

Д. В. Степанов, Н. Д. Степанова

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Д. В. Степанов, Н. Д. Степанова

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку “Енергетика” спеціальності “Теплоенергетика”. Протокол № 6 від 29 листопада 2007 р.

Вінниця ВНТУ 2008

УДК 621.565

С 79

Рецензенти :

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

А. Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор

Є. С. Корженко, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Степанов Д. В., Степанова Н. Д.

С79 Холодильна техніка та технологія. Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2008. - 95 с.

В посібнику розглянуто основи проектування холодильників, холодильне обладнання систем кондиціонування повітря та технології виробництва льоду. Викладені особливості розрахунків холодильних камер, вибір планування холодильника, розрахунки схем холодильних машин та вибір обладнання. Наведений приклад розрахунку холодильника. Розглянуто основні холодильні агенти та холодоносії і їх вплив на навколишнє середовище. В посібнику підібраний необхідний довідковий матеріал для виконання самостійної роботи студентами з дисципліни “Холодильна техніка та технологія”.

УДК 621.565

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	5
1 ПРИНЦИП ДІЇ, ОЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК	6
1.1 Фізичні основи отримання холоду	6
1.2 Промислові технології, що використовують штучний холод	8
1.3 Класифікація холодильних установок і станцій	11
2 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ	13
2.1 Класифікація холодильників	13
2.2 Режими холодильної обробки та характеристика камер холодильників	14
2.3 Норми завантаження	16
2.4 Визначення кількості і розмірів камер	16
2.5 Вибір планування холодильника	18
2.6 Вибір способу охолодження і схеми холодильної установки	21
3 КОНСТРУКЦІЯ ОГОРОДЖЕНЬ, ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ ТА ТЕПЛОПРИПЛИВИ В КАМЕРИ	28
3.1 Вибір тепло- і пароізоляційних матеріалів	28
3.2 Визначення товщини теплоізоляційного слою	28
3.3 Розрахунок теплоприпливів у камери холодильника	30
4 ХОЛОДИЛЬНІ АГЕНТИ ТА ХОЛОДОНОСІЇ	36
4.1 Екологічна безпека холодоагентів	36
4.2 Холодоносії	38
5 ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН	40
5.1 Класифікація циклів холодильних машин	40
5.2 Газові холодильні машини	40
5.3 Одноступеневі парокомпресійні холодильні машини	42
5.4 Двоступеневі холодильні машини	44
5.5 Каскадна холодильна машина	47
5.6 Абсорбційні холодильні машини (АХМ)	48
6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР УСТАТКУВАННЯ	54
6.1 Вибір розрахункового робочого режиму	54
6.2 Підбір компресорів	55
6.3 Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів	59
6.4 Підбір трубопроводів та насосного обладнання	69

7 ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	71
7.1 Класифікація кондиціонерів	71
7.2 Конструктивні та схемні рішення холодильних циклів систем кондиціонування	71
8 ВИРОБНИЦТВО ЛЬОДУ	77
8.1 Особливості виробництва водяного льоду.....	77
8.2 Виробництво сухого льоду	77
Література	80
Приклад розрахунку основних елементів холодильника.....	81
Ph–діаграма аміаку R717	92
Ph–діаграма фреону R22	93
ξ h–діаграма водоаміачної суміші	94

ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений для студентів денної та заочної форми навчання бакалаврського напрямку “Теплоенергетика”. Посібник підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни “Холодильна техніка та технологія”.

На даний час відчувається суттєва обмеженість доступу до літературної інформації, особливо україномовної, щодо основ холодильної технології та питань розрахунків холодильної техніки. Тому, на думку авторів, даний посібник буде корисним як для якісної підготовки до лекційних та практичних занять, так і для виконання самостійної роботи студентами.

Основна увага в посібнику приділена особливостям холодильної технології, основам проектування холодильників та методам розрахунків обладнання.

Авторами розглянуте сучасне високоефективне холодильне обладнання систем кондиціонування повітря та енергоефективні абсорбційні холодильні машини. Для зручності роботи студента в посібнику зосереджена значна кількість нормативного та іншого довідкового матеріалу, а також наведений приклад розрахунку основних елементів холодильника.

Безумовно наведені дані не дозволяють повною мірою проводити проектування холодильних систем, але висвітлюють головні принципи їх розрахунків і вибору обладнання.

Автори вдячні рецензентам за корисні поради і зауваження в процесі рецензування і підготовки рукопису.

Автори

1 ПРИНЦИП ДІЇ, ОЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

1.1 Фізичні основи отримання холоду

Холодильні установки відносяться до групи систем перетворення енергії, які називають *термотрансформаторами*. Трансформаторами теплоти (чи термотрансформаторами) називаються технічні системи, у яких здійснюється відведення енергії у формі теплоти від об'єктів з відносно низькою температурою до приймачів теплоти з більш високою температурою. Таке перетворення не може, як впливає з термодинаміки, відбуватися мимовільно. Для підвищення потенціалу теплоти необхідна витрата зовнішньої енергії того чи іншого виду: електричної, механічної, хімічної, кінетичної енергії потоку газу чи пари тощо [1].

Процеси підвищення потенціалу теплоти класифікуються в залежності від положення температурних рівнів: верхнього – теплоприймача T_B і нижнього – тепловіддавача T_H відносно температури навколишнього середовища $T_{H.C.}$, прийнятої в більшості випадків рівною 20°C (293 K).

У тому випадку, коли температура тепловіддавача нижча температури навколишнього середовища $T_H < T_{H.C.}$, а теплоприймача дорівнює цій температурі $T_B \approx T_{H.C.}$, то система, що здійснює відведення теплоти, (трансформатор теплоти) називається *рефрижератором* (клас R – від англійського слова refrigeration — охолодження).

Якщо $T_H \geq T_{H.C.}$ і $T_B > T_{H.C.}$, відповідний трансформатор теплоти називається *тепловим насосом* (клас H – від англійського слова heat — теплота).

Якщо $T_H < T_{H.C.}$ і $T_B > T_{H.C.}$, то трансформатор теплоти здійснює обидві функції – і рефрижератора, і теплового насоса, в такому випадку він називається *комбінованим* (клас RH).

В основному, робота рефрижератора полягає у виробленні холоду, тобто відведенні в навколишнє середовище теплоти від об'єктів, температура T_H яких нижча температури навколишнього середовища. В залежності від рівня T_H рефрижератори поділяються на дві підгрупи: якщо $T_H > 120\text{ K}$, то відповідні системи називаються *холодильними*, якщо $T_H < 120\text{ K}$ – *криогенними*.

Теплонасосна система призначена для використання теплоти, що відводиться від навколишнього середовища чи іншого низькопотенціального джерела, наприклад, відпрацьованої води чи пари, для побутового або технологічного теплопостачання – підведення теплоти при $T_B > T_{H.C.}$. Зазвичай T_B не перевищує $400...450^\circ\text{C}$, оскільки теплоту більш високого потенціалу, як правило, вигідніше отримувати за рахунок використання хімічного чи ядерного палива.

Теплоприймачем – охолодним середовищем, якому передається теп-

лота від охолоджуваного об'єкта, у рефрижераторних системах служить зазвичай навколишнє середовище – атмосферне повітря чи вода, а у теплонасосних і комбінованих системах – опалювальні приміщення чи елементи технологічної апаратури, що обігріваються.

Процеси у термотрансформаторах моделюються зворотними термодинамічними циклами, які у загальному вигляді на Ts -діаграмі показані на рис. 1.1.

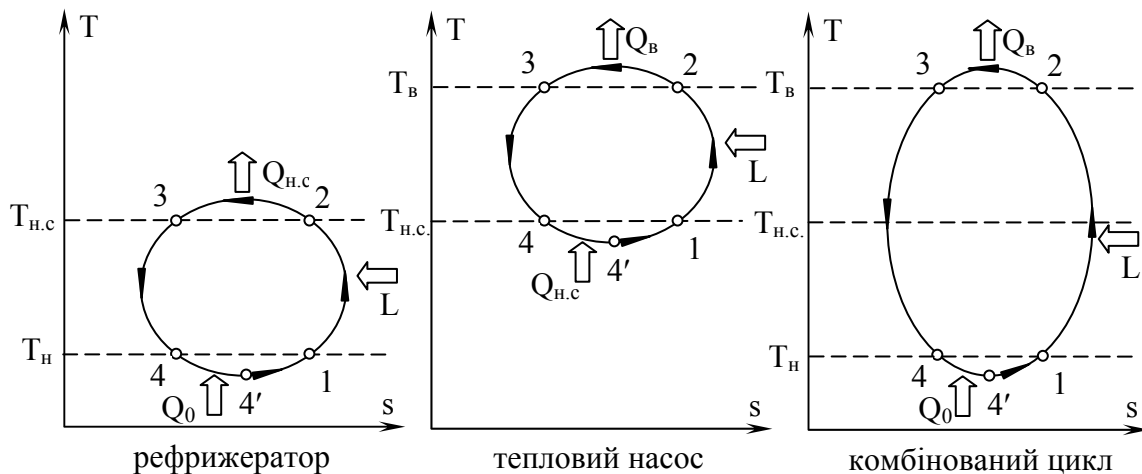


Рисунок 1.1 – Принципова схема циклів трансформаторів теплоти на Ts -діаграмі

Аналіз діаграм показує, що температурні межі циклів завжди ширші інтервалу між температурами тепловіддавача T_H і теплоприймача T_B . Це обумовлено вимогами зовнішнього теплообміну. У верхній частині циклу, де теплота $Q_{н.с}$ або Q_B віддається робочим тілом, його температура повинна бути вищою $T_{н.с}$ або T_B , у нижній, навпаки, робоче тіло, що отримує теплоту Q_0 або $Q_{н.с}$, повинне мати температуру нижчу T_H або $T_{н.с}$. У цьому зворотні цикли істотно відрізняються від прямих, у яких інтервал зміни температур робочого тіла менший різниці температур джерела і приймача теплоти.

Процеси 2-3 характеризуються відведенням теплоти і зменшенням ентропії; 4-1 – підведенням теплоти і зростанням ентропії. А процеси 3-4 і 1-2, що відбуваються, відповідно, зі зниженням і підвищенням температури робочого тіла, можуть проводитися різними способами і з використанням різних робочих тіл. Однак у всіх випадках зміни ентропії і температури, що перераховані вище, обов'язково здійснюються.

Особливе значення в трансформаторах теплоти має процес 3-4', оскільки він пов'язаний зі зниженням температури робочого тіла до найнижчої точки циклу $T_{4'}$. Найбільш простим еталоном циклу трансформатора теплоти може служити зворотний цикл Карно. Але на практиці для трансформації теплоти використовуються інші цикли і процеси, що істотно відрізняються від циклу Карно, і дозволяють за інших рівних умов забезпечити більш високу ефективність термотрансформатора.

Холодильні установки являють собою комплекс, що включає холодильні машини, апарати і споруди, призначені для одержання, транспортування і використання штучного холоду в технологічних процесах у харчовій, хімічній, металургійній, гірничо-видобувній, нафтовій, газовій і медичній промисловості. Холодильні установки використовують також для акумулювання, транспортування і зберігання вторинних енергоресурсів. Для цього застосовують підвищувальні чи знижувальні термотрансформатори з використанням хіміко-термічних реакцій, наприклад водоаміачні абсорбційні холодильні установки. Використовуються геліоустановки в комплексі з фреоновими котлами для одержання і перетворення енергії, тобто розвивається низькотемпературна енергетика.

1.2 Промислові технології, що використовують штучний холод

Здійснення різних технологічних процесів за умов температур, нижчих температури навколишнього середовища, пов'язано з виробництвом штучного холоду. Цих технологій стає все більше, і вони знаходять все більше застосування в багатьох галузях господарства. Зупинимось на розгляді найбільш важливих технологій для галузей промисловості.

Холодильна технологія харчових продуктів охоплює сільське господарство; переробну – м'ясну і молочну промисловість; риболовну і рибопереробну з рибопромисловими і переробними базами і судами; торгівлю; транспорт (автомобільний, залізничний і водний).

З метою забезпечення тривалого зберігання високої якості швидкопсувних продуктів холодильні установки повинні підтримувати необхідний для технології температурний режим середовища: для охолодження – до -5°C , заморожування – $(-35...-40^{\circ}\text{C})$, зберігання продуктів в охолодженому вигляді $0...-2^{\circ}\text{C}$, у замороженому – $(-20...-30^{\circ}\text{C})$. Температурний режим транспортних рефрижераторів залежить від виду перевезених продуктів і попереднього (до перевезення) процесу холодильної обробки – їхнього охолодження чи заморожування.

Переробна промисловість і торгівля є найбільшими споживачами холоду. За допомогою холодильної технології в цих галузях обробляють різноманітні продукти тваринного і рослинного походження. Потреба у холоді постійно зростає. Саме через недостатнє використання штучного холоду у світі губиться в середньому 25...30% готових харчових продуктів.

Галуззю промисловості, що розвивається, є концентрування соків, одержання сухих порошків з концентрованих соків, а також продуктів із проміжною вологістю з метою їхнього зберігання в умовах звичайних температур, сублімаційне сушіння.

Холодильний ланцюг харчової технології використовує різні холодильні установки одно- і двоступеневого стиску. Для здійснення технології

обробки холодом використовують як холодильники, так і морозильні апарати.

В технологічних процесах у *нафтовій, газовій і хімічній промисловості* застосовують штучний холод у діапазоні помірних температур (приблизно до -100°C).

У технологічних процесах нафтової промисловості застосовують в основному системи безпосереднього кипіння холодильного агента в поршневих апаратах. Вибір холодильного агента визначається умовами роботи підприємств. Найчастіше використовують вуглеводні, що присутні в достатній кількості на даному виробництві. Вони мають високу молекулярну масу, і тому можливе застосування в холодильній установці відцентрових компресорів.

У газовій промисловості штучний холод застосовують для підготовки газу до транспортування і для переробки нафтових і природних газів газоконденсатних родовищ. При цьому використовують як зовнішні, так і внутрішні холодильні цикли, у яких холод одержують у процесі переробки газу (дроселювання рідини чи розширення газу), а також комбіновані цикли. Температура газу, що транспортується, складає $-5\ldots-25^{\circ}\text{C}$, тиск 5,5 МПа. Потреба в холоді вимірюється десятками тисяч кіловат і вимагає застосування високопродуктивного турбокомпресорного устаткування з газовими чи паровими приводами компресорів. У холодильних установках використовують апарати повітряного охолодження, а холодоагентом є вуглеводні (етан, пропан), що одержують під час переробки газів.

Одним з основних процесів, що застосовується під час переробки газу, є процес низькомолекулярної конденсації, заснований на розходженні температур конденсації компонентів, що входять до складу газу. Низькотемпературна конденсація компонентів проходить за умов різних температур на одно-, дво- і триступневих температурних рівнях, що одержують у відповідних холодильних установках.

У *хімічній промисловості* (одержання етилену, фармацевтичних і біохімічних препаратів, виробництво азоту, синтетичного каучуку, хлору тощо) використовуються системи холодопостачання з різними типами холодильних машин, починаючи з невеликих поршневих компресорів і закінчуючи великими відцентровими агрегатами продуктивністю в кілька тисяч кіловат. Широко застосовують абсорбційні установки, що використовують теплоту технологічних процесів, або теплофікаційні відбори ТЕЦ.

Азотне виробництво включає підприємства синтезу аміаку і деякі виробництва азотної кислоти. Основна частина холоду в процесі виробництва аміаку споживається агрегатом синтезу для конденсації аміаку з азотно-воднево-аміачної суміші високого тиску за температур кипіння холодоагенту ($-10\ldots-12^{\circ}\text{C}$), а також для конденсації аміаку за температур кипіння

-30...-34°C. Для виробництва аміаку застосовують тепловикористовувальні абсорбційні водоаміачні машини і аміачні відцентрові компресорні агрегати. Для виробництва етилену використовують штучний холод температурних рівнів від 6 до -100°C. При цьому застосовують системи безпосереднього кипіння холодильних агентів – етилену і пропілену (продуктів даного виробництва). Виробництво синтетичного каучуку ґрунтується на полімеризації ненасичених вуглеводнів – мономерів, для цього необхідний штучний холод на температурному рівні від 7 до -40°C. Друга стадія технології одержання каучуку проводиться за температури -100°C.

Хлор виділяється з газової суміші в результаті фракційної конденсації, де застосовують абсорбційні водоаміачні холодильні установки з температурою кипіння -45°C чи фреонові установки з температурним режимом 5, -20, -65°C, обладнані відцентровими компресорними машинами.

Великим споживачем холоду в хімічній промисловості є виробництво хімічних волокон, які виготовлені з різних видів синтетичних полімерів. У даній галузі застосовують тільки системи охолодження з проміжним холодоносієм з температурним рівнем 20...-10°C. Потреба в холоді великих хімічних комбінатів сягає 35...58 МВт.

Технологічні процеси у *виробництві хіміко-фармацевтичних препаратів, вітамінів і антибіотиків* супроводжуються споживанням штучного холоду з температурним рівнем -10...-15°C.

Під час одержання *білково-вітамінних концентратів* шляхом синтезу суміші рідкого парафіну нафти і мінеральних солей зі спеціальною культурою дріжджів потреба в холоді значна: 1 т продуцента у виробництві білково-вітамінних концентратів виділяє 16 ГДж теплоти, виробництво лізіна – до 54,5 ГДж. Для сучасних потужних підприємств потреба в холоді вимірюється десятками мегават.

Холод застосовується для *термічної обробки сталі*, стабілізації і відновлення розмірів деталей, запресовування для створення нерухомих посадок, для охолодження ванн анодування, старіння алюмінієвих сплавів, осушення стисненого повітря, згинання труб із замороженою в них водою, в установках кондиціонування повітря.

Температурні режими перерахованих холодильних технологій обробки металів знаходяться в межах -30 ...-120°C. У верхньому інтервалі можна використовувати випуск серійних парокомпресійних машин двоступеневого стиску (до -60°C) і каскадних машин (до -80°C). Можливе зниження температурного рівня до -120°C, якщо застосувати суміші холодильних агентів.

У *будівельній технології* застосовують штучний і природний холод для заморожування ґрунтів під час будівництва підземних споруд (шахт, тунелів, сховищ зрідженого газу), для створення протифільтраційних завіс

у греблях мерзлого типу й інших гідротехнічних споруд, а також для зміцнення ґрунтів біля основи будинків, нафто- і газопроводів, для охолодження масивних бетонних споруд (масивних гребель і т.п.).

1.3 Класифікація холодильних установок і станцій

Усі типи холодильних установок можна класифікувати за подібними ознаками. Кожна з них відбиває тільки одну характерну властивість установки, тому у визначенні холодної установки може бути дві і більше ознак.

За призначенням холодильні установки бувають: стаціонарні і пересувні з централізованим і децентралізованим охолодженням для холодопостачання, тепlopостачання, змішаного теплохолодопостачання, для акумулювання теплової енергії і її транспорту, утилізаційні енергоустановки.

За продуктивністю: великі – продуктивністю понад 3,0 МВт; середні – до 1,00 МВт, малі — до 60 кВт.

За температурним режимом: високотемпературні (10...-10°C), середньотемпературні (5...-20°C) і низькотемпературні (-20... -120°C).

За режимом роботи: стаціонарні; нестаціонарні; безперервні; циклічні; нестаціонарні з акумулятором теплової енергії.

За видом холодильного агента: аміачні; фреонові; етанові; пропанові; вуглекислотні; на сумішах холодильних агентів.

За видом охолодження: з безпосереднім охолодженням; з проміжним холодоносієм.

За видом споживаної енергії: із приводом від електродвигуна або від газової турбіни; такі, що працюють на вторинних енергоресурсах (абсорбційні холодильні установки); такі, що використовують природний холод (теплові труби) і геліюустановки.

Стаціонарні холодильні установки з централізованим охолодженням застосовують для всіх видів розподільних і виробничих холодильників, у металургійній, хімічній і нафтохімічній промисловості.

Децентралізоване охолодження використовують для різних технологічних процесів хімічної промисловості, для деяких типів холодильників, тобто, в основному, там, де необхідно створювати локальні температурні умови, або де використовують агрегування холодильних машин в блоці з випарниками для створення необхідного технологічного режиму.

Стаціонарні холодильні установки з централізованим охолодженням можуть бути середньої і великої продуктивності, причому для хімічних комбінатів можуть досягати декількох десятків мегават. Установки децентралізованого охолодження за холодопродуктивністю найчастіше відносяться до малих і середніх.

Високотемпературні холодильні установки малої і середньої холодопродуктивності працюють за одноступеневим циклом, їх комплектують поршневими чи гвинтовими компресорами. Великі холодильні установки можна комплектувати також турбокомпресорами чи абсорбційними холодильними машинами.

Низькотемпературні холодильні установки комплектують двоступеневими чи каскадними холодильними машинами, у хімічній промисловості – турбокомпресорами.

Розглядаючи режими роботи холодильних установок, варто вказати на умовність у визначенні стаціонарного режиму. Практично режим роботи холодильної установки завжди нестаціонарний, тому що спостерігаються коливання температури із заданою амплітудою біля середнього її значення. Такі режими характерні для холодильних установок розподільних, виробничих холодильників. Нестаціонарні режими властиві установкам і системам, що обробляють тіла, у яких протікають процеси з фазовими переходами і переміщенням зони проморожування. Температурний режим залежить від зміни теплового навантаження. Останнє змінюється за різними законами, особливо в циклічних процесах завантаження апаратів чи камер для заморожування. Для згладжування теплового навантаження і його стабілізації застосовують акумулятори холоду.

Аміачні холодильні установки, найпоширеніші й екологічно найбільш чисті, застосовують для холодопостачання підприємств харчової, хімічної, металургійної і інших галузей. Такі холодильні установки споживають велику кількість електричної енергії. Перед низькотемпературною енергетикою постала задача використовувати для холодопостачання, особливо централізованого, і для великих споживачів, абсорбційні холодильні установки, що працюють на вторинних енергоресурсах.

Контрольні запитання

1. Поясніть принцип роботи термотрансформаторів.
2. В залежності від чого класифікуються термотрансформатори?
3. Які технології використовують штучний холод?
4. Дайте означення холодильної установки.
5. За якими ознаками класифікуються холодильні установки?

2 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИКІВ

2.1 Класифікація холодильників

Холодильник — це промислове підприємство (чи його цех), у приміщеннях якого за допомогою холодильної установки підтримують певні режими, необхідні для обробки і зберігання швидкопсувних продуктів. Холодильник складається з технологічної будівлі і компресорного цеху з апаратним відділенням.

Холодильники класифікують в залежності від призначення, виду продукції, ємності. За призначенням холодильники розділяють на заготівельні, виробничі, транспортно-експедиційні, розподільні, перевалочні, торгові і побутові. Крім того, холодильники поділяють на стаціонарні і транспортні.

Заготівельні холодильники призначені для заготовлювання продукції в сільській місцевості або безпосередньо на плантаціях.

Виробничі холодильники є частиною харчових підприємств: м'ясо- і птахокомбінатів, молочних і консервних комбінатів. Майже вся продукція, що виробляється, піддається холодильній обробці, тому виробничі холодильники обладнують потужними пристроями для охолодження і заморожування.

Транспортно-експедиційні холодильники забезпечують вантажні операції на залізничних, водних і повітряних транспортних лініях.

Розподільні (багатоцільові, базисні) холодильники призначені для рівномірного забезпечення міст і промислових центрів сезонними продуктами харчування протягом усього року, а також для створення резервного запасу продуктів. Ці холодильники характеризуються великою місткістю камер зберігання і малою продуктивністю пристроїв для охолодження і заморожування. У тому випадку, якщо на розподільних холодильниках є виробничі цехи (фасування масла, виробництво морозива, твердої вуглекислоти, напівфабрикатів, кулінарні), то такі підприємства називають холодокомбінатами.

Перевалочні холодильники призначені для тимчасового зберігання продуктів під час передачі їх з однієї ланки холодильного ланцюга на іншу. Для цих холодильників характерний великий фронт вантажних робіт. Для здійснення зовнішніх вантажних операцій із двох сторін холодильника влаштовують спеціальні вантажні платформи для автомобільного і залізничного транспорту.

Торгове холодильне устаткування використовують для короткочасного зберігання продуктів у торгових мережах, ресторанах, їдальнях. Ці холодильники характеризуються малою місткістю. В одній камері допускається зберігати продукти декількох видів.

Побутові холодильники служать для короткочасного зберігання продуктів у домашніх умовах і для виробництва невеликої кількості льоду. Вони є останньою ланкою безупинного холодильного ланцюга.

Наведена класифікація холодильників носить умовний характер. В залежності від асортименту вантажів, що зберігаються, розрізняють універсальні і спеціалізовані холодильники. В універсальних холодильниках зберігають змішані вантажі (м'ясо, рибу, фрукти, консерви тощо), у спеціалізованих – однотипні.

В залежності від місткості холодильники умовно класифікують на великі, середні і малі. Великі холодильники мають місткість понад 3000 т (до них відносять універсальні, розподільні, спеціалізовані холодильники). Місткість середніх холодильників складає від 1000 до 3000 т (вони можуть бути універсальними або спеціалізованими). Місткість малих холодильників не перевищує 1000 т.

За конструкцією холодильники відносять до промислових споруд. Їх характерною ознакою є те, що в камерах підтримують низькі температури за високої відносної вологості повітря. Зміна температури і відносної вологості повітря викликає поступове ослаблення структури будівельних і ізоляційних матеріалів.

В залежності від поверховості розрізняють одноповерхові і багатоповерхові холодильники. Чіткого розподілу поверховості по галузях не існує. Поверховість визначають, виходячи з вартості земельної ділянки і техніко-економічних розрахунків.

Одноповерхові холодильники у порівнянні з багатоповерховими при одній і тій же товщині ізоляції характеризуються підвищеною витратою холоду (у середньому на 30%) і приблизно на стільки ж збільшеною втратою продуктів від усушки. Тому одноповерхові холодильники будують з посиленою ізоляцією. В одноповерхових холодильниках навантаження на підлогу може досягати 4000 кг/м^2 . Висота холодильника з ємністю 1500 т – не менше 6 м, ємністю 125...1500 т – 4,8 м, ємністю менше 125 т – 3,6 м.

Багатоповерхові холодильники зазвичай мають чотири – п'ять поверхів. Збільшувати поверховість недоцільно через високу вартість вертикального переміщення вантажів, ускладнення фундаментів тощо, але при багатоповерховому варіанті значно скорочується площа забудови.

В процесі вибору поверховості холодильника слід враховувати його призначення, розмір будівельного майданчика, структуру ґрунту та ін.

2.2 Режими холодильної обробки та характеристика камер холодильників

Камери зберігання охолоджених продуктів найчастіше обладнують системою безпосереднього охолодження, переважно із сухими повітроохолоджувачами.

М'ясо і м'ясопродукти зберігають у камерах у підвішеному стані або фасованими при температурі -2°C ; рибу розкладають на стелажах, зберігають при -5°C ; молочні продукти – при 0°C ; яблука, виноград – при -1°C ; цибуля, часник – при -2°C [2].

Камери зберігання заморожених продуктів обладнані пристінними і стельовими батареями безпосереднього охолодження чи повітроохолоджувачами зі спеціальним повітророзподілом, які підтримують температуру повітря в камері біля -20°C .

Камери охолодження призначені для охолодження продукції з подальшим відправленням у камеру зберігання охолодженої продукції. Охолодження м'яса проводять при температурі -5°C протягом 16 годин, температура, з якою надходить м'ясо, складає 37°C , а в кінці охолодження 4°C . Птицю охолоджують протягом 10 годин при температурі -1°C . Температура птиці на початку процесу 30°C , після закінчення – 4°C .

Камери заморожування обробляють продукцію при температурі повітря біля -30°C . Камери працюють циклічно при періодичному завантаженні і вивантаженні. У камерах м'ясо розміщується на підвісних шляхах і заморожується за 24 годин, риба – за 5 годин. Температура в камерах -30°C . Температура, з якою надходить м'ясо, складає 37°C ; риба і фрукти – 20°C ; а на виході: м'ясо і риба -12°C ; фрукти -5°C .

Камера зберігання дефектних вантажів є резервною на випадок надходження на холодильник нестандартних і дефектних вантажів. Температура повітря 0°C . Обладнують переважно пристінними батареями безпосереднього охолодження.

Експедиційні камери призначені для вантажних операцій в холодильниках при температурі повітря 0°C . Такі камери обладнують стельовими і пристінними батареями безпосереднього охолодження.

Холодильники м'ясної промисловості. Їхня ємність визначається виробничою потужністю м'ясокомбінату. Складаються, найчастіше, з камер заморожування, камер зберігання замороженого м'яса, камер зберігання охолодженого м'яса і експедиційних камер. Ємність камер зберігання замороженої продукції приймають до 600 т, а охолодженої продукції – до 400 т.

Холодильні установки підприємств молочної промисловості. При міських молочних заводах передбачають камери для охолодження і короткострокового зберігання продукції, що випускається, а також для довгострокового зберігання масла, сирів. Основне навантаження на холодильну установку складається з навантаження на технологічні апарати, яке визначається за технологічним завданням для кожного конкретного підприємства.

Холодильники для зберігання фруктів і овочів. Використовуються для охолодження і тривалого зберігання продукції. За наявності цехів випуску заморожених продуктів холодильник повинен мати відповідні камери для заморожування і зберігання заморожених продуктів. Не допускаєть-

ся спільне зберігання фруктів з овочами. Ємність камер не рекомендується приймати більше 250 т.

Холодильники рибної промисловості. У більшості випадків холодильники рибної промисловості є не самостійними підприємствами, а входять до складу промислових комплексів, що займаються прийманням риби, її обробкою і розподілом. Рибні промислові холодильники мають камери заморожування і зберігання мороженої риби, під час проектування необхідно врахувати навантаження від технологічного устаткування.

2.3 Норми завантаження

У холодильнику можна зберігати різну кількість вантажів в залежності від характеру вантажу, упакування, методу штабелювання тощо. Тому для порівняння холодильників за ємністю введено поняття «умовна ємність», під якою розуміється ємність, заповнена мороженим м'ясом з розрахунку 0,35 т на 1 м³ вантажного об'єму. Норми завантаження різних видів продукції показані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Норми завантаження продукції

Продукти	Умовне завантаження, т/м ³	Продукти	Умовне завантаження, т/м ³
Яловичина морожена у чвертинах і півтушах	0,35	Цитрусові в картонно-дерев'яних ящиках	0,32
Баранина морожена	0,28	Плоди та овочі	0,35
Масло вершкове в картонних ящиках	0,80	Риба морожена в картонних ящиках	0,6
Свинина морожена	0,45	Сир без тари	0,50
Молочні продукти (висота штабеля 1 м) $K_{\text{вик}} = 0,75$	0,435	Консерви різні	0,60

Камери холодильної обробки та зберігання замороженого та охолодженого м'яса здебільшого розраховують за нормою навантаження на 1 м підвісного шляху, яку приймають рівною 0,25 т/м [3].

2.4 Визначення кількості і розмірів камер

Кількість і розміри камер залежать від складу і ємності холодильника. Планування холодильника найбільш раціонально проводити за кількістю отриманих в процесі розрахунку будівельних прямокутників, утворених сіткою колон. Під час планування може виявитися, що розрахункова кількість прямокутників не забезпечує зручного розташування камер, правиль-

ного з'єднання площ, відведених для зберігання морожених і охолоджених вантажів. В такому випадку в процесі планування можливий відступ від розрахункової кількості прямокутників (розрахованої площі холодильника) в ту чи іншу сторону в розумних межах. Після уточнення планування визначають дійсну умовну ємність холодильника, а за необхідності – фактичну ємність кожної камери для конкретного виду вантажу.

Порядок розрахунку.

1. Вантажний об'єм камер, крім камер з підвісними шляхами, м³:
- камер зберігання продукції

$$V_B = E / g_v ; \quad (2.1)$$

- камер охолодження та заморожування продукції

$$V_B = M \cdot T / (g_v \cdot 24), \quad (2.2)$$

де E – ємність камери, т;

g_v – норма завантаження за табл.2.1, т/м³;

M – продуктивність камер охолодження чи заморожування, т/добу;

T – час повного обороту камери, включаючи час на завантаження, холодильну обробку, вивантаження камери і відтаювання камерних приладів, год.

2. Вантажна площа камер, тобто площа, безпосередньо зайнята вантажем, м²

$$F_B = V_B / h_B , \quad (2.3)$$

де h_B — вантажна висота чи висота штабеля, м.

Висоту штабеля в одноповерхових холодильниках з будівельною висотою 6 м варто приймати 5 м, для іншої висоти холодильника слід приймати пропорційну висоту штабеля.

3. Будівельна площа камер, м²

$$F_{\text{буд}} = F_B / K_{\text{вик}} , \quad (2.4)$$

де $K_{\text{вик}}$ - коефіцієнт використання будівельної площі камер, що враховує проходи і проїзди в камерах, відступи від стін, колон, устаткування, відстані між штабелями, площу, займану колонами й устаткуванням.

Значення коефіцієнта використання будівельної площі наведені нижче в залежності від площі камер:

до 100 м ²	0,70...0,75;
від 100 до 400 м ²	0,75...0,80;
більше 400 м ²	0,80...0,85.

Для молокопродуктів цей показник наведений в табл. 2.1.

Легко встановити, що проектування великої кількості камер невеликої площі приводить до значного зменшення ємності холодильника через нераціональне використання площі.

4. Будівельна площа камер охолодження і заморожування м'яса, що зберігається в підвішеному стані, м²

$$F_{\text{буд}} = M \cdot T \cdot K / (g_L \cdot 24) , \quad (2.5)$$

де g_L – норма навантаження на 1 м підвісного шляху, приймають 0,25 т/м;
 K – коефіцієнт перерахунку від навантаження на 1 м підвісного шляху до навантаження на 1 м² будівельної площі, приймають $K = 1,2$.

5. Будівельна площа камер зберігання м'яса на підвісних шляхах, м²

$$F_{\text{буд}} = E \cdot K / g_L . \quad (2.6)$$

6. Кількість будівельних прямокутників

$$n = F_{\text{буд}} / f , \quad (2.7)$$

де f – будівельна площа одного прямокутника, обмежена обраною сіткою колон, м².

Найчастіше використовують сітку колон 6×6 м, 6×12 м або 12×12м.

7. Складають планування холодильника з урахуванням необхідної площі на допоміжні приміщення, коридори і охолоджувані приміщення, невраховані в розрахунку, в тому числі, експедиційні камери та камери дефектних вантажів. Допустиме відхилення фактичної площі від розрахункової може складати до 10...20 %.

8. Якщо кількість прямокутників, отримана в процесі планування, відрізняється від розрахункової, визначають дійсну ємність холодильника, виходячи з якої ведуться подальші розрахунки, т

$$E_d = E \cdot n_d / n , \quad (2.8)$$

де n_d - прийнята кількість будівельних прямокутників.

2.5 Вибір планування холодильника

Щоб забезпечити найбільш раціональне планування, рекомендується дотримуватись таких правил.

1. Планування повинно відповідати прийнятій схемі технологічного процесу, тобто забезпечувати точне і послідовне виконання всіх технологічних операцій. Бажаний напрямок руху вантажу – в один бік без зустрічних і пересічних потоків. Двері камер повинні виходити в коридор. Винятком є камери заморожування й охолодження, вхід в які може бути через приміщення для завантаження, а також камери зберігання продуктів, що піддаються товарній обробці як при надходженні, так і при видачі через ці

приміщення. Не виключається застосування безкоридорних планувань, якщо є можливість забезпечити послідовне переміщення вантажу по технологічному ланцюжку без повернення. Останнє рішення зазвичай можливе для холодильників м'ясокомбінатів і рибообробних підприємств.

2. Планування повинно сприяти зменшенню первинних витрат на будівництво холодильника. Це досягається широким застосуванням типових будівельних елементів і конструкцій, використанням місцевих будівельних матеріалів, скороченням площі, яка зайнята допоміжними приміщеннями. Однак при скороченні допоміжних приміщень слід забезпечити зручність обслуговування, тобто не робити скорочення за рахунок ускладнень в експлуатації. Прикладом скорочення допоміжних приміщень є застосування безкоридорних планувань для деяких виробничих холодильників, а також для ряду розподільних холодильників і фрукто- й овочесховищ з безпосереднім виходом з камер на платформи.

3. Планування повинно забезпечувати дешеву і зручну експлуатацію холодильника. Насамперед повинні бути правильно обрані розміри холодильника, що забезпечують свободу і широту маневру вантажно-розвантажувальних і транспортних засобів.

Ширина одноповерхових холодильників для варіанта центрального розташування коридора визначається модулем, рівним 12 м, що відповідає довжині найбільш розповсюдженого прогону. Ширину одноповерхових холодильників приймають рівною 12, 24, 36, 48, 60 і 72 м.

Довжину будівлі холодильника вибирають так, щоб довжина залізничної платформи дозволяла приймати п'ятивагонну рефрижераторну секцію. Ширина залізничних та автомобільних платформ 6...7,5 м.

Холодильники частіше проектують з наскрізними вантажними коридорами, що мають вихід до обох платформ. Ширина коридорів зазвичай 1,6...6 м.

Залізничну платформу на холодильниках ємністю до 600 т не передбачають. Такі холодильники взагалі можуть мати тільки одну автомобільну платформу.

Для зменшення теплоприпливів у камери їх групують у блоки з приблизно однаковим температурним режимом.

4. Планування повинно відповідати прийнятій системі охолодження. Це особливо важливо враховувати в процесі проектування одноповерхових холодильників, тому що не завжди вдається забезпечити злив холодоагенту з приладів охолодження, що приводить до необхідності переходу на більш ємні схеми з нижньою подачею холодильного агента. Під час розробки планування повинні бути передбачені місця для монтажу устаткування, камерних розподільних колекторів тощо.

5. Планування повинно відповідати вимогам правил техніки безпеки і пожежної безпеки.

6. Планування повинно передбачати можливість розширення холодильника. Для цього залишають вільною одну торцеву стіну.

Варто мати на увазі, що складання планування є найбільш важким і відповідальним процесом проектування, від якого надалі залежить економічна ефективність діючого підприємства.

Типове планування холодильника [2].

Холодильники при м'ясокомбінатах є частиною виробничого комплексу. Під час проектування таких підприємств прагнуть забезпечити безпосередній зв'язок між різними структурними підрозділами (рис.2.1).

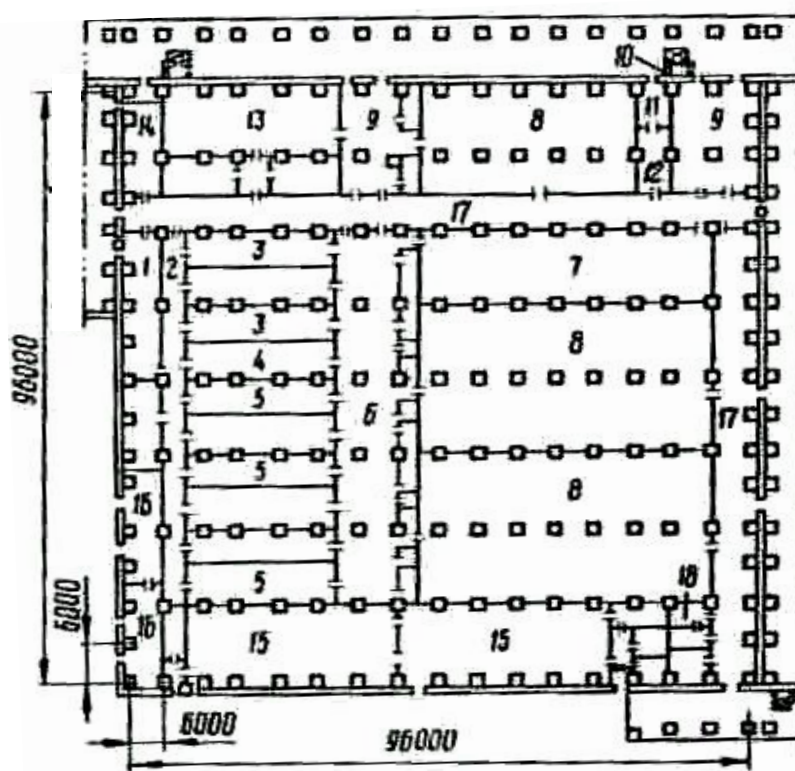


Рисунок 2.1 – Планування холодильника м'ясокомбінату: 1 – приймання м'яса; 2 – приміщення для завантаження камер охолодження і заморожування м'яса; 3 – камери охолодження або зберігання охолодженого м'яса; 4 – універсальна камера охолодження або заморожування м'яса; 5 – камери заморожування м'яса; 6 – приміщення для розвантаження; 7 – камера зберігання охолодженого м'яса; 8 – камери зберігання замороженого м'яса; 9 – експедиції; 10 – вагова; 11,12 – камери приймання і підморожування некондиційних вантажів; 13 – відділення виробництва м'ясних і субпродуктових блоків; 14 – камера комплектації жиру; 15 – компресорне та апаратне відділення; 16 – трансформаторна підстанція; 17 – коридор; 18 – побутові приміщення

Вхід продукції запланований з м'ясо-жирового корпусу. М'ясо надходить у камеру приймання, а потім у приміщення для завантаження камер охолодження і заморожування. Далі – на холодильну обробку (охолодження або заморожування), розвантажується після холодильної обробки і надходить у камери зберігання або через коридор направляється в експедиційні приміщення для реалізації або в м'ясопереробний корпус для використання як сировини для виготовлення продукції.

2.6 Вибір способу охолодження і схеми холодильної установки

2.6.1 Способи охолодження.

Для охолодження камер холодильників застосовують такі способи охолодження:

- батарейне (тихе) охолодження, в процесі якого в камері виникає природна циркуляція повітря;
- охолодження повітроохолоджувачами (повітряне), в процесі якого в камері створюється примусова циркуляція повітря під впливом вентиляторів повітроохолоджувачів;
- змішане охолодження, для якого в камері встановлюють як батареї, так і повітроохолоджувачі.

Для камер зберігання заморожених вантажів частіше застосовують батарейне охолодження. Використовують стельові і пристінні батареї з гладких чи оребрених труб. Втрати від усушки продукту для тихого охолодження значно менші, ніж для охолодження повітроохолоджувачами.

Основними недоліками батарейного охолодження є нерівномірність розподілу температур в об'ємі камери і труднощі відтаювання шару інєю, особливо з оребрених батарей.

Збільшення швидкості повітря в камері дозволяє прискорити процес відведення теплоти від продукту, що важливо в процесі охолодження і заморожування.

При повітряному охолодженні істотне значення має правильний вибір системи повітророзподілу, що залежить від призначення і розмірів камери, виду вантажу, конструкції стелі й інших факторів.

Батареями і повітроохолоджувачами обладнують камери з універсальним температурним режимом. При низьких температурах у камері використовують стельові і пристінні (чи тільки стельові) батареї, при нульових температурах (у випадку зберігання охолоджених вантажів) – тільки повітроохолоджувачі, хоча не виключається можливість використання і пристінних батарей. Природно, що батареї, які працюють на різні температури, підключають до відповідних випарних систем.

У проектах слід передбачати такі способи і прилади охолодження:

- у камерах охолодження і заморожування продуктів – повітряне охолодження з використанням повітроохолоджувачів;
- у камерах зберігання морожених вантажів – батарейне (тихе охолодження) з використанням батарей з оребрених труб;
- у камерах зберігання охолоджених вантажів усіх видів – повітряне охолодження з використанням повітроохолоджувачів, що забезпечують помірну циркуляцію повітря.

2.6.2 Розміщення камерного устаткування і систем повітророзподілу.

Правильний вибір такого обладнання є дуже важливим для створення і підтримки заданого температурно-вологісного режиму в камері.

Пристінні батареї, які необхідні для відведення теплоприпливів з камери, рекомендується розміщувати на зовнішніх стінах якомога вище, причому робити їх однорядними з невеликою кількістю труб по висоті.

Для повітряного охолодження камер застосовують безканалъну, одно- чи двоканальну систему повітророзподілу.

Безканалъну систему використовують у камерах зберігання охолоджених вантажів, обладнаних стельовими повітроохолоджувачами, що обслуговують окремі зони камери чи невеликі камери зберігання.

Одноканальну систему повітророзподілу застосовують у камерах, де потрібно підтримувати високу відносну вологість і забезпечувати рівномірний розподіл температури по об'єму.

Двоканальну систему повітророзподілу використовують у камерах великої площі за відсутності спеціальних вимог.

2.6.3 Інтенсифікація заморожування продуктів. Швидкоморозильні апарати. Інтенсифікація холодильної обробки продуктів набуває дуже важливого значення в сучасних умовах, особливо в зв'язку з розвитком виробництва швидкозаморожених страв, готових до вживання. Швидке заморожування продукту при низьких температурах дозволяє зберігати всі живильні якості продукту і його товарний вигляд. Для деяких продуктів це єдина можливість забезпечити тривале їх зберігання. Для інтенсифікації заморожування продуктів застосовують швидкоморозильні апарати ГКА-4, АРСА та ін. Швидкоморозильні апарати можна встановлювати безпосередньо в технологічних цехах чи у спеціальних приміщеннях холодильника з температурою від 0 до 5°C.

2.6.4 Системи охолодження і схеми холодильних установок. В холодильниках застосовують дві системи охолодження: систему безпосереднього охолодження, в якій холодоагент кипить у приладах охолодження, розташованих у камері чи поруч з нею (батареї і повітроохолоджувачі безпосереднього охолодження), і систему з проміжним холодоносієм (розсільна система) [4].

Вибір системи охолодження слід робити з урахуванням конкретних вимог, що висуваються для холодильника, в частині підтримки стійкого температурного режиму для всіх споживачів холоду, наприклад, технологічних відділень, морозильних камер, камер зберігання морожених і охолоджених вантажів за умов змінних теплових навантажень.

При цьому необхідно забезпечити:

- автоматичне регулювання заповнення приладів охолодження холодоагентом чи живлення холодоносієм;
- захист компресорів від вологого ходу;

- відповідність холодовидатності компресорів змінним навантаженням випарних систем;
- надійне уловлювання мастила, що виноситься з компресорів, і якщо це можливо, виключення «замаслювання» теплообмінних апаратів і уловлювальних посудин;
- простоту, надійність і безпеку роботи системи.

За способом розміщення основного устаткування системи охолодження можна розділити на централізовані і децентралізовані.

Для варіанта використання централізованих систем охолодження створюють загальне машинне відділення, в якому розміщують компресори чи компресорні агрегати, що працюють на різні температури кипіння, а також інше устаткування, що є загальним для всіх випарних систем чи таким, що використовується тільки для окремих систем. Концентрація устаткування в загальному залі полегшує нагляд за ним протягом робочого дня.

Децентралізоване холодопостачання доцільно застосовувати там, де є можливість встановити для кожного охолоджуваного об'єкта автономну, цілком автоматизовану холодильну машину з повною заводською готовністю.

Для великих холодильників передбачають кілька випарних систем, кожна з яких обслуговує певну групу камер. Під час проектування систем охолодження можуть бути використані різні схеми:

- безнасосні з безпосереднім охолодженням;
- насосно-циркуляційні з безпосереднім охолодженням;
- з проміжним холодоносієм;
- децентралізованого холодопостачання.

2.6.4.1 Безнасосні схеми безпосереднього охолодження, що працюють на хладонах. Для малих холодильних установок застосовують комплектні холодильні машини. Підбір їх проводиться за холодовидатністю, а схема розподілу холодильного агента по охолоджувальних приладах визначається заводськими умовами. Холодильна машина може бути обрана для охолодження одного чи декількох об'єктів. Якщо кілька охолоджуваних об'єктів обслуговується одним агрегатом, то можливі два варіанти регулювання: із загальним і роздільним регулюванням.

У централізованих установках, що обслуговують кілька камер із приблизно однаковими температурами і тепловими навантаженнями, передбачати роздільне регулювання температури в кожній камері немає сенсу.

Якщо ж централізована установка обслуговує об'єкти з різними температурами (різниця до 10°C) чи з істотно відмінними навантаженнями, то варто застосовувати роздільне регулювання температури для кожного об'єкта. Для цього в кожному об'єкті встановлюють камерне реле температури і соленоїдний вентиль. Зупиняється компресор після розмикання контактів останнього реле температури, тобто тоді, коли досягнута задана температура в усіх камерах. Включається компресор після замикання кон-

тактів будь-якого реле температури одночасно з відкриттям відповідного соленоїдного вентиля на лінії подачі холодоагенту в камери.

2.6.4.2 Безнасосні схеми холодильних установок, що працюють на аміаку. В холодильниках застосовують безнасосні схеми з нижньою подачею аміаку в прилади охолодження. Застосування безнасосних схем обмежено – їх варто використовувати для холодильників ємністю до 600 т. На більш великих холодильниках ускладнений рівномірний розподіл аміаку по охолоджувальних приладах розвинутих випарних систем.

Можуть бути використані два види схем (рис.2.2):

- з верхнім розташуванням віддільника рідини, у яких заповнення охолодних приладів аміаком забезпечується за рахунок стовпа рідини;
- з нижнім розташуванням віддільника рідини, у яких заповнення охолодних приладів аміаком забезпечується за рахунок різниці тисків конденсації і кипіння.

Основним недоліком схеми з верхнім розташуванням віддільника рідини є необхідність установа віддільника рідини на досить великій висоті, вище всіх охолодних приладів.

В схемах з нижнім розташуванням віддільника рідини заповнення охолодних приладів регулюється величиною перегріву пари на виході з них. Віддільник рідини в цій схемі виконує тільки захисні функції.

Безнасосні схеми можна застосовувати як в одноступеневих, так і в двоступеневих установках. При цьому варто мати на увазі, що із зниженням тиску в системі виникає складність рівномірного розподілу холодоагенту по охолодних приладах та надійність досягнення заданих температур в охолоджуваних об'єктах.

2.6.4.3 Насосно-циркуляційні схеми безпосереднього охолодження. На даний час переважно поширені аміачні насосно-циркуляційні схеми (рис.2.3). Їх проектують як з верхньою, так і з нижньою подачею аміаку. У насосно-циркуляційних схемах переважно застосовують вертикальні циркуляційні ресивери.

Дуже важливо правильно розташувати аміачні насоси стосовно циркуляційних ресиверів. Робочий рівень рідини в циркуляційному ресивері повинен бути вище всмоктувального патрубку на 1,5...3 м в залежності від температури кипіння: чим нижча температура кипіння, тим більша різниця в рівнях.

В насосних схемах у прилади охолодження подається більше рідкого холодоагенту, чим це потрібно для відведення теплоти (відношення кількості поданої рідини до кількості пари, що утворилася, називають кратністю циркуляції). Для насосно-циркуляційних схем з нижньою подачею приймають насоси з подачею, що у 5...6 разів перевищує розрахункову витрату аміаку.

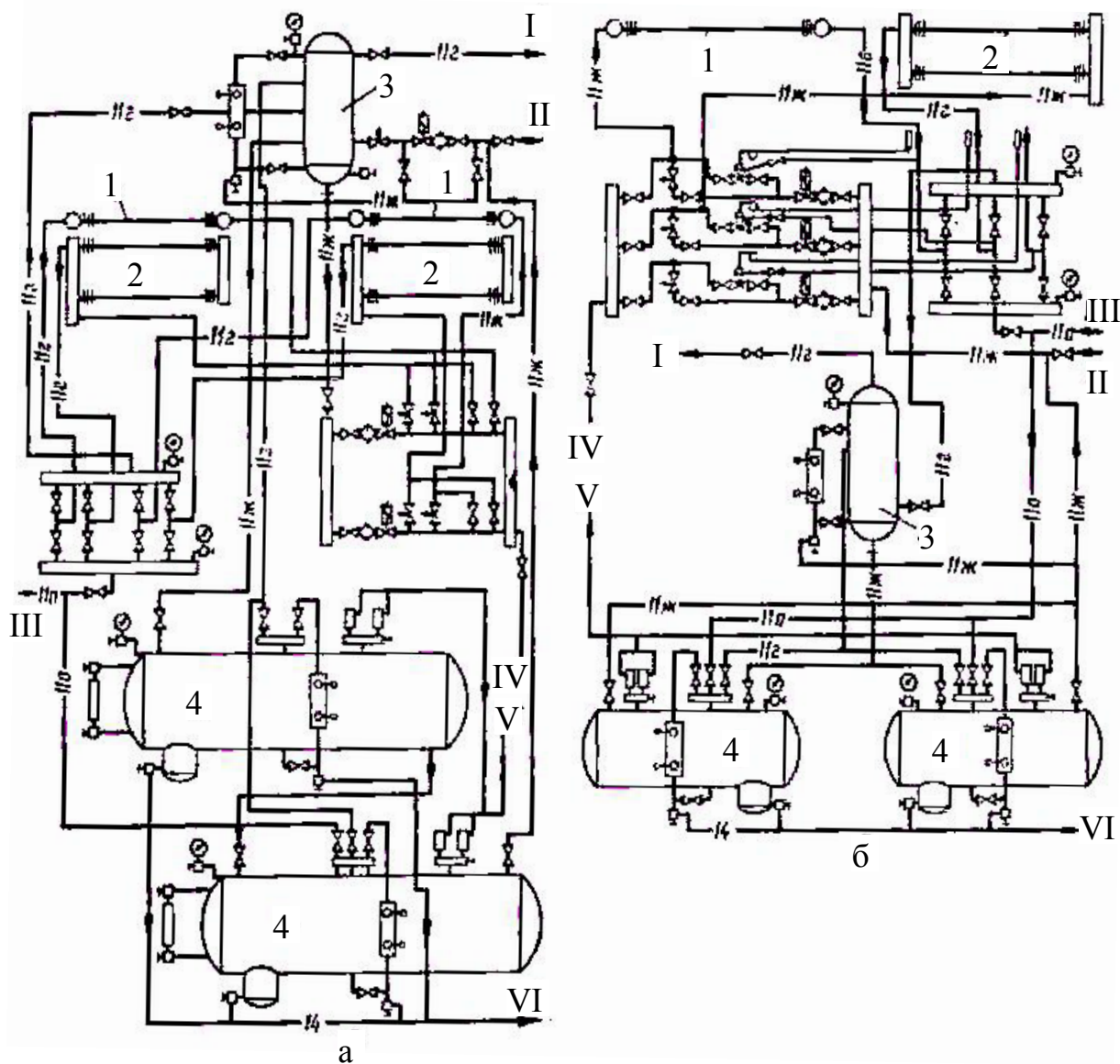


Рисунок 2.2 – Безнасосні схеми холодильних установок, що працюють на аміаку: а – з верхнім розташуванням віддільника рідини; б – з нижнім розташуванням віддільника рідини; 1 – стельова батарея; 2 – пристінна батарея; 3 – віддільник рідини; 4 – захисний ресивер; трубопроводи: I – до компресора; II – від конденсатора; III – гарячої пари від мастиловіддільника; IV – дренажний; V – випуску аміаку із запобіжних клапанів; VI – випуску мастила

При проектуванні схем необхідно врахувати, що рідинні трубопроводи від циркуляційного ресивера до насоса повинні мати мінімальні опори. На нагнітальній лінії після насосів варто встановлювати зворотні клапани і передбачати трубопроводи для повернення рідкого аміаку в циркуляційний ресивер. У схему варто включати дренажний ресивер, з'єднаний із системою спеціальними трубопроводами.

Насосно-циркуляційні схеми безпосереднього охолодження використовуються як в одноступеневих, так і в двоступеневих установках.

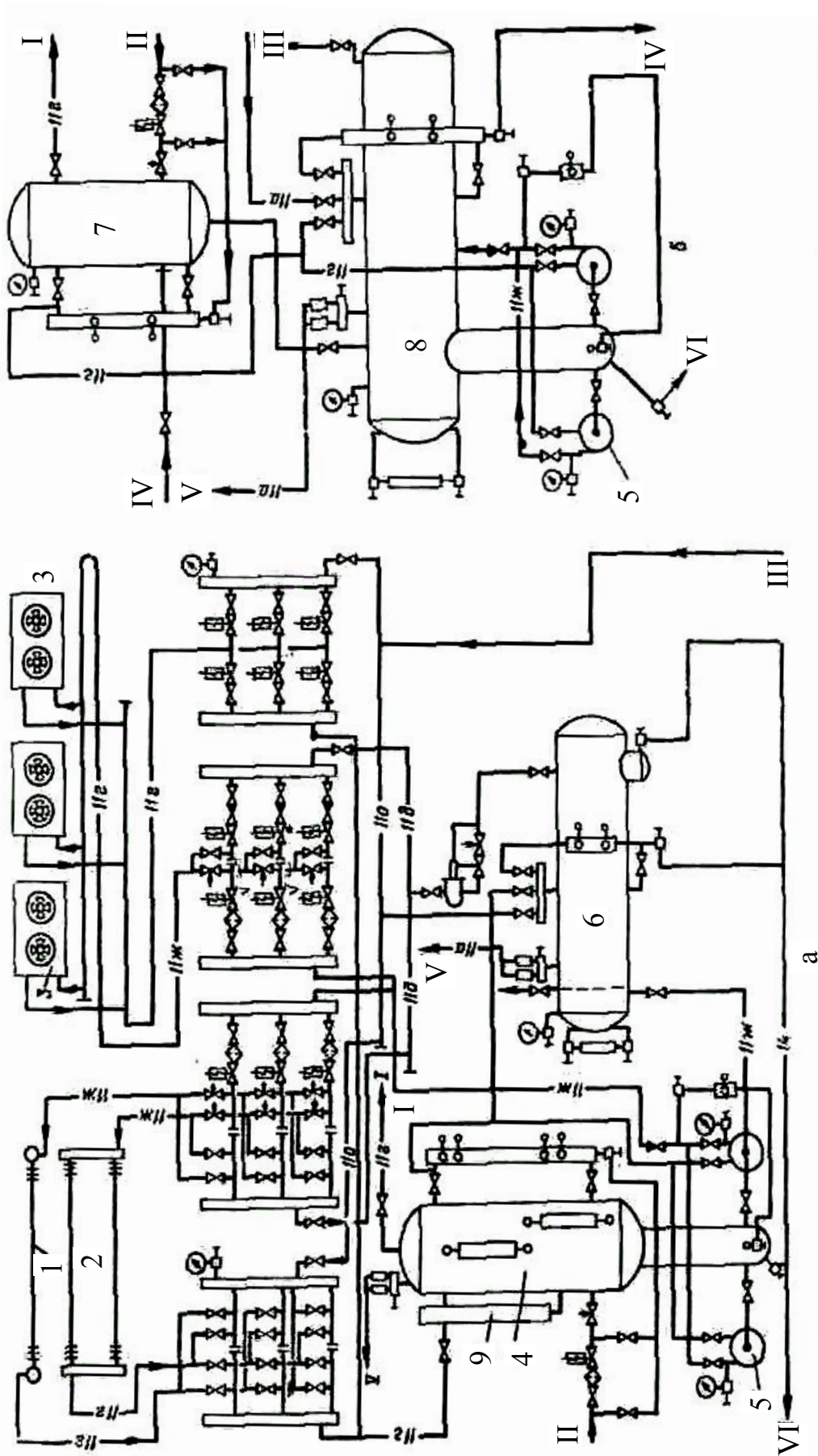


Рисунок 2.3 – Насосно-циркуляційна схема холодильної установки з нижньою подачею аміаку в приладі охолодження:
а – з вертикальним циркуляційним ресивером; б – з горизонтальним циркуляційним ресивером; 1 – стельова батарея; 2 – пристінна батарея; 3 – повітряоохолодник; 4 – ресивер циркуляційний вертикальний; 5 – насос аміачний; 6 – ресивер циркуляційний горизонтальний; 7 – охолодник рідини (ОР); 8 – ресивер циркуляційний горизонтальний; 9 – розділювальна колонка. Трубопроводи: I – до компресора; II – від конденсатора; III – гарячої пари від мастиловіддільника; IV – із камер в ОР; V – випуск аміаку із запобіжних клапанів; VI – випуск мастила

При застосуванні насосно-циркуляційних схем зниження тиску в низькотемпературних установках не позначається на рівномірності розподілу холодоагенту по приладах охолодження, оскільки подача забезпечується циркуляційним насосом.

Для об'єктів із кількома камерами невеликої потужності може бути використана багатотемпературна установка, показана на рис. 2.4.

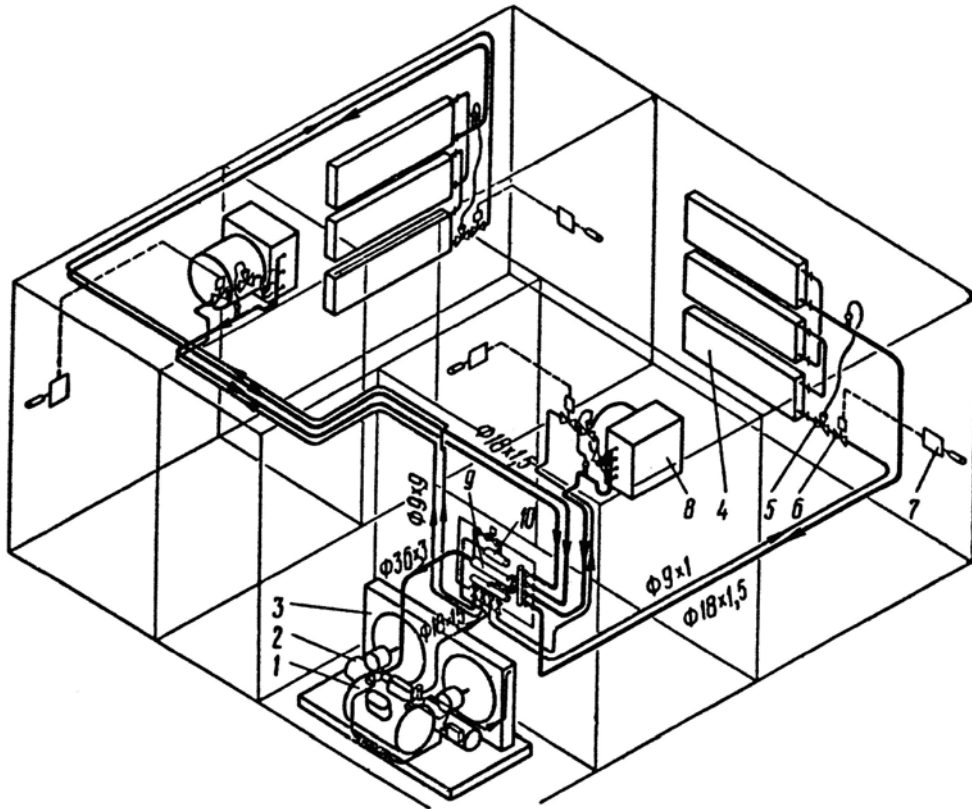


Рисунок 2.4 – Схема багатотемпературної холодильної установки

Особливістю її роботи є розподіл холодоагенту від одного компресорно-конденсаторного блока на кілька камер. В камерах певні температури підтримуються за допомогою температурних датчиків і терморегулювальних вентилів, які пропускають у випарник необхідну витрату холодоагенту.

Контрольні запитання

1. Поясніть як вибір способу охолодження впливає на усушку продукції.
2. Чим батарейне охолодження відрізняється від повітряного?
3. Чим визначається вибір системи охолодження?
4. Поясніть переваги і недоліки різних схем холодильних установок.
5. На що впливає правильність розміщення камерного устаткування?

3 КОНСТРУКЦІЯ ОГОРОДЖЕНЬ, ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЯ ТА ТЕПЛОПРИПЛИВИ В КАМЕРИ

3.1 Вибір тепло- і пароізоляційних матеріалів

Для теплової ізоляції огороджень холодильників варто вибрати високоефективні матеріали, що мають малі коефіцієнти теплопровідності, не вбирають вологу [5].

Захист теплової ізоляції від зволоження здійснюється введенням шару пароізоляції.

Як паро- та гідроізоляційні матеріали застосовують бітуми і бітумні мастики, склоруберойд, ізол та інші матеріали, що мають великий опір паропроникненню.

Для теплової ізоляції бажано застосовувати матеріали, які відносяться до таких, що важко згорають.

3.2 Визначення товщини теплоізоляційного слою

Товщина теплоізоляції повинна прийматися за розрахунком, виходячи з коефіцієнтів теплопередачі, встановлених СНиП 2.11.02 – 87 [6]. Необхідні значення коефіцієнтів теплопередачі визначені з умови недопущення конденсації вологи на поверхні.

Коефіцієнти теплопередачі для стін та покриття слід вибирати в залежності від зони розташування холодильника і температури повітря всередині камери.

Таблиця 3.1 – Нормовані коефіцієнти теплопередачі стін та покриття камер холодильника

Середньорічна температура зовнішнього повітря, °С		Коефіцієнти теплопередачі [Вт/(м ² ·К)] для внутрішньої температури, °С						
		-40...-30	-25...-20	-15...-10	- 4	0	4	12
0 і нижче	Стіни	0,21	0,26	0,33	0,47	0,52	0,58	0,70
	Покриття	0,2	0,24	0,3	0,4	0,44	0,47	0,52
1...8	Стіни	0,2	0,23	0,28	0,35	0,4	0,44	0,64
	Покриття	0,19	0,22	0,27	0,33	0,37	0,42	0,52
9 і вище	Стіни	0,19	0,21	0,23	0,28	0,30	0,35	0,52
	Покриття	0,17	0,2	0,23	0,26	0,29	0,33	0,47

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін, що відділяють камери від неохолоджуваних коридорів, тамбурів, вестибюлів та інших приміщень, приймають в залежності від температури повітря в камері за табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Нормовані коефіцієнти теплопередачі стін між камерою та коридором холодильника

Температура повітря в приміщенні, °С	- 30	-20	-10	-4	4	12
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	0,27	0,28	0,33	0,35	0,52	0,64

Коефіцієнти теплопередачі перегородок між камерами, Вт/(м²·К):

- заморожування та охолодження 0,23;
- заморожування та зберігання охолоджених вантажів 0,26;
- заморожування та зберігання заморожених вантажів 0,47;
- зберігання охолоджених та заморожених вантажів 0,28;
- охолодження та зберігання заморожених вантажів 0,33;
- охолодження та зберігання охолоджених вантажів 0,52;
- з однаковими температурами 0,58.

Коефіцієнти теплопередачі обігріваних підлог на ґрунтах приймають в залежності від температури повітря в камері за табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Нормовані коефіцієнти теплопередачі підлог камер

Температура повітря в приміщенні, °С	+4...-4	-10	-20...-30
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	0,41	0,29	0,21

Товщина теплоізоляційного шару огороження, м

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{зов}} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн}} \right) \right], \quad (3.1)$$

де λ_{iz} , λ_i – коефіцієнти теплопровідності теплоізоляційного і будівельних матеріалів, Вт/(м·К);

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

$\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепловіддачі із зовнішнього або більш теплого боку огороження, Вт/(м²·К); для підлоги, розташованої на ґрунті $\alpha_{зов} = 0$;

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі із внутрішнього або більш холодного боку огороження, Вт/(м²·К);

δ_i – товщина шарів будівельної конструкції, м.

Коефіцієнти тепловіддачі для різних поверхонь α , Вт/(м²·К), приймають:

- зовнішні поверхні зовнішніх стін та покриття – 23,3;
- внутрішні поверхні приміщень без вимушеної циркуляції повітря (коридори, експедиційні камери тощо) стіни – 8, підлоги та стелі 6...7;
- внутрішні поверхні приміщень з помірною циркуляцією повітря (зберігання охолоджених, заморожених вантажів) – 9 ;
- внутрішні поверхні приміщень з посиленою циркуляцією повітря (камери охолодження та заморожування) – 10,5.

Конструкція зовнішньої стіни (рис.3.1а) складається з цегляної кла-

дки в півтори цеглини 2 ($\delta=380$ мм, $\lambda=0,82$ Вт/(м·К)), вкритої з двох сторін цементною штукатуркою 1 ($\delta=20$ мм, $\lambda=0,88$ Вт/(м·К)). Пароізоляційний шар 3 складається з двох шарів бітумної мастики і одного шару гідроізолю ($\delta=4$ мм, $\lambda = 0,3$ Вт/(м·К)). Як теплоізоляція 4 використані плити з пінопласту полістирольного ПСБ-С ($\lambda=0,047$ Вт/(м·К)). Опоряджувальний шар 5 – штукатурка цементно-вапнякова по сітці ($\delta=20$ мм, $\lambda = 0,88$ Вт/(м·К)).

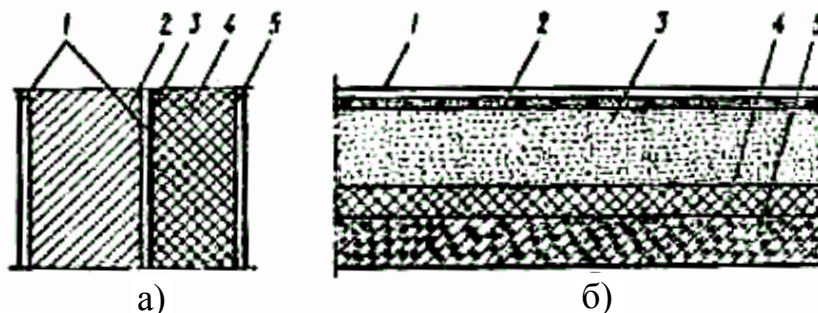


Рисунок 3.1 – Конструкції огорожень камер холодильника:
а) зовнішня стіна; б) покриття

Конструкція покриття (рис.3.1б) складається з: покрівельного рулонного покриття 1 в п'ять шарів гідроізолю на гарячій бітумній мастиці ($\delta=12$ мм, $\lambda=0,3$ Вт/(м·К)); армованої бетонної стяжки 2 ($\delta=40$ мм, $\lambda=1,4$ Вт/(м·К)); плитної теплоізоляції 4 з пінопласту полістирольного ПСБ-С ($\lambda=0,047$ Вт/(м·К)); залізобетонної плити перекриття 5 ($\delta=220$ мм, $\lambda=1,5$ Вт/(м·К)); рідко використовують засипну теплоізоляцію 3 з керамзитового гравію ($\lambda = 0,2$ Вт/(м·К)).

Конструкція підлоги камери містить такі елементи [7]:

- чиста підлога з мозаїчних бетонних плит ($\delta=40$ мм, $\lambda=1,4$ Вт/(м·К));
- бетонне підготовлення ($\delta=100$ мм, $\lambda=1,4$ Вт/(м·К));
- теплоізоляція – керамзитовий гравій ($\lambda = 0,2$ Вт/(м·К)).

Крім того, конструкція додатково складається з бетонного підготовлення товщиною 100 мм з електронагрівниками, гідроізоляції та бетонного підготовлення по ущільненому ґрунту зі щебенем. Але ці шари в розрахунках товщини теплоізоляції не враховуються.

Конструкція перегородок між камерами. В переважній більшості випадків такі перегородки виконують з пінобетону ($\lambda = 0,15$ Вт/(м·К)).

3.3 Розрахунок теплоприпливів у камери холодильника

Холодильне устаткування підбирають на підставі теплового розрахунку, що враховує усі види теплоприпливів, а саме:

- через конструкції огорожень камери, Q_1 ;
- від продуктів під час їхньої холодильної обробки, Q_2 ;
- від зовнішнього повітря під час вентиляції камери, Q_3 ;
- в зв'язку з експлуатацією, Q_4 ;

– від фруктів при їх «диханні», Q_5 .

Холодильне устаткування повинно бути обране так, щоб відведення теплоти, яка проникає у камеру, було забезпечено для найнесприятливіших умов.

3.3.1 Теплоприпливи через огороження. Теплоприпливи через огорожувальні конструкції визначаються як сума теплоприпливів (через стіни, перегородки, перекриття, підлоги), викликаних наявністю різниці температур зовні огороження і усередині охолоджуваного приміщення, а також теплоприпливів за рахунок впливу сонячної радіації через покриття і зовнішні стіни.

Теплоприпливи через стіни, перегородки, перекриття Q_1 розраховують за формулою, Вт

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot (t_3 - t_b), \quad (3.2)$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, з розрахунку товщини теплоізоляційного шару, Вт/(м²·К);

F – площа поверхні огороження, м²;

t_3 , t_b – температури зовні огороження і всередині камери, °С.

Теплоприпливи через підлогу, розташовану на ґрунті, Вт

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot (t_{cp} - t_b), \quad (3.3)$$

де t_{cp} – середня температура ґрунту, в розрахунках можна приймати 1°С.

Теплоприпливи від сонячної радіації, Вт

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c, \quad (3.4)$$

де Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, °С.

Кількість теплоти сонячної радіації залежить від зони розташування холодильника (географічної широти), характеру поверхні й орієнтування її по сторонах світу (див. табл. 3.4).

Для плоскої покрівлі надлишкова різниця температур залежить тільки від тону фарбування і не залежить від орієнтування і широти. Для плоских покрівель без фарбування (темних) надлишкову різницю температур приймають 17,7°С.

Таблиця 3.4 – Надлишкова різниця температур для розрахунку теплоприпливів від сонячної радіації для зовнішніх оштукатурених світлою штукатуркою стін у широтах 40–60°

Орієнтування стіни	Пд.	Пд.–Сх.	Пд.–Зх.	Сх.	Зх.	Пн.–Сх.	Пн.–Зх.	Пн.
Δt_c , °С	4,9	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5	0

Під час розрахунку враховують теплоту сонячної радіації, що проникає через покрівлю і одну із стін з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану.

Теплоприпливи розраховують для кожної камери окремо.

По кожній камері визначають сумарні теплоприпливи, що потім заносять у зведену таблицю – основний документ для підбору устаткування.

Під час визначення теплоприпливів через внутрішні огороження може виявитися, що частина теплоприпливів має негативний напрямок, тобто теплота з камери, що розраховується, іде в сусідню з більш низькою температурою. Такі теплоприпливи можна приймати з відповідним знаком чи не враховувати зовсім.

3.3.2 Теплоприпливи від вантажів при холодильній обробці. Теплота виділяється від продукції під час охолодження, заморожування і доморожування. Теплову потужність, що відводиться, Q_2 , можна визначити для будь-якого виду холодильної обробки за формулою, Вт

$$Q_2 = M \cdot \Delta h \cdot 1000 / (24 \cdot 3600), \quad (3.5)$$

де M – добове надходження продукції в камеру, т/добу;

Δh – різниця ентальпій, що відповідають початковій та кінцевій температурам продукції і обираються за табл.3.5, Дж/кг.

Таблиця 3.5 – Ентальпії продукції

Продукція	Ентальпії продукції (кДж/кг) при температурі продукції, °С						
	– 20	– 12	– 5	– 2	– 1	20	37
М'ясо яловиче	0	22,2	57,3	98,8	185	296,8	361
Баранина	0	21,8	55,6	95,8	179	286,7	349
Риба	0	24,4	62,5	106,2	199,8	317,4	385
Олія вершкове	0	17,6	40,6	60,4	91,6	182,8	477
Молоко	0	25,2	62,8	111,2	184,2	398,0	253
Сир	0	41,2	85,9	150,0	192	369,4	---
Виноград	0	36,5	116	229	232	307	378
Яблука, груші	0	29,8	82,9	211	267,9	346	421
Томати	0	30,1	84	215	275	349	435

Температура продукції на виході може дорівнювати температурі повітря в камері тільки при тривалому збереженні. Після холодильної обробки продукт виходить звичайно з більш високою температурою, чим температура повітря в камерах охолодження і заморожування.

Більшість продуктів надходить і зберігається в тарі, а тому необхідно врахувати теплоту, внесену в камеру з тарою, Вт

$$Q_2 = M_T \cdot c_T \cdot (t_1 - t_2) \cdot 1000 / (24 \cdot 3600), \quad (3.6)$$

де M_T – добове надходження тари, т/добу;

c_T – питома теплоємність тари, Дж/(кг·К);

t_1 – температура тари під час надходження вантажу, °С;

t_2 – температура тари при виході вантажу, °С.

Маса тари складає від 10 до 30% від маси вантажу, а для скляної тари – 100%. Масу дерев'яних ящиків для фруктів приймають рівною 20% від маси фруктів.

Питома теплоємність тари складає, Дж/(кг·К): дерев'яної – 2500; картонної – 1460; металевої – 460; скляної – 835.

3.3.3 Теплоприпливи від вентиляції камер. Теплоприпливи від зовнішнього повітря під час вентиляції варто враховувати тільки для спеціалізованих холодильників і камер для зберігання фруктів, Вт

$$Q_3 = M_B \cdot (h_3 - h_B), \quad (3.7)$$

де M_B — витрата вентиляційного повітря, кг/с ;

h_3, h_B – ентальпія зовнішнього повітря і повітря в камері, Дж/кг.

Витрату вентиляційного повітря M_B визначають, виходячи з необхідності забезпечення кратності повітрообміну до 4 об'ємів камери за добу.

3.3.4 Експлуатаційні теплоприпливи.

Ці теплоприпливи виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів, відкривання дверей. Теплоприпливи визначають за кожною статтею окремо.

Теплоприпливи від освітлення, Вт

$$q_1 = F \cdot A, \quad (3.8)$$

де A – теплота, що виділяється освітленням на 1 м² площі підлоги, в розрахунках приймають $A = 4,5$ Вт/м²;

F – площа камери, м².

Теплоприпливи від перебування людей, Вт

$$q_2 = 350 \cdot n, \quad (3.9)$$

де 350 Вт – тепловиділення однієї людини за умов важкої фізичної роботи;

n – кількість працюючих у даному приміщенні, яку приймають для камери площею до 200 м² – 2...3 люд., для камер більше 200 м² – 3...4 людини.

Теплоприпливи від відкривання дверей, Вт

$$q_3 = B \cdot F, \quad (3.10)$$

де B – питомий приплив теплоти від відкривання дверей, в розрахунках приймають $10...30 \text{ Вт/м}^2$;

F – площа камери, м^2 .

Експлуатаційні теплоприпливи визначаються як сума теплоприпливів окремих видів, Вт

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3. \quad (3.11)$$

3.3.5 Теплоприпливи від «дихання» фруктів і овочів. Даний вид теплоприпливів можна визначити за формулою, Вт

$$Q_5 = E_k \cdot (0,1 \cdot q_{\text{надх}} + 0,9 \cdot q_{\text{збер}}), \quad (3.12)$$

де E_k – ємність камери, т;

$q_{\text{надх}}$, $q_{\text{збер}}$ — тепловиділення плодів для температур надходження і зберігання, які визначаються за табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Тепловиділення від «дихання» фруктів і овочів

Продукція	Кількість теплоти, що виділяється, Вт/т, для температури продукції, °C			
	0	2	5	20
Груші і яблука	20	27	35	190
Виноград	9	17	24	78

3.3.6 Зведена таблиця теплоприпливів. Результати теплового розрахунку зводять у таблицю, форма якої наведена нижче (див. табл. 3.7).

Бажано камери з приблизно однаковим температурним режимом згрупувати, щоб надалі полегшити визначення навантаження на компресори, які працюють на одну випарну систему і мають одну температуру кипіння.

Таблиця 3.7 – Форма зведеної таблиці теплоприпливів

Приміщення	Внутрішня температура, °C	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	Q_3 , Вт	Q_4 , Вт	Q_5 , Вт	ΣQ , Вт

3.3.7 Визначення навантаження на камерне устаткування і компресор. Навантаження на камерне устаткування визначають як суму всіх теплоприпливів у дану камеру. Враховують усі види теплоприпливів, тому що устаткування повинно забезпечити відведення теплоти при найнесприятливіших умовах.

Компресори підбирають на групу камер, що мають приблизно однакові температури. Не виключається можливість використання одного ком-

пресора для камер із різними температурами, але це вимагає застосування спеціальних приладів і повинно бути економічно виправдане.

Під час визначення холодовидатності компресора повинен бути врахований час роботи устаткування і втрати в апаратах і трубопроводах холодильної установки, що викликані різницею температур між навколишнім середовищем і холодоагентом чи розсолом.

Холодовидатність компресорів на кожну температуру кипіння окремо визначається за формулою

$$Q_0 = k \cdot \Sigma Q / b, \quad (3.13)$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах і апаратах холодильної установки;

ΣQ – сумарне навантаження на компресори для даної температури кипіння, прийняте згідно із зведеною таблицею теплоприпливів;

b – коефіцієнт робочого часу, який для великих холодильників приймають $b = 0,7 \dots 0,9$.

Коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах і апаратах для безпосереднього охолодження, приймають в залежності від температури кипіння холодоагенту за табл. 3.8.

Таблиця 3.8 – Коефіцієнт k , що враховує втрати в трубопроводах

Температура кипіння, T_0 , °C	-40	-30	-10
Коефіцієнт k	1,1	1,07	1,05

Контрольні запитання

1. Які вимоги висуваються до тепло- і гідроізоляційних матеріалів?
2. Поясніть конструкції огорожень холодильної камери.
3. Як спосіб охолодження в камері впливає на теплоізоляцію її огорожень?
4. Чим визначаються різні види теплоприпливів в холодильні камери?
5. Поясніть для яких огорожень холодильника враховуються теплоприпливи від сонячної радіації.
6. В яких випадках враховуються теплоприпливи при диханні продукції?
7. Поясніть для яких камер враховуються теплоприпливи від продукції.
8. Для яких холодильників враховуються теплоприпливи при вентиляції камери?

4 ХОЛОДИЛЬНІ АГЕНТИ ТА ХОЛОДОНОСІЇ

Для здійснення процесу в холодильних машинах використовуються робочі речовини, що називаються *холодильними агентами*. Найбільш розповсюджені аміак та фреони. Під час вибору холодоагенту керуються його термодинамічними, теплофізичними, фізико-хімічними, фізіологічними та вартісними властивостями.

Основні *термодинамічні властивості*: об'ємна холодовидатність, робочі температури, тиски кипіння і конденсації. Бажано щоб холодоагент кипів при тиску вище атмосферного, а тиск в конденсаторі був не надто високим.

Основні *теплофізичні властивості* – в'язкість, теплопровідність, питома вага тощо. Визначають інтенсивність тепловіддачі і гідравлічні опори. Високі коефіцієнти тепловіддачі зменшують необоротні втрати в процесі теплообміну. Низькі коефіцієнти опору зменшують витрати енергії на компресор.

Фізико-хімічні властивості – взаємодія з мастильними речовинами, водою, вибухонебезпечність. Розчинність в мастилах, з одного боку, відкидає необхідність віддільників мастила, з іншого - збільшує температуру кипіння.

Розчинність в воді не дозволяє утворюватись пробкам води, розмірзатися системі у випадку попадання води в трубопроводи, але погіршує термодинамічні властивості робочого тіла.

Широко застосовують суміші холодоагентів для технологічних процесів двотемпературних рівнів (побутові холодильники), а також процесів зі змінною температурою підведення і відведення теплоти.

Холодоносії – рідини, що є посередниками між охолоджуваним середовищем, від якого вони відбирають теплоту, і холодильним агентом, якому її віддають.

Використання холодоносіїв доцільне, коли безпосереднє охолодження середовища в процесі кипіння холодоагенту ускладнене. Як холодоносії застосовують водні розчини хлористого кальцію, хлористого натрію (розсоли), діетиленгліколь, фреон – R30.

4.1 Екологічна безпека холодоагентів

Холодоагенти мають суттєвий вплив на навколишнє середовище, який характеризується двома основними факторами: парниковий ефект та руйнування озонового шару Землі (табл.4.1) [3].

Парниковий ефект, як відомо, викликаний затриманням інфрачервоного випромінювання Землі газами атмосфери. Він поділяється на природний, пов'язаний із водяними парами, та штучний, що виникає внаслідок життєдіяльності людини. Значний вплив тут здійснює двоокис вуглецю із продуктів згорання, але в кілька тисяч разів більший вплив мають холодоагенти, що вміщують хлор (особливо R11, R12, R115).

Таблиця 4.1 – Характеристики холодоагентів

Холодо-агент	Хімічна формула	Температура насичення, °C	ODP	GWP	Властивості
Аміак R717	NH ₃	- 33,35	0	0	Шкідливий для людини, вибухонебезпечний, гарні термодинамічні властивості, руйнує цинк та мідь, не розчиняється в мастилах
Діоксид вуглецю R744	CO ₂	- 78,52	0	1	Дешевий, нетоксичний, негорючий
Фреон R11	CFCl ₃	- 23,65	1		Нешкідливий для людини, вибухобезпечний, нейтральний до металів, малорозчинний в воді
Фреон R12	CF ₂ Cl ₂	- 29,74	0,9–1	8500	Безпечний для людини, нерозчинний в воді, нейтральний до металів, розчиняє органічні речовини
Фреон R502	C ₂ F ₅ Cl	- 45,6	0,33	4300	Використовується для низькотемпературних установок
Фреон R22	CHF ₂ Cl	- 40,85	0,05	1700	Вибухобезпечний, негорючий, нейтральний до металів, легко просочується через нещільності
Пропан R290	C ₃ H ₈	- 42	0	3,0	Дешевий, горючий, сумісний з мастилами та матеріалами
Фреон R134a	CF ₃ CFH ₂	- 26,5	0	1300	Нетоксичний, негорючий
Фреон R407C	суміш R32, R125, R134a	- 43,6	0	1600	Важко видаляється волога, реагує з еластомерами
Фреон R410A	суміш R32, R125	-51,58	0	0	Підвищені тиски конденсації, необхідно використовувати ефірні мастила

Руйнування озонового шару також пов'язане із виділенням хлору, оскільки кожна молекула хлору, що потрапляє в атмосферу, руйнує 100 тисяч молекул озону, який захищає Землю від ультрафіолетового випромінювання Сонця.

Екологічний вплив холодоагенту визначається двома величинами:
 – потенціалом руйнування озонового шару ODP (Ozone Depletion Potential);
 – потенціалом глобального потепління GWP (Global Warming Potential).

Коефіцієнт ODP визначається кількістю атомів хлору в молекулі холодоагенту, а за одиницю GWP прийнятий вплив вуглекислоти CO_2 .

За впливом на навколишнє середовище холодоагенти поділяють на групи.

1. Група хлорфторвуглеців (CFC) – відносять заборонені з 1992 року фреони R11, R12, R13, R14, R115, R502, R12B1, R13B1, які є найбільш шкідливими.

2. Група гідрохлорфторвуглеців (HCFC) – робочі тіла з низькою руйнівною активністю, сюди відносять R22, R21, R141B, R142B, R123, R124.

3. Група гідрофторвуглеців (HFC) – нешкідливі холодоагенти, що не містять хлору. Сюди включені R132, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R218, R116, RC318, R240, R290, R600, R600a, R717, R744 та альтернативні холодоагенти R401, R402, R407C, R410A.

4.2 Холодоносії

Найбільш розповсюдженими холодоносіями є водні розчини солей натрію, кальцію та магнію, які називають *розсолами*.

Основні вимоги, що висуваються до розсолів: низька температура замерзання; велика теплоємність; невелика в'язкість; високий коефіцієнт теплопровідності; хімічна стійкість; нешкідливість; незначна кородуюча дія на матеріали; дешевизна і доступність для використання у великій кількості.

Слід відзначити, що практично немає таких розсолів, які б цілком задовольняли зазначені вимоги.

Основна властивість водних розчинів солей полягає в тому, що температура замерзання їх до відомої межі – стану кріогідратної точки – залежить від концентрації розсолу. Для кожного з розглянутих розсолів цю залежність можна показати графічно (див. рис.4.1). На осі абсцис відкладені значення концентрації розсолу (відношення масових частин солі до маси розчину), на осі ординат – значення температур розсолу.

Зниження температури розсолу по кривій 1 призводить до утворення частинок льоду і відповідно до зростання концентрації розчину. Але при досягненні кріогідратної точки (для розчину CaCl_2 – точка C) розчин замерзає. З іншого боку – в процесі зниження температури насичених розчинів (крива 1) випадають кристали солі. При цьому зменшується концентрація солі в розчині, поки не досягає кріогідратної точки, в якій розсіл замерзає.

Область раціонального застосування того чи іншого розсолу як холодоносія визначається його температурою в кріогідратній точці. Так, розчин NaCl для температур нижче -21°C не можна використовувати як холодоносій. Відповідна межа для MgCl_2 складає -33°C , а для CaCl_2 – -55°C .

З цієї причини як холодоносій найбільш розповсюдженим є розчин хлориду кальцію CaCl_2 .

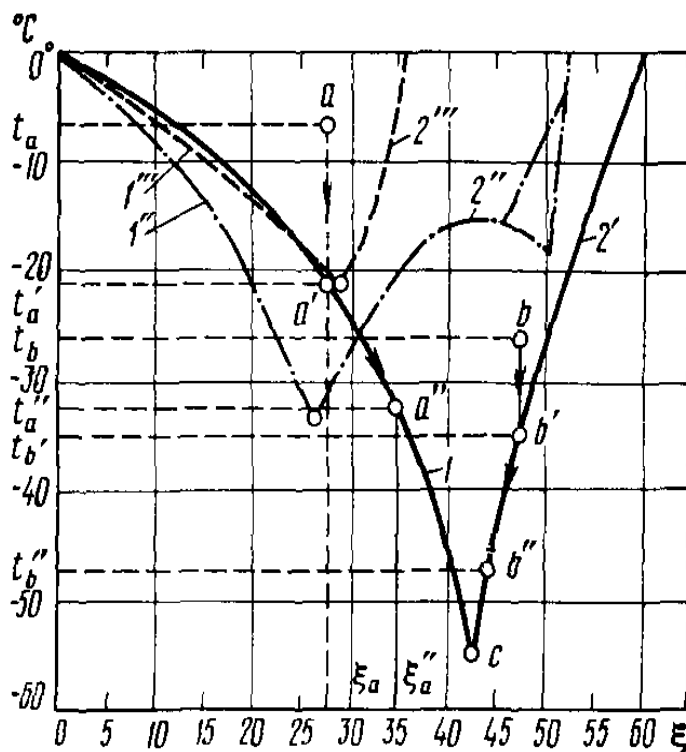


Рисунок 4.1 – Криві насичення розсолів:

1', 2' – розчин CaCl_2 ; 1'', 2'' – розчин MgCl_2 ; 1''', 2''' – розчин NaCl

Не менше значення для експлуатації має і кородуючий вплив розсолів на метали, оскільки термін служби окремих елементів розсільної системи складає в середньому від 5 до 15 років. Необхідною умовою для виникнення корозії є наявність кисню, тому у відкритих системах корозія набагато інтенсивніша. Для зменшення вмісту кисню підтримують високу концентрацію солі в розчинах, але від цього розсоли стають в'язкими та густими і на їхнє переміщення буде витрачатися більше енергії.

Етиленгліколь – безбарвний холодоносіє, що не має запаху.

Температура кипіння при атмосферному тиску $-197,2\text{ }^\circ\text{C}$.

Фреони. Найбільш ефективним низькотемпературним холодоносієм є R30 завдяки низькій температурі замерзання і малій в'язкості за низької температури. При температурі $-40\text{ }^\circ\text{C}$ і швидкості руху 1 м/с використання R30 замість водяного розчину хлориду кальцію забезпечує зменшення поверхні теплообміну втриє.

Тверді холодоносії. Крім рідких холодоносіїв застосовують також евтектичний лід, що утворює у кріогідратній точці однорідну суміш льоду та солі і має постійну температуру плавлення.

Крім водних розчинів солей для одержання евтектичного льоду застосовують водний розчин пропіленгліколя, оскільки цей розчин не кородує метали.

Контрольні запитання

1. Які вимоги висуваються до холодоагентів та холодоносіїв?
2. Поясніть чим визначається вибір холодоносія?
3. Які переваги і недоліки мають найбільш розповсюджені холодоагенти?
4. Як впливають холодильні робочі тіла на навколишнє середовище?

5 ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

5.1 Класифікація циклів холодильних машин

За агрегатним станом робочого тіла машини класифікують на:

- газові (в усіх процесах робоче тіло залишається в газоподібному стані);
- газорідинні (тепла частина – газ, холодна – волога пара та рідина), використовуються, коли є велика різниця ($T_0 - T_{н.с.}$);
- парорідинні (тепла частина – перегріта пара з температурою, близькою до критичної, холодна – рідина і волога пара), використовується за невеликої різниці ($T_0 - T_{н.с.}$).

Парорідинні машини поділяють на:

- парокомпресійні (робота прикладається під час стискання в компресорі);
- абсорбційні (стискання ґрунтується на абсорбції робочого тіла за температури $T_{н.с.}$ і десорбції за більш високої температури);
- струменеві (стискання відбувається за рахунок використання кінетичної енергії потоку).

Парокомпресійні холодильні машини компонують одно-, багатоступеними та каскадними.

Холодильні машини (ХМ) виконують з проміжним відбором пари або без нього, з повним та неповним проміжним охолодженням, зі змійовиком в проміжній посудині та без нього тощо.

5.2 Газові холодильні машини

Газові ХМ (найчастіше повітряні) працюють в замкненому (рис. 5.1) та відкритому (рис.5.2) циклах.

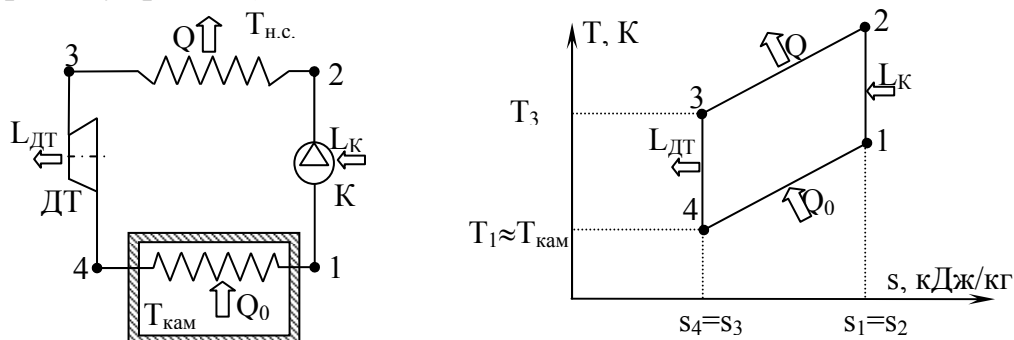


Рисунок 5.1 – Схема та зображення циклу нерегенеративної газової ХМ: К – компресор; ДТ – детандер

В замкненому нерегенеративному варіанті стиснений в компресорі та охолоджений газ розширюється і охолоджується адіабатично в розширнику ДТ. Далі повітря спрямовується в змійовик або в приміщення. Відбираючи теплоту у об'єкта, воно нагрівається і йде до компресора. Температура T_3 задається температурою охолодної води, а температура T_1 – характером охолодження об'єкта.

Теплота, що відбирається у холодоагента в процесі 2 – 3 визначається за формулою, кДж/кг

$$q = h_2 - h_3 = c_p \cdot (T_2 - T_3) , \quad (5.1)$$

де c_p – теплоємність холодоагенту за середньої температури, кДж/(кг·К).

Теплота, що підводиться від охолодженого об'єкта, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p \cdot (T_1 - T_4) . \quad (5.2)$$

Робота, що прикладається в циклі, кДж/кг

$$l = q - q_0 = l_K - l_{ДТ} = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) . \quad (5.3)$$

Холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = q_0 / (q - q_0) . \quad (5.4)$$

Розімкнена регенеративна схема (рис. 5.2) складається з компресора, що відбирає повітря зовні з T_1 , стискає і нагріває його до T_2 . Потім повітря проходить через регенеративний теплообмінник РТ, де охолоджується повітрям, що йде назустріч, до T_3 . Після детандера повітря виходить з параметрами т. 4 і спрямовується на охолодження об'єкта. Там температура холодоагенту зростає до T_5 . Потім повітря йде в регенеративний теплообмінник, де охолоджує повітря після компресора і нагрівається від T_5 до T_6 і відводиться в навколишнє середовище.

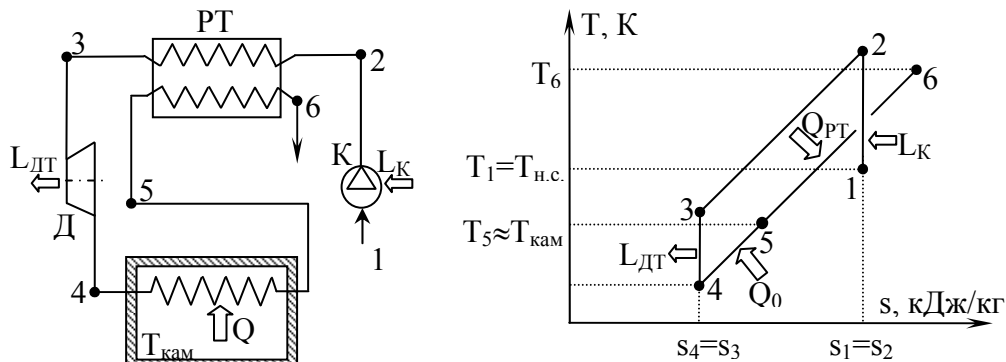


Рисунок 5.2 – Схема та зображення циклу регенеративної газової ХМ:
РТ – регенеративний теплообмінник

Теплоту, що передається в регенеративному теплообміннику можна визначити за формулою, кДж/кг

$$q_{РТ} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5 = c_p \cdot (T_2 - T_3) = c_p \cdot (T_6 - T_5) . \quad (5.6)$$

Перевагами розімкненої газової холодильної машини є те, що:

- непотрібний зовнішній теплоносій для охолодження повітря після компресора;
- можна використовувати гаряче повітря після регенеративного теплообмінника.

Але можна виділити такі недоліки:

- наявність вологи в повітрі, що проходить через детандер, призводить до конденсації та льодоутворення;
- зростає температура після детандера;
- можливе замерзання регенераторів.

5.3 Одноступеневі парокомпресійні холодильні машини

Принципова схема одноступеневої парокомпресійної ХМ (рис. 5.3) складається з випарника, компресора, конденсатора і детандера або дросельного вентиля. У випарнику рідкий холодоагент (ХА) випаровується, відбираючи теплоту від охолоджуваного об'єкта, волога насичена пара стискається в компресорі і спрямовується в конденсатор. Сконденсований ХА йде на детандер або дросельний вентиль, де відбувається виконання роботи (у випадку детандера) або зменшення його температури перед випарником (у випадку дросельного вентиля).

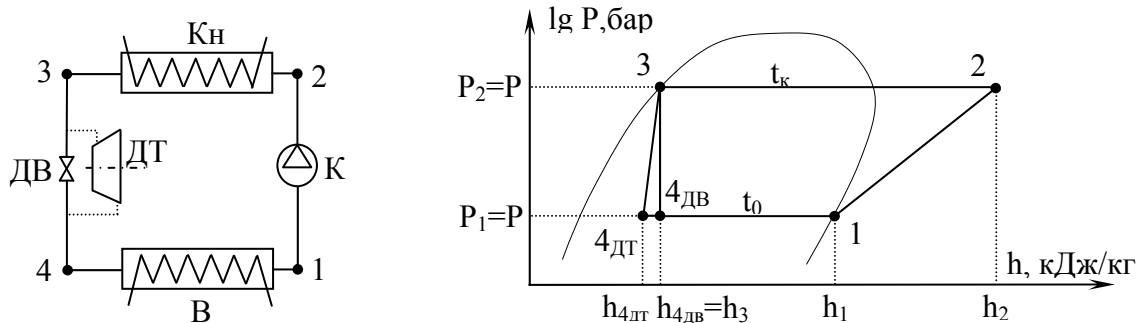


Рисунок 5.3 – Схема та зображення циклу одноступеневої ХМ:

К – компресор, Кн – конденсатор, ДВ – дросельний вентиль, ДТ – детандер, В – випарник

Використання детандера приводить до зменшення прикладеної до циклу роботи, але складність виготовлення детандера для малих ХМ приводить до переважного використання в схемах дросельних пристроїв. Холодовидатність машини з детандером вища, оскільки теоретичний процес $3 - 4_{\text{ДТ}}$ відбувається за умов $s = \text{const}$, а $3 - 4_{\text{ДВ}}$ – за $h = \text{const}$.

Для підвищення надійності та ефективності роботи обладнання використовують процеси перегріву пари перед компресором та переохолодження конденсату після конденсатора (див. рис. 5.4).

Під час всмоктування компресором вологої пари з параметрами t_1 відбувається активний теплообмін і частина холодовидатності машини нерационально витрачається на охолодження компресора. Крім того, перегрів пари виключає можливість попадання крапель холодоагенту на рухомі частини компресора. Найчастіше перегрів виконують за рахунок зменшення теплоізоляції трубопроводу перед компресором.

Переохолодження конденсату перед дроселюванням призводить до збільшення холодовидатності машини, оскільки $(h_1 - h_4') > (h_1 - h_4)$. Зазви-

чай переохолодження виконують за рахунок більш холодної води, ніж та, що рухається через конденсатор.

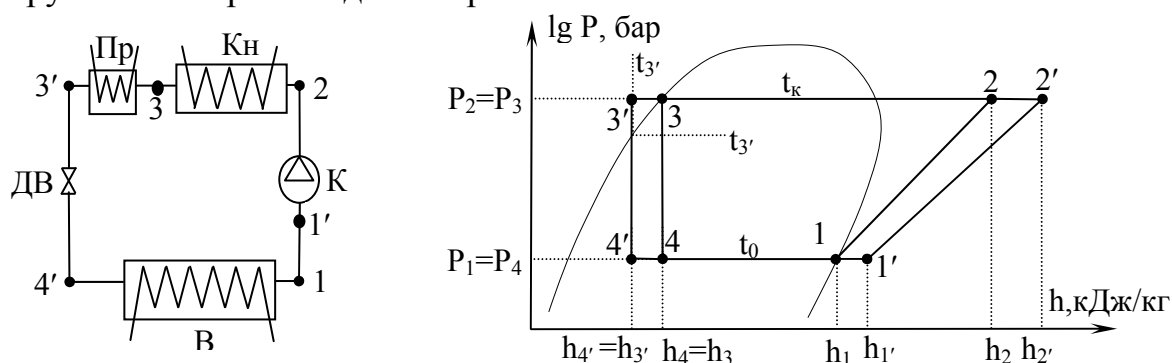


Рисунок 5.4 – Методи підвищення надійності та ефективності одноступеневої ХМ: Пр – переохолодник конденсату

Джерелом холодної води на підприємстві може бути, наприклад, вода артезіанської свердловини. Цикл також може бути регенеративним – переохолодження здійснюється за рахунок холодоагенту після випарника з параметрами т.1.

Розрахунок теоретичного циклу одноступеневої парокомпресійної холодильної машини

1. Задають температуру об'єкта охолодження і холодовидатність машини Q_0 .
2. Враховуючи температуру в холодильній камері і температуру теплоприймача визначають температури кипіння t_0 та конденсації t_k .

Для випадку використання в конденсаторі води приймають температуру конденсації t_k на $5...8^{\circ}\text{C}$ вищу за температуру охолодної води, а якщо джерело – повітря, то t_k приймають на $10...15^{\circ}\text{C}$ вищу температури повітря. Температуру кипіння t_0 для випадку відведення холоду від випарника повітрям приймають на $10...15^{\circ}\text{C}$ нижчу за температуру повітря, а для відведення холоду рідиною – на $5...8^{\circ}\text{C}$. Звичайно температуру переохолодженого конденсату приймають на $2...4^{\circ}\text{C}$ нижчу температури конденсації t_k .

3. Вибирають схему, зображують цикл роботи, визначають ентальпії точок.
4. Визначають основні параметри:

- питому масову холодовидатність, кДж/кг , $q_0 = h_1 - h_4$;
- кількість циркулюючого робочого тіла, кг/с , $G = Q_0 / q_0$;
- питому теплоту, віддану в конденсаторі, кДж/кг , $q_k = (h_2 - h_3)$;
- потужність конденсатора, кВт , $Q_k = G \cdot (h_2 - h_3)$;
- питому роботу компресора, кДж/кг , $l = (h_2 - h_1)$;
- теоретичну (ізоентропну) роботу компресора, кВт , $L = G \cdot (h_2 - h_1)$;
- теоретичний холодильний коефіцієнт $\varepsilon = Q_0 / L = q_0 / l$.

5.4 Двоступеневі холодильні машини

За температур кипіння нижче $-25 \dots -28^\circ\text{C}$ дуже зростають втрати через необоротність процесів дроселювання. Крім того, значно підвищується температура перегрітої пари після компресора, що призводить до підвищення втрат в конденсаторі, висока температура стиску призводить до утворення нагару, розкладання мастила.

Тому за умов $p_k/p_0 > 8$ доцільно використовувати двоступеневий стиск. Його проводять послідовно в двох компресорах або в двох циліндрах одного компресора з проміжним охолодженням робочого тіла після низького ступеня.

Цикл двоступеневої ХМ без проміжного відбирання пари (рис. 5.5)

Розрахунок циклу

1. Задають температуру об'єкта охолодження, охолодної води в конденсаторі та потужність випарника Q_0 або конденсатора Q .
2. Визначають температури кипіння та конденсації аналогічно розрахунку одноступеневої парокompresійної ХМ.

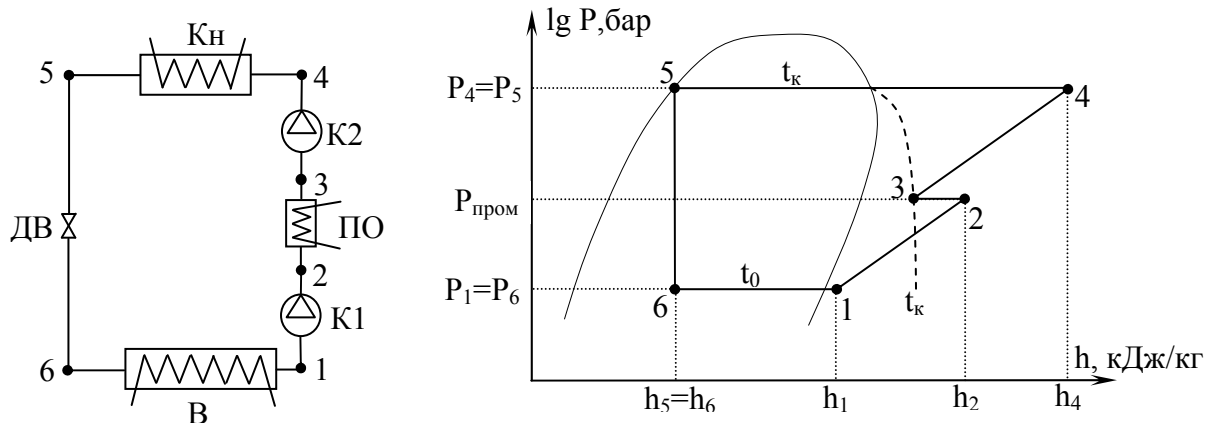


Рисунок 5.5 – Цикл двоступеневої ХМ без проміжного відбирання пари:
ПО – проміжний охолодник

3. Визначають проміжний тиск за залежністю, бар, $P_{\text{пром}} = P_0 \cdot (P_k / P_0)^{0,5}$.
4. Складають схему, зображення циклу на P - h діаграмі, визначають ентальпії точок, враховуючи, що після проміжного охолодника температура холодоагенту дорівнює температурі конденсації t_k .
5. Визначають основні параметри:
 - питому масову холодовидатність, кДж/кг, $q_0 = h_1 - h_6$;
 - питому теплоту, відведену з конденсатора, кДж/кг, $q = h_4 - h_5$;
 - витрату робочого тіла визначають в залежності від завдання, кг/с:
 - якщо задана потужність випарника $G = Q_0 / q_0$;
 - якщо задана потужність конденсатора $G = Q / q$;

- питому, кДж/кг, та повну, кВт, роботу компресора низького тиску (1 ступінь) $l_1 = h_2 - h_1$, $L_1 = G \cdot (h_2 - h_1)$;
- питому, кДж/кг, та повну, кВт, роботу компресора високого тиску (2 ступінь) $l_2 = h_4 - h_3$, $L_2 = G \cdot (h_4 - h_3)$;
- питому, кДж/кг, та повну, кВт, теплоту, що відводиться з проміжного охолодника $q_{по} = h_2 - h_3$, $Q_{по} = G \cdot (h_2 - h_3)$;
- питому, кДж/кг, та повну, кВт, роботу циклу $l = l_1 + l_2 = h_2 - h_1 + h_4 - h_3$, $L = G \cdot (h_2 - h_1 + h_4 - h_3)$;
- холодильний коефіцієнт $\varepsilon = q_0 / l = Q_0 / L = (h_1 - h_6) / (h_2 - h_1 + h_4 - h_3)$.

Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари і неповним охолодженням (рис. 5.6)

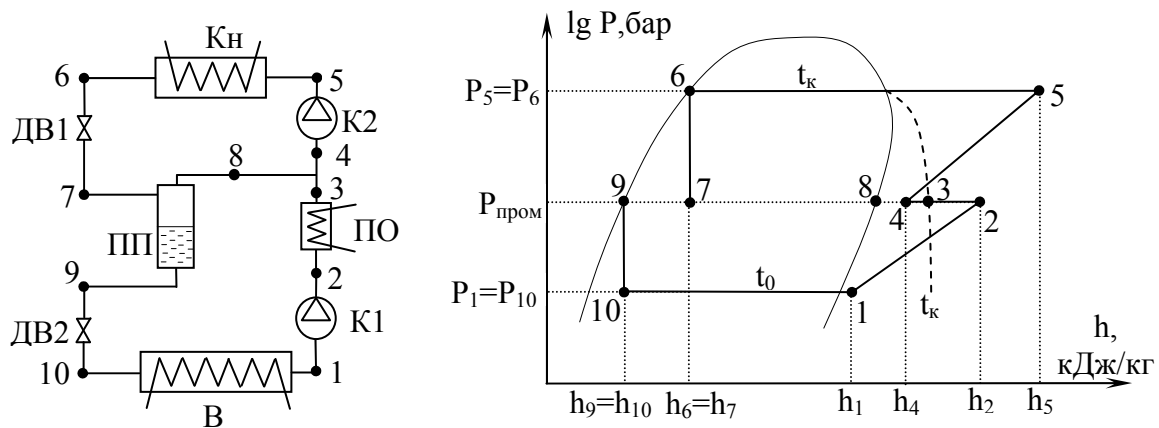


Рисунок 5.6 – Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари та неповним охолодженням: ПП – проміжна посудина

Особливістю даної схеми є використання проміжної посудини ПП, в якій відбувається розділення газової та рідкої фази із суміші після дроселювання в ДВ1. Пара з проміжним тиском з параметрами т.8 підмішується до перегрітої пари після проміжного охолодника (т.3) за рахунок чого зменшується температура пари на вході в другий ступінь компресора і тим самим покращуються умови його роботи. Рідина після ПП дроселюється у ДВ2 і надходить у випарник.

Розрахунок циклу

В цілому розрахунок проводиться за методикою, аналогічною методиці розрахунку двоступеневої ХМ без проміжного відбирання пари.

Невідому на початку ентальпію т.4 визначають з теплового балансу для точки змішування перегрітої пари після проміжного охолодника (т.3) та насиченої пари з проміжної посудини (т.8)

$$G_k \cdot h_4 = G_0 \cdot h_3 + (G_k - G_0) \cdot h_8, \quad (5.7)$$

де G_0 – витрата холодоагенту через випарник, кг/с;

G_k – витрата холодоагенту через конденсатор, кг/с.

Розв'язавши рівняння (5.7) отримаємо необхідну ентальпію, кДж/кг

$$h_4 = h_8 + (G_0 / G_k) \cdot (h_3 - h_8) . \quad (5.8)$$

Величина (G_0/G_k) може бути визначена з теплового балансу проміжної посудини ПП

$$G_k \cdot h_7 = G_0 \cdot h_9 + (G_k - G_0) \cdot h_8 , \quad (5.9)$$

звідки

$$G_0 / G_k = (h_8 - h_7) / (h_8 - h_9) . \quad (5.10)$$

Після визначення ентальпій розраховують питомі потужності випарника, конденсатора, проміжного охолодника, компресорів першого та другого ступеня стиску.

Далі, якщо в умові задана холодовидатність машини, спочатку визначають витрату холодоагенту через випарник $G_0 = Q_0 / (h_1 - h_{10})$, а якщо задана потужність конденсатора, то – витрату через конденсатор машини $G_k = Q_k / (h_5 - h_6)$.

Потім, використовуючи залежність (5.10), визначають іншу витрату робочого тіла.

Далі визначають повні потужності всіх елементів схеми:

- роботу компресора низького тиску (1 ступінь), кВт, $L_1 = G_0 \cdot (h_2 - h_1)$;
- роботу компресора високого тиску (2 ступінь), кВт, $L_2 = G_k \cdot (h_5 - h_4)$;
- потужність проміжного охолодника, кВт, $Q_{по} = G_0 \cdot (h_2 - h_3)$;
- роботу циклу, кВт, $L = G_0 \cdot (h_2 - h_1) + G_k \cdot (h_5 - h_4)$;
- холодильний коефіцієнт $\varepsilon = Q_0/L = G_0 \cdot (h_1 - h_{10}) / [G_0 \cdot (h_2 - h_1) + G_k \cdot (h_5 - h_4)]$.

Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари і повним охолодженням (рис. 5.7)

Така схема забезпечує максимальне охолодження пари перед другим

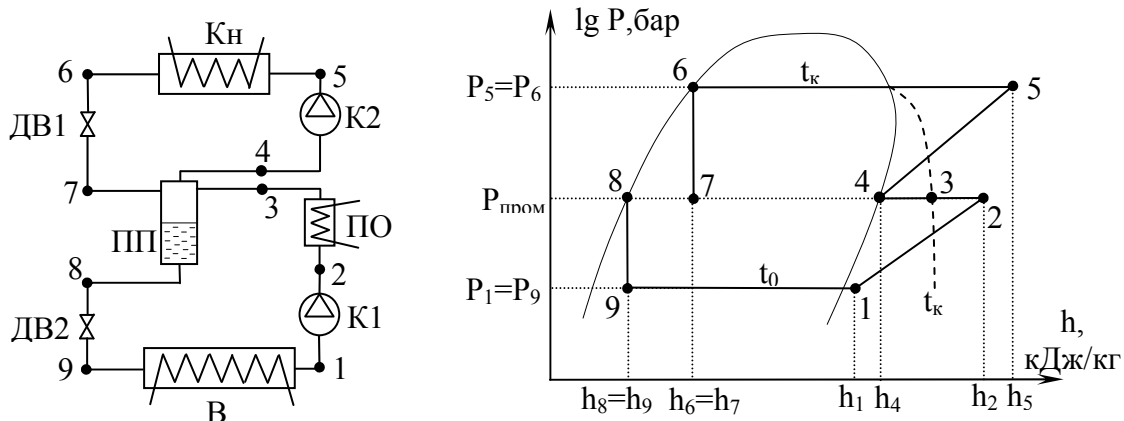


Рисунок 5.7 – Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари та повним охолодженням

ступенем стиску, за рахунок чого зменшуються витрати електроенергії в компресорі та покращуються енергетичні показники, але є можливість попадання вологої пари в компресор, чим погіршується надійність його роботи.

Розрахунок проводиться аналогічно розрахунку попередньої схеми.

Співвідношення витрат холодоагенту у випарнику та конденсаторі визначається з теплового балансу проміжної посудини

$$G_k \cdot h_7 + G_0 \cdot h_3 = G_0 \cdot h_8 + G_k \cdot h_4, \quad (5.11)$$

звідки $G_k / G_0 = (h_3 - h_8) / (h_4 - h_7).$ (5.12)

Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари, повним охолодженням і змішувиком в промпосудині (рис. 5.8)

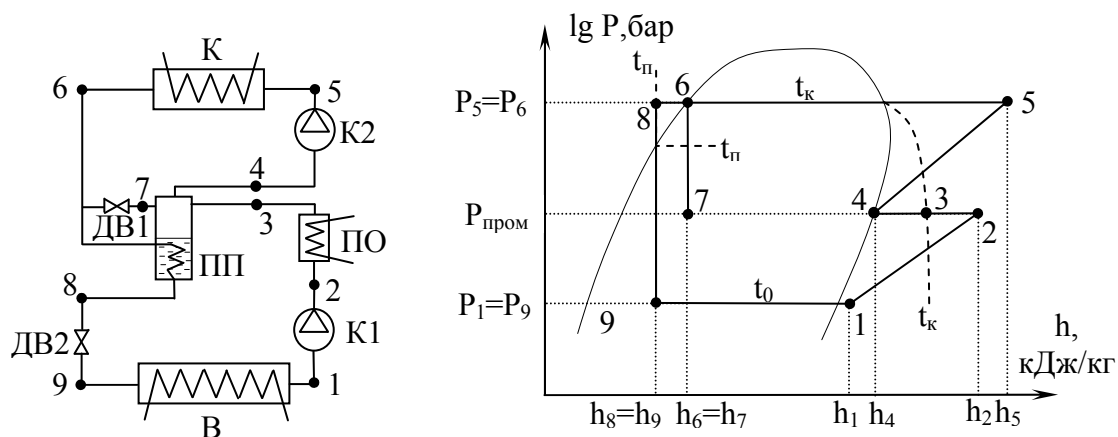


Рисунок 5.8 – Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбиранням пари, повним охолодженням і змішувиком в промпосудині

Для проведення розрахунку такої схеми необхідно задати переохолодження конденсату в змішувикі проміжної посудини, яке в розрахунках приймають 5°C . Подальша методика розрахунку аналогічна попереднім методикам.

5.5 Каскадна холодильна машина

За допомогою багатоступеневих ХМ теоретично можна одержувати температури до -120°C . Однак, якщо в цих машинах застосувати тільки одне робоче тіло, наприклад, середнього тиску, то при низьких температурах кипіння в системі утвориться вакуум; у деяких випадках можливе затвердіння робочого тіла (аміак твердіє за температури -79°C). Якщо використовувати тільки робоче тіло високого тиску, то через низькі критичні температури таких тіл під час дроселювання у ступенях високого тиску цих машин виникають великі втрати. Щоб уникнути цих недоліків, під час одержання температур біля -120°C і нижче застосовується *каскадний цикл*.

Принципова схема ХМ, що працює за каскадним циклом (рис.5.9), складається з нижньої і верхньої частин. У нижній частині каскаду зви-

чайно використовується одноступенева холодильна машина, що працює на робочому тілі високого тиску з низькою температурою затвердіння, завдяки цьому в системі відсутній вакуум.

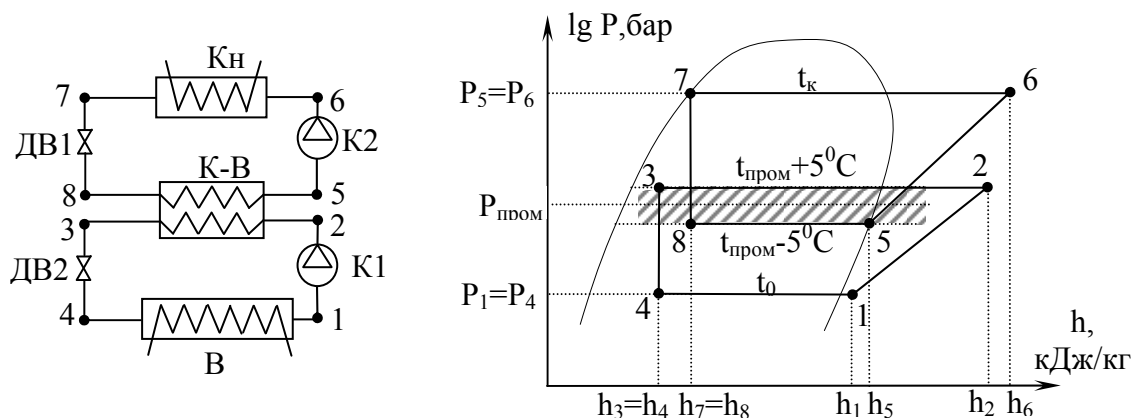


Рисунок 5.9 – Цикл каскадної ХМ: К-В – конденсатор-випарник

У верхній частині каскаду працює одноступенева чи двоступенева ХМ на робочому тілі середнього тиску (наприклад, фреон R22). Ця частина каскаду призначена для зниження температури конденсації нижньої частини каскаду. Завдяки цьому температура конденсації нижньої частини стає значно нижча критичної точки і втрати від дроселювання зменшуються.

Розрахунок такого циклу проводиться аналогічно попереднім розрахункам. Для визначення температурних рівнів процесів 8-5 та 2-3 спочатку розраховують температуру для тиску $P_{\text{пром}}$ і далі відкладають від цієї температури $\pm 4 \dots 5^\circ\text{C}$ в обидві сторони. Ця різниця температур враховує втрати від необоротності процесів теплообміну в конденсаторі-випарнику.

5.6 Абсорбційні холодильні машини (АХМ)

АХМ, так само як і пароежекторні, відносяться до так званих тепло-використовувальних холодильних машин. Вони застосовуються там, де є дешеві та доступні джерела теплової енергії у вигляді гарячої води, пари, продуктів згоряння твердого, рідкого чи газоподібного палива тощо. Ефективність застосування цих машин значно зростає у випадку використання їх для одночасного одержання холоду і теплоти за рахунок скидної теплоти підприємства. Не менш ефективними є підвищувальні абсорбційні теплові насоси.

На даний час поширення в холодильній техніці одержали водоаміачні і бромисто-літієві АХМ.

Відомі різні схеми АХМ. Застосування тієї чи іншої схеми залежить від характеру зовнішніх джерел тепла, а також від властивостей робочого тіла й абсорбенту. Так, найбільш розповсюдженими є АХМ, що працюють в циклах з теплообмінником і ректифікацією. При зміні температур грійного джерела, охолодного середовища і охолоджуваного об'єкта можливе

використання в АХМ циклів з матеріальною регенерацією, з ежектором, двоступеневих циклів, циклів зі східчастим абсорбером, зі зворотною подачею через абсорбер і генератор тощо.

За наявності змінних температур зовнішніх джерел у ряді випадків для одержання штучного холоду можна застосовувати абсорбційно-резорбційну машину. Знайшли також широке застосування безнасосні АХМ періодичної і безперервної дії.

Цикли АХМ здійснюються за допомогою бінарних розчинів, що складаються з поглинача (абсорбенту) і робочого тіла. Найбільш розповсюдженими бінарними розчинами в абсорбційних машинах є водоаміачний розчин та розчин бромистий літій – вода. Причому в першому розчині аміак, а в другому вода є робочими тілами. Абсорбенти повинні мати значно більшу нормальну температуру кипіння в порівнянні з робочим тілом. Чим більша різниця між нормальними температурами кипіння абсорбенту і робочого тіла, тим простіша схема машини.

Схема найпростішої АХМ (рис. 5.10) працює таким чином.

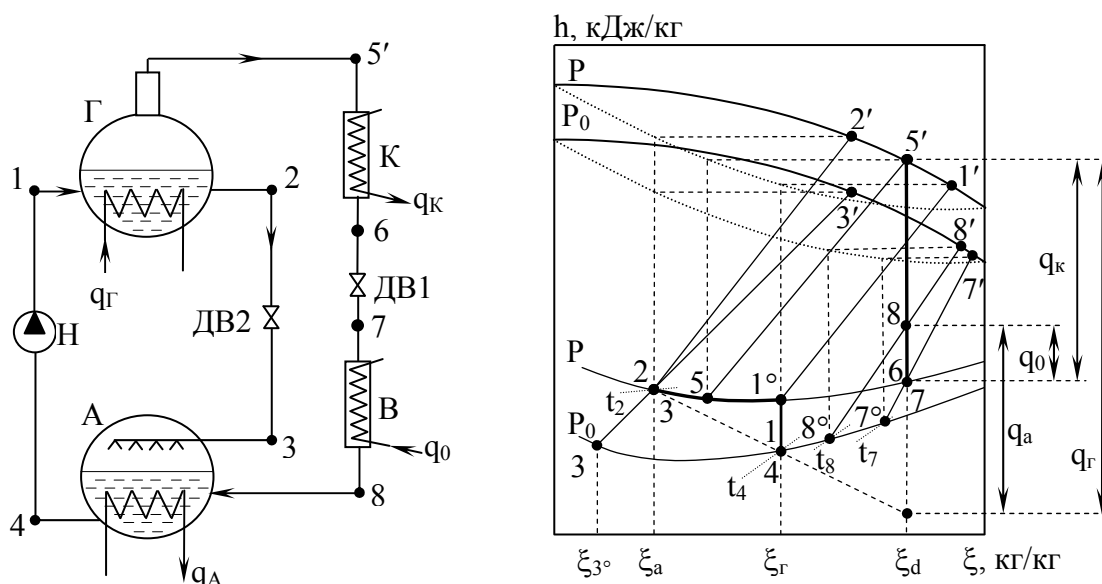


Рисунок 5.10 – Схема АХМ і процесу в ξh -діаграмі

Міцний розчин концентрації ξ_r із тиском P_0 і температурою t_4 відсмоктується насосом Н з абсорбера А і нагнітається в генератор Г.

Стан розчину після насоса характеризується т.1. Ця точка в ξh -діаграмі збігається з т.4, тому що зміною ентальпії розчину під час його проходження через насос можна знехтувати. Таким чином, стан розчину на вході в генератор характеризується параметрами t_4 , ξ_r , h_4 , P .

У генераторі внаслідок підведення теплоти q_r від зовнішнього джерела розчин спочатку нагрівається до рівноважного стану (точка 1°), а потім починає кипіти. При кипінні міцного розчину утворюється пара робочого тіла і абсорбенту, що потім надходить у конденсатор Кн. При цьому, відповідно до першого закону Д. П. Коновалова, концентрація пари (по ро-

бочому тілу), що надходить у конденсатор, буде значно вища концентрації киплячого розчину.

Процес кипіння розчину в генераторі протікає за постійного тиску P і безупинної зміни концентрації розчину і температури його кипіння. Наприкінці процесу кипіння в генераторі розчин має параметри t_2 , ξ_a , h_2 , P (т.2). Пара, рівноважна міцному розчину на початку його кипіння в генераторі, має параметри t_1° , $\xi_{1'}$, $h_{1'}$, P (т.1'), а рівноважна слабкому розчину в т.2' – параметри t_2 , $\xi_{2'}$, $h_{2'}$, P .

Середній стан пари, що надходить у конденсатор, характеризується т.5' з параметрами $t_{5'}$, ξ_d , $h_{5'}$, P . У конденсаторі внаслідок відведення теплоти q_k від пари до навколишнього середовища (води чи повітря) відбувається її охолодження і конденсація. Оскільки сумарна концентрація пари і конденсату залишаються незмінними, то процес конденсації в ξh -діаграмі характеризується лінією 5' – 6. Конденсат на виході з конденсатора має параметри t_6 , ξ_d , h_6 , P (т.6). Конденсація пари відбувається за тиску P , пара містить тільки робоче тіло і його конденсація відбувається за постійної температури.

Рідина, отримана в конденсаторі, дроселюється у вентилі ДВ1 від тиску P у конденсаторі K_n до тиску P_0 у випарнику B і надходить в останній. Процес дроселювання характеризується сталою ентальпією і сталою сумарною концентрацією речовини. Тому т.7, що відбиває стан вологої пари, після дроселювання розчину збігається в діаграмі з т.6. Волога пара в стані 7 має параметри t_0 , ξ_d , h_7 , P_0 . Вона складається з насиченої рідини стану 7° і сухої насиченої пари стану 7'. Тиск у випарнику залежить від температури кипіння робочого тіла, а температура кипіння останнього у свою чергу від температури охолоджуваного джерела.

У результаті підведення теплоти q_0 від охолоджуваного об'єкта у випарнику відбувається кипіння рідини. Пара, що утворилася при цьому, з параметрами т.8 надходить в абсорбер. Слабкий (по робочому тілу) розчин з генератора через дросельний вентиль ДВ2 також подається в абсорбер. Стан суміші після її дроселювання в ДВ2 характеризується т.3, що збігається з т.2 (за аналогією з т.7 і т.6). Волога пара в стані 3 має параметри t_3 , ξ_a , h_3 , P_0 і складається з насиченої рідини стану 3° і сухої насиченої пари стану 3'. Точка 3' визначається перетинанням ізотерми $t_{3'}$, що проходить в області вологої пари через точку 3 з лінією тиску P_0 для сухої насиченої пари.

У генераторі машини підтримується тиск P , а в абсорбері – тиск P_0 , тому що ці апарати по паровій лінії з'єднані відповідно з конденсатором і випарником.

В абсорбері відбувається поглинання пари слабким розчином, у результаті його концентрація підвищується і доходить до концентрації, рівної початковій у процесі кипіння в генераторі. Процес абсорбції, як правило, супроводжується виділенням теплоти абсорбції (розчинення) q_a , що відводиться охолодною водою чи повітрям (зовнішнім джерелом). З абсорбера міцний розчин насосом подається в генератор і процеси в машині повторюються. Розглянуті процеси можна показати й в інших діаграмах, таких як концентрація – ентропія ($\xi-s$), температура – тиск ($t-p$) та ін.

Тепловий баланс найпростішої АХМ можна записати так:

$$Q_{\Gamma} + Q_0 + Q_H = Q_K + Q_A \quad . \quad (5.13)$$

де Q_{Γ} – теплота, підведена в генераторі від гріючого джерела, кВт;

Q_0 – теплота, підведена у випарнику від охолоджуваного об'єкта, холодовидатність машини, кВт;

Q_H – тепловий еквівалент роботи насоса для подачі міцного розчину з абсорбера в генератор, кВт;

Q_K – теплота, відведена в конденсаторі охолодною водою (навколишнім середовищем), кВт;

Q_A – теплота, відведена в абсорбері охолодною водою (навколишнім середовищем), кВт.

Термодинамічна ефективність циклів АХМ визначається тепловим коефіцієнтом, що показує відношення холодовидатності до суми витраченої в генераторі теплоти і теплового еквівалента роботи насоса,

$$\zeta = Q_0 / (Q_{\Gamma} + Q_H) \quad . \quad (5.14)$$

У зв'язку з тим, що величина Q_H у порівнянні з Q_{Γ} дуже мала, її можна не враховувати. Тоді тепловий коефіцієнт машини

$$\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma} \quad . \quad (5.15)$$

Під час аналізу найпростішої схеми машини було встановлено, що міцний розчин виходить з абсорбера в охолоджену стані з температурою t_4 , і повинен бути нагрітий до температури $t_{1^{\circ}}$, тобто до рівноважного стану, що відповідає тиску P , перш ніж почнеться процес кипіння. У той же час гарячий слабкий розчин, що надходить в абсорбер з генератора, повинен бути охолоджений до рівноважного стану при тиску P_0 , до того, як він зможе абсорбувати пару з випарника. Якщо міцний і слабкий розчини будуть обмінюватися теплотою у спеціальному регенеративному теплообміннику, проходячи через нього протитечією, то буде потрібно підводити менше теплоти в генератор від зовнішнього гріючого джерела і менше відводити теплоти з абсорбера охолодною водою. Отже, тепловий коефіцієнт машини зростає.

У машинах з незначною різницею нормальних температур кипіння робочого тіла й абсорбенту (наприклад, у водоаміачних машинах) у схему включають також ректифікатор і дефлегматор для підвищення концентрації пари на шляху від генератора до конденсатора.

У найпростішій схемі машини з генератора в конденсатор пара надходить з параметрами $t.5'$, тобто в середньому стані пари, що утворюється в процесі кипіння розчину в генераторі. Встановлюючи на виході пари з генератора ректифікаційний пристрій (ковпачкові тарілки, кільця Рашига та ін.) і здійснюючи в ньому безпосередній контакт пари з міцним розчином, що надходить протитечією, можна у випадку ідеального тепло- і ма-

сообміну підвищити концентрацію пари на виході до концентрації рівноважної міцному розчину, тобто до параметрів $t.1'$. Подальше підвищення концентрації пари здійснюється в так званому дефлегматорі – теплообмінному апараті, охолоджуваному водою. Флегма – частина пари, що сконденсувалася, – повертається знову в генератор. Можливі й інші схеми ректифікації і дефлегмації пари. Наприклад, спосіб очищення парів і газів від домішок за допомогою синтетичних цеолітів (молекулярних сит).

У бромисто-літієвих абсорбційних машинах різниця між нормальними температурами кипіння чистого робочого тіла й абсорбенту досить велика, тому в генераторі під час кипіння розчину утвориться однокомпонентна пара робочого тіла. Отже, у машині не потрібні ректифікатори, що значно спрощує її схему. Внаслідок відсутності необоротного процесу ректифікації тепловий коефіцієнт бромисто-літієвих машин вищий водоаміачних і складає $\zeta = 0,6 \dots 0,7$.

Приклад теплового розрахунку циклу АХМ

Основні задачі розрахунку – визначення теплових потоків, розрахункових характеристик насоса, коефіцієнта корисної дії холодильної машини.

Для розрахунку задають: 1) робоче тіло та абсорбент; 2) параметри грійного середовища в генераторі T_h ; 3) температура охолоджуваного об'єкта, T_s ; 4) температура охолодної води в конденсаторі та абсорбері T_w .

Найвища температура кипіння розчину в генераторі, К

$$T_2 = T_h - \Delta T_{\Gamma} , \quad (5.16)$$

де ΔT_{Γ} – різниця температур в генераторі, К.

Найнижча температура розчину в конденсаторі, К

$$T_6 = T_{w1} + \Delta T_K , \quad (5.17)$$

де ΔT_K – різниця температур в конденсаторі, К.

Тиск в конденсаторі і генераторі Р визначається за температурою конденсації чистого робочого тіла.

Найнижча температура розчину в абсорбері за умови паралельного подавання води в конденсатор і абсорбер

$$T_4 = T_{w1} + \Delta T_A , \quad (5.18)$$

де ΔT_A – різниця температур в абсорбері, К.

Найвища температура розчину у випарнику $T_8 \approx T_{s2}$.

Найнижча температура розчину у випарнику за обов'язкової умови $\xi_7^0 < \xi_d$

$$T_0 = T_7 = T_{s2} - \Delta T_B , \quad (5.19)$$

де ΔT_B – різниця температур у випарнику, К.

Тиск у випарнику та абсорбері P_0 визначається за температурою випаровування чистого робочого тіла T_0 з врахуванням втрат тиску.

Після визначення тисків і температур у характерних точках будуємо цикл на діаграмі. Визначаємо концентрації та ентальпії точок.

Кратність циркуляції розчину, кг/кг

$$f = (\xi_d - \xi_A) / (\xi_\Gamma - \xi_a) . \quad (5.20)$$

Питома теплота, що передається в генераторі, кДж/кг

$$q_\Gamma = h_{5'} - h_2 + f \cdot (h_2 - h_4) . \quad (5.21)$$

Питома теплота, передана в конденсаторі, кДж/кг

$$q = h_{5'} - h_6 . \quad (5.22)$$

Питома теплота, передана у випарнику, кДж/кг

$$q_0 = h_8 - h_6 . \quad (5.23)$$

Питома теплота, передана в абсорбері, кДж/кг

$$q_A = h_8 - h_2 + f \cdot (h_2 - h_4) . \quad (5.24)$$

Питомий об'єм робочого тіла, м³/кг

$$v = 10^{-3} / (1 - 0,35 \cdot \xi_\Gamma) . \quad (5.25)$$

Робота нагнітача, кДж/кг

$$l = v \cdot f \cdot (P - P_0) . \quad (5.26)$$

Тепловий коефіцієнт

$$\zeta = q_0 / q_\Gamma . \quad (5.27)$$

Контрольні запитання

1. Чим визначається вибір дросельного вентиля чи детандера в схемі холодильної машини?
2. В яких випадках доцільно використовувати багатоступеневий стиск робочого тіла в циклі?
3. Для чого використовують перегрів пари перед компресором та переохолодження конденсату після конденсатора?
4. Яке призначення регенеративного теплообмінника в схемі абсорбційної холодильної машини?
5. Які переваги абсорбційних та парокомпресійних холодильних машин?

6 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР УСТАТКУВАННЯ

6.1 Вибір розрахункового робочого режиму

Робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння t_0 та конденсації t_K , переохолодження рідкого холодоагенту перед регулюючим дросельним вентилем t_{Π} , всмоктування пари на вході в компресор $t_{вс}$.

Температуру кипіння холодоагенту приймають в залежності від температури повітря в охолоджуваному об'єкті. При безпосередньому охолодженні температура кипіння звичайно на $7...10^{\circ}\text{C}$ нижча, ніж температура повітря в камері, $^{\circ}\text{C}$

$$t_0 = t_{\text{КАМ}} - (7...10). \quad (6.1)$$

Щоб не вводити додаткову температуру кипіння, для окремих камер збільшують різницю температур до 12°C , а іноді, навпаки, зменшують до $5...6^{\circ}\text{C}$.

Такі різниці рекомендується приймати при температурах кипіння нижче -25°C , а також для спеціалізованих камер зберігання яєць і фруктів, щоб усунути підморожування. При тривалому зберіганні фруктів різниця температур може бути прийнята $3...4^{\circ}\text{C}$.

Температура конденсації в конденсаторах, охолоджуваних водою, залежить від температури і кількості води, що подається.

Оптимальною можна вважати температуру конденсації, яка на $3...5^{\circ}\text{C}$ вища температури води, що виходить з конденсатора, $^{\circ}\text{C}$

$$t_K = t_{B2} + (3 \dots 5). \quad (6.2)$$

У деяких випадках температуру конденсації пов'язують із середньою температурою води, встановлюючи різницю температур $4...6^{\circ}\text{C}$.

Вибір різниці температур повинен бути економічно обґрунтований, щоб витрати були мінімальними.

Для машин, що працюють на хладачах, середні різниці температур між холодоагентом і водою приблизно вдвічі більші, ніж для машин, що працюють на аміаку.

Нагрівання води в конденсаторах залежить від типу конденсатора, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{B2} = t_{B1} + (2...6). \quad (6.3)$$

Температура води, що надходить в конденсатор, залежить від зовнішніх умов, а саме:

- температури оборотної води, яка на $3...4^{\circ}\text{C}$ вища температури по мокрому термометру;
- температури води в ріках і озерах, яка на $6...8^{\circ}\text{C}$ нижча температури зовнішнього повітря.

Для конденсаторів повітряного охолодження середню різницю температур між холодоагентом, що конденсується, і повітрям приймають $8...10^{\circ}\text{C}$.

Нагрівання повітря в конденсаторах великих установок, що працюють на аміаку, приймають $6...9^{\circ}\text{C}$, а для малих установок, що працюють на хладачах, $3...4^{\circ}\text{C}$.

Температура переохолодження холодоагенту перед регулюючим вентилем вища температури води, що подана в переохолоджувач, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{п}} = t_{\text{св}} + (3...5)^{\circ}\text{C}. \quad (6.4)$$

Свіжа вода подається на переохолоджувач, а потім додається до оборотної води, що надходить у конденсатор.

Переохолодження рідкого холодоагенту може бути отримане безпосередньо в деяких типах конденсаторів.

Для усунення вологого ходу компресора пара перед компресором перегрівається.

У машинах, що працюють на аміаку, перегрів може бути або безпосередньо у випарнику, якщо його заповнення регулюється за перегрівом пари, або в трубопроводі на шляху до компресора в результаті припливу теплоти від зовнішнього середовища.

Безпечна робота машин, що працюють на аміаку, забезпечується при температурі перегрітої пари, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5...15). \quad (6.5)$$

У компресорах з вбудованими електродвигунами, що охолоджуються всмоктуванням холодоагентом, перегрів здійснюється частково за рахунок теплоти, що виділяє електродвигун.

У розсільних схемах температуру кипіння холодоагенту приймають на $5...6^{\circ}\text{C}$ нижчою за температуру розсолу, яку, в свою чергу, приймають на $8...10^{\circ}\text{C}$ нижчою температури повітря в камері.

Інші температури вибирають так само, як і для системи безпосереднього охолодження.

6.2 Підбір компресорів

Після визначення масової подачі компресора згідно з розрахунком циклу холодильної машини (розд.5) розраховуємо об'ємну витрату пари – об'ємну подачу компресора, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{д}} = G_0 \cdot v_1, \quad (6.6)$$

де v_1 – питомий об'єм пари, що всмоктується, $\text{м}^3/\text{кг}$.

За графіком (див. рис. 6.1) знаходять коефіцієнт подачі компресора в залежності від ступеня стиску P_K/P_0 , типу компресора і холодоагенту, на якому буде працювати компресор.

Описуваний компресором об'єм, що, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V = \frac{V_d}{\lambda} \quad (6.7)$$

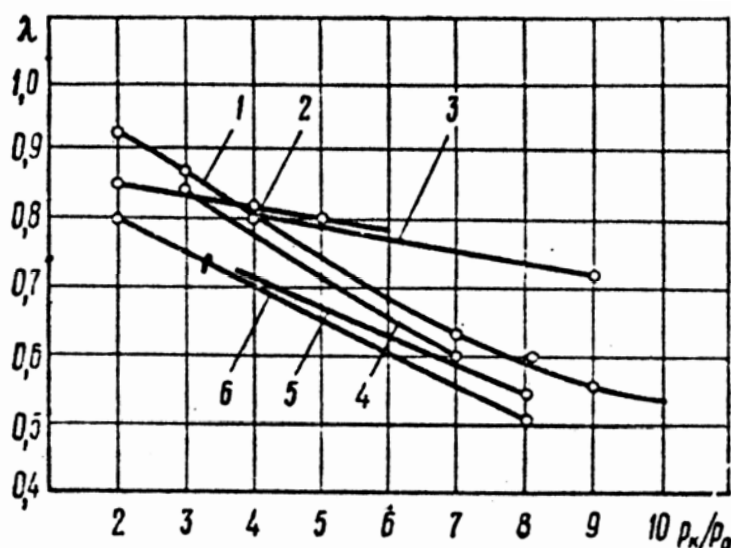


Рисунок 6.1 – Коефіцієнти подачі компресорів: 1 – безкрейцкопфних; 2 – гвинтових бустер-компресорів; 3 – гвинтових; 4 – компресорів, що працюють на R22; 5 – ротаційних; 6 – малих компресорів, що працюють на R12

За даним об'ємом підбирають один або декілька компресорів відповідного розміру.

Кількість компресорів повинна відповідати характеру роботи установки, ступеню нерівномірності навантаження: за умови постійних навантажень краще мати невелику кількість компресорів більшого розміру, за змінних – декілька компресорів меншого розміру, що дозволить отримати більш точну відповідність холодовидатності тепловому навантаженню.

Теоретична адіабатна потужність компресора, кВт

$$N_T = G_0 \cdot (h_2 - h_1), \quad (6.8)$$

де h_2 , h_1 – ентальпії холодоагенту згідно з розрахунком циклу, кДж/кг.

Дійсна (індикаторна) потужність компресора, кВт

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad (6.9)$$

де η_i – індикаторний ККД.

Для безкрейцкопфних компресорів індикаторний ККД можна приймати 0,79...0,84. Більші значення коефіцієнта відносяться до більших компресорів.

Для малих та середніх компресорів, що працюють на фреонах, індикаторний ККД можна приймати у межах 0,65...0,8.

Ефективна потужність на валу компресора, кВт

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (6.10)$$

де η_i – механічний ККД, що враховує втрати на тертя.

Для великих безкрейцкопфних компресорів механічний ККД можна приймати 0,82...0,92; для малих и середніх компресорів, що працюють на фреонах, – 0,84...0,97.

За ефективною потужністю підбирають електродвигун компресора із запасом потужності 10...15%.

Дійсний тепловий потік в конденсаторі з врахуванням втрат в процесі стиску, кВт

$$Q_k = Q_0 + N_i. \quad (6.11)$$

Аналогічно проводиться розрахунок компресорів для двоступеневих холодильних машин.

Обидва ступені стиску знаходяться в одному блоці картера і об'єднані на загальній рамі з проміжною посудиною, регульовальним та вимірювальним обладнанням.

Підбір компресора проводять за величиною описуваного компресором об'єму. Потім перевіряють відповідність потужності електродвигуна вибраного компресора розрахунковій ефективній потужності. В табл.6.1 і 6.2 наведені паспортні дані розповсюджених одно-, а в табл.6.3 – двоступеневих компресорів.

Таблиця 6.1 – Характеристики поршневих компресорів

Показники	Безсальникові компресори			Компресори із зовнішнім приводом					
	ПБ40	ПБ60	ПБ80	П40		П60		П80	
Холодоагент	R22	R22	R22	R22	NH ₃	R22	NH ₃	R22	NH ₃
Холодовидатність для $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, кВт	42,5	62,8	84,9	44,2	45,4	66,3	68,0	88,4	90,7
Споживана потужність, кВт:									
електрична	13,8	20,7	27,5	---	---	---	---	---	---
ефективна	---	---	---	13,1	13,3	19,6	20,0	26,2	26,6
Описуваний об'єм, м ³ /с	0,029	0,043	0,058	0,029		0,043		0,058	
Діаметр приєднувального штуцера, мм									
на всмоктуванні	50	70	80	50		70		80	
на нагнітанні	50	50	70	50		50		70	

Таблиця 6.2 – Характеристики безкрейцкопфних компресорів

Показники агрегатів	A110-7-0	A110-7-2	1A110-7-2	A165-7-0	A165-7-2	A220-7-0	A220-7-2
Холодовидатність, кВт, для: $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ $t_0 = 5^{\circ}\text{C}$, $t_k = 35^{\circ}\text{C}$	---	140	93	---	180	---	267
	325	---	---	440	---	663	---
Ефективна потужність, кВт	53	39	26	75	52	112	78
Описуваний об'єм, м ³ /с	0,0836	0,0836	0,056	0,125	0,125	0,167	0,167
Витрата змазки, кг/год	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,085	0,085
Витрата води, м ³ /год	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0
Потужність електродвигуна, кВт	75	55	40	100	75	132	100
Габарити, мм:							
довжина	2275	2200	2200	2320	2330	2365	2390
ширина	1215	1215	1215	1215	1215	1215	1215
висота	1370	1370	1370	1300	1300	1560	1560
Діаметр трубопроводу, мм:							
всмоктувального	100	100	100	100	100	125	125
нагнітального	65	65	65	100	100	100	100

Примітка. В таблиці наведені характеристики агрегатів на базі компресорів П110, П165, П220, призначених для роботи на аміаку.

Таблиця 6.3 – Характеристики двоступеневих компресорів

Показники	АД130-7-4		АД90-3	
	І ступінь	ІІ ступінь	І ступінь	ІІ ступінь
Холодовидатність, кВт, для $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$, $t_k = 35^{\circ}\text{C}$	157		110	
Сумарна ефективна потужність, кВт	90		65,5	
Сумарна встановлена потужність електродвигунів, кВт	135		115	
Марки компресорів	АН 130-7-6	A110-1	Компресор ротаційний РБ90	Компресор поршневий П110
Описуваний об'єм, м ³ /с	0,236	0,0836	0,179	0,0836
Частота обертання, об/хв.	3000	1500	1500	1500
Витрата мастила, кг/год.	0,1	0,06	0,3	0,06
Витрата води на охолодження, м ³ /год.	8,0	1,0	1,5	1,0

6.3 Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів

6.3.1 Конденсатори. Конденсатори потрібно вибрати за дійсним тепловим потоком, визначеним за (6.11). Тип конденсатора вибирають в залежності від призначення установки, умов водопостачання та якості води з врахуванням кліматологічних даних.

В більшості випадків для великих і середніх установок, що працюють на різних холодоагентах, застосовують конденсатори з водяним охолодженням – горизонтальні кожухотрубні. Використовувати такі конденсатори доцільно за наявності оборотного водопостачання.

У випадку прямотечійної системи водопостачання з природних водоймищ на великих холодильних установках, що працюють на аміаку, використовують вертикальні кожухотрубні конденсатори.

Для районів з низькою відносною вологістю повітря рекомендують застосовувати випарні конденсатори.

Значна кількість малих та середніх холодильних машин, що працюють на хладачах, комплектується конденсаторами з повітряним охолодженням. В зв'язку з обмеженістю запасів води і складністю її використання, конденсатори з повітряним охолодженням знаходять все більш широке застосування. Але повітряні конденсатори потрібно рекомендувати для установок, розташованих в районах з максимальною розрахунковою температурою повітря не вище 30°C.

Технічні характеристики горизонтальних кожухотрубних конденсаторів та конденсаторів повітряного охолодження наведені в табл.6.4-6.5.

Випарні конденсатори ІК конструкції Гіпрохолоду являють собою теплообмінні апарати з водоповітряним охолодженням. Вони складаються з теплообмінної батареї вертикально-змійовикового типу зі сталевих гладких труб, форконденсатора колекторного типу з оребрених труб, двох вентиляторів, деталей кріплення. Для інтенсифікації процесу охолодження води між рядами труб охолоджувального змійовика встановлені теплообмінні поверхні з деревини, пластмаси або інших матеріалів, які використовуються як заповнювачі водоохолоджувальних градирень.

Для зменшення винесення води над батареєю за ходом повітря встановлено елімінатори (водовіддільники).

Для централізованої системи охолодження підбирають загальний конденсатор на всю холодильну установку.

Для децентралізованої системи охолодження найбільш раціональним є застосування компресорно-конденсаторних агрегатів. В останньому випадку проводиться не підбір, а перевірний розрахунок конденсатора, який входить в комплект агрегату.

Розрахунок конденсатора зводиться до визначення площі поверхні теплообміну, за якою підбирають один чи декілька конденсаторів з сумарною площею поверхні, яка дорівнює розрахунковій.

Таблиця 6.4 – Конструктивні характеристики горизонтальних кожухотрубних конденсаторів

Конденсатори	Площа поверхні, м ²	Габаритні розміри, мм				Кількість труб	Умовні проходи, мм			Міжтрубний об'єм, м ³	Маса апарата, кг
		діаметр, D	довжина, L	ширина, B	висота, H		пари, d	рідини, d ₁	води, d ₂		
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	50	10	32	0,16	555
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	50	20	70	0,32	995
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	50	20	70	0,39	1140
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	50	20	70	0,52	1440
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	70	25	80	0,53	1550
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	70	25	80	0,7	1980
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	80	25	100	0,89	2430
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	80	32	125	1,26	3300
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	80	32	125	1,58	4000
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	100	40	200	2,0	5330
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	100	40	200	2,5	6450
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	125	50	250	3,5	9360
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	125	50	250	4,1	10920

Примітка. Труби в конденсаторах діаметром Ø25×2,5 мм виконані зі сталі Ст10. Кількість ходів у всіх конденсаторах 8, крім КТГ-10, в якому 10 ходів. Запобіжні клапани для конденсаторів до КТГ-65, включно, мають умовний прохід D_y15, для решти D_y25.

Таблиця 6.5 – Конструктивні характеристики конденсаторів повітряного охолодження

Довжина труб, м	Кількість рядів труб	Загальна кількість труб	Площа зовнішньої поверхні, м ²	Приблизна продуктивність вентиляторів, м ³ /с	Кількість вентиляторів
Апарати повітряного охолодження малопотокового типу (АВМ)					
1,5	4	94	105	7	1
3	4	94	220	14	2
1,5	6	141	160	6	1
3	6	141	325	12	2
1,5	8	188	210	5,5	1
3	8	188	440	11	2
Апарати повітряного охолодження горизонтального типу (АВГ)					
4	4	282	875	39 чи 75	1
8	4	282	1770		2
4	6	423	1320	33 чи 70	1
8	6	423	2640		2
4	8	564	1740	28 чи 67	1
8	8	564	3500		2
Апарати повітряного охолодження зигзагоподібного типу					
6	4	564	2650	180-220	-
6	6	846	4000		-
6	8	1126	5300		-

Розраховують витрату води чи повітря і проводять підбір насосів чи вентиляторів або перевірний розрахунок обладнання, яке постачається в комплекті.

Площа поверхні теплообміну конденсатора визначають за формулою, м^2

$$F = \frac{Q_K \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\text{сер}}}, \quad (6.12)$$

де Q_K – сумарний тепловий потік в конденсаторі від всіх груп компресорів, визначений під час теплового розрахунку компресора, кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\Delta t_{\text{сер}}$ – середня різниця температур між холодоагентом і охолоджувальним середовищем, К.

Коефіцієнти теплопередачі конденсатора k приймають, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

– кожухотрубні конденсатори:

- горизонтальні для аміаку 700...1000;
- вертикальні для аміаку 800;
- горизонтальні для хладонів 700;

– зрошувальні 700...930;

– повітряного охолодження 30.

Середню різницю температур можна визначити як середньологарифмічну, якщо відношення різниць температур потоків на початку і в кінці процесу більше 2, в іншому випадку – як середньоарифметичну.

Середньологарифмічна різниця температур визначається за формулою, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (6.13)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$ – різниця температур на початку теплопередавальної поверхні (більша різниця температур), $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_{\text{м}}$ – різниця температур в кінці теплопередавальної поверхні (менша різниця температур), $^{\circ}\text{C}$;

Середньоарифметична різниця температур, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = t_K - \frac{t_1 - t_2}{2}, \quad (6.14)$$

де t_K – температура конденсації, $^{\circ}\text{C}$;

t_1 і t_2 – температура охолоджувального середовища, що надходить в конденсатор і виходить з нього, $^{\circ}\text{C}$.

За розрахованою площею поверхні підбирають конденсатор відповідного типу (слід виписати повну характеристику апарата).

Витрату охолоджувальної води, яка надходить в конденсатор, знаходять за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t_{\text{води}}}, \quad (6.15)$$

де $Q_{\text{к}}$ – сумарний тепловий потік в конденсаторі, кВт;

c – питома теплоємність води, $c \approx 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

ρ – густина води, $\rho \approx 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$\Delta t_{\text{води}}$ – підігрів води в конденсаторі, $^{\circ}\text{C}$.

За витратою води з врахуванням необхідного напору підбирають насос чи декілька насосів необхідної продуктивності. Обов'язково передбачають резервний насос.

За (6.15) можна визначити витрату повітря для конденсаторів повітряного охолодження, тільки в формулу підставляють відповідно значення питомої теплоємності, густини повітря і різницю температур між вхідним та вихідним повітрям в конденсаторі.

Питома теплоємність повітря $c \approx 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, густина повітря при температурі $20 \dots 35^{\circ}\text{C}$ складає $\rho = 1,15 \dots 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$.

В курсових та дипломних проектах слід визначати тепловий потік і площу теплопередавальної поверхні конденсатора для найгірших умов роботи.

6.3.2 Випарники розсільні. Вибір розсільних випарників визначається прийнятою системою охолодження: для закритої системи охолодження приймають кожухотрубні випарники, для відкритої – панельні.

Площу теплопередавальної поверхні випарника визначають за формулою, м^2

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \quad (6.16)$$

де Q – тепловий потік у випарнику, визначений тепловим розрахунком, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі випарника (залежить від типу випарника), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Δt – середня різниця температур між холодоносієм і киплячим холодоагентом, $^{\circ}\text{C}$.

Середня різниця температур для машин, що працюють на аміаку, складає $5 \dots 6^{\circ}\text{C}$; для машин, що працюють на хладачах, в апаратах затопленого типу – $6 \dots 8^{\circ}\text{C}$; в апаратах з кипінням холодоагенту всередині труб – $8 \dots 10^{\circ}\text{C}$.

Відповідно питомий тепловий потік $q = k \cdot \Delta t$ для орієнтовних розрахунків можна прийняти, Вт/м²:

- випарники для аміаку:
 - кожухотрубний «ИКТ» (табл.6.6) 3500;
 - панельний 2300...3500;
- випарники для хладону R22:
 - кожухотрубі з трубами:
 - накатними мідними 4700...6400;
 - гладкими сталевими 2300...4700;
 - з кипінням холодоагенту всередині труб «ИТВР» (табл.6.7) 2300...11000.

Для випарників, що працюють на R12, коефіцієнти теплопередачі і питомий тепловий потік приблизно на 10% менші, ніж для випарників, працюючих на R22.

Таблиця 6.6 – Технічні характеристики горизонтальних кожухотрубних випарників для роботи на аміаку і хладонах

Випарники	Площа поверхні, м ²	Габаритні розміри, мм				Кількість труб	Об'єм міжтрубного простору, м ³
		діаметр	довжина	ширина	висота		
ИКТ-40	40,7	600x8	3580	1075	1590	216	0,52
ИКТ-50	54	600x8	4580	1075	1590	216	0,7
ИКТ-65	67,8	600x8	5580	1075	1590	216	0,885
ИКТ-90	96,8	800x8	4670	1310	1950	386	1,14
ИКТ-110	121	800x8	5670	1310	1950	386	1,58
ИКТ-140	154	1000x10	4800	1493	2270	616	2,1
ИКТ-180	193	1000x10	5800	1493	2270	616	2,64
ИКТ-250	273	1200x12	5920	1788	2670	870	3,8
ИКТ-300	327	1200x12	6920	1788	2670	870	4,5

Примітка. Кількість ходів в ИТК-250 і ИТК-300 – 4, в інших – 8.

Витрата холодоносія, необхідна для відведення теплопритоків в охолоджуваному об'єкті, визначається за формулою, м³/с

$$V_p = \frac{Q_B}{c_p \rho_p \Delta t_p}, \quad (6.17)$$

де Q_B – тепловий потік у випарнику, кВт;

c_p – питома теплоємність холодоносія для середньої робочої температури, кДж/(кг·К);

ρ_p – густина розсолу, кг/м³;

Δt_p – різниця температур розсолу на вході і на виході з випарника, К.

Останню різницю температур приймають в залежності від виду охолоджуваних апаратів, °С:

- батареї і повітроохолодники 2...3;
- технологічні апарати 4...6;
- мембранні швидкоморозильні апарати 1.

За витратою холодоносія підбирають насос з врахуванням необхідного напору.

Таблиця 6.7 – Технічні характеристики випарників з кипінням фреонів всередині труб

Випарники	Площа поверхні, м ²	Діаметр апарата, мм	Довжина апарата, мм	Кількість труб	Кількість ходів	Місткість по холодоагенту, м ³
ИТВР-5	5	273	1500	64	26	0,0054
ИТВР-6,3	6,3	273	2000	64	28	0,0072
ИТВР-8	8	325	1500	98	20	0,0087
ИТВР-10	10	325	2000	98	22	0,0116
ИТВР-12,5	12,5	325	2500	98	20	0,0145
ИТВР-16	16	325	3000	98	22	0,0175
ИТВР-20	20	426	2000	184	14	0,0216
ИТВР-25	25	426	2500	184	14	0,027
ИТВР-31,5	31,5	426	3000	184	14	0,0324
ИТВР-40	40	530	2500	282	12	0,0412
ИТВР-50	50	530	3000	282	10	0,0495
ИТВР-63	63	600	2500	416	10	0,061
ИТВР-80	80	600	3000	416	8	0,072
ИТВР-100	100	700	3000	568	6	0,1
ИТВР-125	125	700	3500	568	6	0,117
ИТВР-160	160	800	3500	750	6	0,154
ИТВР-200	200	800	4000	750	6	0,176

Примітка. Випарники ИТВР-5...ИТВР-16 мають одну трубну решітку і U-подібні трубки; інші випарники мають дві трубні решітки.

6.3.3 Камерне обладнання. Камерне обладнання підбирають відповідно до прийнятого способу охолодження.

На підприємствах торгівлі та громадського харчування для безпосереднього охолодження камер використовують батареї, які входять в комплект поставки прийнятої машини.

Для розсільного охолодження поверхня батарей із оребрених чи гладких труб визначається розрахунком в залежності від теплоприпливів в камеру.

Гладкотрубні батареї виготовляють з труб діаметром Ø57×3,5 мм з кроком від 180 до 300 мм.

Батареї із оребрених труб слід проектувати з секцій за ГОСТ 17645–78 “Секції сталеві оребрені, охолоджувальних батарей холодильних установок”(див. рис.6.2 та табл.6.8).

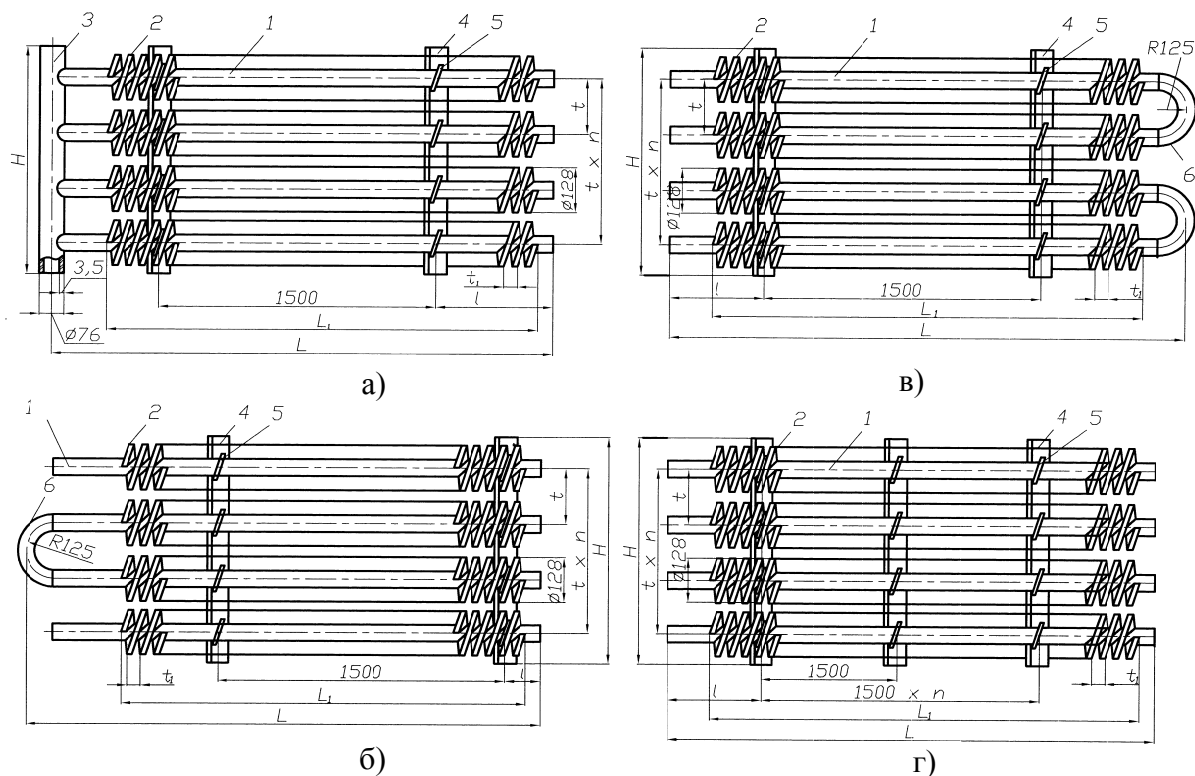


Рисунок 6.2 – Секції сталевих оребрених охолоджувальних батарей [2]:

а) – тип СК; б) – тип СЗГ; в) – тип СЗХ; г) – тип СС; 1 – труба; 2 – стрічка; 3 – колектор; 4 – кутик; 5 – хомут; 6 – калач; t_1 – крок ребер, мм; t – крок труб, мм; n – кількість труб в секції; n_1 – кількість кутиків для кріплення

Секції виготовляють з труб діаметром $\varnothing 38 \times 2,5$ мм. Зовнішнє оребрення труб проводиться шляхом поперечно-спіральної навивки на труби сталеві стрічки товщиною 0,8...1,0 мм. Ширина стрічки 45 мм. Шаг оребрення 20 мм для холодильних камер з незапакованими продуктами.

Секції охолоджувальних батарей виготовляють шести типів: СК – сталеві оребрені одноколекторні; СЗГ – змійовикові головні; СЗХ – змійовикові хвостові; СС – середні; СЗ – змійовикові; С2К – двоколекторні.

Із секцій можна отримати батареї практично будь-якої довжини і поверхні.

Площа теплообмінної поверхні батарей визначається за (6.16), де Q – сумарне навантаження на камерне обладнання, яке визначається тепловим розрахунком за величиною теплоприпливів; k – коефіцієнт теплопередачі пристрою охолодження; Δt – різниця температур між повітрям в камері і киплячим холодоагентом для безпосереднього охолодження або середньою температурою холодоносія для розсільного охолодження.

Таблиця 6.8 – Конструктивні розміри секцій

Тип секцій	L, мм	L ₁ , мм	l, мм	H, мм	n	n ₁	Площа поверхні охолодження, м ²		Маса, кг	
							t ₁ =20мм	t ₁ =30мм	t ₁ =20мм	t ₁ =30мм
СК	2750	2600	750	1000	3	—	20,7	14,3	108,9	83,9
				1500	5		31,0	21,5	163,6	126,1
СЗГ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	104,4	80,4
				1500	5		29,8	20,5	157,8	120,5
СЗХ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	105,2	81,2
				1500	5		29,8	20,5	158,3	121,3
СС	3000	2900	750	1000	3	1	22,8	15,7	117,1	90,0
				1500	5		34,2	23,6	176,7	134,9
	4500	4400	750	1000	3	2	34,5	23,8	178,2	135,7
				1500	5		51,8	35,7	267,2	203,7
	6000	5900	750	1000	3	3	46,3	31,9	238,3	181,7
				1500	5		69,5	47,9	357,4	272,4

Примітка. Відстань між трубами для всіх секцій 250 мм. Секції зміювикові СЗ та двоколекторні випускаються довжиною 2000 і 4500 мм.

Коефіцієнти теплопередачі для гладкотрубних батарей визначаються в залежності від температури повітря в камері, Вт/(м²·К):

		Температура повітря в камері, °С	
Гладкотрубні батареї:		0	- 20
– стельові		9,8	7
– пристінні		9,8...14	7...9,9

Коефіцієнти теплопередачі батарей з оребрених труб діаметром Ø38×2,5 мм, Вт/(м²·К):

		Температура повітря в камері, °С	
Оребрені батареї:		0	- 20
– стельові однорядні		5,9...5,1	4,7...4,2
– стельові дворядні		5,6...4,8	4,4...4,0
– пристінні 4 труби по висоті		4,7...4,1	3,6...3,0
– пристінні 8 труб по висоті		4,3...3,7	3,4...3,0

Коефіцієнти теплопередачі для батарей з верхньою подачею слід приймати на 10% менші наведених значень. Батареї із секцій складають так, щоб вони вільно розміщувались на стелі чи стінах.

Мінімальна кількість секцій – дві: головна і хвостова, якщо батарея зміювикова, або обидві – колекторні. Між цими секціями можуть бути вварені середні секції, кількість яких залежить від довжини камери. Потрібно щоб батарея мала відступи від торцевих стін не менше 1 м. Кожна така батарея має певну площу теплопередавальної поверхні.

В першу чергу розміщують батареї на стелі камери і визначають тепловий потік, який може бути відведений ними. Якщо стельових батарей буде недостатньо, то приймають пристінні батареї, які практично мають ті

ж розміри та площу поверхні. Далі визначають тепловий потік, відведений ними.

Повітроохолоджувачі встановлюють як безпосередньо в камерах, так і поза ними. В наш час переважно використовують підвісні повітроохолоджувачі, які не займають корисної площі камери, наприклад, апарати з пластинчатим оребренням ВОП і ВОГ, характеристики яких наведені в табл.6.9.

Таблиця 6.9 – Характеристики підвісних повітроохолоджувачів

Повітроохолоджувач	Площа поверхні, м ²	Тепловий потік при $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$, Вт	Крок ребер	Вентилятори					Потужність електронагрівників, кВт	Місткість по аміаку, л
				Кількість, шт	Діаметр, мм	Частота обертання, об/с	Потужність, кВт	Витрата повітря, м ³ /с		
ВОП-50	50	6000	13,4	2	400	16,7	0,4	0,67	8,68	22
						25	0,6	0,95		
ВОП-75	75	9000	8,6	2	400	16,7	0,4	0,67	8,68	22
						25	0,6	0,95		
ВОП-100	100	12000	17,5	2	600	16,7	1,1	1,38	12	30
						25	1,5	2,07		
ВОП-150	150	18000	11,3	2	600	16,7	1,1	1,38	12	30
						25	1,5	2,07		
ВОГ-100	100	12000	17,5	2	600	16,7	1,1	1,82	12	30
						25	1,5	2,72		
ВОГ-230	230	2700	17,5	1	800	25	4,0	4,7	25	60
			13,4							

В повітроохолоджувачах ВОП-50, ВОП-75, ВОГ-100 і ВОГ-230 (рис.6.3) повітря переміщується горизонтально, в повітроохолоджувачах ВОП-100 і ВОП-150 повітря всмоктується знизу, а потім розподіляється в горизонтальному напрямку. В усіх повітроохолодниках використані труби діаметром $\varnothing 25 \times 2,5 \text{ мм}$ або $\varnothing 25 \times 2 \text{ мм}$.

Відтаювання шару інею в повітроохолоджувачі проводиться повітрям, гарячими парами аміаку або підігрівом електронагрівниками.

Можливе застосування повітроохолоджувачів із спіральнo-навивними ребристими поверхнями трьох типів: НВОЛ-1 – навісні для камер зберігання продуктів; НВОЛ-2 – навісні для камер охолодження або заморожування; ПВОЛ – постаментні для камер зберігання продуктів.

Площу теплопередавальної поверхні повітроохолоджувача розраховують з використанням його коефіцієнта теплопередачі.

Для повітроохолоджувачів з оребреною зовнішньою поверхнею коефіцієнти теплопередачі можна прийняти:

температура кипіння t_0 , $^{\circ}\text{C}$	– 40	– 20	– 15	0 і вище
k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	11,6	12,8	14,0	17,5.

Під час вибору камерних приладів охолодження для камер охолодження чи заморожування продуктів необхідно враховувати, що в перший період після завантаження продуктів навантаження на обладнання дуже велике (так зване “пікове”). Для зняття “пікових” навантажень доцільно збільшувати поверхню охолоджувальних приладів, зазвичай повітроохолоджувачів, на 30% відносно розрахункової.

6.3.4 Переохолодники конденсату. Для зменшення втрат під час дроселювання рідкого холодоагенту необхідно знизити його температуру перед регулювальним вентилем. Для цього використовують водяні протитечійні переохолодники, які включаються в схему, коли на підприємстві є джерело з водою, температура якої нижча, ніж температура води, що поступає в конденсатор.

Розрахунок переохолодника зводиться до визначення необхідної площі теплопередавальної поверхні за (6.16), де Q – тепловий потік в переохолоднику; k – коефіцієнт теплопередачі переохолодника; Δt – середньарифметична різниця температур між холодоагентом і водою.

Переохолодник підбирають за сумарним тепловим потоком для всіх машин, що включені в схему (табл. 6.10).

Витрату води через переохолодник визначають в залежності від теплового потоку і нагріву води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_B = \frac{Q_{\text{ПО}}}{c_B \cdot \rho_B \cdot \Delta t_{\text{ПО}}}, \quad (6.19)$$

де $\Delta t_{\text{ПО}}$ – нагрів води в переохолоднику, $^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 6.10 – Технічні характеристики протитечійних переохолодників

Переохолодники	Площа поверхні теплообміну, м^2	Кількість секцій	Кількість труб в секції	Розміри, мм		
				висота	загальна довжина	довжина між крайніми трубами
6ПП	5,85	1	12	1380	5200	803
8ПП	7,8	1	16	1690	5200	1095
12ПП	11,7	2	12	1700	5350	803
16ПП	15,6	2	16	2010	5350	1095

6.4 Підбір трубопроводів та насосного обладнання

Діаметр трубопроводів для перекачування холодоагентів, холодоносіїв чи інших середовищ визначається за формулою, м

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}}, \quad (6.20)$$

де V – об’ємна витрата середовища, $\text{м}^3/\text{с}$;

w – швидкість потоку, яка вибирається за табл.6.11, м/с.

Для перекачування води і розсолів використовують сталеві водогазопровідні труби, для фреонових та аміачних трубопроводів – сталеві безшовні або мідні труби [8].

Для перекачування води і розсолів використовують відцентрові консольні насоси типу К і КМ, а для аміачних ліній – насоси ЦНГ (табл.6.12).

Аміачний насос повинен бути встановлений нижче циркуляційного ресивера на відстані 1,5 м для насосів з подачею до 20 м³/год і 3,5 м – для насосів потужніших установок.

Таблиця 6.11 – Рекомендовані швидкості потоків в трубопроводах

Середовище, лінія	Швидкість, м/с
Розсіл (нагнітання)	0,7...1,2
Розсіл (всмоктування)	0,4...0,8
Вода (нагнітання)	0,8...1,3
Вода (всмоктування)	0,5...1,0
Пара фреону (нагнітання)	10...18
Пара фреону (всмоктування)	8...12
Пара аміаку (нагнітання)	12...25
Пара аміаку (всмоктування)	10...20
Рідина фреону, аміаку	1...1,25
Рідина фреону, аміаку (дренажна лінія)	0,5...0,7

Таблиця 6.12 – Характеристики аміачних насосів

Показники	ЦНГ-70М-1 1,25ХГ-6-2,8	ЦНГ-70М-2 1,5ХГ-6х2-2,8-2	ЦНГ-70М-3 1,5ХГ-6х3-2,8-2	ЦНГ-68 2ХГ-5-4,5-2
Видатність, м ³ /год	5,5...12	5,5...12	5,5...12	12...28
Напір, м ст. рідкого аміаку	19...15	38...28	55...45	48...41
Кількість ступенів	1	2	3	1
Частота обертів, с ⁻¹	49,5	49,5	49,5	49,5
Потужність, кВт	2,8	2,8	2,8	5,5

Для забезпечення надійної роботи контурів холодоагенту на основі ємності батарей, повітроохолодників та трубопроводів визначають необхідні об'єми лінійних, циркуляційних, дренажних та захисних ресиверів.

Детальна методика розрахунку ресиверів та іншого допоміжного обладнання наведена в [2].

Контрольні запитання

1. Які параметри визначає розрахунковий робочий режим?
2. За якими параметрами вибирається компресор холодильної машини?
3. Від чого залежить вибір конденсатора?
4. Які елементи допоміжного обладнання встановлюються в камері?
5. Як компонуються батареї охолодження в холодильній камері?
6. Особливості вибору аміачних насосів.

7 ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

7.1 Класифікація кондиціонерів

Як відомо, системи кондиціонування повітря призначені для автоматичного підтримання в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря з метою забезпечення метеорологічних умов, прийнятних для людини [9].

Можна виділити кондиціонери, які забезпечують температурно-вологісний режим і чистоту повітря шляхом вентиляції приміщень. Сюди відносяться моноблокові центральні кондиціонери і, в тому числі, дахові кондиціонери типу «Rooftop».

Інші кондиціонери працюють тільки на рециркуляції внутрішнього повітря в приміщенні. До такої групи можна віднести сплітсистеми і багато-зональні системи, VRV та VRF-системи, система «чіллер–фанкойл» та інші.

З іншого боку, всі системи кондиціонування можна поділити на фреонові системи (безпосереднього охолодження) та системи «чіллер–фанкойл», в яких холод від холодильного агрегату (чіллера) передається в приміщення з використанням проміжного холодоносія – води з додаванням етиленгліколю.

7.2 Конструктивні та схемні рішення холодильних циклів систем кондиціонування

Фреонові системи кондиціонування складаються з одного чи декількох внутрішніх та зовнішніх блоків, з'єднаних мідними трубопроводами.

Зовнішній компресорно-конденсаторний блок розташовується ззовні приміщення (на фасаді, покрівлі тощо) (рис.7.1). В ньому розташована переважна кількість елементів холодильного контуру. Тут відбуваються процеси стиснення холодоагенту, регулювання його параметрів, дроселювання потоку, теплообміну з навколишнім середовищем в теплообміннику з вентилятором для вимушеної циркуляції повітря тощо.

Внутрішній блок (рис.7.2) розташовується безпосередньо в приміщенні. В ньому відбуваються процеси теплообміну холодоагенту з внутрішнім повітрям в теплообміннику з примусовою циркуляцією повітря, дроселювання потоку робочого тіла, а також в ньому встановлене обладнання системи автоматизації.

В залежності від простоти конструкції, діапазону функцій, потужності і, відповідно, вартості системи поділяють на побутові, напівпромислові та промислові [10].

Сучасні фреонові системи та системи «чіллер – фанкойл» можуть працювати як на охолодження повітря в приміщеннях, так і для нагріву повітря в режимі теплового насоса.

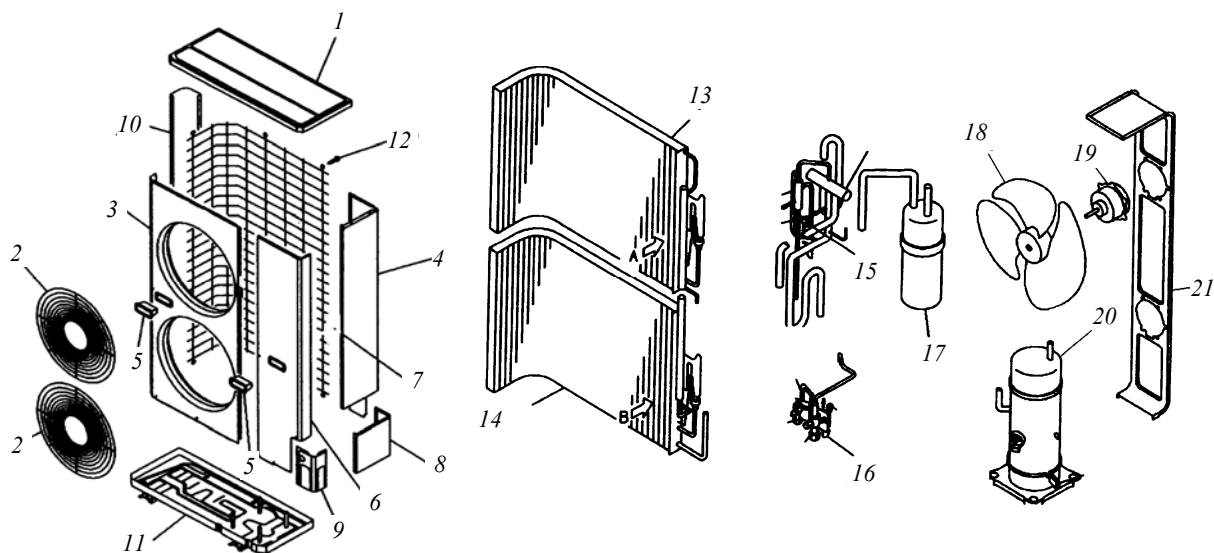


Рисунок 7.1 – Приклад конструкції зовнішнього блоку: 1 – верхня кришка; 2 – передня захисна решітка; 3,5,6 – елементи передньої панелі; 7 – бокова панель; 4,8,9,10 – елементи бокових панелей; 11 – піддон; 12 – задня захисна решітка; 13,14 – теплообмінник; 15 – чотириходовий клапан; 16 – сервісні вентиля; 17 – докип'ячувач; 18 – крильчатка вентилятора; 19 – електро-двигун вентилятора; 20 – компресор; 21 – кронштейн кріплення вентилятора

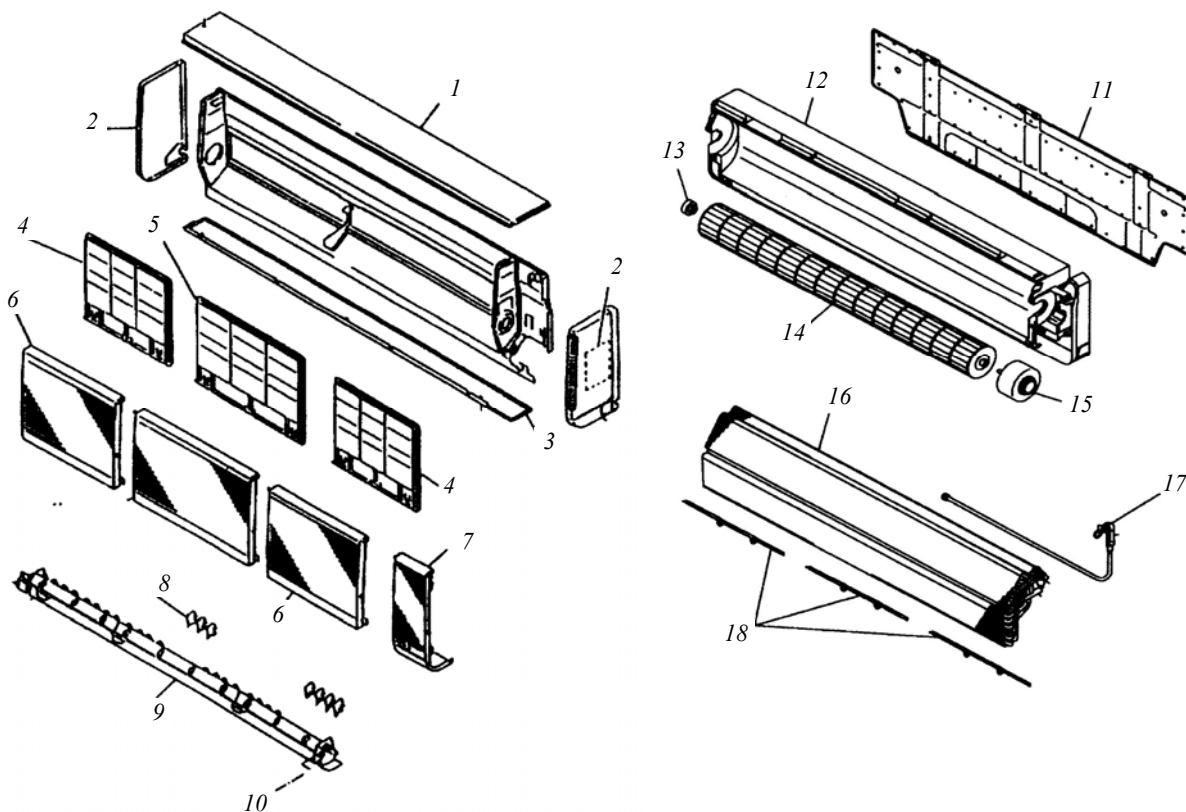


Рисунок 7.2 – Приклад конструкції внутрішнього блоку: 1 – верхня панель; 2 – бокові панелі; 3 – нижня панель; 4,5 – повітряні фільтри; 6,7 – лицьові панелі; 8 – вертикальні жалюзі; 9 – горизонтальні жалюзі; 10 – мотор привода горизонтальних жалюзі; 11 – монтажна пластина; 12 – корпус; 13 – опора; 14 – вентилятор; 15 – двигун вентилятора; 16 – теплообмінник; 17 – капілярна трубка; 18 – напрямні жалюзі

Основною частиною холодильного циклу системи кондиціонування повітря є компресор. В більшості випадків використовуються компресори об'ємної дії: поршневі; ротаційні; спіральні; гвинтові.

В холодильних циклах фреонових машин як конденсатори та випарники використовуються змійовикові мідні теплообмінники з алюмінієвим оребренням, а конденсатори чіллерів виконують, в більшості, кожухотрубними.

Як розширювальний пристрій в схемах малих кондиціонерів використовують капілярні трубки, а для великих холодильних машин – автоматичні терморегулювальні вентилі TRV.

Оскільки розширювальні пристрої мають елементи з малими перерізами для проходу потоку холодоагенту, в схемах встановлюють фільтри-осушувачі для видалення засмічень та вологи.

В реальних режимах роботи витрата холодоагенту через розширник може змінюватись в широких діапазонах, тому можливе пропускання через них рідини.

Для запобігання потраплянню двофазної суміші в компресор перед ним встановлюють докип'ячувач. Цей пристрій також запобігає потраплянню рідини в компресор під час переключення режимів роботи схеми.

Останнім часом велику увагу приділяють регулюванню роботи електродвигунів приводів компресорів. Використання інверторних компресорів дозволяє виключити цикли ввімкнення-вимкнення компресора, зменшити пускові струми, підвищити надійність кондиціонера та точність підтримання температури, прискорити вихід на заданий режим.

Чотириходовий клапан призначений для зміни режиму роботи системи з холодильного циклу в цикл теплового насоса.

Побутові кондиціонери мають спрощену схему (рис. 7.3).

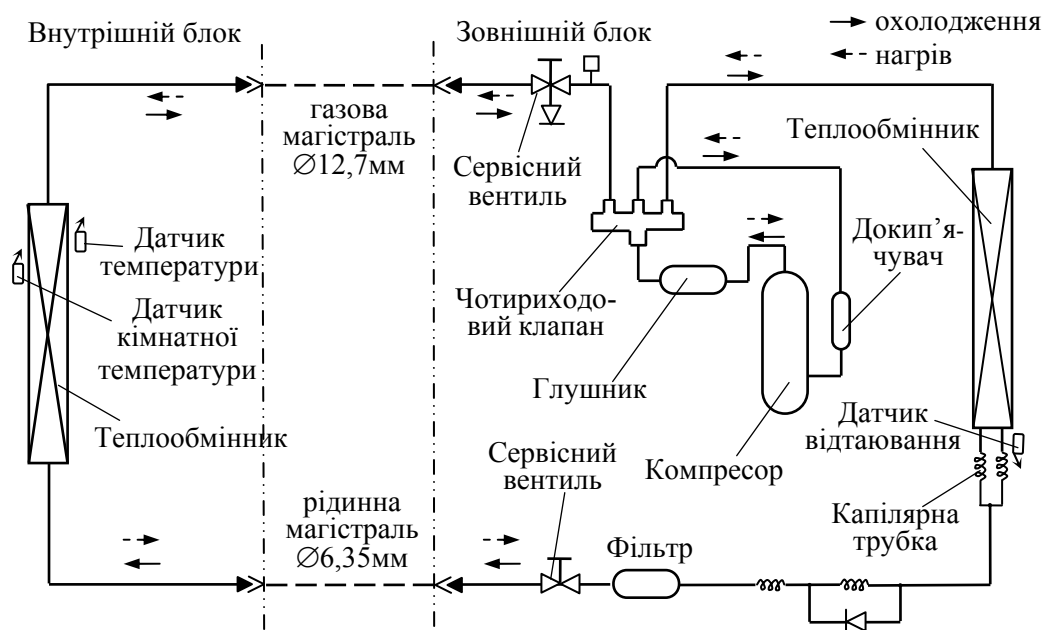


Рисунок 7.3 - Типова гідравлічна схема побутового кондиціонера

Такі кондиціонери виконують тільки базові функції, а саме, підтримання температури повітря в приміщенні у певних межах, швидкості і напрямку потоку на виході з кондиціонера і роботу в одному з режимів: нагрів; охолодження; осушування; вентиляція.

Схема побутового кондиціонера працює таким чином.

В режимі охолодження внутрішнього повітря з теплообмінника внутрішнього блока виходить пара холодоагенту. По магістральному трубопроводу через сервісний вентиль вона попадає в чотириходовий клапан, звідки спрямовується через докип'ячувач в компресор.

Після компресора перегріта пара високого тиску через глушник і чотириходовий клапан направляється в теплообмінник зовнішнього блока. Тут пара охолоджується і конденсується, віддаючи теплоту навколишньому повітрю. Рідкий холодоагент дроселюється в капілярній трубці, проходить фільтр, сервісний вентиль, магістраль трубопроводу. Далі фреон надходить в теплообмінник внутрішнього блока, де він відбирає теплоту від внутрішнього повітря.

Наведена вище схема відповідає так званій «спліт-системі» кондиціонування. Така система складається з одного зовнішнього і одного внутрішнього блока і може обслуговувати тільки одне приміщення.

На даний час широко використовуються багатозональні та «мульті-спліт» системи кондиціонування. При цьому встановлюється один зовнішній і декілька внутрішніх блоків, причому для кожного приміщення можливе незалежне підтримання температури. Для таких схем використовуються електронні терморегулювальні вентиля, регулятори високого тиску для підтримання тиску конденсації тощо. Це дозволяє збільшити можливості систем щодо допустимої довжини трубопроводів та відстаней між блоками.

Особливістю багатозональних систем є те, що всі блоки можуть працювати тільки в одному режимі: або на охолодження, або на нагрів внутрішнього повітря. Але для великих об'єктів в перехідні періоди року (весна, осінь) можливі випадки, коли в приміщення, розташовані на південь, захід, або в приміщення з великою кількістю людей та обладнання необхідно подати холод, а в інші приміщення – теплоту.

Для вирішення таких задач розроблені багатозональні системи з утилізацією теплоти (KXK, VRV та ін).

Такі системи дозволяють покращити експлуатацію об'єкта, а також за рахунок перекачування теплоти з одних приміщень в інші досягається значна економія енергії.

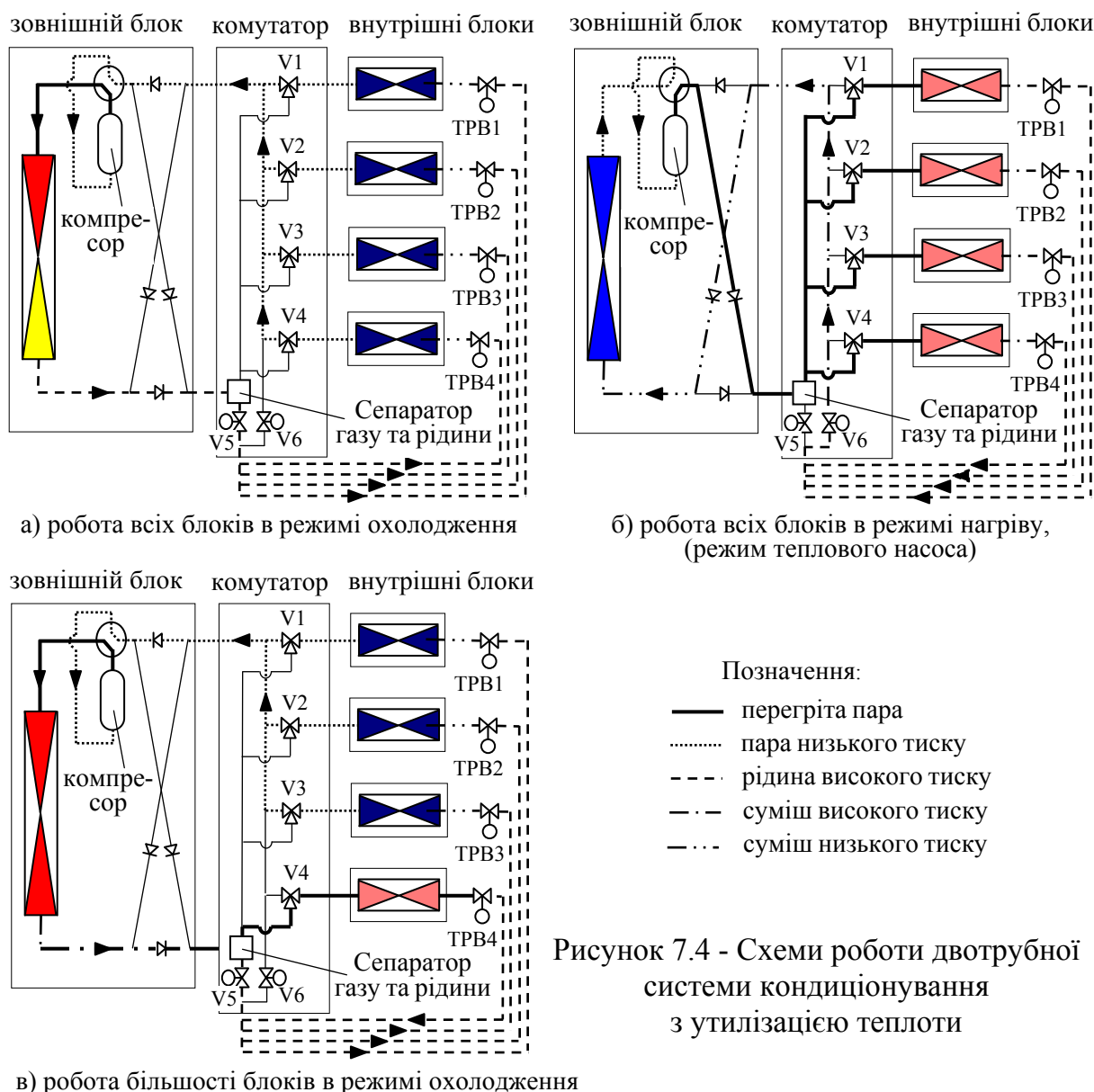
Наведені вище системи, крім компресорно-конденсаторних та внутрішніх блоків, обладнані фреоновими комутаторами. Таке обладнання складається з електронно-керованих вентилів, фільтрів, капілярних трубок. Розробляють комутатори, що розраховані на підключення 1, 2, 4 і 6 внутрішніх блоків.

На практиці використовуються дво- та тритрубні системи з утилізацією теплоти. Двотрубні системи мають менші довжини труб, витрати на

монтаж магістралей та меншу кількість паяних стиків, але вони обладнані дорожчими та складнішими фреоновими комутаторами.

На рис.7.4 показана двотрубна система кондиціонування з утилізацією теплоти. В режимі роботи всіх внутрішніх блоків на охолодження внутрішнього повітря (рис.7.4 а) перегріта пара високого тиску після компресора надходить на теплообмінник зовнішнього блока – конденсатор, звідки конденсат через сепаратор, регулювальний вентиль V5 і терморегулювальні вентиля TRPV подається в теплообмінники внутрішніх блоків – випарники.

Утворена пара низького тиску через триходові клапани V1-V4 та чотириходовий клапан подається на компресор.



В режимі теплового насоса для всіх внутрішніх блоків (рис.7.4 б) холодоагент рухається в протилежному напрямку. Перегріта пара після компресора і чотириходового клапана надходить в сепаратор, звідки розподіляється через триходові клапани по теплообмінниках внутрішніх блоків –

конденсаторах. Віддаючи теплоту внутрішньому повітрю холодоагент конденсується. Витрата конденсату на виході регулюється за допомогою ТРВ.

Далі цей конденсат через дросельний вентиль V6 надходить в теплообмінник зовнішнього блока – випарник. Відбираючи теплоту від навколишнього середовища холодоагент випаровується і насичена пара низького тиску надходить через чотириходовий клапан в компресор.

У випадку (рис.7.4 в), коли три блоки працює на охолодження, а один – в режимі теплового насоса, перегріта пара після компресора і чотириходового клапана надходить в конденсатор. Тут пара охолоджується і частково конденсується. Суміш надходить в сепаратор, звідки насичена пара йде у внутрішні блоки, в яких відбувається нагрів повітря. Там отримуємо конденсат, який разом з конденсатом із сепаратора спрямовується у блоки, в яких проводиться охолодження повітря. Отримана у внутрішніх блоках охолодження пара низького тиску спрямовується через триходові та чотириходовий клапан в компресор.

Якщо потужність блоків, що працюють в режимі охолодження, приблизно дорівнює потужності блоків нагріву, то теплообмінник зовнішнього блока практично не працює, а вся теплота, яка відібрана від внутрішнього повітря в блоках охолодження, віддається повітрю в блоках нагріву.

Таким чином, частина блоків виконує роль випарника, а інші блоки – роль конденсатора. При цьому відбувається процес «перетікання теплоти» між приміщеннями із прикладанням мінімальної енергії в циклі.

Провідні виробники холодильного обладнання для кондиціонування повітря випускають також системи із утилізацією теплоти, що віддається в навколишнє середовище влітку в теплообміннику зовнішнього блока. Для цього використовується схема із додатковим теплообмінником, який підключають до системи підготовки гарячої води. Теплова потужність такого теплообмінника складає до 40% потужності системи кондиціонування повітря по холоду.

Контрольні запитання

1. З яких елементів складається холодильний контур кондиціонера?
2. В чому ефективність систем кондиціонування з утилізацією теплоти?
3. Призначення чотириходового клапана в схемі кондиціонера.
4. Призначення капілярної трубки в схемі кондиціонера.

8 ВИРОБНИЦТВО ЛЬОДУ

8.1 Особливості виробництва водяного льоду

Під час охолодження водяним льодом досягаються температури близькі до 0°C і нижче (у сумішах із солями). Відмінними ознаками водяного льоду є невеликі витрати на виробництво і його висока акумулювальна здатність.

Способи заготівлі льоду:

- вирізання з водоймищ;
- заморожування на спеціальних майданчиках.

Особливостями цих способів є значні трудовитрати та можливість використання переважно в місцях з холодним кліматом.

Льодовики – споруди для короткострокового зберігання продуктів. В них охолодження відбувається за рахунок розтавання льоду. Використовуються конструкції з верхнім, боковим та нижнім розташуванням льоду.

Льодогенератори – апарати, в яких штучний лід одержують заморожуванням води за температур охолодного середовища від -8 до -30°C .

Сучасні льодогенератори класифікують за видом, складом і призначенням вироблюваного льоду, за способами і джерелами охолодження, продуктивністю і конструктивними особливостями. Вони бувають періодичної і безупинної дії, з відтаванням і механічним відділенням льоду. Крім того, розрізняють автономні (зокрема, агрегатні) автоматизовані льодогенератори безпосереднього охолодження і неавтономні з централізованим охолодженням розсолоним або безпосередньо холодоагентом.

Льодогенератори виробляють наступні види технічного і харчового льоду: блоковий, плитний і трубчасто-плитний, кусковий, брикетний, сніжний.

За складом вихідної сировини штучний водяний лід розділяють на:

- лід із прісної води (сирої, кип'яченої, дистильованої);
- лід із природної солоної води, зокрема – морський;
- лід з води зі штучними домішками: антисептичний, розсільний.

8.2 Виробництво сухого льоду

Твердий двоокис вуглецю (CO_2) при атмосферному тиску сублімує, тобто переходить у газоподібний стан, минаючи рідку фазу. Завдяки цій властивості твердий двоокис вуглецю одержав назву сухого льоду. Питома маса його залежить від способу одержання і складає $1300 \dots 1600 \text{ кг/м}^3$. При тиску 98 кПа температура сухого льоду дорівнює мінус $78,9^{\circ}\text{C}$.

Як холодоносієм чи охолодним засіб, сухий лід значно ефективніший водяного. Якщо врахувати використання холоду пари, що утворюється під час сублімації, і теплоти її нагріву, то повна холодовидатність 1 кг сухого льоду складе 665 кДж/кг , що в $1,9$ разів вище холодовидатності 1 кг водя-

ного льоду.

На рис. 8.1 показана Pt-діаграма двоокису вуглецю. Діаграма розбита на три зони, які відповідають агрегатним станам CO_2 . Граничні лінії між цими агрегатними станами являють собою сукупність точок, у яких можуть знаходитися в термодинамічній рівновазі будь-які дві фази.

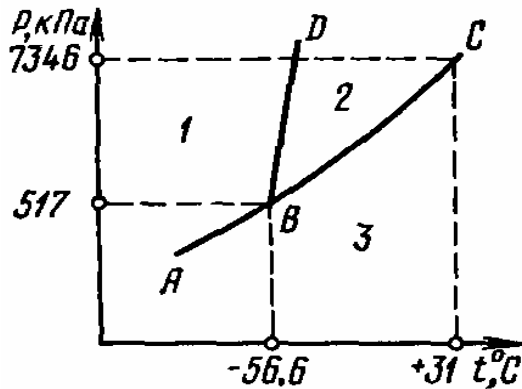


Рис. 8.1 – Pt-діаграма вуглекислоти: 1 – зона твердої фази; 2 – рідкої фази; 3 – газової фази

$t_{\text{кр}} = 31^\circ\text{C}$).

Крива BD відповідає процесу затвердіння вуглекислоти.

У точці B перетинаються три криві рівноважних станів вуглекислоти. Ця точка характеризує такий стан двоокису вуглецю, при якому в термодинамічній рівновазі знаходяться одночасно три фази. Параметрами цієї точки, що називається потрійною точкою, є тиск $P = 517 \text{ кПа}$ та температура $t = -56,6^\circ\text{C}$. За тисків вище 517 кПа і підведенні теплоти твердий двоокис вуглецю, як і водяний лід, послідовно переходить в рідку, а з рідкої – у газову фазу. За тисків $P < 517 \text{ кПа}$ рідкої фази вуглекислоти не існує.

Від двоокису вуглецю CO_2 теплоту можна відводити одним з таких способів:

- 1) зовнішнє відведення теплоти від рідкого CO_2 , який знаходиться під тиском, через стінку посудини за температури, нижчої температури потрійної точки;
- 2) внутрішнє відведення теплоти:
 - випарювання рідкого CO_2 ;
 - дроселювання рідкого CO_2 до тиску потрійної точки з наступним пресуванням отриманого снігу;
 - розширення рідкого CO_2 з одержанням зовнішньої роботи.

Практичне застосування одержав способ, оснований на внутрішньому відведенні теплоти під час дроселювання рідкого двоокису вуглецю з наступним пресуванням снігу в спеціальних сухольодових пресах.

Зниження тиску рідкого CO_2 від тиску конденсації до тиску потрійної точки може відбуватися як при одноразовому дроселюванні (простий цикл), так і при багаторазовому (цикл із проміжним відведенням пари).

Технологічні схеми виробництва сухого льоду ґрунтуються переважно на застосуванні циклу високого тиску з проміжним відведенням пари (6,3...6,8МПа).

Блоки сухого льоду одержують або в сухольодових пресах, або в льодогенераторах, незалежно від прийнятої технологічної схеми.

Контрольні запитання

1. Які види льоду використовуються в промисловості?
2. Яке призначення та методи виготовлення природного та штучного водяного льоду?
3. Що називають сухим льодом?
4. Які переваги має сухий лід в порівнянні з водяним льодом ?
5. Поясніть в яких умовах можливе отримання та використання вуглекислоти у вигляді сухого льоду.
6. Які використовуються методи отримання сухого льоду ?

Література

1. Холодильные установки /Чумак И. Г., Чепурненко В. П. и др.; Под ред. д-ра техн. наук, проф. И. Г. Чумака. – 3-е изд. , перераб и доп. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
2. Свердлов В. Г., Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. –Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 326 с.
3. Практикум по холодильным установкам: Учебное пособие для студентов вузов / Бараненко А. В., Калюнов В. С., Румянцев Ю. Д. – СПб.: Профессия, 2001. – 272 с.
4. Холодильные установки: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур», «Холодильная криогенная техника и кондиционирование» / Курылев Е. С., Оносовский В. В., Румянцев Ю. Д. – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
5. СНиП 2.04.14 – 88 – Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.
6. СНиП 2.11.02 – 87 – Холодильники.
7. СНиП 2.09.02 – 85* – Производственные здания.
8. В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. Учебник по холодильной технике / Пер. с франц. под ред. д.т.н. В. Б. Сапожникова. – М.: Изд. МГУ, 1998. – 1138 с.
9. СНиП 2.04.05 – 91* – Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.
10. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха: [Учеб. пособие] / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондарь. – К.: ТОВ «Видавничий будинок «Аванпост – Прим», 2003. – 630 с.

Приклад розрахунку основних елементів холодильника

Спроекувати елементи холодильника для плодоовочевого підприємства. Камери заморожування продукції (КЗП) розраховуються на 30% продуктивності. Камери зберігання замороженої продукції (КЗЗП) – на тридобовий запас замороженої продукції. Камери охолодження продукції (КОП) – на 50% продуктивності підприємства. Ємність камер зберігання охолодженої продукції (КЗОП) – 200 т. Продуктивність підприємства – 10 т/добу.

Середньорічна температура навколишнього середовища 8°C . Найбільш несприятлива температура $+30^{\circ}\text{C}$.

Холодильна станція – аміачна.

Розв'язування.

1. Визначаємо розміри камер на основі їх ємностей E , вантажних об'ємів V_v , вантажних F_v та будівельних F_b площ та кількості будівельних прямокутників n_b для кожного виду камер. Приймаємо норму завантаження $g_v=0,36 \text{ т/м}^3$, висоту холодильника $h_x = 3,6 \text{ м}$, сітку колон – $6 \times 6 \text{ м}$. Час охолодження та заморожування по 12 год.

$$\begin{aligned}\text{Для КЗП} \quad E &= (M \cdot \alpha \cdot T) / 24 = (10 \cdot 0,3 \cdot 12) / 24 = 1,5 \text{ т}; \\ V_v &= E / g_v = 1,5 / 0,36 = 4,17 \text{ м}^3; \\ F_v &= V_v / h_v = V_v / (0,8 \cdot h_x) = 4,17 / (0,8 \cdot 3,6) = 1,45 \text{ м}^2; \\ F_{\text{буд}} &= F_v / K_{\text{вик}} = 1,45 / 0,7 = 2,1 \text{ м}^2; \\ n &= F_{\text{буд}} / f = 2,1 / (6 \cdot 6) = 2 / 36 = 0,057 \approx 1 \text{ шт.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Для КЗОП} \quad V_v &= 200 / 0,36 = 556 \text{ м}^3; \\ F_v &= 556 / (0,8 \cdot 3,6) = 193 \text{ м}^2; \\ F_{\text{буд}} &= 193 / 0,7 = 276 \text{ м}^2; \\ n &= 276 / (6 \cdot 6) = 276 / 36 \approx 8 \text{ шт.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Для КЗЗП} \quad E &= 3 \cdot 10 = 30 \text{ т}; \\ V_v &= 30 / 0,36 = 83,3 \text{ м}^3; \\ F_v &= 83 / (0,8 \cdot 3,6) = 28,9 \text{ м}^2; \\ F_{\text{буд}} &= 29 / 0,7 = 41,3 \text{ м}^2; \\ n &= 41 / 36 \approx 1 \text{ шт.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Для КОП} \quad E &= (10 \cdot 0,5 \cdot 12) / 24 = 2,5 \text{ т}; \\ V_v &= 2,5 / 0,36 = 6,94 \text{ м}^3; \\ F_v &= 6,94 / (0,8 \cdot 3,6) = 2,41 \text{ м}^2; \\ F_{\text{буд}} &= 2,4 / 0,7 = 3,44 \text{ м}^2; \\ n &= 3,44 / 36 = 0,08 \approx 1 \text{ шт.}\end{aligned}$$

Таким чином, сумарна кількість будівельних прямокутників для чотирьох видів камер $\sum n_4 = 1+8+1+1 = 11$ шт.

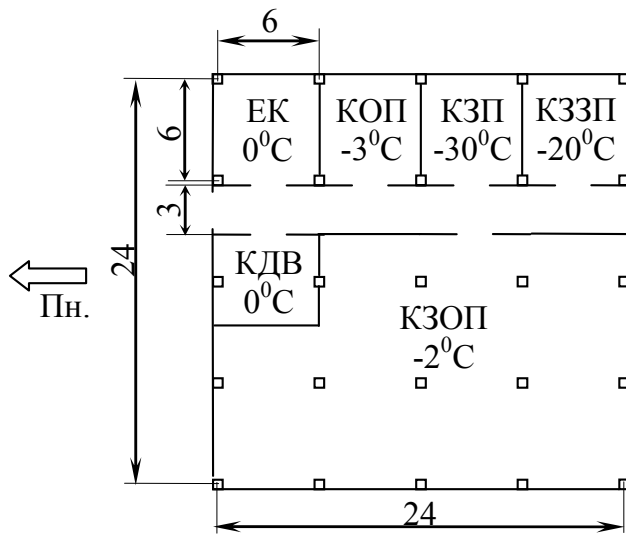


Рисунок А.1 – Планування холодильника

габаритними розмірами 24×24 м. Вибране планування холодильника показане на рис. А.1.

Дійсна ємність камер, т:

$$\text{КЗЗП } E_d = F_{\text{буд}} \cdot K_{\text{вик}} \cdot (0,8 \cdot h_x) \cdot g_v = 36 \cdot 0,7 \cdot (0,8 \cdot 3,6) \cdot 0,36 = 26,1 ;$$

$$\text{КОП, КЗП } E_d = 36 \cdot 0,7 \cdot (0,8 \cdot 3,6) \cdot 0,36 = 26,1 ;$$

$$\text{КЗОП } E_d = 9 \cdot 36 \cdot 0,7 \cdot (0,8 \cdot 3,6) \cdot 0,36 = 235,1 ;$$

$$\text{ЕК, КДВ } E_d = 36 \cdot 0,7 \cdot (0,8 \cdot 3,6) \cdot 0,36 = 26,1 .$$

Загальна ємність холодильника, т

$$E_d = 26,1 + 26,1 + 26,1 + 235,1 + 26,1 + 26,1 = 365,6 .$$

Умовна ємність холодильника, т

$$E_y = E_d \cdot g_y / g_v = 365,6 \cdot 0,35 / 0,36 = 355,4 .$$

3. Розрахунок товщини теплоізоляції будівельних конструкцій проводиться за (3.1), використовуючи значення коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі згідно з табл.3.1 та іншими даними п.3.2.

3.1 Зовнішні стіни.

Сума термічних опорів будівельних конструкцій, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = 3 \cdot (0,02 / 0,88) + 0,38 / 0,82 + 0,004 / 0,3 = 0,545 .$$

Товщина теплоізоляції, м:

$$\text{КЗЗП } \delta_{i3} = [1 / 0,23 - (1 / 23,3 + 1 / 8,5 + 0,545)] \cdot 0,047 = 0,171 ;$$

$$\text{КОП } \delta_{i3} = [1 / 0,35 - (1 / 23,3 + 1 / 10,5 + 0,545)] \cdot 0,047 = 0,102 ;$$

Оскільки площі експедиційної камери (ЕК) та камери дефектних вантажів (КДВ) складають до 10% від $\sum n_4$, то приймемо розміри кожної із цих камер рівними одному будівельному прямокутнику.

2. Планування холодильника проводимо на основі загальної кількості будівельних прямокутників, яка складає 13 шт. З врахуванням запасу 20%, який враховує площу коридорів та проходів, приймаємо площу холодильника 16 прямокутників із

$$\begin{aligned} \text{КЗП } \delta_{i3} &= [1/0,2-(1/23,3+1/10,5+0,545)] \cdot 0,047=0,203; \\ \text{КЗОП } \delta_{i3} &= [1/0,375-(1/23,3+1/8,5+0,545)] \cdot 0,047=0,092; \\ \text{ЕК, КДВ } \delta_{i3} &= [1/0,4-(1/23,3+1/8,5+0,545)] \cdot 0,047=0,084. \end{aligned}$$

3.2 Перекриття.

Сума термічних опорів будівельних конструкцій, (м²·К)/Вт

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = 0,012/0,3+0,04/1,4+0,220/1,5 = 0,215.$$

Товщина теплоізоляції, м:

$$\begin{aligned} \text{КЗЗП } \delta_{i3} &= [1/0,22-(1/23,3+1/8,5+0,215)] \cdot 0,047=0,196; \\ \text{КОП } \delta_{i3} &= [1/0,34-(1/23,3+1/10,5+0,215)] \cdot 0,047=0,122; \\ \text{КЗП } \delta_{i3} &= [1/0,19-(1/23,3+1/10,5+0,215)] \cdot 0,047=0,230; \\ \text{КЗОП } \delta_{i3} &= [1/0,35-(1/23,3+1/8,5+0,215)] \cdot 0,047=0,117; \\ \text{ЕК, КДВ } \delta_{i3} &= [1/0,37-(1/23,3+1/8,5+0,215)] \cdot 0,047=0,109. \end{aligned}$$

3.3 Підлога.

Сума термічних опорів будівельних конструкцій, (м²·К)/Вт

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = 0,04/1,4+0,1/1,4 = 0,10.$$

Товщина шару керамзитового гравію, м:

$$\begin{aligned} \text{КЗЗП } \delta_{i3} &= [1/0,21-(1/8,5+0,10)] \cdot 0,2=0,908; \\ \text{КОП } \delta_{i3} &= [1/0,41-(1/10,5+0,10)] \cdot 0,2=0,448; \\ \text{КЗП } \delta_{i3} &= [1/0,21-(1/10,5+0,10)] \cdot 0,2=0,913; \\ \text{КЗОП } \delta_{i3} &= [1/0,41-(1/8,5+0,10)] \cdot 0,2=0,444; \\ \text{ЕК, КДВ } \delta_{i3} &= [1/0,41-(1/8,5+0,10)] \cdot 0,2=0,444. \end{aligned}$$

3.4 Перегородки.

Товщина пінобетону, м:

$$\begin{aligned} \text{ЕК-КОП } \delta_{i3} &= [1/0,58-(1/8,5+1/10,5)] \cdot 0,15=0,223; \\ \text{КОП-КЗП } \delta_{i3} &= [1/0,23-(1/10,5+1/10,5)] \cdot 0,15=0,623; \\ \text{КЗП-КЗЗП } \delta_{i3} &= [1/0,47-(1/10,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,287; \\ \text{КДВ-КЗОП } \delta_{i3} &= [1/0,58-(1/8,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,223; \\ \text{ЕК-Коридор, КДВ-Коридор } \delta_{i3} &= [1/0,44 - \\ &\quad - (1/8,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,305; \\ \text{КОП-Коридор } \delta_{i3} &= [1/0,38-(1/10,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,362; \\ \text{КЗОП-Коридор } \delta_{i3} &= [1/0,40-(1/8,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,339; \\ \text{КЗП-Коридор } \delta_{i3} &= [1/0,21-(1/10,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,682; \\ \text{КЗЗП-Коридор } \delta_{i3} &= [1/0,21-(1/8,5+1/8,5)] \cdot 0,15=0,678. \end{aligned}$$

4. Теплоприпливи через огороження визначаємо за (3.2) – (3.4), температуру ґрунту приймемо 1⁰С.

4.1 Камера зберігання охолодженої продукції (КЗОП):

– зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,375 \cdot [(9+24+15) \cdot 3,6] \cdot [30-(-2)] = 2074 \text{ Вт};$

– перегородки $Q_{1кдв} = 0,58 \cdot [(6+6) \cdot 3,6] \cdot [0-(-2)] = 50 \text{ Вт};$

$Q_{1кор} = 0,40 \cdot [(18) \cdot 3,6] \cdot [0-(-2)] = 52 \text{ Вт};$

– підлога $Q_{1під} = 0,41 \cdot (9 \cdot 36) \cdot [1-(-2)] = 399 \text{ Вт};$

– перекриття $Q_{1пер} = 0,35 \cdot (9 \cdot 36) \cdot [30-(-2)] = 3629 \text{ Вт};$

– сонячна радіація через західну стіну та перекриття

$Q_{1ср} = 0,375 \cdot (24 \cdot 3,6) \cdot 7,2 + 0,35 \cdot (9 \cdot 36) \cdot 17,7 = 2240 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 2074 + 50 + 52 + 399 + 3629 + 2240 = 8444 \text{ Вт}.$

4.2 Експедиційна камера (ЕК):

– зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,4 \cdot [(6+6) \cdot 3,6] \cdot [30-0] = 518 \text{ Вт};$

– перегородки $Q_{1коп} = 0,58 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (-3-0) = -38 \text{ Вт};$

$Q_{1кор} = 0,44 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (0-0) = 0 \text{ Вт};$

– підлога $Q_{1під} = 0,41 \cdot 36 \cdot (1-0) = 15 \text{ Вт};$

– перекриття $Q_{1пер} = 0,37 \cdot 36 \cdot (30-0) = 400 \text{ Вт};$

– сонячна радіація через перекриття

$Q_{1ср} = 0,37 \cdot 36 \cdot 17,7 = 236 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 518 - 38 + 0 + 15 + 400 + 236 = 1131 \text{ Вт}.$

4.3 Камера охолодження продукції (КОП):

– зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,35 \cdot [6 \cdot 3,6] \cdot [30-(-3)] = 249 \text{ Вт};$

– перегородки $Q_{1ек} = 38 \text{ Вт (див. розрахунок ЕК);}$

$Q_{1кзп} = 0,23 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (-30-(-3)) = -134 \text{ Вт};$

$Q_{1кор} = 0,38 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (0-(-3)) = 25 \text{ Вт};$

– підлога $Q_{1під} = 0,41 \cdot 36 \cdot (1-(-3)) = 59 \text{ Вт};$

– перекриття $Q_{1пер} = 0,34 \cdot 36 \cdot (30-(-3)) = 404 \text{ Вт};$

– сонячна радіація через перекриття

$Q_{1ср} = 0,34 \cdot 36 \cdot 17,7 = 217 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 249 + 38 - 134 + 25 + 59 + 404 + 217 = 858 \text{ Вт}.$

4.4 Камера заморожування продукції (КЗП):

– зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,2 \cdot [6 \cdot 3,6] \cdot [30-(-30)] = 259 \text{ Вт};$

– перегородки $Q_{1коп} = 134 \text{ Вт (див. розрахунок КОП);}$

$Q_{1кзп} = 0,47 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (-20-(-30)) = 102 \text{ Вт};$

$Q_{1кор} = 0,21 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (0-(-30)) = 136 \text{ Вт};$

– підлога $Q_{1під} = 0,21 \cdot 36 \cdot (1-(-30)) = 234 \text{ Вт};$

– перекриття $Q_{1пер} = 0,19 \cdot 36 \cdot (30-(-30)) = 410 \text{ Вт};$

– сонячна радіація через перекриття

$Q_{1ср} = 0,19 \cdot 36 \cdot 17,7 = 121 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 259 + 134 + 102 + 136 + 234 + 410 + 121 = 1396 \text{ Вт}.$

4.5 Камера зберігання замороженої продукції (КЗЗП):

- зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,23 \cdot [(6+6) \cdot 3,6] \cdot [30 - (-20)] = 497 \text{ Вт};$
- перегородки $Q_{1кзп} = -102 \text{ Вт (див. розрахунок КЗЗП);}$
 $Q_{1кор} = 0,21 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (0 - (-20)) = 91 \text{ Вт};$
- підлога $Q_{1під} = 0,21 \cdot 36 \cdot (1 - (-20)) = 159 \text{ Вт};$
- перекриття $Q_{1пер} = 0,22 \cdot 36 \cdot (30 - (-20)) = 396 \text{ Вт};$
- сонячна радіація через перекриття $Q_{1ср} = 0,22 \cdot 36 \cdot 17,7 = 140 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 497 - 102 + 91 + 159 + 396 + 140 = 1181 \text{ Вт}.$

4.6 Камера дефектних вантажів (КДВ):

- зовнішні стіни $Q_{1зс} = 0,4 \cdot [6 \cdot 3,6] \cdot [30 - 0] = 259 \text{ Вт};$
- перегородки $Q_{1кзоп} = -50 \text{ Вт (див. розрахунок КЗОП);}$
 $Q_{1кор} = 0,44 \cdot (6 \cdot 3,6) \cdot (0 - 0) = 0 \text{ Вт};$
- підлога $Q_{1під} = 0,41 \cdot 36 \cdot (1 - 0) = 15 \text{ Вт};$
- перекриття $Q_{1пер} = 0,37 \cdot 36 \cdot (30 - 0) = 400 \text{ Вт};$
- сонячна радіація через перекриття $Q_{1ср} = 0,37 \cdot 36 \cdot 17,7 = 236 \text{ Вт};$

– **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_1 = 259 - 50 + 0 + 15 + 400 + 236 = 860 \text{ Вт}.$

5. Теплоприпливи від продукції та тари під час холодильної обробки визначаємо за (3.5) – (3.6) та даними табл.3.3.

5.1 Камера заморожування продукції (КЗП). Температура надходження продукції 20°C , на виході -5°C , відповідні ентальпії $h_{вх} = 346 \text{ кДж/кг}$, $h_{вих} = 82,9 \text{ кДж/кг}$, камера працює рівномірно, тоді теплоприпливи, кВт:

- від продукції $Q_2 = 10 \cdot 0,3 \cdot (346 - 82,9) \cdot 1000 / (24 \cdot 3600) = 9,14;$
- від тари $Q_{2т} = [(10 \cdot 0,3) \cdot 0,2] \cdot 2,500 \cdot (20 - (-5)) \cdot 1000 / (24 \cdot 3600) = 0,43;$
- **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_2 = 9,14 + 0,43 = 9,57.$

5.2 Камера охолодження продукції (КОП). Температура надходження продукції 20°C , на виході 0°C , відповідні ентальпії $h_{вх} = 346 \text{ кДж/кг}$, $h_{вих} = 271,6 \text{ кДж/кг}$, камера працює рівномірно, тоді теплоприпливи, кВт:

- від продукції $Q_2 = 10 \cdot 0,5 \cdot (346 - 271,6) \cdot 1000 / (24 \cdot 3600) = 4,31;$
- від тари $Q_{2т} = [(10 \cdot 0,5) \cdot 0,2] \cdot 2,500 \cdot (20 - 0) \cdot 1000 / (24 \cdot 3600) = 0,58;$
- **сумарні теплоприпливи** $\Sigma Q_2 = 4,31 + 0,58 = 4,89.$

6. Теплоприпливи від вентиляції приміщень за (3.7), кВт:

КЗОП $Q_3 = 4 \cdot (9 \cdot 36 \cdot 3,6) \cdot 1,230 \cdot [1,005 \cdot 30 - 1,006 \cdot (-2)] / (3600 \cdot 24) = 2,14;$
ЕК, КДВ $Q_3 = 4 \cdot (36 \cdot 3,6) \cdot 1,226 \cdot 1,005 \cdot (30 - 0) / (3600 \cdot 24) = 0,22;$
КОП $Q_3 = 4 \cdot (36 \cdot 3,6) \cdot 1,232 \cdot [1,005 \cdot 30 - 1,006 \cdot (-3)] / (3600 \cdot 24) = 0,245;$
КЗП $Q_3 = 4 \cdot (36 \cdot 3,6) \cdot 1,293 \cdot [1,005 \cdot 30 - 1,013 \cdot (-30)] / (3600 \cdot 24) = 0,47;$
КЗЗП $Q_3 = 4 \cdot (36 \cdot 3,6) \cdot 1,27 \cdot [1,005 \cdot 30 - 1,009 \cdot (-20)] / (3600 \cdot 24) = 0,38.$

7. Експлуатаційні теплоприпливи за (3.8) – (3.10) для камер, Вт:

$$\text{КЗОП } Q_4 = (9 \cdot 36) \cdot 4,5 + 350 \cdot 3 + 10 \cdot (9 \cdot 36) = 5748;$$

$$\text{ЕК, КДВ } Q_4 = 36 \cdot 4,5 + 350 \cdot 2 + 10 \cdot 36 = 1222;$$

$$\text{КОП } Q_4 = 36 \cdot 4,5 + 350 \cdot 2 + 10 \cdot 36 = 1222;$$

$$\text{КЗП } Q_4 = 36 \cdot 4,5 + 350 \cdot 2 + 25 \cdot 36 = 1762;$$

$$\text{КЗЗП } Q_4 = 36 \cdot 4,5 + 350 \cdot 2 + 20 \cdot 36 = 1582.$$

8. Теплоприпливи від дихання фруктів визначаються за (3.11).

8.1 Камера заморожування продукції (КЗП). Температура надходження продукції 20°C , на виході -5°C , відповідні тепловиділення складають $q_{\text{надх}}=190 \text{ Вт/т}$, $q_{\text{збер}}=0 \text{ Вт/т}$, тоді теплоприпливи, Вт

$$Q_5 = 1,5 \cdot (0,1 \cdot 190 + 0,9 \cdot 0) = 28,5.$$

8.2 Камера охолодження продукції (КОП). Температура надходження продукції 20°C , на виході 0°C , відповідні тепловиділення складають $q_{\text{надх}}=190 \text{ Вт/т}$, $q_{\text{збер}}=20 \text{ Вт/т}$, тоді теплоприпливи, Вт

$$Q_5 = 2,5 \cdot (0,1 \cdot 190 + 0,9 \cdot 20) = 92,5.$$

9. Зведена таблиця теплоприпливів складається для камер даного холодильника, не враховуючи теплоприпливи та тепловтрати коридорів.

Таблиця А.1 – Зведена таблиця теплоприпливів

Приміщення	Внутрішня температура, $^{\circ}\text{C}$	Q_1 , кВт	Q_2 , кВт	Q_3 , кВт	Q_4 , кВт	Q_5 , кВт	ΣQ , кВт
Камера зберігання охолодженої продукції (КЗОП)	-2	8,444	---	2,14	5,748	---	16,33
Експедиційна камера (ЕК)	0	1,131	---	0,22	1,222	---	2,57
Камера охолодження продукції (КОП)	-3	0,858	4,89	0,245	1,222	0,0925	7,31
Камера заморожування продукції (КЗП)	-30	1,396	9,57	0,47	1,762	0,0285	13,22
Камера зберігання замороженої продукції (КЗЗП)	-20	1,181	---	0,38	1,582	---	3,14
Камера дефектних вантажів (КДВ)	0	0,860	---	0,22	1,222	---	2,30

10. Навантаження на камерне устаткування визначаємо за (3.12).

Для виробництва холоду для камер КЗОП ($t_{\text{кам}}=-2^{\circ}\text{C}$), КОП ($t_{\text{кам}}=-3^{\circ}\text{C}$), ЕК ($t_{\text{кам}}=0^{\circ}\text{C}$), КДВ ($t_{\text{кам}}=0^{\circ}\text{C}$) розрахуємо одноступеневу холодильну машину ХМ1 на розрахункову температуру об'єкта охолодження $t_{\text{об}}=-3^{\circ}\text{C}$:

– сумарні теплоприпливи камер $\Sigma Q_0^I = 16,33 + 7,31 + 2,57 + 2,30 = 28,51 \text{ кВт}$;

– холодовидатність одноступеневої машини $Q_0^I = 1,05 \cdot 28,51 / 0,7 = 42,77 \text{ кВт}$.

Для виробництва холоду для камер КЗП ($t_{\text{кам}} = -30^{\circ}\text{C}$) та КЗЗП ($t_{\text{кам}} = -20^{\circ}\text{C}$) розрахуємо двоступеневу холодильну машину ХМ2 на розрахункову температуру об'єкта охолодження $t_{\text{об}} = -30^{\circ}\text{C}$:

- сумарні теплоприпливи камер $\sum Q_0^{\text{II}} = 13,27 + 3,17 = 16,4 \text{ кВт}$;
- холодовидатність двоступеневої машини $Q_0^{\text{II}} = 1,09 \cdot 16,4 / 0,7 = 25,5 \text{ кВт}$.

11. Розрахунковий робочий режим визначаємо за (6.1) – (6.5). Задаємо температуру охолодної оборотної води 25°C .

11.1 Для одноступеневої холодильної машини ХМ1:

- температура кипіння $t_0 = -3 - 5 = -8^{\circ}\text{C}$;
- температура води $t_{\text{в2}} = 25 + 4 = 29^{\circ}\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 29 + 4 = 33^{\circ}\text{C}$;
- температура перегрітої пари перед компресором $t_{\text{вс}} = -8 + 5 = -3^{\circ}\text{C}$.

11.2 Для двоступеневої холодильної машини ХМ2:

- температура кипіння $t_0 = -30 - 5 = -35^{\circ}\text{C}$;
- температура води $t_{\text{в2}} = 25 + 4 = 29^{\circ}\text{C}$;
- температура конденсації $t_k = 29 + 4 = 33^{\circ}\text{C}$;
- температура перегрітої пари перед компресором $t_{\text{вс}} = -35 + 5 = -30^{\circ}\text{C}$.

12. Розрахунок теоретичного циклу одноступеневої холодильної машини ХМ1 проводимо згідно з рекомендаціями п.5.3. Використовуємо схему з перегрівом пари, без переохолодження конденсату, з дросельним вентилем. Як робоче тіло використовуємо аміак NH_3 (R717).

12.1 Визначаємо тиск кипіння та конденсації. Для температури -8°C тиск кипіння $P_0 = 3,2 \text{ бар}$, для температури конденсації 33°C – $P_k = 13 \text{ бар}$. $P_0/P_k = 13/3,2 = 4,06$. Тобто вибір одноступеневої машини є обґрунтованим.

12.2 Наведемо схему та цикл машини на Ph-діаграмі (рис. А.2).

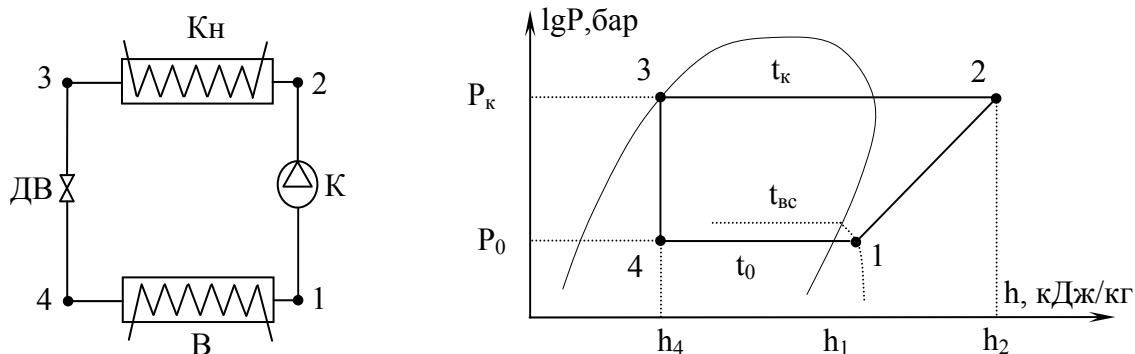


Рисунок А.2 – Схема та зображення циклу одноступеневої ХМ:
К – компресор, Кн – конденсатор, ДВ – дросельний вентиль, В – випарник

12.3 Визначимо ентальпії характерних точок, кДж/кг:

$$h_1 = 1665; h_2 = 1880; h_3 = h_4 = 560.$$

12.4 Визначимо питомі потужності елементів, кДж/кг:

- питома холодовидатність $q_o = h_1 - h_4 = 1665 - 560 = 1105$;
- питома потужність конденсатора $q_k = h_2 - h_3 = 1880 - 560 = 1320$;
- питома робота циклу $l_{ц} = h_2 - h_1 = 1880 - 1665 = 215$.

12.5 Витрата холодоагенту $G_o = Q_o^I / q_o = 42,77 / 1105 = 0,0387$ кг/с.

12.6 Повні потужності елементів, кВт:

- теоретична потужність конденсатора $Q_k = q_k \cdot G_o = 1320 \cdot 0,0387 = 51,1$;
- теоретична потужність компресора $L_{ц} = l_{ц} \cdot G_o = 215 \cdot 0,0387 = 8,32$.

12.7 Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу

$$\varepsilon = Q_o^I / L_{ц} = 42,77 / 8,32 = 5,14.$$

13. Розрахунок теоретичного циклу двоступеневої холодильної машини ХМ2 проводимо згідно з рекомендаціями п.5.4. Використовуємо схему двоступеневої машини з проміжним відбиранням пари і повним охолодженням, з перегрівом пари перед компресором, без переохолодження конденсату. Як робоче тіло використовуємо аміак NH_3 (R717).

13.1 Визначимо тиск кипіння та конденсації. Для температури $-35^\circ C$ тиск кипіння $P_o = 0,9$ бар, для температури конденсації $33^\circ C$ – $P_k = 13$ бар.

Якщо використати двоступеневий стиск, то міра стиску складатиме

$$\lambda = (13/0,9)^{0,5} = 3,8.$$

Тобто вибір двоступеневої машини є обґрунтованим. Тоді проміжний тиск $P_{пр} = P_o \cdot \lambda = 0,9 \cdot 3,8 = 3,42$ бар.

13.2 Зобразимо схему та цикл машини на Ph-діаграмі (рис. А.3).

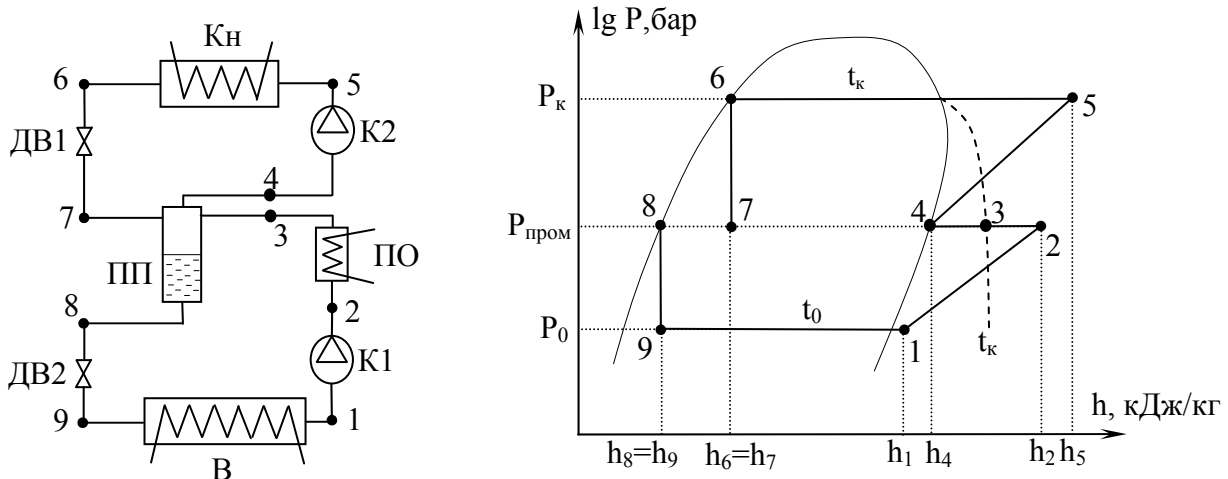


Рисунок А.3 – Цикл двоступеневої ХМ з проміжним відбором пари та повним охолодженням

13.3 Визначимо ентальпії характерних точок, кДж/кг

$$h_1 = 1630; h_2 = 1800; h_3 = 1745; h_4 = 1665; h_5 = 1860; h_6 = h_7 = 560; h_8 = h_9 = 380.$$

13.4 Визначимо питомі потужності елементів, кДж/кг:

- питома холодовидатність $q_o = h_1 - h_9 = 1630 - 380 = 1250$;
- питома потужність конденсатора $q_k = h_5 - h_6 = 1860 - 560 = 1300$;
- питома потужність промохолодника $q_{по} = h_2 - h_3 = 1800 - 1745 = 55$;
- питома робота I ступеня стиску $l_1 = h_2 - h_1 = 1800 - 1630 = 170$;
- питома робота II ступеня стиску $l_2 = h_5 - h_4 = 1860 - 1665 = 195$.

13.5 Витрата холодоагенту через випарник, кг/с

$$G_o = Q_o^{\text{II}} / q_o = 25,5 / 1250 = 0,020.$$

13.6 Витрата холодоагенту через конденсатор, кг/с

$$G_k = G_o \cdot (h_3 - h_8) / (h_4 - h_7) = 0,020 \cdot (1745 - 380) / (1665 - 560) = 0,0252.$$

13.7 Повні потужності елементів, кВт:

- теоретична потужність конденсатора $Q_k = q_k \cdot G_k = 1300 \cdot 0,0252 = 32,8$;
- теоретична потужність I ступеня стиску $L_1 = l_1 \cdot G_o = 170 \cdot 0,020 = 3,47$;
- теоретична потужність II ступеня стиску $L_2 = l_2 \cdot G_k = 195 \cdot 0,0252 = 4,91$;
- теоретична потужність промохолодника $Q_{по} = q_{по} \cdot G_o = 55 \cdot 0,020 = 1,12$;
- теоретична потужність машини $L_{\text{ц}} = L_1 + L_2 = 3,47 + 4,91 = 8,38$.

13.8 Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу

$$\varepsilon = Q_o^{\text{II}} / L_{\text{ц}} = 25,5 / 8,38 = 3,04.$$

На основі розрахунків теоретичних циклів холодильних машин виберемо основне обладнання.

14. Компресори розраховуємо за (6.6) – (6.10).

14.1 Об'ємна подача компресора, м³/с:

- для ХМ1 – $V_d = 0,0387 \cdot 0,4 = 0,0154$;
- для першого ступеня стиску ХМ2 – $V_d = 0,020 \cdot 1,25 = 0,0256$;
- для другого ступеня стиску ХМ2 – $V_d = 0,0252 \cdot 0,36 = 0,0091$;

14.2 Описуваний компресором об'єм, м³/с:

- для ХМ1 – $V = 0,0154 / 0,8 = 0,0193$;
- для першого ступеня стиску ХМ2 – $V = 0,0256 / 0,83 = 0,031$;
- для другого ступеня стиску ХМ2 – $V = 0,0091 / 0,83 = 0,011$.

14.3 Дійсна потужність компресора, кВт:

- для ХМ1 – $N_i = L_{\text{ц}} / \eta_i = 8,32 / 0,8 = 10,4$;
- для першого ступеня стиску ХМ2 – $N_i = L_1 / \eta_i = 3,47 / 0,8 = 4,33$;
- для другого ступеня стиску ХМ2 – $N_i = L_2 / \eta_i = 4,91 / 0,8 = 6,14$.

14.4 Ефективна потужність на валу компресора, кВт:

- для ХМ1 – $N_e = N_i / \eta_m = 10,4 / 0,85 = 12,2$;
- для першого ступеня стиску ХМ2 – $N_e = N_i / \eta_m = 4,33 / 0,85 = 5,09$;
- для другого ступеня стиску ХМ2 – $N_e = N_i / \eta_m = 6,14 / 0,85 = 7,22$.

За величиною описуваного компресором об'єму вибираємо:

- для ХМ1 – поршневий компресор П40 з $N_e = 13,3$ кВт;
- для ХМ2 – двоступеневий компресор АД90-3 з $N_e = 65,5$ кВт.

15. Конденсатори підбираємо за величиною дійсного теплового потоку, що визначається за (6.11), кВт:

- для ХМ1 – $Q_k = 42,77 + 10,4 = 53,17$;
- для ХМ2 – $Q_k = 25,5 + 4,33 + 6,14 = 35,97$.

15.1 Для встановлення вибираємо горизонтальні кожухотрубні конденсатори, тоді коефіцієнти теплопередачі, згідно з рекомендаціями п.6.3.1, прийmemo $k = 800$ Вт/(м²·К).

15.3 Середньотемпературний напір для ХМ1 і ХМ2 за (6.13), °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_k - t_{b1}) - (t_k - t_{b2})}{\ln\left(\frac{t_k - t_{b1}}{t_k - t_{b2}}\right)} = \frac{(33 - 25) - (33 - 29)}{\ln\left(\frac{33 - 25}{33 - 29}\right)} = 5,77 \text{ }.$$

15.4 Визначимо площу поверхні нагріву конденсатора за (6.12), м²:

- для ХМ1 – $F = 53,17 \cdot 1000 / (800 \cdot 5,77) = 13,1$;
- для ХМ2 – $F = 35,97 \cdot 1000 / (800 \cdot 5,77) = 7,8$.

15.5 За поверхнею нагріву із запасом, згідно з даними табл. 6.5, виберемо для ХМ1 – два конденсатори КТГ-10, для ХМ2 – один КТГ-10.

16. Камерне устаткування вибираємо в залежності від характеристик камер, а саме: для камер КОП і КЗП виберемо повітроохолодники; для камер КЗЗП, КЗОП, ЕК, КДВ – секції батарей.

16.1 Коефіцієнти теплопередачі камерного обладнання виберемо за рекомендаціями п.6.3.3, Вт/(м²·К):

- для КЗП – повітроохолодник ($t_0 = -35^{\circ}\text{C}$) – $k = 11,9$;
- для КОП – повітроохолодник ($t_0 = -8^{\circ}\text{C}$) – $k = 15,6$;
- для КЗЗП – секції однорядних стельових батарей ($t_{\text{кам}} = -20^{\circ}\text{C}$) – $k = 4,5$;
- для КЗОП – секції однорядних стельових батарей ($t_{\text{кам}} = -2^{\circ}\text{C}$) – $k = 5,4$;
- для ЕК, КДВ – секції однорядних стельових батарей ($t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$) – $k = 5,5$.

16.2 Середньотемпературний напір, °С:

- для КЗП – $\Delta t_{cp} = t_{\text{кам}} - t_0 = -30 - (-35) = 5^{\circ}\text{C}$;
- для КОП – $\Delta t_{cp} = t_{\text{кам}} - t_0 = -3 - (-8) = 5^{\circ}\text{C}$;

- для КЗЗП – $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{кам}} - t_0 = -20 - (-35) = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- для КЗОП – $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{кам}} - t_0 = -2 - (-8) = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- для ЕК, КДВ – $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{кам}} - t_0 = 0 - (-8) = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

16.3 Розрахункові площі поверхонь теплообміну за (6.16), м^2 :

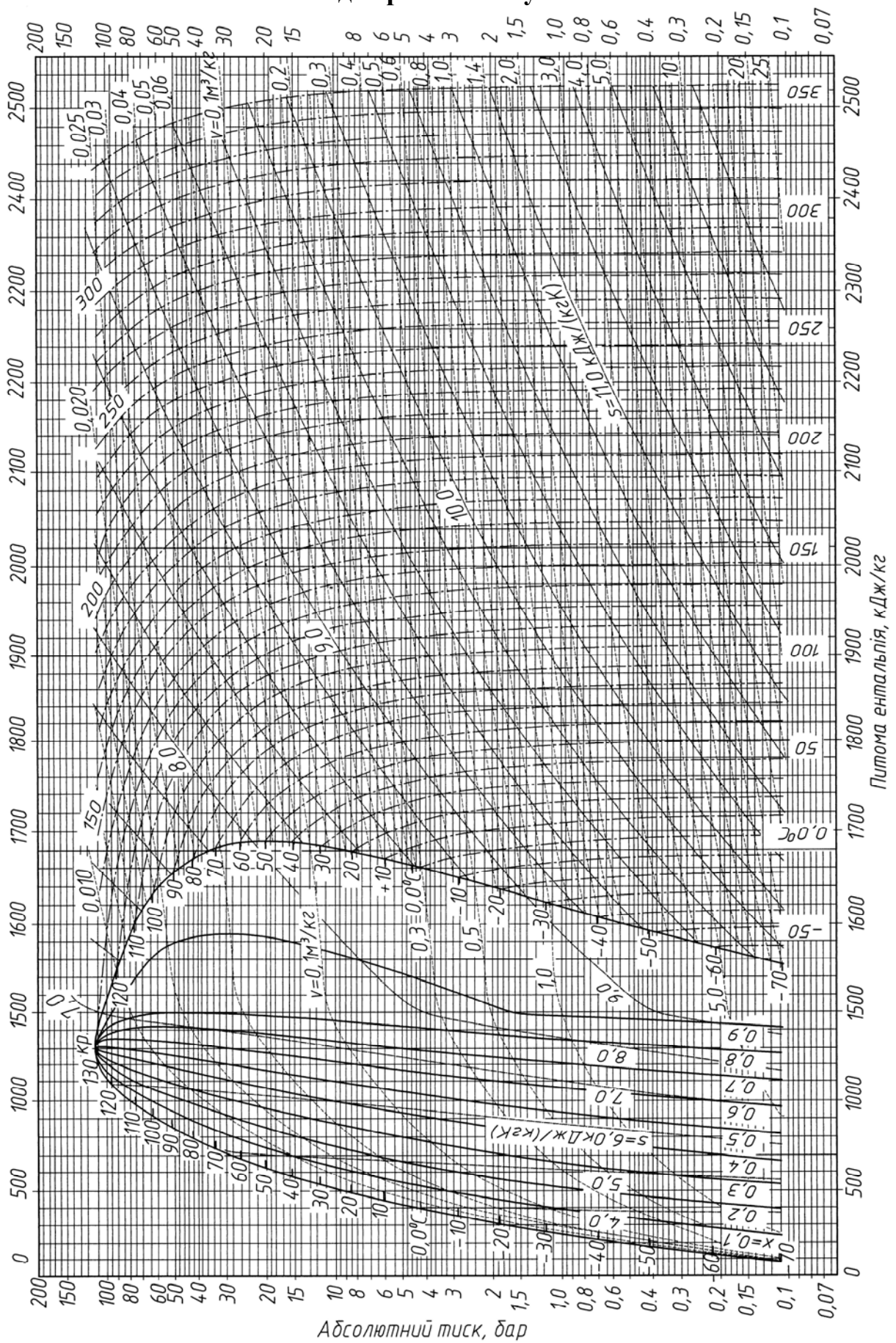
- для КЗП – $F = 1,3 \cdot 13,27 \cdot 1000 / (11,9 \cdot 5) = 289$;
- для КОП – $F = 1,3 \cdot 7,31 \cdot 1000 / (15,6 \cdot 5) = 121,7$;
- для КЗЗП – $F = 1,3 \cdot 3,17 \cdot 1000 / (4,5 \cdot 15) = 60,5$;
- для КЗОП – $F = 1,3 \cdot 16,33 \cdot 1000 / (5,4 \cdot 6) = 655,1$;
- для ЕК – $F = 1,3 \cdot 2,57 \cdot 1000 / (5,5 \cdot 8) = 75,9$;
- для КДВ – $F = 1,3 \cdot 2,30 \cdot 1000 / (5,5 \cdot 8) = 68,0$.

16.4 Виберемо згідно з даними табл.6.9 і 6.10 камерне устаткування:

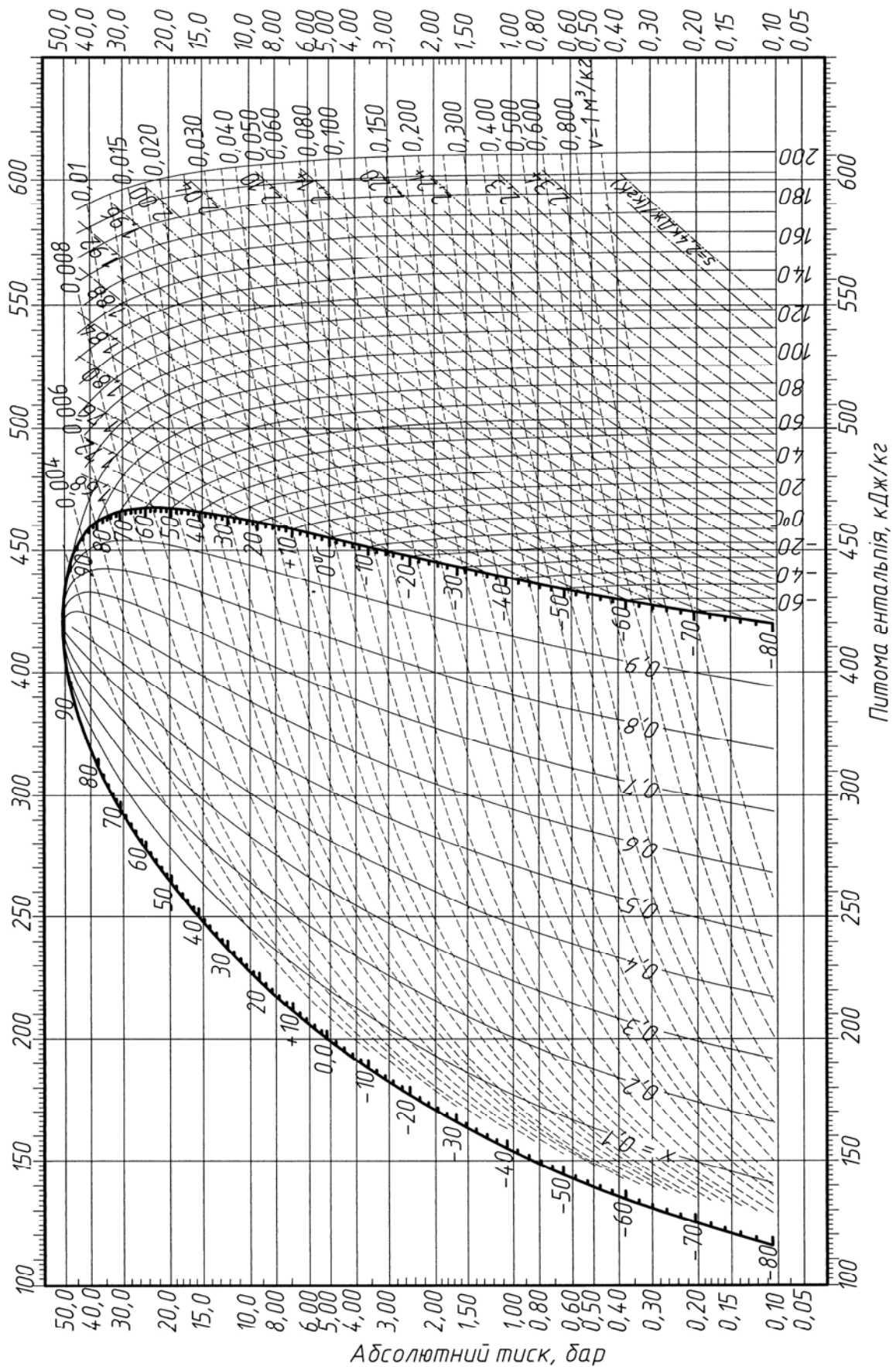
- для КЗП – повітроохолодники ВОП-150 – 2 шт.;
- для КОП – повітроохолодники ВОП-75 – 2 шт.;
- для КЗЗП – стельові секції СК довжиною 2750 мм, шириною 1500 мм із кроком оребрення 20 мм – 2 шт.;
- для КЗОП – стельові секції СК довжиною 2750 мм, шириною 1500 мм із кроком оребрення 20 мм – 22 шт.;
- для ЕК – стельові секції СК довжиною 2750 мм, шириною 1500 мм із кроком оребрення 20 мм – 3 шт.;
- для КДВ – стельові секції СК довжиною 2750 мм, шириною 1500 мм із кроком оребрення 20 мм – 3 шт.

Таким чином, виконані розрахунки основних елементів холодильника та проведений підбір обладнання.

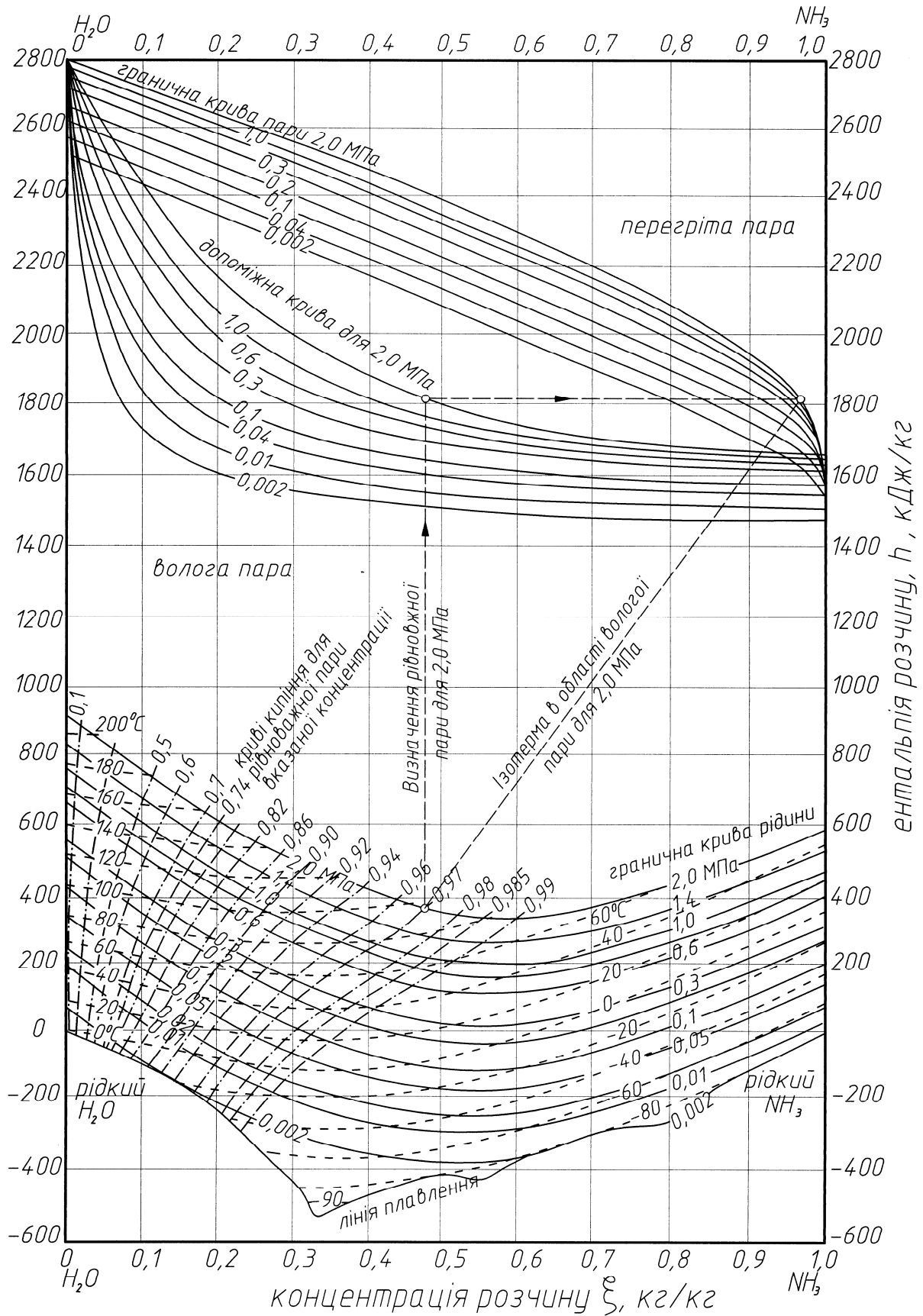
Додаток Б
Ph-діаграма аміаку R717



Додаток В
Ph-діаграма фреону R22



Додаток Г
 ξh -діаграма водоаміачної суміші



Навчальне видання

Степанов Дмитро Вікторович

Степанова Наталія Дмитрівна

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Оригінал-макет підготовлено Степановим Д. В.

Редактор В. О. Дружиніна

Коректор З. В. Поліщук

Науково-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку
Формат 29,7x42¹/₄
Друк різнографічний
Тираж _____ прим.
Зам. №

Гарнітура Times New Roman
Папір офсетний
Ум. друк. арк.

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.