкості струменя пари і зниження його тиску;
- г) зниження швидкості струменя і збільшення його тиску.

108. Відношення витрати робочої пари в пароежекторній холодильній машині до витрати холодоагента $a = M_p/M_x$ називається:

- а) коефіцієнтом ежекції;
- б) кратністю циркуляції;
- в) коефіцієнтом трансформації потоку;
- г) нормою витрати.

109. Коефіцієнт ежекції вакуум-водяної ПЕХМ є співвідношення величин витрат холодоагента і робочої пари. Яке з наведених нижче значень цієї величини ближче до реального:

- а) 8; б) 0,8; в) 0,08.

110. Робочим тілом абсорбційної холодильної машини (АХМ) є:

- а) моноречовина; в) потрійна суміш;
- б) бінарна суміш; г) багатокомпонентна суміш речовин.

111. Без якого елемента схема АХМ буде працездатною і надалі:

- а) конденсатора; в) ректифікатора;
- б) генератора; г) абсорбера.

112. Який з перерахованих елементів АХМ не буде працездатним, якщо холодильний агент і абсорбент погано розчинятимуться один в одному:

- а) генератор; г) абсорбер;
- б) насос багатого розчину; д) конденсатор.
- в) випарник;

113. Робочим тілом безнасосної абсорбційно-дифузійної холодильної машини є:

- а) моноречовина; в) потрійна суміш;
- б) бінарна суміш; г) багатокомпонентна суміш.

114. Якого з перерахованих нижче холодильників не існує в номенклатурі промислових холодильників України?

- а) розподільного; г) портового;
- б) базисного; д) заготовчого.
- в) районного;

115. Яка з вимог до теплоізоляційних матеріалів, перерахованих нижче, уявляється Вам невірною:

- а) мала щільність;
- б) велика механічна міцність;

- в) велика теплопровідність;
- г) мала гігроскопічність.

116. Які з перерахованих приміщень знаходяться поза ізолюваним контуром холодильника:

- а) камерна морозилка;
- б) камера зберігання заморожених вантажів;
- в) камера з універсальним режимом зберігання;
- г) камера зарядження акумуляторів;
- д) коридор.

117. Вкажіть вірну послідовність шарів у зовнішній стіні холодильника, починаючи від зовнішнього повітря:

- а) штукатурка, ракушняк, теплоізоляція, гідроізоляція, штукатурка;
- б) штукатурка, теплоізоляція, ракушняк, гідроізоляція, штукатурка;
- в) штукатурка, ракушняк, гідроізоляція, теплоізоляція, гідроізоляція, штукатурка;
- г) штукатурка, гідроізоляція, ракушняк, теплоізоляція, гідроізоляція, штукатурка.

118. Дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження холодильника k_0 при його розрахунках, як правило:

- а) більше нормативного коефіцієнта теплопередачі k_n ;
- б) дорівнює нормативному;
- в) менший нормативного.

Вкажіть правильний варіант відповіді.

119. Вкажіть правильний варіант стандартної сітки опірних колон на холодильнику:

- а) 5×5 м; б) 6×10 м; в) 6×12 м; г) 5×10 м.

120. Камер з якою температурою повітря не повинно бути в ізолюваному контурі холодильника?

- а) плюс 4 °С; б) мінус 10 °С; в) мінус 18 °С; г) мінус 28 °С.

121. Теплоприпливи в окрему камеру холодильника можна розрахувати за формулою

$$\Sigma Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Вкажіть невірну назву одного з них:

- а) Q_1 – через огорожі камери;
- б) Q_2 – від вантажу;

- в) Q_3 – від тари;
- г) Q_4 – експлуатаційні теплоприпливи;
- д) Q_5 – від «дихання» вантажів рослинного походження.

122. Що треба підставити замість x в записаній нижче формулі для визначення загального теплоприпливу в камери зберігання охолоджених вантажів холодильника за укрупненими показниками:

$$Q_0 = x \cdot q_F, \text{ Вт,}$$

де q_F – питоме теплове навантаження, Вт/м²

- а) загальну будівельну площу холодильника;
- б) загальну вантажну площу холодильника;
- в) вантажну площу камер зберігання охолоджених вантажів;
- г) будівельну площу камер зберігання охолоджених вантажів.

123. Теплоприплив Q_2 включає:

- а) теплоту, яку треба відвести від вантажу, щоб охолодити його до температури камери;
- б) теплоту, яку треба відвести від вантажу і тари;
- в) теплоту, яку треба відвести від вантажу, тари і обслуговуючого персоналу;
- г) теплоту, яку треба відвести від вантажу, тари, обслуговуючого персоналу і електронавантажувачів.

124. Необхідну поверхню камерної батареї в холодильну камеру можна розрахувати за формулою

$$F_6 = Q / (k \cdot \Delta t).$$

У цій формулі Q :

- а) теплоприплив в камеру через зовнішні огорожі камери;
- б) теплоприплив від вантажу, що охолоджується;
- в) сумарний теплоприплив в цю камеру.

125. Теплоприплив Q_4 не включає;

- а) тепловиділення людей;
- б) теплоприпливи через відкриті двері;
- в) теплоприпливи від зовнішнього повітря при вентиляції камери;
- г) теплоприпливи від електронавантажувачів.

126. Якщо сумарний теплоприплив в камери з однаковими температурами дорівнює ΣQ_0 , то розрахункове навантаження на компресор визначається як:

$$Q_{0 \text{ охол}} = \Sigma Q_0 \cdot K / b.$$

Вкажіть правильний варіант назви « K »:

- а) коефіцієнт робочого часу компресора;
- б) коефіцієнт, що враховує втрати холоду в трубопроводах;
- в) коефіцієнт, що враховує нерівномірність температурного режиму в окремих камерах.

127. Теплоприплив Q_1 у окрему камеру холодильника визначають за формулою

$$Q_1 = \sum_i k F \Delta t,$$

де k_i – значення коефіцієнтів теплопередачі огорожень камери;
 Δt – різниця температур по різні сторони огорож.

Вкажіть вірний варіант назви F ?

- а) будівельна площа камери;
- б) вантажна площа камери;
- в) площа зовнішніх огорож камери;
- г) площа всіх огорож камери.

128. Яка теплоізоляція ефективніша:

- а) пінопласт поліуретановий, $\delta = 0,1$ м, ($\lambda = 0,05$ Вт/м·К);
- б) плита з керамзитобетону, $\delta = 0,5$ м, ($\lambda = 0,2$ Вт/м·К);
- г) блок з піноскла, $\delta = 0,22$ м, ($\lambda = 0,1$ Вт/м·К).

129. Якщо сумарний теплоприплив в камери з однаковими температурами дорівнює ΣQ_0 , то розрахункове навантаження на компресор визначається як

$$Q_{0 \text{ обл}} = \Sigma Q_0 \cdot K / b.$$

Вкажіть правильний варіант назви « b »:

- а) коефіцієнт робочого часу компресора;
- б) коефіцієнт, що враховує втрати холоду в трубопроводах;
- в) коефіцієнт, що враховує невеликі відмінності температур в різних камерах.

130. Теплоту для нагріву G (кг) води на величину Δt (°C) можна обчислити за формулою

$$Q = G \cdot x \cdot \Delta t,$$

де замість x слід підставити:

- а) коефіцієнт теплопровідності води;
- б) коефіцієнт теплопередачі поверхні теплообмінника;
- в) питому теплоємність води;

г) питому теплоту пароутворення води.

131. Висота штабеля вантажу не повинна досягати найнижчої точки стелі вантажної камери на:

- а) 0,1 м; б) 0,3 м; в) 0,7 м; г) 1,0 м.

132. Теплоприпливи в окрему камеру холодильника можна розрахувати за формулою:

$$\Sigma Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Вкажіть невірну назву одного з теплоприпливів:

Q_1 – через огорожу камери;

Q_2 – від вантажу і тари;

Q_3 – пов'язаний з вентиляцією камери;

Q_4 – від перебування людей;

Q_5 – від «дихання» вантажів рослинного походження.

133. Теплоприплив через огорожі камери визначається за формулою:

$$Q_1 = k \cdot F \cdot x,$$

де величина x є:

а) різниця температур зовнішнього повітря і повітря в камері;

б) різниця температур холодильного агента і повітря усередині камери;

в) різниця ентальпій зовнішнього і внутрішнього повітря.

134. За якою величиною з каталога вибирають камерну батарею:

а) за холодопродуктивністю;

б) за поверхнею теплообміну;

в) за кількістю в ній холодильного агента;

г) за величиною будівельної площі камери.

135. Теплоприпливи в окрему камеру холодильника можна розрахувати за формулою:

$$\Sigma Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Вкажіть невірну назву одного з теплоприпливів:

а) Q_1 – через огорожу камери;

б) Q_2 – від вантажу;

в) Q_3 – від сонячної радіації;

г) Q_4 – експлуатаційні теплоприпливи;

д) Q_5 – від «дихання» вантажів рослинного походження.

136. На скільки градусів температура киплячого аміаку повинна бути нижчою за температуру повітря в камері холодильника?

- а) 2...3 °С;
- б) 5...7 °С;
- в) 8...10 °С;
- г) 12...15 °С.

137. Які камерні прилади охолодження установлюються в камерах зберігання м'яса:

- а) камерні батареї;
- б) повітроохолоджувачі;
- в) батареї і повітроохолоджувачі.

138. В порівнянні з системами безпосереднього кипіння агента система з розсольним охолодженням:

- а) більш металоємна;
- б) економічніша;
- в) менш довговічна;
- г) менш небезпечна.

Виберіть один невірний варіант.

139. Який тип повітроохолоджувача не зустрічається в камерах холодильника:

- а) підвісний;
- б) горищний;
- в) навісний;
- г) постаментний.

140. Яка система охолодження використовується в холодильниках громадського харчування:

- а) розсольна;
- б) насосна з верхньою подачею аміаку;
- в) безнасосна система з безпосереднім кипінням агента;
- г) повітряна система.

141. Який тип батареї не зустрічається в камерах холодильника:

- а) змієвикова;
- б) одноколекторна;
- в) двоколекторна;
- г) триколекторна;
- д) панельна.

142. Який розсіл використовується в морозильних апаратах з температурою повітря мінус 35 °С:

- а) розчин хлористого натрію у воді;
- б) розчин хлористого кальцію у воді;
- в) водні розчини метилового спирту.

143. Коефіцієнт обребрення обребреної труби батареї є співвідношення:

- а) площі поверхні гладкої труби до площі ребер;
- б) площі поверхні гладкої труби до обребреної;
- в) площі поверхні обребреної труби до гладкої;
- г) діаметра обребрення до діаметра гладкої труби.

144. Який холодоносій слід використовувати в охолоджувачі молока для його охолодження до +4 °С?

- а) холодну воду;
- б) розчин NaCl у воді;
- в) розчин CaCl₂ у воді;
- г) водний розчин етанолу.

145. Система з безпосереднім кипінням холодильного агента не застосовується:

- а) при охолодженні харчових рідин;
 - б) у холодильниках підприємств громадського харчування;
 - в) на підприємствах торгівлі;
 - г) у системах кондиціонування повітря.
- Визначити один невірний варіант.

146. Кратність циркуляції холодильного агента в насосній СОХ з верхньою подачею холодильного агента дорівнює

- а) 1,5...2; в) 6...8;
- б) 3...4; г) 10...12.

147. Яка система охолодження найбільш переважна для одноповерхового холодильника ємністю 1600 т:

- а) розсольна;
- б) насосна з нижньою подачею аміаку в камерні батареї;
- в) безнасосна система з безпосереднім кипінням аміаку.

148. В порівнянні з камерою зберігання в камері охолодження м'яса підтримується:

- а) нижча температура повітря;
- б) більша швидкість повітря;
- в) менша різниця температур між киплячим аміаком і повітрям в камері.

149. В порівнянні з камерою зберігання заморожених вантажів в камерній морозилці:

- а) більша будівельна площа;
- б) однакова температура повітря;
- в) вища швидкість руху повітря.

Знайдіть вірний варіант відповіді.

150. Яке обладнання не зустрічається в камерних морозилках:

- а) пристінні батареї;
- б) підвісні повітроохолоджувачі;
- в) постаментні повітроохолоджувачі;
- г) вентилятори.

151. У повітряних морозильних апаратах рекомендується заморожувати продукти завтовшки не більше:

- а) 30 мм; б) 40 мм; в) 50 мм; г) 60 мм; д) 70 мм.

152. Швидкість повітря в повітряних морозильних апаратах не повинна перевищувати:

- а) 3 м/с; б) 4 м/с; в) 5 м/с; г) 6 м/с; д) 8 м/с.

153. Вкажіть неіснуючий тип повітряного швидкоморозильного апарата

- а) флюїдизаційний;
- б) конвеєрний;
- в) гравітаційний;
- г) гравітаційно-конвеєрний.

154. Вітчизняні повітряні морозильні апарати СА-1 і СА-3, що серійно випускаються, відрізняються один від одного

- а) швидкістю повітря в апаратах;
- б) напрямом його руху і температурою;
- в) кількістю візків в апараті;
- г) кількістю дек в кожному візку.

155. Вкажіть правильну послідовність зменшення часу заморожування слив розсипом у флюїдизаційному (1), гравітаційно-конвеєрному (2) і контактному (у рідкому фреоні) (3) морозильних апаратах

- а) 1, 2, 3; б) 2, 1, 3; в) 1, 3, 2; г) 3, 1, 2.

ДОДАТОК Е

РОЗРАХУНОК КАМЕРНОЇ МОРОЗИЛКИ З ІНТЕНСИВНИМ РУХОМ ПОВІТРЯ [5]

Завдання: Розрахувати камерну морозилку періодичної дії для заморожування м'яса в напівтушах. Продуктивність морозилки $G' = 10$ т/добу. Морозилка з інтенсивним рухом повітря і роздачею його через щілинні сопла в додатковій стелі (рис. 12.3).

Завданням розрахунку є конкретизація розмірів вибраної конструкції морозилки, вибір відповідної холодильної машини, визначення розмірів нестандартного холодильного устаткування (батареї повітроохолоджувача, вентилятора, додаткової стелі і ін.).

Рішення

1. Бажано, щоб цикл заморожування таких значних по товщині продуктів, як м'ясні напівтуші, для зручної експлуатації морозилки був кратний цілій добі. Для інтенсивної морозилки тривалість циклу $\tau_{\text{ц}}$ зручно прийняти такою, що дорівнює 24 години. Іншими словами, оборотність пристрою

$$z' = \frac{24}{\tau_{\text{ц}}} = 1 \text{ об./добу.}$$

Оскільки цикл заморожування включає у разі морозилки періодичної дії час термічної обробки τ і час для виконання допоміжних операцій $\tau_{\text{в}}$ (завантаження, розвантаження і очищення камери), то

$$\tau = \tau_{\text{ц}} - \tau_{\text{в}}.$$

Потрібно приблизно 2...2,5 години для завантаження і розвантаження морозилки на 5...10 т/добу. Сюди включається і час, необхідний для очищення приміщення, і для відтавання інєю з поверхні охолоджувальних приладів. В даному випадку рахуємо $\tau_{\text{в}} = 2,5$ год. Тоді час заморожування

$$\tau = 24 - 2,5 = 21,5 \text{ год.}$$

2. Ємкість морозилки

$$G = \frac{G' \cdot \tau_{\text{ц}}}{24} \quad \text{або} \quad G = \frac{G'}{z'} = \frac{10}{1} = 10 \text{ т.}$$

3. Вангажна площа підлоги морозилки

$$F_{\text{ср}} = \frac{G}{g_F} = \frac{10 \cdot 1000}{250} = 40 \text{ м}^2,$$

де g_F – норма завантаження, віднесена до 1 м^2 будівельної площі морозилки (нормативна величина).

Оскільки м'ясо в морозилці підвішене на підвісному шляху, визначаємо довжину підвісного шляху L_n , необхідну для розміщення вантажу

$$L_n = \frac{G}{g_l} = \frac{10 \cdot 1000}{230} = 35,5 \text{ пог. м},$$

де g_l – норма завантаження, віднесена до 1 пог. м підвісного шляху.

Розміщуємо в морозилці шість ниток підвісного шляху, кожна завдовжки 6 м, тобто всього 36 пог. м. Відстань між нитками приймаємо 800 мм. Під морозилку відводимо приміщення (з урахуванням розміщення повітроохолоджувача) 9×6 м, тобто 54 м^2 (будівельна площа морозилки).

4. Оскільки термін заморожування вже визначений, то слід створити умови, при яких це завдання може бути виконане. Температуру повітря в камері приймаємо $t_k = -30$ °С. Товщина туші зазвичай $0,20 \dots 0,25$ м в найбільш товстій частині (стегні). Розрахунок вестимемо для товщини $\delta = 0,25$ м.

Повітря виходить з плоских (щілинних) сопел, розташованих на додатковій стелі між рядами підвісних шляхів. Ширина сопла $2b_0 = 40$ мм, довжина сопла $l_0 = 600$ мм, проміжки між соплами 300 мм. Висота розташування підвісних шляхів така, що найбільш товста частина туші, по якій слід визначити тривалість її заморожування, знаходиться на відстані від сопла приблизно $1,1$ м (рис. Е1).

У цій зоні і слід створити швидкість руху повітря ω , що забезпечує необхідну величину коефіцієнта тепловіддачі від туші до повітря.

Необхідний коефіцієнт тепловіддачі α може бути знайдений з рівняння Планка для терміну заморожування [6]:

$$\tau = \frac{q_m \cdot \delta \cdot \rho}{t_{n,s} - t_k} \cdot \left[R \cdot \frac{\delta}{\lambda_m} + P \cdot \frac{1}{\alpha} \right], \text{ звідки}$$

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{\tau \cdot (t_{n,s} - t_k)}{q_m \gamma_m \delta P} - \frac{R \cdot \delta}{P \lambda_m}.$$

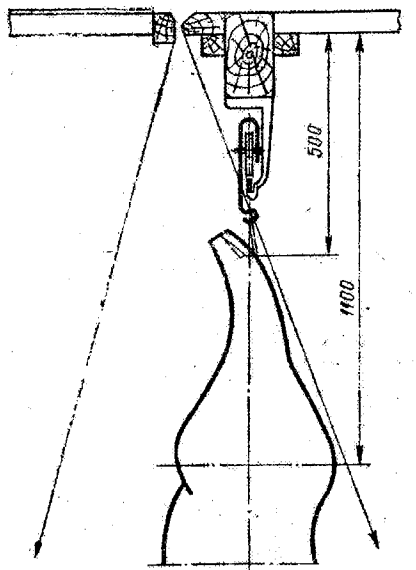


Рис. Е1. Зона дії повітряного струменя.

Тут $t_{н.з}$ – температура, при якій починається замерзання соків в м'ясі (кріоскопічна температура);

q_m – повна кількість тепла, що відводиться від 1 кг м'яса при його заморожуванні від початкової температури $t_1 = 4^\circ\text{C}$ до кінцевої температури

$$t_2 = -18^\circ\text{C};$$

$$q_m = i_1 - i_2 = 245,6 - 4,6 = 241 \text{ кДж/кг};$$

$$\gamma_m - \text{густина замороженого м'яса}; \gamma_m = 1050 \text{ кг/м}^3;$$

R і P – коефіцієнти, залежні від форми і відносних розмірів тіла; в даному випадку м'ясна напівтуша вважається прямокутною плитою необмеженої довжини із співвідношенням ширини і товщини $\beta = b/\delta = 2,5$. В цьому випадку $R = 0,0967$, $P = 0,3571$;

λ_m – коефіцієнт теплопровідності замороженого м'яса;

$$\lambda_m = 1,48 \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}.$$

Підставляючи у формулу відповідні значення величин, отримаємо $1/\alpha = 0,05405$ і $\alpha = 18,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{град)}$.

5. У даному разі можна м'ясну напівтушу розглядати як плиту, уздовж якої рухається повітря. Рівняння теплообміну для плити при

вимушеному русі повітря з достатнім ступенем точності можна представити в спрощеному вигляді:

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} = 0,032 \cdot \left(\frac{\omega \cdot l}{\nu} \right)^{0,8},$$

звідки, маючи на увазі, що із загальних положень $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}$, можна знайти необхідне значення ω :

$$\omega = 72,5 \cdot \frac{\alpha^{1,25} l^{0,25} \nu}{\lambda^{1,25}}.$$

Необхідна швидкість повітря ω , м/с повинна бути створена на відстані $l_c = 1,1$ м від сопла. Але найтовща частина туші знаходиться на її довжині приблизно в 0,60 м від місця підвішування. У зв'язку з цим довжину плити рахуємо $l = 0,60$ м.

При температурі -30 °С коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $\nu = 10,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с і коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,0216$ Вт/(м·град).

З урахуванням сказаного необхідна швидкість повітряного потоку біля стегнової частини напівтуші ω складе 3,28 м/с.

6. Середня швидкість ω_{xcp} плоского струменя на відстані x від сопла визначається за виразом [6]

$$\frac{\omega_{xcp}}{\omega_0} = \frac{0,82}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,41}},$$

де a – коефіцієнт турбулентної структури струменя; для плоских сопел $a = 0,12$;

b_0 – половина ширини (висоти) сопла; $b_0 = 0,02$ м; $x = l_c = 1,1$ м.

Початкова швидкість повітря ω_0 в соплі, необхідна для створення швидкості $\omega_{xcp} = 3,28$ м/с на відстані $l_c = 1,1$ м від сопла, може бути знайдена з попереднього виразу, звідки

$$\omega_0 = \omega_{xcp} \cdot \frac{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,41}}{0,82} = 3,28 \cdot \frac{\sqrt{\frac{0,12 \cdot 1,1}{0,02} + 0,41}}{0,82} = 3,28 \cdot 3,23 = 10,6 \text{ м/с.}$$

7. Загальна кількість холодного повітря (витрата), яка подається в камеру через сопла

$$V_0 = \omega_0 \cdot \sum f_0, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Тут Σf_0 – загальна площа всіх сопел (живий переріз).

Всього передбачається 7 рядів сопел (при 6 нитках підвісних шляхів). У кожному ряду сопла розташовуються на довжині 6 м. При довжині сопла 600 мм і проміжку між ними 300 мм на цьому відрізку може бути розміщено 7 сопел ($7 \cdot 0,6 + 6 \cdot 0,3 = 4,2 + 1,8 = 6$). Загальна кількість сопел $7 \times 7 = 49$ шт.

Площа кожного сопла

$$f_0 = l_0 \cdot 2b_0 = 0,6 \cdot 0,04 = 0,024 \text{ м}^2.$$

Площа всіх сопел

$$\Sigma f_0 = 49 \cdot 0,024 = 1,176 \text{ м}^2.$$

Тоді

$$V_0 = 10,6 \cdot 1,176 = 12,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Маса повітря, що подається, при середній температурі $t_{cp} = -31$ °С.

$$G_0 = V_0 \cdot \gamma_{cp} = 12,5 \cdot 1,453 = 18,2 \text{ кг/с}.$$

8. Теплоприпливи в морозилку проникають від різних джерел. Для визначення теплоприпливу через огорожі вважаємо, що три бічні огорожі морозилки і верхня огорожа відокремлюють її від приміщень з температурою $t_n = 0$ °С; до однієї з бічних сторін примикає така ж морозилка; підлога морозилки лежить безпосередньо на ґрунті і забезпечена електропідігрівом для захисту від промерзання ґрунту. Коефіцієнт теплопередачі всіх огорож морозилки приймаємо $k_n = 0,465$ Вт/(м²·град).

Висота приміщення морозилки (від підлоги до підлоги наступного поверху) 4,8 м. Поверхня огорож, через які проникає теплоприплив

$$F_n = 2 \cdot 6 \cdot 4,8 + 2 \cdot 9 \cdot 6 + 9 \cdot 4,8 = 208,8 \text{ м}^2.$$

Тоді

$$Q_1 = k_n F_n (t_n - t_k) = 0,465 \cdot 208,8 \cdot (0 + 30) = 2920 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від продуктів для морозилки періодичної дії визначається за виразом

$$Q_2 = \frac{G \cdot q_m}{\tau} = \frac{10000 \cdot 241 \cdot 10^3}{21,5 \cdot 3600} = 31000 \text{ Вт}.$$

Для розрахунку теплопередаючої поверхні повітроохолоджувача можна приблизно прийняти $Q_{2\text{об}} = 1,3 Q_2 = 40\,430$ Вт.

Теплоприплив від двигунів вентиляторів приймаємо поки приблизно у розмірі 20 % від Q_2 . Тоді $Q_4 = 6220$ Вт.

Інші експлуатаційні теплоприпливи вважаємо

$$Q_4 = 0,4 Q_1 = 1163 \text{ Вт}.$$

Загальний теплоприплив:
на компресор

$$Q_0 = 2920 + 31100 + 6220 + 1163 = 41403 \text{ Вт};$$

на повітроохолоджувач

$$Q_{об} = 2920 + 40430 + 6220 + 1163 = 50733 \text{ Вт}.$$

За величиною Q_0 з каталога (див. Додаток Б) вибираємо двоступеневий компресор АД55, який при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ і $t_k = +35^\circ\text{C}$ має стандартну холодопродуктивність 39 кВт.

9. При проходженні через морозилку ентальпія повітря зміниться на

$$\Delta i = \frac{Q_0}{G_0} = \frac{41403}{18,2} = 2,27 \text{ кДж/кг}.$$

Такому перепаду ентальпій відповідає зміна температури повітря в морозилці приблизно на 2 град, а тому необхідно, щоб в морозилку подавалося повітря з температурою $t_1 = -32^\circ\text{C}$.

10. Поверхня повітроохолоджувача

$$F_0 = \frac{Q_{об}}{k_0 \Delta t}, \text{ м}^2.$$

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі оребрених батарей повітроохолоджувача безпосереднього охолодження $k_0 = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$, а перепад між середньою температурою повітря і температурою кипіння агента t_0 визначається за формулою

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0 = \frac{-32 - 30}{2} - (-40) = 9^\circ\text{C}.$$

Тоді

$$F_0 = \frac{50733}{11,6 \cdot 9} = 486 \text{ м}^2.$$

Виконуємо повітроохолоджувач з труб $32 \times 2,25$ мм, оребрених стрічкою товщиною $\delta = 1$ мм і висотою $h = 30$ мм, зовнішній діаметр ребра $D = 92$ мм, крок оребрення $b = 20$ мм, зовнішня поверхня оребреної труби $f_1 = 0,69 \text{ м}^2/\text{пог. м}$. (рис. Е2).

Загальна довжина L труб повітроохолоджувача

$$L = \frac{F_0}{f_1} = \frac{486}{0,69} = 703 \text{ м}.$$

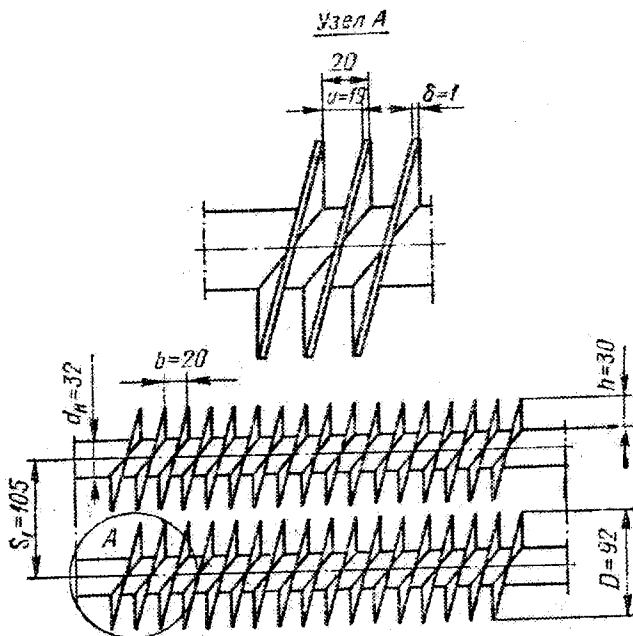


Рис. Е2. Оребрені труби повітроохолоджувача.

Цей параметр є основним при проектуванні батареї повітроохолоджувача кожного типу (рис. Е3).

11. Довжину секції повітроохолоджувача слід вибрати такою, щоб вона була дещо більше відстані між крайніми рядами сопел. Оскільки всього прийнято 7 рядів сопел з відстанню між осями 0,8 м (таким же, як розмір між осями підвісних шляхів), то відстань між осями крайніх рядів сопел дорівнює $6 \times 0,8 = 4,8$ м. Рахуємо довжину секції $l_{сек} = 4,9$ м.

Кількість труб в батареї повітроохолоджувача

$$z_{тр} = \frac{L}{l_{сек}} = \frac{703}{4,9} = 143 \text{ шт.}$$

Кількість секцій (тобто кількість труб по ширині повітроохолоджувача) можна взяти такою, щоб швидкість повітря між трубами була в межах 4...5 м/с. Це дозволить забезпечити вибрану раніше величину коефіцієнта теплопередачі в батареї повітроохолоджувача.

Співвідношення між швидкістю w_1 в живому перерізі між трубами і швидкістю w_n набігаючого потоку (у перерізі, не зайнятому трубами) визначається наступним співвідношенням:

$$\frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{1}{1 - \frac{d_n}{S_1} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{h}{b} \cdot \frac{\delta}{d_n}\right)}$$

Тут S_1 – крок труб по ширині; для прийнятих в розрахунку оребрених труб можна взяти $S_1 = 105$ мм (рис. Е2).

Тоді

$$\frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{1}{1 - \frac{32}{105} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{30}{20} \cdot \frac{1}{32}\right)} = 1,5.$$

Якщо вибрати швидкість повітря в живому перерізі повітроохолоджувача $\omega_1 = 4,0$ м/с, то швидкість набігаючого потоку

$$\omega_n = \frac{4,0}{1,5} = 2,67 \text{ м/с.}$$

Тоді переріз F_a відсіку, де розташований повітроохолоджувач, може бути знайдено за кількістю повітря, що проходить через повітроохолоджувач

$$F_a = \frac{V_0}{\omega_n} = \frac{12,5}{2,67} = 4,68 \text{ м}^2.$$

Якщо нехтувати площею перерізу, на якій розміщуються колектори батарей повітроохолоджувача, і вважати, що довжина відсіку дорівнює довжині труб в секції, то ширина відсіку буде дорівнювати

$$b_a = \frac{F_a}{l_{сек}} = \frac{4,68}{4,9} = 0,955 \text{ м.}$$

На цій відстані може бути розміщена кількість секцій

$$n_1 = \frac{b_a}{S_1} = \frac{0,955}{0,105} = 9.$$

Уточнена ширина $b_a = n_1 S_1 = 9 \cdot 0,105 = 0,945$ м.

Тоді

$$F'_a = 4,9 \cdot 0,945 = 4,63 \text{ м}^2.$$

Швидкість набігаючого потоку

$$\omega_n = \frac{12,5}{4,63} = 2,7 \text{ м/с.}$$

Швидкість повітря в повітроохолоджувачі

$$\omega_1 = \omega_n \cdot 1,5 = 2,7 \cdot 1,5 = 4,05 \text{ м/с.}$$

Кількість труб в секції (кількість труб по висоті)

$$n_2 = \frac{z_{mp}}{n_1} = \frac{143}{9} = 16.$$

Приймаємо крок труб по висоті $S_2 = 115$ мм, тоді висота повітря охолоджувача (між осями крайніх труб)

$$H_a = S_2 \cdot (n_2 - 1) = 0,115 \cdot 15 = 1,72 \text{ м.}$$

Ескіз батареї повітроохолоджувача наведено на рис. ЕЗ.

12. Аеродинамічний опір батареї повітря охолоджувача.

Критерій Рейнольдса для даних умов обтікання труб $Re = \frac{\omega_1 d_n}{\nu}$,

причому визначальною температурою є температура стінки. Вважаючи, що ця температура дорівнює температурі кипіння $t_0 = -40$ °С, знаходимо коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $\nu = 10,04 \times 10^{-6}$ м²/сек. Визначальним розміром є зовнішній діаметр труби d_n . Тоді

$$Re = \frac{4,05 \cdot 0,032}{10,04 \cdot 10^{-6}} = 12950.$$

Для Re в межах $1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 6 \cdot 10^4$ опір Δp_a коридорного пучка орбренних труб слід знаходити з виразу

$$\Delta p_a = 0,094 n_2 \cdot \left(\frac{h}{d_n}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{u}{d_n}\right)^{-0,58} \cdot \frac{\gamma'}{g} \cdot \omega_1^2,$$

де u – відстань між ребрами, $u = b - \delta = 20 - 1 = 19$ мм.

γ' – щільність повітря, яка береться при середній температурі потоку, тобто в даному випадку при -31 °С, отже, $\gamma' = 1,453$ кг/м³.

$$\Delta p_a = 0,094 \cdot 16 \cdot \left(\frac{30}{32}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{19}{32}\right)^{-0,58} \cdot \frac{1,453}{9,81} \cdot 4,05^2 = 5,6 \text{ мм вод. ст.} = 55 \text{ н/м}^2.$$

13. Аеродинамічний опір руху повітря в циркуляційному кільці є сумою декількох опорів.

Статичний натиск перед соплами

$$\Delta p_c = \frac{\omega_0^2}{2 g \varphi_0^2} \cdot \gamma' = \frac{10,6^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,70^2} \cdot 1,453 = 17,0 \text{ мм вод. ст.} = 167 \text{ н/м}^2.$$

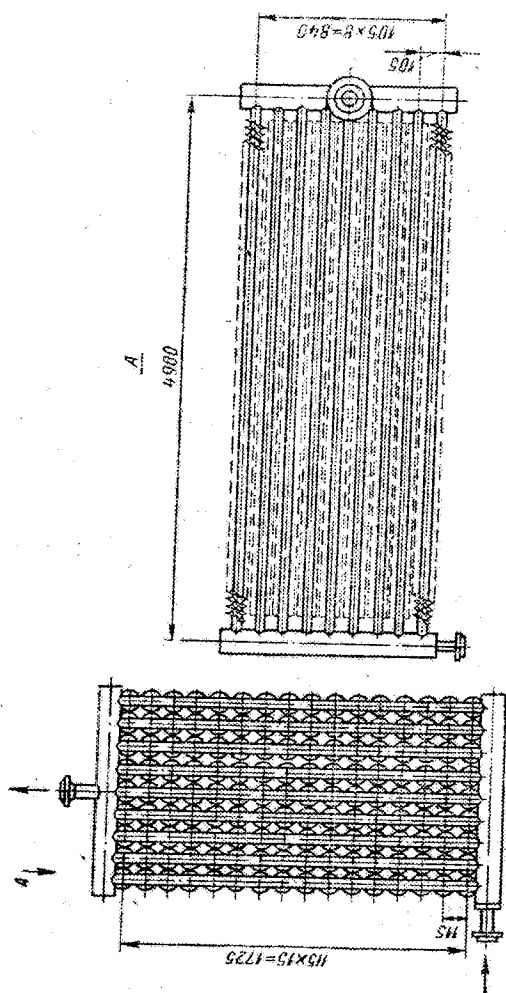


Рис. ЕЗ. Батарея повітряохолоджувача для морозилки.

Тут φ_0 – коефіцієнт швидкості закінчення з сопла, його можна прийняти таким, що дорівнює $\varphi_0 = 0,70$.

Опір тертя в каналі (над подвійною стелею) при русі повітря до останнього сопла із швидкістю $\omega_n = 2,7$ м/с

$$\Delta p_k = \lambda_m \cdot \frac{l}{d_e} \cdot \frac{\omega_n^2}{2g} \cdot \gamma',$$

де λ_m – коефіцієнт тертя по довжині; $\lambda_m = 0,025$;

l – довжина каналу; $l = 6$ м;

d_e – еквівалентний діаметр перерізу каналу, дорівнює

$$d_e = \frac{4 F'_k}{U_k} = \frac{4 \cdot 0,945 \cdot 4,9}{2 \cdot (0,945 + 4,9)} = 1,59 \text{ м.}$$

Тут F'_k і U_k – площа і периметр перерізу каналу.

Тоді

$$\Delta p_k = 0,025 \cdot \frac{6}{1,59} \cdot \frac{2,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,453 = 0,05 \text{ мм вод. ст.} = 0,49 \text{ н/м}^2.$$

Опір при вході в повітроохолоджувач ($\xi_{\text{вх}} = 0,5$)

$$\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{\omega_{\text{вх}}^2}{2g} \cdot \gamma = 0,5 \cdot 0,540 = 0,27 \text{ мм вод. ст.} = 2,65 \text{ н/м}^2.$$

Втрата тиску на двох поворотах при вході і виході з повітроохолоджувача ($\xi_{\text{пов}} = 1,5$)

$$\Delta p_{\text{пов}} = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,540 = 1,6 \text{ мм вод. ст.} = 15,7 \text{ н/м}^2.$$

Втрата тиску при виході з вентиляторів в канал над подвійною стелею залежить від величини коефіцієнта місцевого опору $\xi_{\text{рас}}$, який, у свою чергу, є функцією відношення суми площ вихідних перерізів вентиляторів $\Sigma F_{\text{вент}}$ до площі перерізу каналу F_k . Для забезпечення подачі повітря в кількості $V_0 = 12,5 \text{ м}^3/\text{с}$ беремо чотири вентилятори ОМЦ-7 з діаметром вихідного отвору кожуха 700 мм. Отже

$$\frac{\Sigma F_{\text{вент}}}{F_k} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,7^2}{4,9 \cdot 0,945} = 0,375.$$

Для такого відношення площ $\xi_{\text{рас}} = 0,4$.

Швидкість у вихідному перерізі вентилятора

$$\omega_{\text{вент}} = \frac{12,5 \cdot 4}{4 \pi \cdot 0,7^2} = 8,1 \text{ м/сек.}$$

Тоді

$$\Delta p_{\text{рас}} = \xi_{\text{рас}} \cdot \frac{\omega_{\text{вент}}^2}{2g} \cdot \gamma' = 0,4 \cdot \frac{8,1^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,453 = 1,95 \text{ мм вод. ст.} = 19,1 \text{ н/м}^2.$$

Загальна втрата натиску

$$\Delta p = 5,6 + 17 + 0,05 + 0,27 + 1,6 + 1,95 = 26,47 \text{ мм вод. ст.}$$

або

$$\Delta p = 55,0 + 167 + 0,49 + 2,65 + 15,7 + 19,1 = 259,9 \text{ н/м}^2.$$

14. Продуктивність кожного вентилятора

$$V_{01} = \frac{45000}{4} = 11250 \text{ м}^3/\text{год.} = 3,13 \text{ м}^3/\text{с},$$

а створюваний натиск, приведений до повітря з питомою вагою $\gamma' = 1,2 \text{ кгс}/\text{м}^3$, складає

$$\Delta p' = \frac{26,47 \cdot 1,2}{1,453} = 21,5 \text{ мм вод. ст.}$$

За характеристикою вентилятора ОМЦ-7 знаходимо у довіднику, що продуктивність 11 250 м³/год забезпечується при 1420 об/хв; при цьому вентилятор створює натиск 23,0 мм вод. ст., а коефіцієнт корисної дії вентилятора $\eta_{\text{вент}} = 0,49$.

Потужність двигуна вентилятора

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_{01} \cdot \Delta p}{\eta_{\text{вент}}} = \frac{3,13 \cdot 259,9}{0,49} = 1660 \text{ Вт} = 1,66 \text{ кВт.}$$

Теплоприплив від роботи всіх чотирьох вентиляторів $Q''_4 = 4 \cdot 1660 = 6640 \text{ Вт}$, що близько до прийнятої раніше величини.

Серія «Вища освіта в Україні». Заснована в 1999 р.

Навчальне видання

О. С. Тітлов, С.Ф. Горикін

ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ПІДПРИЄМСТВ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Навчальний посібник

Підписано до друку 18.03.2011 р.

Формат 60x84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman

Фіз. арк. 18. Умовн. друк. арк. 16,74.

Зам. № 204. Наклад 300 прим.

Видавництво ГП «Новий Світ-2000»

79026, Україна, м. Львів-26, вул. В. Великого, 4, кімн. 121

<http://www.ns2000.com.ua>

E-mail: novyisvit2000@lviv.farlep.net.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
Державного реєстру видавців і розповсюджувачів видавничої продукції:
серія ДК № 59 від 25.05.2000 р., видане Державним комітетом
інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України.

Віддруковано в друкарні видавництва «Новий Світ – 2000»



Тітлов Олександр Сергійович, 1959 року народження, завідувач кафедри теплохолодотехніки Одеської національної академії харчових технологій, доктор технічних наук, професор.

У 1981 році закінчив Одеський технологічний інститут холодильної промисловості за спеціальністю «Теплофізика».

Основні напрямки наукової діяльності – розробка енергозберігаючої побутової і торгової холодильної техніки абсорбційного типу. Підготував 4-х кандидатів технічних наук зі спеціальності 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування.

Має більш 700 публікацій, з них 52 авторських свідоцтв і патентів.

Нагороди – кращий молодий винахідник України (1989).



Горикін Сергій Федорович, 1939 року народження, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплохолодотехніки Одеської національної академії харчових технологій.

У 1962 році закінчив Одеський інститут інженерів морського флоту за спеціальністю «Інженер-судомеханік».

Основні напрямки наукової діяльності – розробка нових схем та циклів холодильних машин.

Має більш 100 публікацій у т.ч. 15 авторських свідоцтв і патентів.

05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування.

SBN 966418167-6



789664 181676