

П.В. Гурський, О.В. Богомолів, В.В.Бредихін, С.А. Денисенко,
С.Г. Іващенко, Ю.І. Токолов, В.П. Заїка, В.С. Шерстюк,
В.М. Кісь, І.М. Лук'янов

Кондиціювання та холодозабезпечення переробних і харчових виробництв

Практикум

Харків – 2019

УДК 331.45
ББК 65.247
О 92

Гурський П.В. Кондиціонування та холодозабезпечення переробних і харчових виробництв: Практикум / Гурський П.В., Богомолів О.В., Бредихін В.В., Денисенко С.А., Іващенко С.Г., Токолов Ю.І., Заїка В.П., Шерстюк В.С., Кісь В.М., Лук'янов І.М. – Х.: ТОВ «Діса плюс», 2019. – 256 с.

Рекомендовано до друку вченою радою Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, протокол № 4 від 27.12.2018.

Рецензенти:

Потапов В.О. доктор технічних наук, професор, зав. кафедри «Холодильна і торгівельна техніка» ХДУХТ (Харківський державний університет харчування та торгівлі).

Михайлюк О.П., кандидат хімічних наук, професор кафедри пожежної і техногенної безпеки об'єктів і технологій (Національний університет цивільного захисту України).

У посібнику наведена інформація про застосування промислового холоду, вентиляції та кондиціонування на підприємствах переробних і харчових виробництв, наведено послідовність основних розрахунків холодильного та вентиляційного обладнання.

Посібник містить вказівки щодо виконання та оформлення практичних робіт студентами освітнього рівня бакалавр спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньої програми «Обладнання переробних і харчових виробництв».

ББК 65.247

© Гурський П.В., Богомолів О.В., Бредихін В.В., Денисенко С.А., Іващенко С.Г., Токолов Ю.І., Заїка В.П., Шерстюк В.С., Кісь В.М., Лук'янов І.М., 2019

© Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019

Зміст

Передмова	5
1. Отримання промислового холоду	8
2. Основні охолоджувальні системи	22
3. Теплообмінні апарати холодильних установок	30
4. Компресори холодильних установок	40
5. Допоміжне обладнання холодильних установок	56
6. Вентиляція і кондиціонування повітря	68
7. Промислові способи охолодження харчових продуктів тваринного та рослинного походження	95
8. Практичні роботи	113
Практична робота №1	113
Тема: Побудова і розрахунок теоретичного робочого циклу парової холодильної машини	113
Практична робота №2	128
Тема: Дослідження впливу режимів роботи випарника на холодопродуктивність компресійної холодильної машини	128
Практична робота №3	138
Тема: Дослідження впливу режимів роботи конденсатора на холодопродуктивність компресійної холодильної машини	138
Практична робота №4	148
Тема: Дослідження впливу віддільника рідини на роботу холодильної компресійної машини	148
Практична робота №5	160
Тема: Розрахунок теоретичного робочого циклу двоступінчастої парової холодильної машини з повним проміжним охолодженням пари між ступенями	160
Практична робота №6	175
Тема: Розрахунок системи вентиляції та підбір її складових	175
Практична робота №7	190
Тема: Розрахунок системи кондиціонування повітря та підбір кондиціонера	190

Практична робота №8	207
Тема: Розрахунок та підбір одноступеневого компресора	207
Практична робота №9	219
Тема: Розрахунок та підбір двоступеневого компресора	219
Практична робота №10	233
Тема: Розрахунок та підбір теплообмінників холодильних установок	233
Терміни	246
Література	253

Передмова

Штучним охолодженням називається зниження температури тіла нижче температури навколишнього середовища. Штучне охолодження може бути досягнуте в процесі, пов'язаному з відведенням теплоти від охолоджуваного тіла. До таких процесів відносять процеси, які супроводжуються фазовими перетвореннями речовини, тобто переходом речовини з одного стану в інший (плавлення, сублімація і кипіння). У деяких речовинах при фазових перетвореннях відбувається поглинання відносно більших кількостей теплоти, і вони протікають при низьких температурах, що дозволяє застосовувати їх при штучному охолодженні.

Штучне охолодження використовується людиною з найдавніших часів. Спочатку холод застосовувався тільки для збереження харчових продуктів. Джерелом його були сніг, крига і холодна вода. Холодильними пристроями служили примітивні льодовики у вигляді ям, льохів і т.п.

Для охолодження до 0°C широко використовувалося плавлення водного льоду. В XVII сторіччі кригу стали застосовувати в суміші із сіллю, що дозволило одержувати температуру нижче 0°C . Змішування подрібненої криги або снігу із сіллю знижує температуру плавлення суміші. Тому при одержанні температур нижче 0°C застосовували суміші криги із хлористим натрієм ($t_{\text{пл}} = -21,2^{\circ}\text{C}$) або із хлористим кальцієм ($t_{\text{пл}} = -55^{\circ}\text{C}$) при відповідній концентрації.

Сублімація – процес переходу речовини із твердого стану в пароподібний, минаючи рідку фазу. У процесі охолодження застосовується тверда вуглекислота, що сублімує, або суха крига. Температура сублімації сухої криги при нормальному атмосферному тиску – $78,9^{\circ}\text{C}$.

Недоліками охолодження шляхом плавлення і сублімації твердої речовини є наступні: зі зміною фазового стану речовина втрачає здатність поглинати теплоту від охолоджуваного середовища; для забезпечення

безперервного процесу охолодження потрібне безперервне поповнення твердої речовини.

Цей недолік усунутий у схемі штучного охолодження за допомогою процесу кипіння. Речовини, за допомогою яких здійснюється відведення теплоти від охолоджуваного середовища, називаються *холодильними агентами*. Це, як правило, легко киплячі рідини. Виходячи з того, що штучне охолодження пов'язане з передачею теплоти за допомогою холодильного агента від охолоджуваного об'єкта до більш теплого навколишнього середовища, згідно з другим законом термодинаміки, для цього потрібні витрати енергії. Такий процес здійснюється в паровій холодильній машині. У замкненій системі холодильної машини циркулює холодильний агент. Температури кипіння t_0 і конденсації t_k холодильного агента залежать від тиску: чим нижчий тиск, тим нижча температура.

Перша холодильна машина була сконструйована в 1834 р. у Лондоні по проекту Джекоба Перкінса. Працювала вона на етиловому ефірі, але великого практичного значення не одержала. В 1871 р. француз Шарль Тельє створив машину, яка працювала на метиловому ефірі, а в 1872 р. англієць Бойль винайшов аміачну холодильну машину.

Початком широкого практичного використання охолоджувальних машин слід вважати 80-і роки XIX сторіччя після виготовлення Карлом Лінді першої промислової моделі холодильно-компресорної машини на аміаку. Також машини знайшли застосування для охолодження м'яса при підготовці його до відправлення з Австрії, Аргентини, Нової Зеландії в Європу на спеціальних рефрижераторних пароплавах. Разом з тим холодильні машини почали використовувати в пивоварному, молочному, кондитерському, рибному, м'ясному та інших виробництвах.

Надалі штучний холод знайшов велике застосування на підприємствах хімічної, металургійної, гірської, текстильної, будівельної, нафтопереробної та інших областях. Його зараз успішно використовують у сільському господарстві,

рефрижераторному транспорті, медицині, спорті, побуті, для одержання штучної криги, кондиціювання повітря, в електронній промисловості, торгівлі. Нині холодильні установки використовуються в більш ніж 500 галузях харчового виробництва.

Штучне охолодження дає можливість підтримувати температуру зберігання продуктів у межах $+4...-30^{\circ}\text{C}$. У харчовій промисловості, торгівлі і громадському харчуванні використовують ошадливі та широко розповсюджені парові холодильні машини. Подальший розвиток холодильної техніки в нашій країні здійснюється на основі впровадження вдосконалених насосних систем, нових багато функціональних приладів охолодження, надійних ізоляційних матеріалів і сучасних засобів автоматизації.

1. Отримання промислового холоду

Машинне охолодження – спосіб одержання холоду за рахунок зміни агрегатного стану холодоагенту, кипіння його при низьких температурах з відведенням від охолоджуваного тіла або середовища необхідної для цього теплоти паротворення.

Для наступної конденсації пари холодоагенту потрібне попереднє підвищення її тиску і температури.

В основу машинного способу охолодження може бути покладене також адіабатичне (без підведення і відведення тепла) розширення стисненого газу. При розширенні стисненого газу температура його значно знижується, тому що зовнішня робота в цьому випадку здійснюється за рахунок внутрішньої енергії газу. На цьому принципі заснована робота повітряних холодильних машин.

Охолодження шляхом розширення стисненого газу, зокрема повітря, відрізняється від усіх способів охолодження. Повітря при цьому не змінює свого агрегатного стану, як крига, суміші та хладон, воно тільки нагрівається, сприймаючи теплоту навколишнього середовища (від охолоджуваного тіла).

Широке застосування машинного охолодження в харчовій промисловості пояснюється переліком його експлуатаційних властивостей і економічних переваг. Стабільний і легко регульований температурний режим, автоматична дія холодильної машини без великих витрат праці на технічне обслуговування, кращі санітарно-гігієнічні умови зберігання продуктів, компактність і загальна економічність визначають доцільність застосування машинного охолодження.

Утворення штучного холоду за допомогою холодильної машини називають *машинним охолодженням*. У торгівлі воно набуває все більшого застосування завдяки таким перевагам, як невелика трудомісткість при експлуатації, простота підтримання потрібних температурних режимів. Машинне охолодження найдосконаліше в санітарно-гігієнічному плані і дає змогу створювати найсприятливіші умови зберігання товарів, які швидко псуються порівняно з іншими методами

охолодження.

Холодильна машина є комплексом елементів, за допомогою яких робоча речовина виконує зворотний термодинамічний цикл (холодильний цикл) за рахунок витраченої роботи або теплоти. Процеси в елементах холодильної машини взаємозалежні, і на них впливають як навколишнє середовище, так і об'єкти, що охолоджуються.

Промислові холодильні машини, що працюють в області помірною холоду, можна розділити на три основні групи: *компресійні – парові і газові, теплові* (використовують теплову енергію) і *термоелектричні* (використовують електричну енергію).

Парокомпресійні холодильні машини використовують механічну роботу. Вони знайшли найбільше поширення в холодильній техніці і технології для охолодження, заморожування і зберігання харчових продуктів через їхню енергетичну ефективність (менші витрати енергії в порівнянні з іншими машинами) і меншу екологічну небезпеку.

На підприємствах харчової промисловості використовують в основному парові холодильні машини, дію яких засновано на кипінні при низьких температурах спеціальних робочих речовин – холодоагентів, поглинаючи при цьому тепло з навколишнього середовища. Парові холодильні машини поділяють на *компресійні*, у яких пара холодоагенту зазнає стискування в компресорі з витратою механічної енергії, і *абсорбційні*, у яких пара холодоагенту поглинається абсорбентом.

Для здійснення холодильного циклу необхідно мати чотири основні елементи: компресор, конденсатор, випарник і регулюючий вентиль, з'єднаних трубопроводом, у якому безупинно циркулює робоча речовина – холодоагент. Найпоширенішими холодильними агентами є аміак і хладон (фтористі і хлористі похідні вуглеводнів).

Холодоагенти. Міжнародною організацією зі стандартизації (ISO) запроваджено міжнародний стандарт МС ІСО 817-94 на систему позначень хладонів. Ця система

включає найменування і число. Літера *R* означає холодильний агент або холодоагент (refrigerant), а цифри пов'язані зі структурою молекули холодоагенту. У холодоагентів неорганічного походження цифри відповідають їхній молекулярній масі збільшеній на 700 (Наприклад, вода має позначення *R718*, аміак – *R717* і діоксид вуглецю – *R744*).

Для холодоагентів органічного походження (похідні метану) з'єднання без атомів водню записують цифрою *1*, до якої додають цифру, що визначає кількість атомів фтору (наприклад, фреон *R12* відповідає хімічною формулою CF_2Cl_2 , а фреон *R14* – CF_4).

Для холодоагентів органічного походження (похідні етану, пропану і бутану) з'єднання без атомів водню перед цифрою, яка визначає кількість атомів фтору, записуються відповідно *11*, *21*, *31* (наприклад, фреон *R112* відповідає хімічною формулою CF_2Cl_2 , а фреон *R317* – C_4F_7Cl).

При наявності атомів водню у похідних метану до першої цифри, а у похідних етану, пропану і бутану – до другої цифри додають число, що дорівнює кількості вакантних атомів водню (наприклад, фреон *R21* відповідає хімічною формулою $CHFCl$, а фреон *R143* – $C_2H_3F_3$).

При наявності в молекулі холодоагенту атомів брому до числового позначення додають букву «*B*» і цифру, відповідну кількості атомів бромі (наприклад, фреон *R12B₂* відповідає хімічній формулі CF_2Br_2).

В якості холодоагентів використовують не тільки однокомпонентні речовини, але неазеотропні і азеотропні суміші.

У неазеотропних сумішах в процесі кипіння і конденсації змінюється відсотковий склад компонентів. Неазеотропна суміш відрізняється від однокомпонентної тим, що суміш газів циркулює по системі окремо і при її витoku невідомо скільки і якого газу пішло. Тому системи з неазеотропними сумішами дозправляти не можна. У разі витoku неазеотропної суміші слід видаляти її повністю з системи і знову заправляти.

У азеотропних сумішах в процесі кипіння і конденсації

відсотковий склад не змінюється, тобто вони поводяться як однокомпонентні речовини.

Аміак – газ без кольору із задушливим різким запахом. Газоподібний аміак легший за повітря, рідкий проводить електричний струм. Температура кипіння аміаку при атмосферному тиску становить $-33,4^{\circ}\text{C}$, температура замерзання $-77,7^{\circ}\text{C}$. Аміак має відносно вищу об'ємну холодопродуктивність, ніж хладон – 518 ккал/м^3 . Це доступний і дешевий холодильний агент. Він використовується в середніх і великих холодильних машинах для температур кипіння до -65°C . Аміак є горючим і вибухонебезпечним холодильним агентом. При концентрації аміаку в повітрі від 16 до 28,8% за наявності відкритого полум'я може статися вибух.

Аміак спричиняє подразнення слизової оболонки очей і дихальних шляхів у людини. Вдихання аміаку може мати такі негативні наслідки, як спазм горла, зупинка дихання, зміна кров'яного тиску, порушення серцевої діяльності. Гранично допустима концентрація його в повітрі становить до $0,02\text{ мг/л}$. Аміак використовується в основному для машин середньої і великої холодопродуктивності, які встановлюються на великих холодильниках у ізольованих машинних відділеннях.

Хладон-12 – важкий газ без кольору з дуже слабким запахом, один з найменш шкідливих холодоагентів. Він використовується в малих холодильних установках. Нормальна температура кипіння $-29,8^{\circ}\text{C}$. Об'ємна холодопродуктивність ($305,6\text{ ккал/м}^3$) значно нижча, ніж у аміаку. Хладон більш текучий і здатний проникати крізь найменші нещільності у таких місцях системи, де в рівних умовах проникнення повітря й аміаку неможливі. Його витікання дуже важко виявити: запах хладону стає помітним лише при вмісті його в повітрі понад 20%. При контакті хладону з гарячою поверхнею (понад 400°C) або дії на хладон відкритого полум'я він розкладається з утворенням отруйних газів (фосген).

Хладон-22 – важкий газ без кольору, має сприятливі експлуатаційні та фізичні властивості, вибухонебезпечний,

негорючий. Об'ємна холодопродуктивність у хладону-22 вища, ніж у хладону-12. При атмосферному тиску кипить при температурі -40°C , а замерзає при -160°C . Використовується у низькотемпературних холодильних установках.

За абсолютним тиском конденсації P_{κ} (за температури конденсації $t_{\kappa} = 30^{\circ}\text{C}$) Холодоагенти умовно поділяють на наступні три групи:

1) холодоагенти низького тиску при $P_{\kappa} < 0.3 \text{ МПа}$, які використовуються в високотемпературних холодильних установках при температурах кипіння $t_0 = -5...-15^{\circ}\text{C}$;

2) холодоагенти середнього тиску при $3 \text{ бар} < P_{\kappa} < 2 \text{ МПа}$, які використовуються в середньотемпературних холодильних установках при температурах кипіння $t_0 = -20...-70^{\circ}\text{C}$;

3) холодоагенти високого тиску при $P_{\kappa} > 2 \text{ МПа}$, які використовуються в низькотемпературних холодильних установках при температурах кипіння $t_0 = -75...-140^{\circ}\text{C}$.

Термодинамічні властивості холодоагентів

Холодоагент повинен відповідати таким вимогам:

- нормальна температура кипіння відповідає атмосферному тиску є межею, нижче якої в системі холодильної установки буде створюватись вакуум, що призведе до підсмоктування повітря і ускладнення експлуатації;

- температура замерзання – це та межа, яка обмежує можливість використання холодоагенту;

- питома теплота пароутворення (конденсації) повинна бути максимальною для робочого режиму холодильної установки;

- критична температура і критичний тиск обмежують сферу застосування холодоагенту в рідкому стані.

В таблиці 1.1. наведені термодинамічні властивості холодоагентів високого, середнього та низького тисків.

Таблиця 1.1

Термодинамічні властивості холодоагентів

Холодоагент	Термодинамічні властивості				
	$t_{нк}$, °C	t_z , °C	$t_{кр}$, °C	$P_{кр}$, МПа	r , кДж/кг
Холодоагенти високого тиску					
R744	-57	-56,6	31,2	7,38	
R13	-81,6	-180	28,8	3,85	
R14	-128	-184	-45,6	3,74	
Холодоагенти середнього тиску					
R717	-33,35	-77,7	132,4	11,3	
R12	-29,8	-155,9		4,11	
R134A	-26	-		3,99	215,1
R404a	-46,5	-	70,9	3,6	
R407C	-43,6	-		4,7	249,2
R410A	-51,6	-	72,1	4,92	
R507A	-47,0	-	-	-	-
R22	-40,8	-160	96,1	4,99	
R115	-38,9	-106	79,9	3,19	
R143	-47,6	-111,3	73,1	4,11	
R502	-45,6	-	82,2	4,01	
Холодоагенти низького тиску					
R11	23,6	-111		4,37	
R21	8,7	-125	178,5	5,17	
R142	-9,2	-138	136,4	4,14	
R718		-	374,2	22,11	

Фізико-хімічні властивості холодоагентів

При виборі типу холодоагенту необхідно враховувати такі умови:

- розчинність мастил в холодоагентах;
- взаємодію холодоагентів з водою;
- вплив холодоагентів на конструкційні матеріали;
- безпеку експлуатації.

Розчинність мастил в холодоагентах

Мастила застосовують у компресорах холодильних

машин для створення масляної плівки між деталями тертя, що зменшує тертя і зношування. Крім того, мастила також охолоджують деталі і ущільнюють зазори.

Аміак незначно розчиняє мастило, що дозволяє досить ефективно відокремлювати мастило від аміаку і виводити його з системи холодильної машини.

Велика розчинність мастил у фреонах призводить до інтенсивного піноутворення у випарнику та до кращих умов змащування поверхонь в компресорах, але разом з тим призводить до підвищеної в'язкості холодоагентів і погіршення теплообміну.

Розчинність мастила в зрідженому діоксиді вуглецю максимальна при температурі 10°C і практично знижується до нуля при температурі близько -30°C . При зниженні температури густина скрапленого діоксиду вуглецю підвищується, в той час як густина мастила падає, і воно спливає на поверхню рідкого CO_2 .

Взаємодія холодоагентів з водою

Наявність води в холодоагентах підвищує його температуру і тиск кипіння, що призводить до зменшення холодопродуктивності холодильної установки.

Вода необмежено розчиняється в аміаку (допустима розчинність води в аміаку при $t = 16^{\circ}\text{C}$ від 0,01 до 0,1% по масі).

У фреонах вода практично не розчиняється. Тому, в цих системах особливо суворі вимоги пред'являються до їх висушування перед зарядкою холодоагентом, тому що вільна вода може замерзнути в дросельному клапані.

Особливо ретельного осушування підлягають системи фреонових холодильних машин з герметичними компресорами, що мають вбудовані електродвигуни, оскільки присутність води може призвести до короткого замикання і згоряння обмотки його статора. Для забезпечення безпечного утримання води (для R22 не більше 0,0025% за масою) в системі холодильних машин встановлюють фільтри-осушувачі.

Розчинність води в діоксиді вуглецю залежить від

температури. Так, наприклад, середній вміст вологи при температурі 15°C становить 0,09% мас, а при температурі – 29°C – 0,0195% мас.

Вплив холодоагентів на конструкційні матеріали

Аміак у присутності води і кисню руйнує кольорові метали.

Фреони інертні до металів. Механізм дії діоксиду вуглецю на метали поки що не встановлено. Деякі дослідники вважають, що за його присутності корозія заліза і міді дещо зменшується. На думку інших він збільшує корозію більшості металів внаслідок утворення вуглекислоти в тонких плівках вологи.

Безпека експлуатації

Найбільшу токсичну небезпеку і вибухонебезпечність становить аміак. При його вмісті в повітрі більше 0,5% за обсягом відбувається отруєння, а при концентрації в повітрі від 16 до 28% – вибух. Токсична небезпека холодоагентів оцінюється гранично допустимою концентрацією (ГДК) холодоагенту в повітрі.

Діоксид вуглецю, вода і фреони не є вибухонебезпечними.

Найбільш вибухонебезпечними є етан, етилен, пропан і бутан. При цьому вибухонебезпечність знижується зі зменшенням в них числа атомів водню в молекулі.

Для заміни R404A і R404C перспективним холодоагентом є пропан, як найбільш дешевий і сумісний з мінеральними мастилами. Мала заправка (до 1 кг) в герметичній системі не є проблемою з точки зору пожежо-вибухонебезпечності. Однак концентрації 1...2% пропану в повітрі досить для вибуху і пожежі.

Холодильний агент повинен також мати незаймистість і не впливати на продукти харчування.

Вплив холодоагенту на озоновий шар оцінюється потенціалом ОДР, який, наприклад для R22 дорівнює ОДР=0,05, а холодоагенти R134A, R404a, R407C, R410A, R507A, R717, R18, R744 мають потенціал ОДР=0, тобто є

абсолютно озонобезпечними.

Останнім часом промислово розвинені країни Європи йдуть шляхом повної заборони випуску та використання озоноруйнівних фреонів і переходу до природних холодоагентів – аміаку і діоксиду вуглецю. Поки що в парокомпресійних холодильних установках до 2020 року допускається обмежене використання фреону R22. В якості альтернативи фреону R22 пропонується використовувати озонобезпечний холодоагент R407C, що являє собою неазетропну суміш R32, R125 і R134A у відсотковому співвідношенні 23:25:52 відповідно. Для заміни R22 також пропонується холодоагент R410A, що являє собою азеотропну суміш з R32 і R125 у відсотковому співвідношенні 50:50. Ця азеотропна негорюча суміш має на 50% більшу об'ємну холодопродуктивність, ніж R22, при цьому робочий тиск також на 40% вищий, ніж у R22.

Крім перерахованих вище умов слід враховувати наступні додаткові умови і вимоги:

- термічна стабільність, тобто збереження цілісності молекул;

- ефективність теплообміну;

- схильність до витоків;

- виявлення факту і місця витоків;

- ціна;

- вплив обраного холодоагенту на вартість холодильної установки в цілому;

- наявність холодоагенту на ринку.

Слід зазначити, що в даний час вартість діоксиду вуглецю в 100...120 разів нижча від вартості R134A. Однак при використанні цього холодоагенту потрібне водяне охолодження конденсатора.

Відповідно до викладеного рекомендується вибирати холодоагенти з мінімальними значеннями температури кипіння t_0 , тиску конденсації P_κ , різниці тисків $(P_\kappa - P_0)$, відношення тисків P_κ / P_0 , адіабатної роботи A_{ad} , густини пари на

всмоктуванні $\rho_{\text{но}}$, показника адиабати κ . Одночасно бажано мати максимальні значення тиску кипіння у випарнику і питому об'ємну холодопродуктивність q_n . Крім термодинамічних властивостей при виборі холодоагенту пред'являються певні вимоги до термічної стабільності, токсичності, розчинності з мастилами і водою, вибухонебезпечності, горючості, вартості, тощо.

Холодоносії застосовують для "транспортування холоду" від джерела його отримання (випарника) до охолоджуваного об'єкта (холодильної камери, апарату та ін.). Тобто холодоносії знаходять застосування в системах непрямого охолодження.

У системах з холодоносієм енергоспоживання буде вище, ніж в системах безпосереднього охолодження. Це пояснюється збільшенням необоротних втрат, зумовлених тим, що в таких системах температура холодоагенту повинна бути нижча на 5...7 °С температури холодоносія. Крім того, необхідна додаткова енергія для приводу насосів, які здійснюють циркуляцію холодоносія.

Під час вибору типу холодоносія в системі охолодження слід враховувати такі його властивості:

- температуру замерзання t_z ;
- температуру кипіння при атмосферному тиску $t_{\text{нк}}$;
- динамічну в'язкість μ ;
- коефіцієнт теплопровідності k ;
- коефіцієнт тепловіддачі h ;
- об'ємну питому теплоємність C_p ;
- корозійну активність;
- токсичність;
- пожежо-вибухонебезпечність.

В якості холодоносіїв використовують різні рідини з низькою температурою замерзання. Деякі види холодоносіїв та їх властивості приведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Властивості холодоносіїв

Холодоносіїв	Хімічна формула	Властивості холодоносіїв					
		Температура замерзання °С	Корозійна активність	Токсичність	Пожежо-вибухонебезпечність		
Вода	H ₂ O	0,0	155*	4200*	слабка	не має	не має
Розчин хлористого натрію (23,1 %)	NaCl	-21,2	26*	3900*	сильна	-	не має
Розчин хлористого кальцію(29,9 %)	CaCl ₂	-55	51,4*	3524*	середня	середня	не має
Етиленгліколь (антифриз 67 %)	C ₂ H ₄ (OH) ₂	-73	284,5**	3223**	слабка	слабка	-
Трихлоретилен (R11)	C ₂ HCl	-86,3	10,6**	1350**	не має	середня	середня
Дихлорметан (R30)	CH ₂ Cl ₂	-96,7	8,6**	1525**			
Етиловий спирт (100 %)	C ₂ H ₅ OH	-117			слабка	середня	висока
Метилловий спирт (100 %)	CH ₃ OH	-97,8			слабка	висока	висока

Примітка: * – при температурі 5 °С; ** – при температурі –40 °С.

Найдоступнішим холодоносієм є вода. Вода найкраща за всі інші холодоносії, завдяки малій корозійній активності, нетоксичності і відсутності пожежо-вибухонебезпечності. Однак її використання обмежене через порівняно високу температуру замерзання $t_s = 0^\circ\text{C}$. Тому воду застосовують як холодоносіїв головним чином в системах кондиціонування повітря.

Холодоносії NaCl, CaCl₂ і пропіленгліколь

У холодильних установках холодильників промисловості і торгівлі використовують в основному розсоли – водні

розчини $NaCl$ і $CaCl_2$. Останній розсіл має найбільш поширене використання через більш низьку температуру замерзання і меншу корозійну активність. Однак він дорожчий, ніж $NaCl$. Важливими є й нові аспекти вибору: нетоксичність для людини і навколишнього середовища. У зв'язку з цим привабливішими є холодоносії на основі пропіленгліколю.

Пропіленгліколь є харчовою добавкою $E1520$ і при попаданні (до 0,2%) в харчові продукти не впливає на органолептичні якості. $CaCl_2$ – теж добавка $E509$, але вона надає гіркий смак.

Для спеціальних цілей, де потрібний холодоносій з більш низькою температурою, використовують етиленгліколь, трихлоретилен ($R11$), або дихлорметан ($R30$). Незважаючи на те, що їх вартість значно перевищує номінальну вартість розсолів.

Холодоносії $R30$, $R11$ і етиловий спирт

Холодоносій $R30$ найпоширеніший при температурах кипіння холодоагенту у випарнику в діапазоні $t_0 = -40...-90^\circ C$. Робота з $R30$ при температурах близьких до точки замерзання, не настільки небезпечна, як з розчином $CaCl_2$, Оскільки при затвердінні $R30$ обсяг його зменшується і розриву труб при цьому не відбувається. Енергетично вигідніше застосовувати $R30$ і для тих умов, коли зазвичай застосовують $CaCl_2$, однак експлуатація установок з $R30$ дещо складніша.

Системи з $R11$ і $R30$ слід виконувати герметичними, бо якщо в період, коли установка не працює, а температура навколишнього повітря підніметься вище $23,7^\circ C$ (для $R11$) або $40^\circ C$ (для $R30$), то тиск в системі зросте вище атмосферного. При досягненні зазначених температур при атмосферному тиску відбувається інтенсивне випаровування $R11$ і $R30$.

При заповненні системи $R30$ або $R11$ не слід застосовувати вакуумування, бо потрапляючи в область вакууму, ці холодоносії інтенсивно випаровуються. Тому при заповненні систем слід застосовувати передавлення, тобто поєднувати ємність, яку заповнюють, з атмосферою, а в

ємності, з якої забирається холодоносіє, створювати надмірний тиск повітря або азоту.

Внаслідок гігроскопічності *R30*, в системі з ним слід вводити осушувач. Через легке закипання і проникаючу здатність через сальники для *R30* потрібні спеціальні герметичні насоси. На відміну від *R11* холодоносіє *R30* має специфічний запах.

Для більш низьких температур застосовують іноді етиловий спирт.

Двофазні холодоносії

Ефективним шляхом підвищення енергетичних показників систем непрямого охолодження є використання двофазних холодоносієв, відомих як *айссларрі*. При охолодженні водних розчинів солей нижче температури кристалізації з'являються мікроскопічні кристали льоду. Кристали заважають транспортуванню трубопроводами подібної двофазної системи, але дозволяють за енергетичними показниками наблизитися до систем безпосереднього охолодження. *Айссларрі* отримують з морської води, водних розчинів солей, гліколей, спиртів. Двофазні розчини дозволяють знизити кількість холодоносієв в системі, створити стабільний температурний режим холодопостачання, значно підвищити знімання, зменшити діаметри трубопроводів, знизити вартість самої системи холодопостачання.

Розглянуті основні і далеко не всі типи холодоагентів і холодоносієв можуть застосовуватися при розробках систем охолодження. Встановлено, що непродумані рішення і помилки вибору холодоагенту і холодоносієв впливають на ефективність системи в цілому. Проте, для зниження енергоспоживання важлива оптимізація всієї системи, а не тільки правильний вибір холодоагенту і холодоносієв. Так, наприклад, встановлено, що до 30% економії електроенергії за рік може бути досягнуто за рахунок своєчасного очищення теплообмінників від ілею, ущільнення дверей холодильних камер, заборони на розміщення теплих продуктів відразу в холодильну камеру та ін. Великого значення при розробці систем охолодження

набуває і розумний вибір схеми системи охолодження, вибір типу холодильного компресора, типу теплообмінних апаратів, типу і схеми системи автоматичного регулювання та ін.

Машинне охолодження забезпечується зміною агрегатного стану холодильного агента, який внаслідок кипіння при низьких температурах відводить від охолоджуваного тіла або середовища необхідну для цього теплоту, а потім передає її при подальшій конденсації парів навколишньому середовищу при відносно високих температурах. Для здійснення цього процесу необхідні затрати енергії і наявність замкненого циклу, що забезпечується паровими холодильними машинами.

За способом підвищення тиску і температури парів перед їх конденсацією парові холодильні машини поділяються на компресійні, в яких пара стискується компресором (із затратою механічної енергії), і абсорбційні, в яких поглинання парів забезпечується абсорбентом, а випаровування йде із затратою теплової енергії.

2. Основні охолоджувальні системи

Системою охолодження називають ту частину холодильної установки, яка розташована між регулюючим вентилем і усмоктувальним патрубком компресора. Вона складається з апаратів, трубопроводів, і допоміжних елементів. Призначення охолоджувальної системи – підтримувати заданий температурно-вологістий режим у камерах.

Кожна охолоджувальна система містить у собі систему розподілу робочої речовини по споживачах холоду і систему відведення теплоти від споживачів холоду.

До охолоджувальних систем пред'являють наступні основні вимоги:

- пропорційний розподіл робочої речовини по всіх споживачах холоду, відповідно до їхніх теплових навантажень; при цьому прилади охолодження повинні працювати з максимальною ефективністю за їхньої мінімальної металоємності;

- надійна підтримка заданого технологічного режиму в охолоджуваних об'єктах (камери холодильників, технологічні апарати різного призначення);

- безпека експлуатації (більшість аварій або аварійних ситуацій на холодильних установках відбувається через конструктивні недоліки охолоджувальної системи або неправильної її експлуатації);

- простота та гнучкість експлуатації – зручність перемикачів споживачів холоду, наочність схеми, простота та зручність очищення її від забруднень, мастила, інею;

- економічність за первинними витратами і в процесі експлуатації.

Охолоджувальні системи класифікують за способом розподілу робочої речовини по споживачах холоду та за способом відведення теплоти від споживачів холоду.

За першою ознакою розрізняють системи безпосереднього охолодження (рис. 2.1) (безнасосні і насосні) і системи з рідкими проміжними холодоносіями та випарниками відкритого або закритого типу.

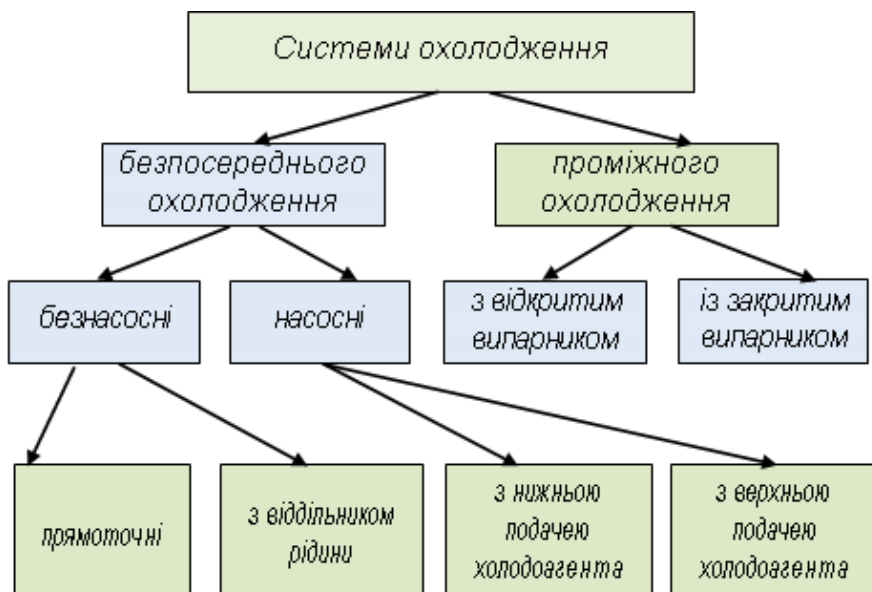


Рис. 2.1. Класифікація систем охолодження

У безнасосних системах рідкий холодоагент надходить у батареї випарника під дією різниці тиску конденсації і кипіння рідкого холодоагенту, а в насосних – під дією спеціального насоса. Майже всі аміачні холодильні установки безпосереднього охолодження, що застосовуються на підприємствах торгівлі і громадського харчування, є безнасосними. Вони простіші за будовою (не потрібно аміачного насоса і циркуляційного ресивера) і в експлуатації.

За способом живлення охолоджувальних приладів холодоагентом безнасосні системи поділяються на прямоточні та з віддільниками рідини.

Прямоточна система передбачає подачу холодоагенту через регулюючі вентиля в батареї камер і відсмоктування з них пари холодоагенту компресором. У системах з віддільником рідини холодоагент надходить від регулюючих вентилів у батареї через віддільник рідини, а після випарювання в камері пара відсмоктується компресором також через віддільник.

У прямоточній системі безпосереднього охолодження (рис. 2.2) подача рідкого аміаку в батареї камер (пропорційна випарюванню з батареї) здійснюється через регулюючі вентиля, розташовані на щиті регулюючої станції в машинному відділенні, причому кожна камера має свій регулюючий вентиль. При зменшенні подачі холодоагенту в батареї він перегрівається, зменшується температурний перепад між повітрям камери та холодоагентом і вентиль відкривають. При збільшенні подачі холодоагенту компресор буде всмоктувати вологу пару, тому вентиль прикривають.

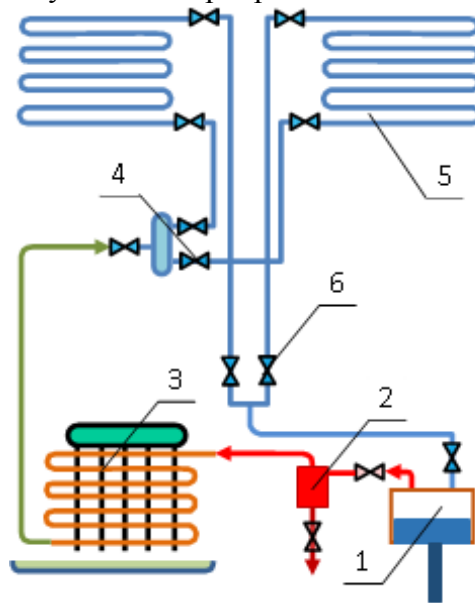


Рис. 2.2. Принципова схема прямоточної системи безпосереднього охолодження: 1 – компресор; 2 – мастиловіддільник; 3 – конденсатор; 4 – регулюючі вентиля; 5 – батареї; 6 – парові вентиля

Для заповнення батарей рідким холодоагентом у достатній кількості і зменшення всмоктування компресором вологої пари у систему вводять пароосушувач (рис. 2.3), з якого рідина, що виділилась знову подається до приладів охолодження.

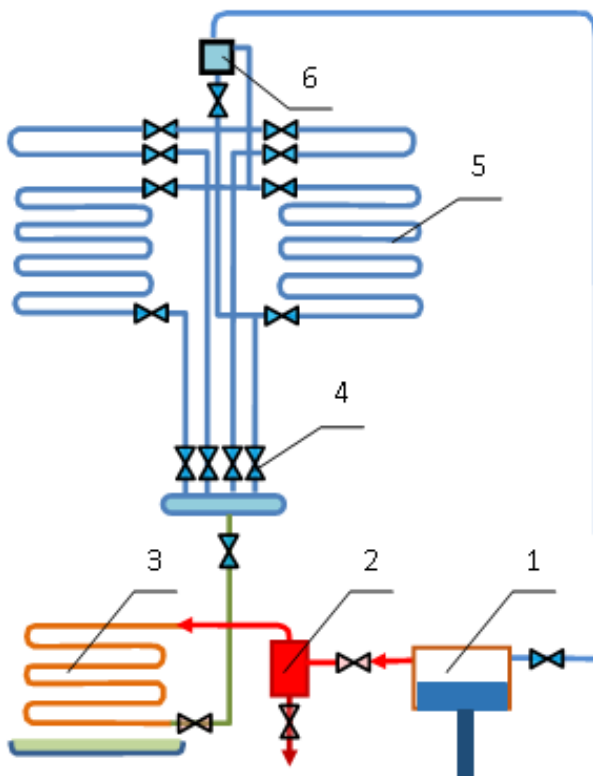


Рис. 2.3. Принципова схема прямої системи безпосереднього охолодження з пароосушувачем: 1 – компресор; 2 – мастиловіддільник; 3 – конденсатор; 4 – регулюючі вентилі; 5 – батареї; 6 – пароосушувач

У системах безпосереднього охолодження з віддільником рідини (рис. 2.4) парорідинна суміш, що проходить через регулюючий вентиль, направляється у віддільник рідини, з якого рідкий холодоагент стікає в охолоджувальні прилади камер холодильника, а пара всмоктується компресором. У приладах охолодження холодоагент поглинає теплоту, випаровується і у вигляді вологої пари знову надходить у віддільник рідини. Звідси суху насичену пару відсмоктує компресор, а рідина, що не випарувалась, знову направляється до батарей системи.

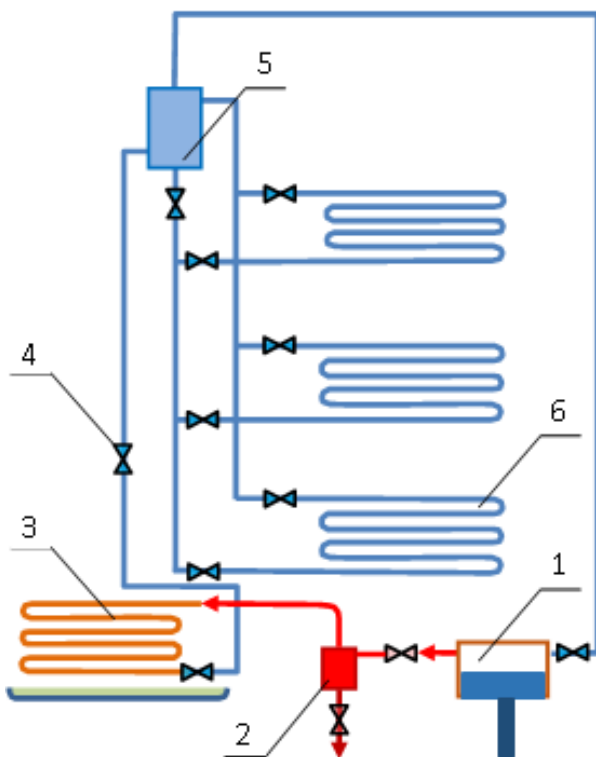


Рис. 2.4. Принципова схема безпосереднього охолодження з віддільником рідини: 1 – компресор; 2 – мастиловіддільник; 3 – конденсатор; 4 – регулюючий вентиль; 5 – віддільник рідини; 6 – батареї

Використання віддільника рідини дозволяє захистити компресор від потрапляння вологи, забезпечити сухий хід компресора і поліпшити заповнення охолоджувальних приладів рідким холодоагентом, тобто підвищити холодопродуктивність установки і зменшити витрати електроенергії.

Для поліпшення живлення батарей рідким холодоагентом і посилення його циркуляції віддільник рідини встановлюють зазвичай на 4...5м вище батарей. При цьому збільшується гідростатичний напір рідини хоча трохи погіршується теплопередача батарей (у насосних системах цей недолік відсутній).

Системи з проміжним охолодженням. Розсільні системи прийнято поділяти на системи з відкритими і закритими випарниками.

У системах з відкритим випарником (рис. 2.5) розсіл охолоджується у відкритій ємності випарника 4, куди подається холодоагент через змійовик 5. Холодний розсіл відцентровим насосом 1 направляється в охолоджувальні прилади 3, нагрівається в них і по зливному трубопроводу повертається у випарник для охолодження та повторної циркуляції. На виході насоса встановлений зворотний клапан 2.

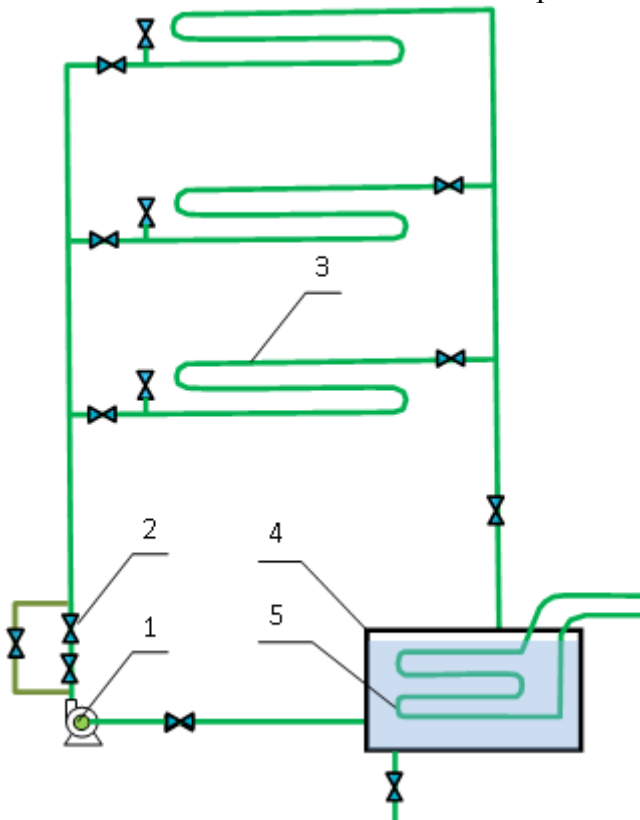


Рис. 2.5. Розсільна система охолодження з відкритим випарником: 1 – насос; 2 – зворотний клапан; 3 – охолоджувальні прилади; 4 – випарник; 5 – змійовик

У системі із закритим випарником (рис. 2.6), на відміну від попередньої, не два, а три магістральні трубопроводи. І вони всі напірні, причому 5 – подавальний, 6 – зворотний, 7 – компенсаційний. Розсіл подається циркуляційним насосом 1 у кожухотрубний випарник 2 закритого типу, де охолоджується за рахунок кипіння холодоагенту, і далі по магістральному трубопроводу 5 направляється в охолоджувальні прилади 3. У верхній частині зворотного трубопроводу 6 встановлюється розширювальна посудина 4, що призначена для компенсації зміни обсягів розсолу. Тритрубна система дозволяє забезпечити рівномірне живлення розсолем охолоджувальних приладів.

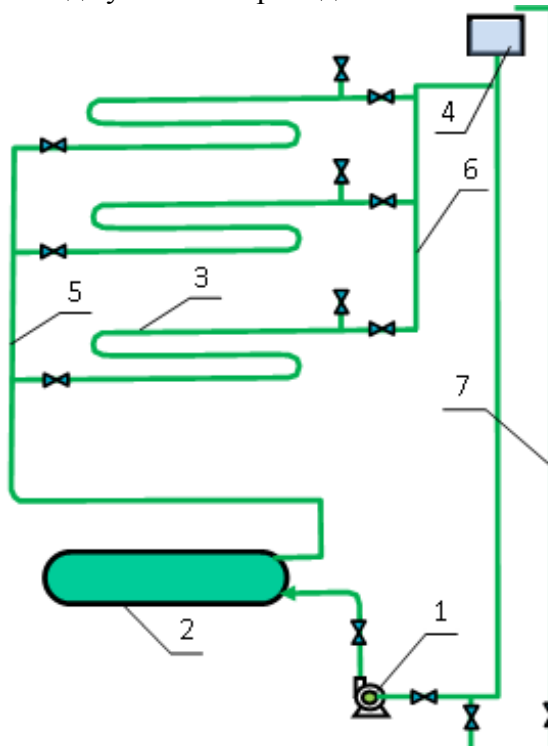


Рис. 2.6. Розсільна система охолодження із закритим випарником: 1 – насос; 2 – випарник; 3 – охолоджувальні прилади; 4 – розширювальна посудина; 5, 6, 7 – магістральні трубопроводи

Система із закритим випарником забезпечує менші витрати електроенергії на роботу насоса (не потрібно подавати рідину до верхньої точки системи), зменшення корозії обладнання і деконцентрації розчину, що також краще і в санітарно-гігієнічному відношенні.

Відтанення снігової шуби в розсільних системах здійснюється за допомогою спеціального підігрівача (бойлера) і невеликого відцентрового насоса для перекачування гарячого розсолу через магістраль і систему батарей, що підлягають відтаненню (рис. 2.7).

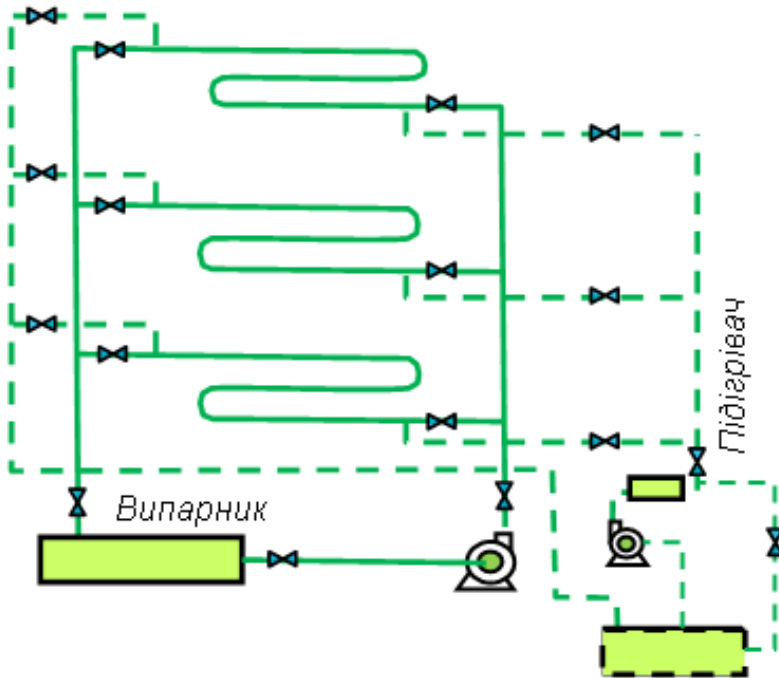


Рис. 2.7. Принципова схема відтанення снігової шуби гарячим розсолотом

Метод відтанення полягає в наступному. Нагрітий в теплообміннику розсіл подається насосом в батарею. Гарячий розсіл нагріває батарею і на зовнішній поверхні її починає плавитися шар інею, який потім легко з неї видаляється.

3. Теплообмінні апарати холодильних установок

Теплообмінними апаратами називають апарати, в яких відбувається передача тепла від одного середовища до іншого.

В холодильних установках такими апаратами є конденсатори, випарники, переохолоджувачі, теплообмінники, пристрої для охолодження рециркулюючої води, що охолоджує батареї і повітроохолоджувачі.

До теплообмінних апаратів пред'являють низку вимог. Насамперед їхня конструкція повинна забезпечувати інтенсивний теплообмін. Вони повинні бути надійні, зручні і безпечні в експлуатації, прості у виготовленні, малометаломісткі, компактні, зручні при перевезеннях і монтажі та недорогі.

Інтенсивність теплообміну характеризується густиною теплового потоку:

$$q = k\Delta t_m, \quad (3.1)$$

де q – густина теплового потоку, Вт/м²;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²°С);

Δt_m – середня різниця температур між середовищами теплообміну, °С.

Коефіцієнт теплопередачі залежить в основному від фізичних властивостей, температур середовищ теплообміну, характеру і швидкості їхнього руху та величини термічного опору стінки, що розділяє ці середовища.

Висока інтенсивність процесу теплопередачі від холодильного агента, що конденсується до охолоджувального середовища – основний показник гарної роботи випарника (конденсатора).

Велике значення при оцінці випарника (конденсатора) мають також простота виготовлення, зручність і безпека експлуатації, вага, габаритні розміри та вартість.

Інтенсивність процесу теплопередачі залежить від інтенсивності тепловіддачі від пари, що конденсується, до охолоджуваної поверхні (стінки труби), теплопровідності стінки з урахуванням можливих забруднень по обидва боки

труби та інтенсивності тепловіддачі від стінки до охолоджуваного середовища.

Велике значення має товщина плівки конденсату. При будь-якій конструкції апарата дуже важливо, щоб конденсат швидко відводився від поверхні, крізь яку передається тепло. Тільки за цієї умови можливі високі значення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодильного агента.

Теплообмінник повинен бути вільним від повітря та інших газів, що неконденсуються; накопичуючись біля поверхні, крізь яку передається тепло, ці гази створюють великий тепловий опір, знижують коефіцієнт тепловіддачі та збільшують температуру і тиск.

Дуже великий опір теплопередачі створюють забруднення, які виникають на стінках труб. Так, наприклад, мастило, що проникає з парами з компресора в конденсатор, забруднює поверхню, крізь яку передається тепло та знижує інтенсивність теплопередачі апарата. Водяний камінь та інші відкладення на поверхні створюють такий же негативний вплив. При повітряному охолодженні шкідливий вплив створює пил, кіптяву, іржу та інші забруднення на поверхні конденсатора. Конструкція конденсатора повинна бути зручною для видалення забруднень із поверхні, крізь яку передається тепло апарата.

При охолодженні водою інтенсивність тепловіддачі значно вища, ніж при охолодженні повітрям. Зі збільшенням швидкості коефіцієнт тепловіддачі значно зростає. Бажано, щоб швидкість води в конденсаторах була 1,0...1,5 м/сек, а швидкість повітря в конденсаторах з повітряним охолодженням – не нижче 2...3 м/сек.

Випарник – це теплообмінний апарат, у якому тепло віднімається від охолоджуваного середовища холодильним агентом, який кипить при низькій температурі. Охолоджуваним середовищем можуть бути або проміжні холодоносії – розсіл, вода, що використовуються, у свою чергу, для охолодження повітря камер і технологічних апаратів за допомогою розсільних і водяних батарей, або безпосередньо повітря

охолоджуваних приміщень. Відповідно до цього в холодильній техніці розрізняють випарники для охолодження розсолу (або води) і випарники для охолодження повітря. До останніх відносяться батареї і повітроохолоджувачі безпосереднього випарювання.

Випарники для охолодження розсолів і води

Ці випарники повинні мати високі теплотехнічні якості, від яких залежить інтенсивність процесу теплопередачі. Важливо, щоб в апараті були забезпечені висока швидкість циркуляції охолоджуваної рідини, швидкість видалення бульбашок, що утворюються при кипінні холодильного агента, малі гідравлічні опори і чистота системи. Безпосередньо від цих факторів залежать коефіцієнти теплопередачі, а отже, і розміри апарата, його металоємність і вартість. Випарники повинні бути прості у виготовленні й в обслуговуванні. Велике поширення одержали вертикальні і горизонтальні кожухотрубні випарники.

Багатоходовий аміачний кожухотрубний випарник (рис. 3.1) являє собою циліндричний корпус із привареними трубними ґратами, у які вставлені і розвальцьовані сталеві труби діаметром 25×3 мм. До трубних ґрат кріпляться чавунні кришки з перегородками, що утворюють усередині випарника кілька ходів для потоку охолоджуваної рідини.

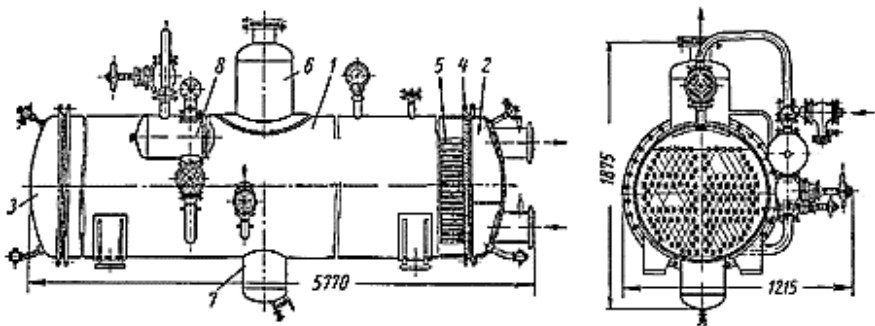


Рис. 3.1. Аміачний кожухотрубний випарник: 1 – корпус, 2 і 3 – кришки; 4 – трубні ґрати; 5 – труби; 6 – сухопарник; 7 – відстійник, 8 – вентиль регулюючий

Розсіл або вода охолоджуються в результаті теплообміну з аміаком, що кипить в міжтрубному просторі при низькому тиску й низькій температурі. Охолоджувана рідина надходить у випарник через нижній патрубок в одній із кришок, протікаючи по трубах виконує послідовно кілька ходів і виходить із випарника через верхній патрубок.

Фреоновий кожухотрубний випарник (рис. 3.2).

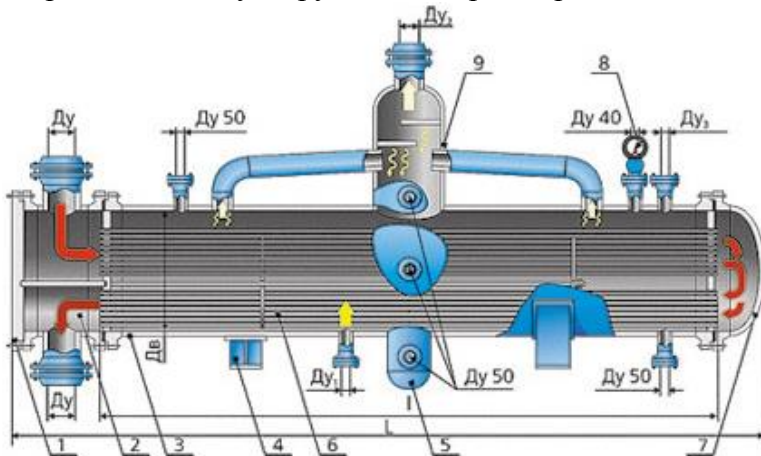


Рис. 3.2. Фреоновий кожухотрубний випарник:
 1 – кришка розподільної камери; 2 – розподільна камера;
 3 – кожух; 4 – опора; 5 – мастилозбірник; 6 – труба теплообмінна;
 7 – кришка кожуха; 8 – мановакууметри; 9 – сухопарник

Рідкий холодильний агент підводиться від регулюючого вентиля у випарник знизу в міжтрубний простір. Рівень рідини підтримується на висоті 0,8 діаметра кожуха. Пара, що утворюється у випарнику, звільняється в паросушнику (сухопарнику) від часток рідини, що захоплюються нею і відсмоктується компресором. Мастило, що проникає у випарник, періодично видаляється через мастиловідстійник.

Панельний випарник (рис. 3.3) складається із прямокутного бака 5, у який занурена система випарних секцій 2 панельного типу. Окремі секції з поверхнею охолодження складаються із двох горизонтальних трубчастих колекторів і;

двох вертикальних (трубчастих) стояків, що утворюють прямокутну раму. У раму вварені панелі, що складаються з двох сталевих аркушів з виштампованими в них канавками, які утворюють вертикальні канали. По довжині секції встановлюють кілька панелей, що з'єднуються між собою бічними крайками. Секції приєднуються паралельно, для цього вони об'єднані в колектори: для подачі рідкого аміаку 3, відведення пари аміаку 1 і видалення мастила.

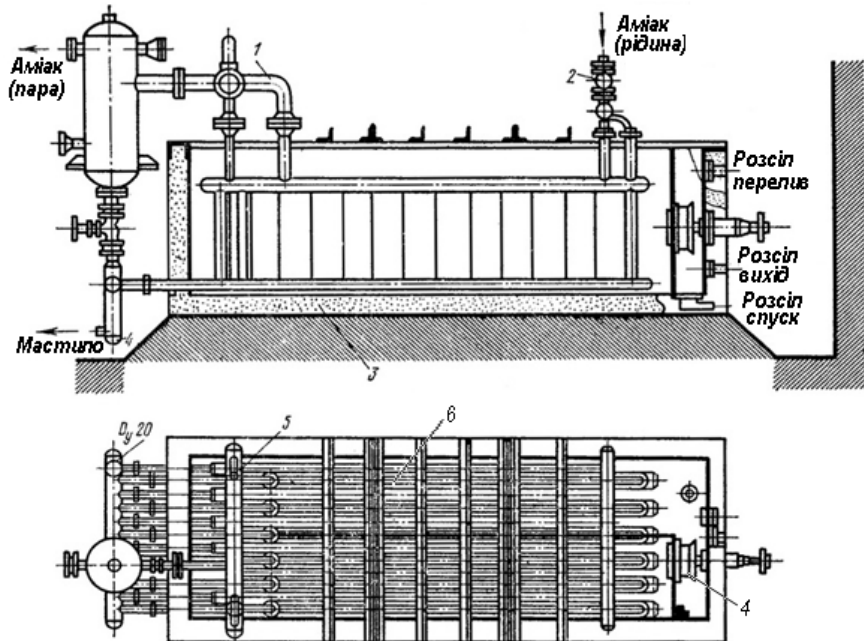


Рис. 3.3. Панельний випарник: 1 – паровий колектор; 2 – розподільний рідинний колектор; 3 – теплоізоляція; 4 – мішалка теплоносія; 5 – запобіжний клапан; 6 – листотрубні панелі

Рідкий аміак надходить у секції зверху. Через один зі стояків він проходить у нижній колектор, звідки, заповнюючи канали панелей, піднімається майже до верхнього колектора. У панелях аміак кипить, сприймаючи тепло від циркулюючих у баку розсолу або води. Пара, що утворюється при кипінні, піднімається у верхні колектори секцій, з них по колектору 1

проходить у віддільник рідини й далі направляється в компресор. Захоплені нею краплі рідкого аміаку відділяються у віддільнику рідини і повертаються в нижні колектори панелей.

Мастило, що потрапило у випарник, відводиться в загальний мастилозбірник 4, з якого воно видаляється по мірі накопичення.

Для забезпечення циркуляції холодоносія в баку встановлені пропелерна мішалка і перегородка. Рівень холодоносія в баку повинен бути вище рівня у випарних секціях. При переповненні бака зайва частина холодоносія зливається по переливній трубі в бак додаткової ємності. Охолоджений холодоносієм перекачується насосом з бака через патрубок, розташований у нижній його частині, і подається в камерні батареї.

Теплий холодоносієм повертається в бак, надходячи зверху у відсік, де розташована мішалка. Для спорожнювання бака при огляді або ремонті випарника, у його днищі уварена спеціальна спускна труба. Стінки і дно бака зовні покривають тепловою ізоляцією. Зверху бак закривають дерев'яними кришками.

У панельних випарниках, завдяки високій швидкості руху холодоносія і майже повному заповненню випарних секцій рідким холодильним агентом, забезпечується інтенсивний теплообмін. Випарники зручні для огляду, ремонту й очищення. На їхнє виготовлення витрачається невелика кількість сталевих труб. Однак вони піддаються інтенсивній корозії внаслідок вільного доступу повітря до холодоносія і насичення його киснем.

Конденсатор – теплообмінний апарат, в якому здійснюється процес конденсації – процес фазового переходу холодоагента з пароподібного стану в рідкий за рахунок відведення тепла охолоджувачем.

Залежно від охолоджуючого середовища конденсатори можуть бути розділені на наступні типи: з водяним охолодженням, з водо-повітряним (випарним) охолодженням, з повітряним охолодженням, з охолодженням киплячим холодильним агентом в конденсаторі-випарнику. Вибір типу

конденсатора залежить від умов застосування.

Промисловість випускає наступні типи конденсаторів: кожухотрубні горизонтальні, кожухотрубні вертикальні, випарні і повітряні.

Горизонтальні кожухотрубні конденсатори завдяки широкому діапазону типорозмірів застосовують і в аміачних (рис. 3.4), і хладонових холодильних установках харчових підприємств.

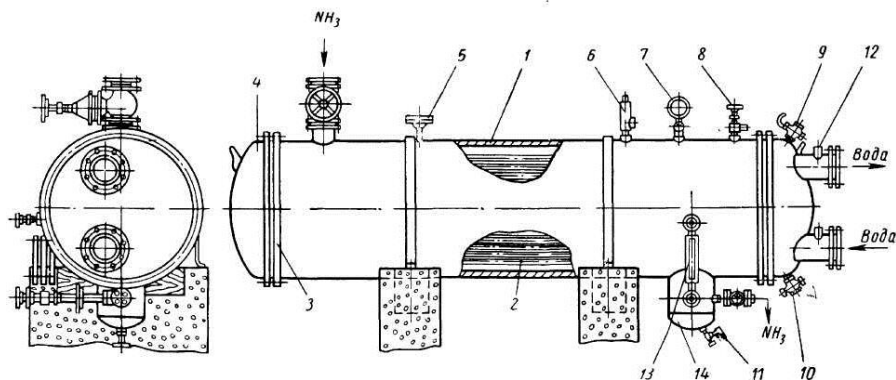


Рис. 3.4. Горизонтальний аміачний кожухотрубний конденсатор: 1 – циліндричний кожух; 2 – теплообмінні труби; 3 – трубна решітка; 4 – кришка; 5 – фланець для приєднання зрівняльної лінії від ресивера; 6 – запобіжний клапан; 7 – манометр; 8 – вентиль для спуску повітря та неконденсуючих газів; 9 – вентиль для спуску повітря з водяного простору; 10 – кран для зливу води; 11 – вентиль для випуску мастила; 12 – термометрова гільза; 13 – показчик рівня; 14 – мастиловідстійник

Кожухотрубний горизонтальний конденсатор (рис. 3.5) складається із циліндричного кожуха з привареними по торцях трубними ґратами, у яких розвальцьовані безшовні сталеві труби діаметром $57 \times 3,5$ мм. Конденсатор встановлюють на фундамент із водоприймачем для стікаючої води. Є патрубки для приєднання запобіжних клапанів, показчика рівня, манометра і запірної арматури.

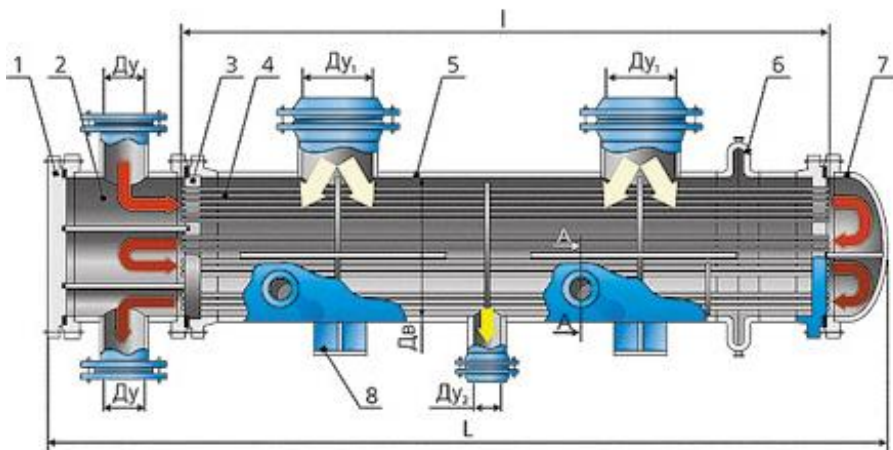


Рис. 3.5. Горизонтальний фреоновий кожухотрубний конденсатор: 1 – кришка розподільчої камери; 2 – розподільча камера; 3 – решітка трубна; 4 – труба теплообмінна; 5 – кожух; 6 – компенсатор; 7 – кришка кожуха; 8 – опора

В конденсатор зазвичай надходять перегріті пари холодоагента, які охолоджуються до температури насичення, конденсуючись, переходять в рідку фазу. Для конденсації пари необхідно відвести від кожної одиниці її маси теплоту, рівну питомій теплоємності конденсації.

В одній із кришок конденсатора є отвори для входу і виходу води. Охолоджувальна вода подається у внутрішні труби через нижній отвір у кришці. Вода виконує кілька ходів по трубах у різних напрямках, підігрівається теплом від гарячого холодильного агента і виходить через верхній отвір. Пароподібний холодильний агент з компресора надходить у міжтрубний простір через патрубок, розташований у верхній частині кожуха. Контактуючи із холодними трубами, холодильний агент конденсується і стікає в нижню частину міжтрубного простору конденсатора, звідки видаляється в ресивер або до регулюючої станції. Мастило, що проникає в конденсатор, як більш важке і малорозчинне, осаджується в мастиловідстійнику і періодично видаляється з нього.

Швидкість руху води в конденсаторі досить велика

(0,7...1,5 м/с). Це забезпечує високе значення коефіцієнта тепловіддачі з боку води. Відведення рідкого холодильного агенту з теплопередавальної поверхні здійснюється безперешкодно. Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку високий: $a = 8000...10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$. Однак конденсат, що утворюється на верхніх трубах, стікає на труби, розташовані нижче, що певною мірою знижує інтенсивність роботи нижньої частини конденсатора.

Питоме теплове навантаження в горизонтальних кожухотрубних конденсаторах становить $4700...5200 \text{ Вт}/\text{м}^2$ при різниці температур аміаку і води близько 5°C .

Перевагою горизонтальних кожухотрубних конденсаторів є зручність агрегування їх з іншими елементами холодильної установки.

Випарні конденсатори являють собою гладкі або ребристі змійовики, розташовані всередині кожуха (рис. 3.6). У змійовиках конденсується аміак. Зовнішня поверхня зрошується охолоджувальною водою, що розбрискується через форсунки. Одночасно змійовики продуваються повітрям, що має зустрічний напрямок відносно води. Тепло конденсації витрачається на випарювання води і видаляється з повітрям у зовнішнє середовище. Свіжа вода замість тієї, що випарувалась надходить через поплавковий клапан. Витрата води, з урахуванням розбризкування і винесення з повітрям не перевищує $10...15\%$ від її витрат в конденсаторах інших типів.

Кількість циркулюючої води становить $70...80 \text{ дм}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$, а обсяг повітря, що продувається, $100...170 \text{ м}^3/\text{кВт}$ (залежить від температури і відносної вологості зовнішнього повітря). Витрата електроенергії для привода насоса і вентиляторів становить $7...8\%$ від її витрат в компресорі. Коефіцієнт теплопередачі випарних конденсаторів нижче, ніж конденсаторів інших типів: до $500...700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$.

При недостатчі води доцільно застосовувати випарні конденсатори.

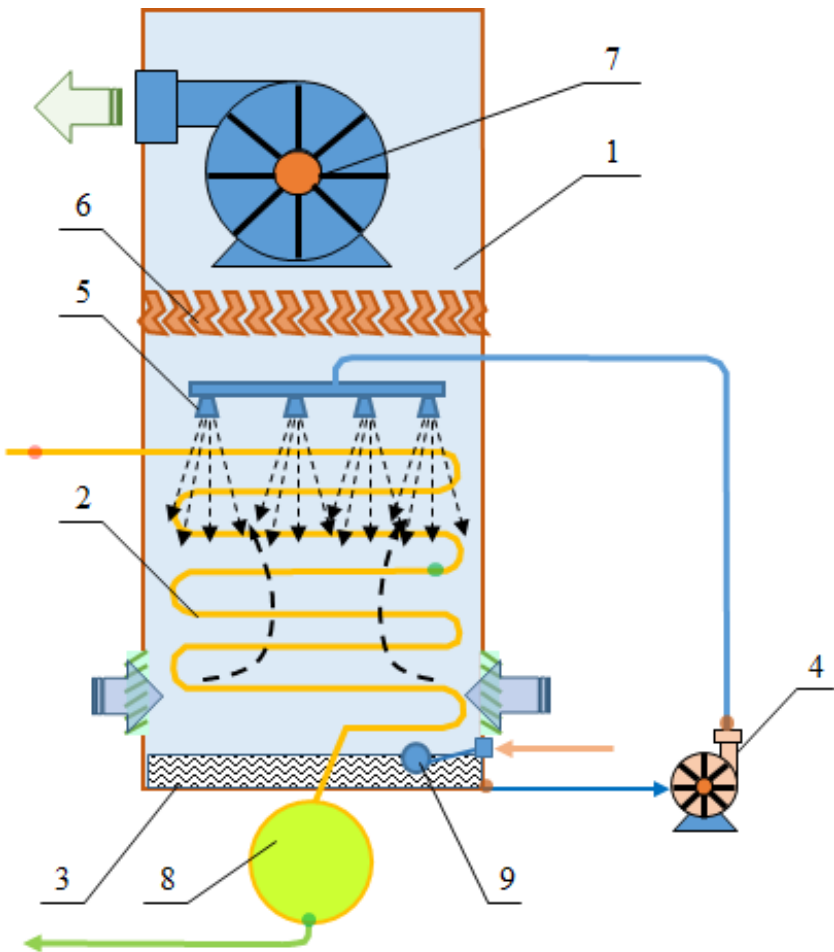


Рис. 3.6. Випарний зрошувальний конденсатор: 1 – кожух; 2 – змійовик з холодильним агентом; 3 – бак для води; 4 – насос; 5 – форсунки; 6 – відбійник бризок; 7 – вентилятор; 8 – ресивер; 9 – поплавковий регулятор

4. Компресори холодильних установок

Компресор – основний елемент найбільш поширених в сучасній техніці компресійних холодильних машинах.

Призначення компресора – відсмоктування пари холодоагента з випарника, її стиснення і переміщення в конденсатор.

Різновидів компресорів безліч. Є багато критеріїв за якими можна класифікувати ці машини.

Компресори розрізняють:

за принципом дії, яка залежить від конструкції:

- об'ємний компресор, який у свою чергу можна розділити на поршневий, мембранний і роторний;

- лопатевий (лопатковий) компресор, який теж можна розділити на відцентровий (радіальний) і осьовий;

- термокомпресор;

за видом речовини, що стискується:

- повітряний компресор;

- кисневий компресор;

- хлорний компресор;

- азотний компресор;

- гелієвий компресор;

- аміачний компресор;

- сірчаноангідридний компресор;

- хлорметиловий компресор;

- хладоновий компресор;

за величиною тиску:

- компресор надвисокого тиску;

- компресор низького тиску;

- вакуум-компресор;

за типом охолодження:

- компресор з водяним (рідинним) охолодженням;

- компресор з повітряним охолодженням;

за типом двигуна (приводу):

- компресор з приводом від електродвигуна;

- компресор з приводом від двигуна внутрішнього згорання;

- турбокомпресор – компресор з приводом від газової (парової) турбіни;

за ступенем герметичності:

- герметичні компресори, наприклад, компресори-мотори для побутових холодильників;

- напівгерметичні компресори.

Поршневі холодильні компресори класифікують:

за конструкцією кривошипно-шатунного механізму:

- поршневий компресор з двостороннім усмоктуванням (з крейцкопфом);

- поршневий компресор з однобічним усмоктуванням (без крейцкопфа);

- прямоточний поршневий компресор;

- непрямоточний поршневий компресор;

за типом приводу:

- компресор з обертальним приводом (двигун як привод);

- компресор з коливальним приводом; (електромагніт як привод);

за кількістю циліндрів, і схемі їх розташування:

- вертикальний компресор, де циліндри, відповідно, розташовані вертикально;

- горизонтальний компресор, який може бути з розташуванням циліндрів з однієї сторони валу, і з розташуванням циліндрів по обидві сторони валу. У тому числі й опозитний компресор;

- кутовий компресор, з V- і W-подібним розташуванням циліндрів, а також з відмінним від горизонтальних і вертикальних компресорів, розташуванням циліндрів;

за кількістю ступенів стискування:

- одноступінчастий компресор;

- двоступінчастий компресор;

за ступенем герметизації:

- герметичний поршневий компресор;

- напівгерметичний поршневий компресор;

за змащенням:

- із застосуванням змащення;

- без застосування змащення (сухого тертя або із сухим поршнем);

За видом розташування в блоці циліндрів поршневі компресори поділяють на вертикальні, горизонтальні і кутові (рис. 4.1-4.5).

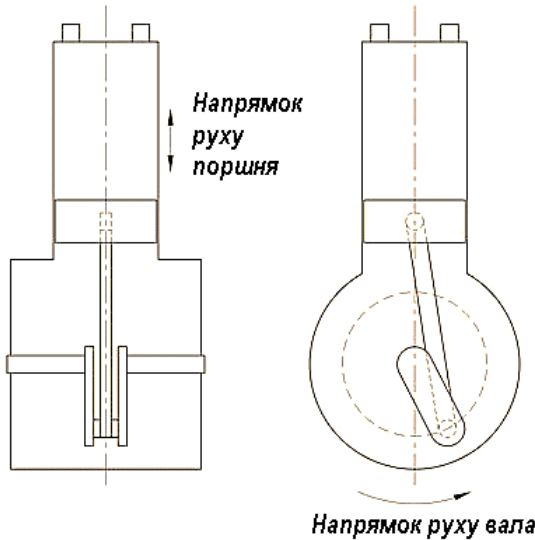


Рис. 4.1. Вертикальне розташування циліндрів

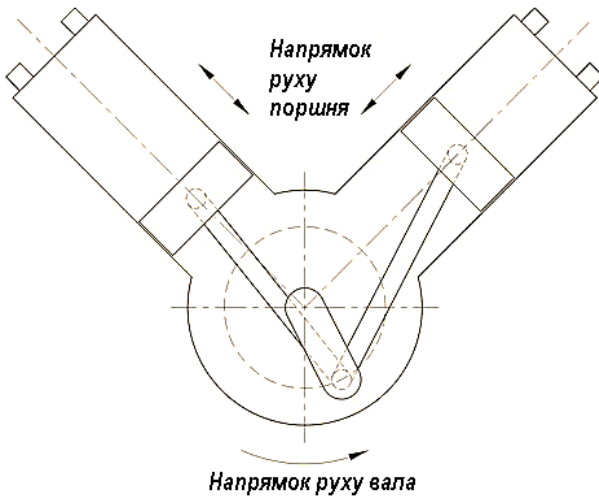


Рис. 4.2. V-подібне розташування циліндрів

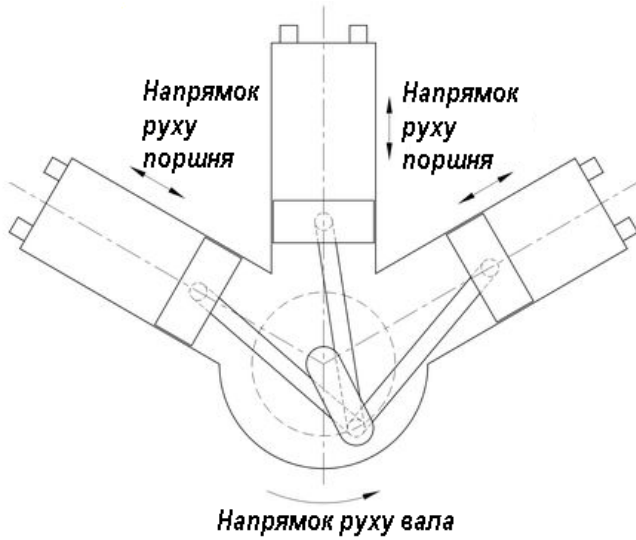


Рис. 4.3. W-подібне розташування циліндрів

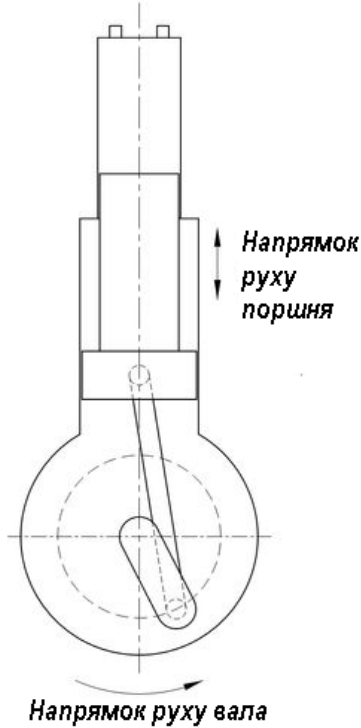


Рис. 4.4. Ступінчастий поршень (диференціальний)

Поршневі компресори

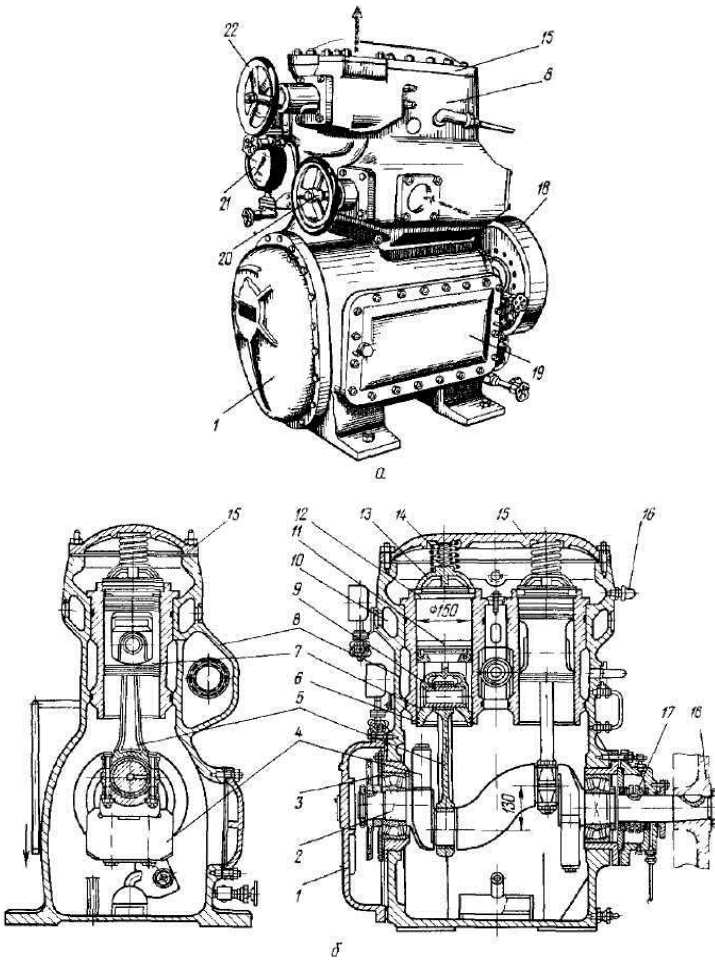


Рис. 4.5. Блок-картерний компресор АВ-100: 1 – кришка картера; 2 – колінвал; 3 – корінні підшипники; 4 – противаги; 5 – шатуни; 6 – мастилознімальні кільця; 7 – поршень; 8 – блок-картер; 9 – палець; 10 – водяна сорочка; 11 – клапан усмоктувальний; 12 – нагнітальний клапан; 13 – притискна склянка; 14, 15 – буферні пружини; 16 – клапан запобіжний; 17 – сальник; 18 – маховик; 19 – бічна кришка; 20 – запірний всмоктувальний клапан; 21 – манометр; 22 – нагнітальний вентиль

Для охолодження кришок і циліндрів водою передбачена водяна сорочка розташована по периметру циліндра. В результаті цього досягається рівномірне і ефективне охолодження стінок циліндрів і нагнітальних порожнин.

Блоки циліндрів широко застосовується в конструкціях малих середніх і великих компресорів. При розташуванні циліндрів блоком зменшуються габаритні розміри компресора, механізм руху стає компактним, підвищується міцність циліндрів і картера, спрощується технологічний процес виготовлення. На зовнішній поверхні циліндрів і блоків малих компресорів з повітряним охолодженням є ребра, які збільшують поверхню охолодження блоків, у циліндрах великих і середніх компресорів передбачені водяні сорочки.

Циліндри і блоки циліндрів відливають із високоміцного чавуну марок СЧ-21-40 або СЧ-2444. Велике значення для тривалої і безаварійної роботи компресора має якість виливка в місці розточень циліндрів. У виливку не повинно бути раковин, тріщин і порожнеч.

Циліндри і блоки циліндрів проходять гідравлічне випробування на міцність при тиску 2,4 МПа (24 кгс/см) і пневматичне випробування на щільність при тиску 1,6 МПа (16 кгс/см).

Блок-картери. Для збільшення твердості картера і зменшення кількості роз'єднань у конструкції компресора поєднують картер і блок циліндрів і виготовляють у вигляді однієї деталі – блок-картера (рис. 4.6). Можливе об'єднання блок-картера з корпусом електродвигуна, що одержало широке поширення у фреонових компресорах. Завдяки такій конструкції зменшуються габаритні розміри компресорного агрегату і кількість деталей, знижується металоємність, збільшується твердість і щільність блок-картера.

У розточеннях циліндрів блок-картерів встановлюють знімні циліндрові гільзи.

Блок-картери виготовляють литтям з високоміцного чавуну тих же марок, що і картери. Гільзи виконують зі сталі або легованого чавуну. Їх встановлюють в блок-картерах по

ковзній посадці і ущільнюють по периметру за допомогою гумових кілець. У циліндрах великих компресорів гільзи встановлюють на легкопресовій посадці. Під час експлуатації компресорів зношування гільз менше, ніж чавунних циліндрів.

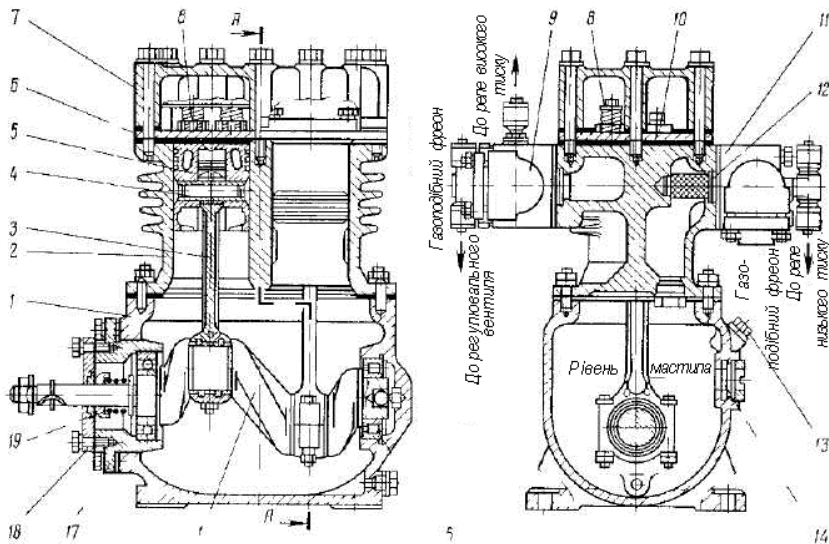


Рис. 4.6. Поздовжній і поперечний розрізи поршневого компресора: 1 – картер; 2 – блок циліндрів; 3 – шатун; 4 – поршневий палець; 5 – поршень; 6 – клапанна дошка; 7 – голівка блоку циліндрів; 8 – нагнітальний клапан; 9 – нагнітальний запірний вентиль; 10 – всмоктувальний клапан; 11 – всмоктувальний запірний вентиль; 12 – фільтр; 13 – пробка заливання мастила; 14 – мастилопоказчик; 15 – корінні підшипники; 16 – колінвал; 17 – корпус підшипника; 18 – кришка сальника; 19 – сальник

Картери і рами виготовляють литими із сірого чавуну з високими механічними властивостями, наприклад, СЧ-18-4 або СЧ-21-40.

Обов'язковою операцією при виготовленні картерів і рам є старіння або нормалізація чавуну заготовок для зняття всіх внутрішніх напружень перед механічною обробкою. При виготовленні картери піддають гідравлічним випробуванням

при тиску 1,6 або 2 МПа (16 або 20 кгс/см) для перевірки на міцність і пневматичним випробуванням при 1 МПа тиску перевірки на щільність.

Картери компресорів фреонових холодильних машин виготовляють із алюмінієвих сплавів.

Вертикальний компресор із прямоточним рухом пари холодильного агента в циліндрі показаний на рис. 4.7, *а*. Цей компресор має литий чавунний картер 16, в якому обертається колінчастий вал 1, що приводиться в рух від маховика 14. Через шатун 3 зворотно-поступальний рух одержує поршень 4, розташований у вертикальному циліндрі 12.

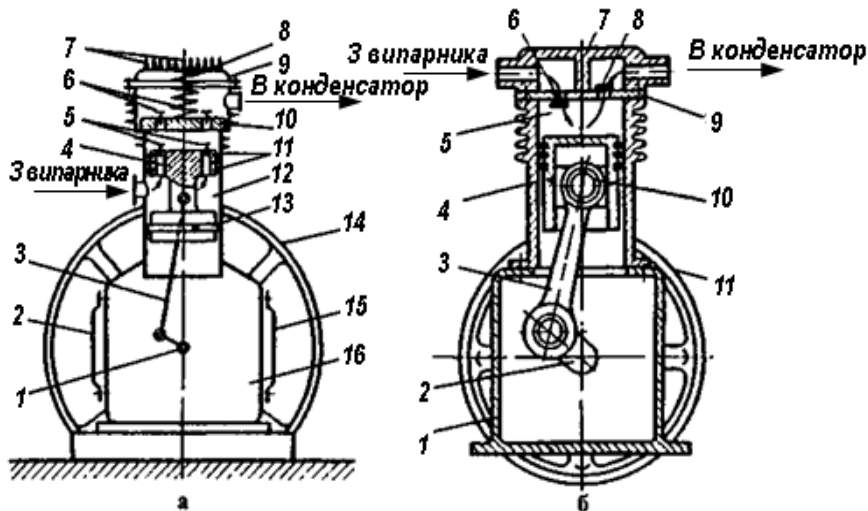


Рис. 4.7. Схема вертикального поршневого компресора: *а* – прямоточного; *б* – непрямого

Циліндр компресора зверху закритий кришкою 9 з ребрами 7, які призначені для збільшення поверхні тепловіддачі. Під кришкою розташована пружина 8, що упирається в кришку безпеки 10. Циліндр компресора закріплений на картері. На поршні зверху закріплено три ущільнювальні чавунні кільця 11, які не допускають перетікання пари (при стискуванні холодильного агента) з робочої порожнини циліндра в порожнину всмоктування. В

нижній частині поршня передбачене мастилознімальне кільце 13, яке роз'єднує всмоктувальну порожнину з картером і знімає зі стінок циліндра надлишки мастила, що виводиться з картера. Завдяки цьому зменшується віднесення мастила в теплообмінні апарати.

Для огляду механізму руху і доступу до нижніх головок шатуна на картері передбачені бічні кришки 2 і 15, які служать також для зняття колінчастого валу та огляду системи змащення.

Компресор працює в такий спосіб. Холодильний агент із всмоктувальної порожнини, розташованої в середній частині блоку циліндрів, через всмоктувальні клапани 5, які встановлені у верхній частині поршня 4, надходить у простір над поршнем, у робочу порожнину циліндра. Тут при зворотному русі поршня пара стискаються і через нагнітальні клапани 6, розташовані в кришці безпеки 10, виштовхуються в нагнітальну порожнину, а з неї – в конденсатор.

У прямооточних компресорах у якості холодильного агента застосовується аміак. Фреонові компресори найчастіше виконуються непрямочоточними.

У непрямочоточному компресорі (рис. 4.7, б) поршні виконані непрохідними і, отже, всмоктувальні клапани розташовуються не на поршнях.

Поршень 4 приводиться в рух маховиком 11 через колінчастий вал 2, шатун 3 і палець 10. Колінчастий вал розташовано в картері 1. Голівка циліндра 7 разом з нагнітальними клапанами 8 і всмоктувальними клапанами 6 монтується на клапанній плиті 9. При русі поршня 4 зверху до низу тиск пари холодильного агента в робочій порожнині циліндра 5 (над поршнем) стає нижче тиску у всмоктувальному трубопроводі. Тому, всмоктувальний клапан 6 відкривається, і пара холодильного агента надходить у циліндр компресора. Коли поршень із нижнього положення піднімається нагору, всмоктувальний клапан 6 закривається. Відбувається стискування пари, яка триває доти, поки тиск у робочій порожнині циліндра не перевищить тиск у нагнітальній лінії

установки. Після цього нагнітальний клапан 8 відкривається, і стиснена пара спрямовується в нагнітальну лінію, яка зв'язує компресор з конденсатором.

На рис. 4.8 приведено схему не прямооточного компресора.

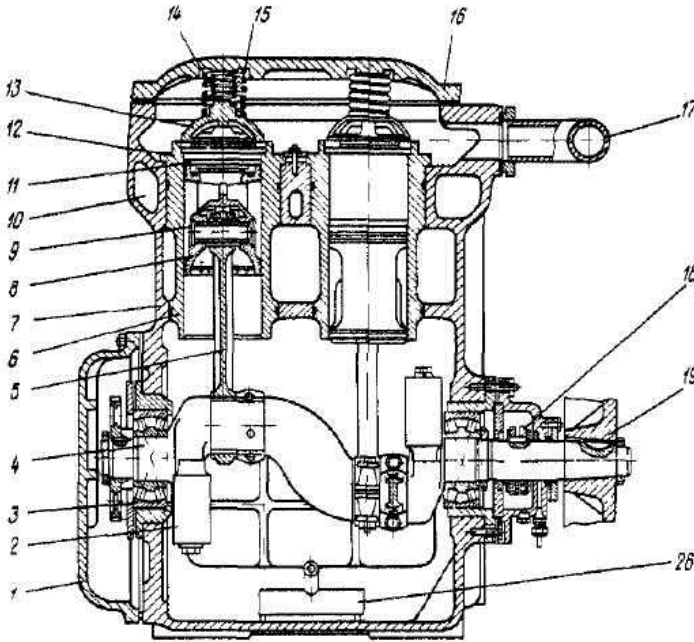


Рис. 4.8. Не прямооточний компресор: 1 – кришка; 2 – противаги; 3 – корінний підшипник кочення; 4 – колінчастий вал; 5 – шатун; 6 – циліндрова гільза; 7 – блок-картер; 8 – прохідний поршень; 9 – поршневий палець; 10 – водяна сорочка; 11 – всмоктувальний клапан; 12 – клапан нагнітальний; 13 – притискна склянка; 14 і 13 – буферні пружини; 16 – кришка блоку циліндрів; 17 – нагнітальний колектор; 18 – сальник; 19 – ступиця маховика; 20 – вентиль нагнітальний запірний; 21 – пропускний вентиль; 22 – фільтр всмоктувальний; 23 – порожнина всмоктування; 24 – бічні кришки; 25 – оглядове скло за рівнем мастила; 26 – фільтр масляний грубого очищення; 27 – всмоктувальний вентиль; 28 – манометр

На рис. 4.9-4.10 приведено V подібні компресори.

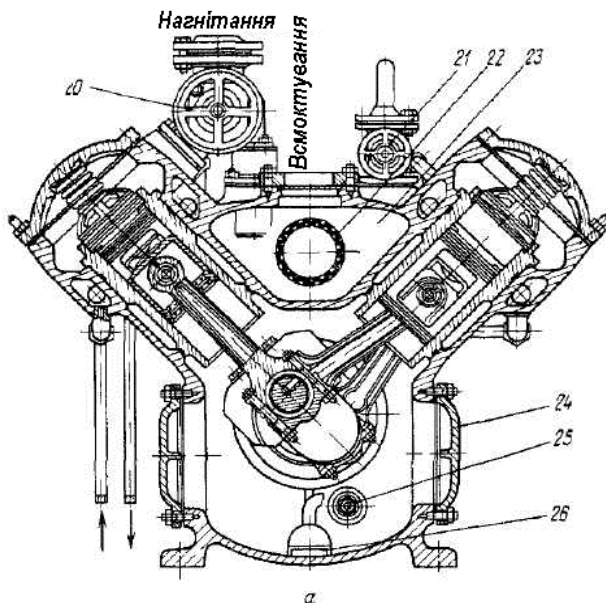


Рис. 4.9. V подібний компресор

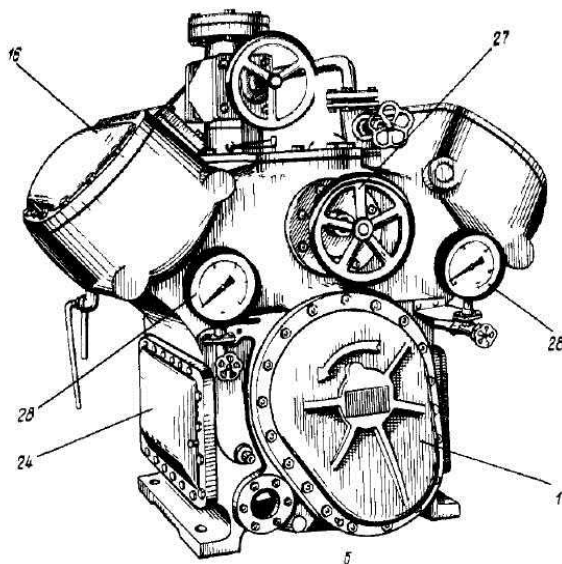


Рис. 4.10. Компресор АУ-200

В циліндрах непрямоточних компресорів холодильний агент виконує зворотно-поступальний рух і, отже, між ним і стінками циліндрів відбувається більш інтенсивний теплообмін, ніж при оходженні його прямоюкою. Тому, непрямоточні компресори застосовуються в установках малої холодо-продуктивності (до 100кВт). У той же час, у непрямоточних компресорах встановлений більш легкий поршень, менше сили інерції невірноважених частин, що рухаються.

Стиснена компресором пара холодильного агента надходить в охолоджувальний апарат, де повинна бути забезпечена висока інтенсивність тепловіддачі від холодильного агента, що сконденсувався до охолоджувальної стінки.

На рис. 4.11 представлено горизонтальний компресор подвійної дії.

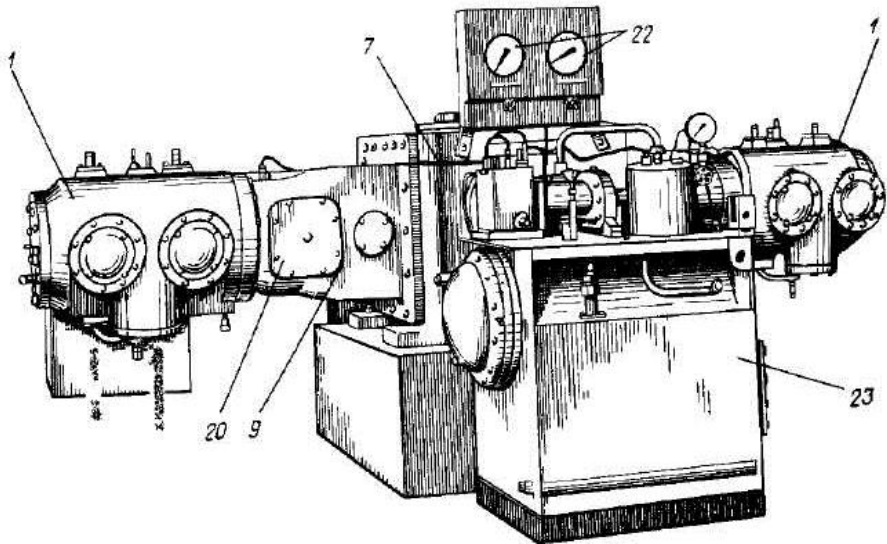


Рис. 4.11. Горизонтальний компресор подвійної дії

На рис. 4.12-4.14 представлено компресори з крейцкопфом та безкрейцкопфні, відповідно.

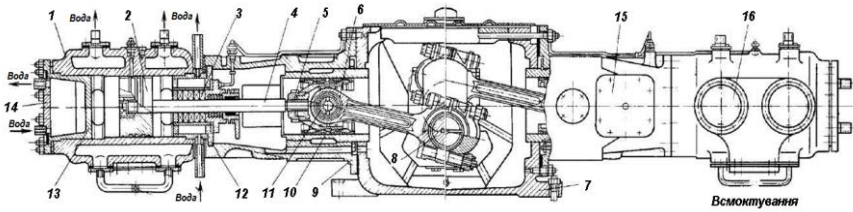


Рис. 4.12. Ополитний компресор АТ-600П: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – сальник поршневого штока; 4 – шток поршневий; 5 – крейцкопф (ковзна опора); 6 – шатун; 7 – рама; 8 – колінвал; 9 – корпус напрямної крейцкопфа; 10 – напрямна крейцкопфа; 11 – палець; 12 – кришка циліндра; 13 – глуха кришка; 14 – кришка водяної порожнини; 15 – корінні підшипники; 16 – механізм повертання колінвала

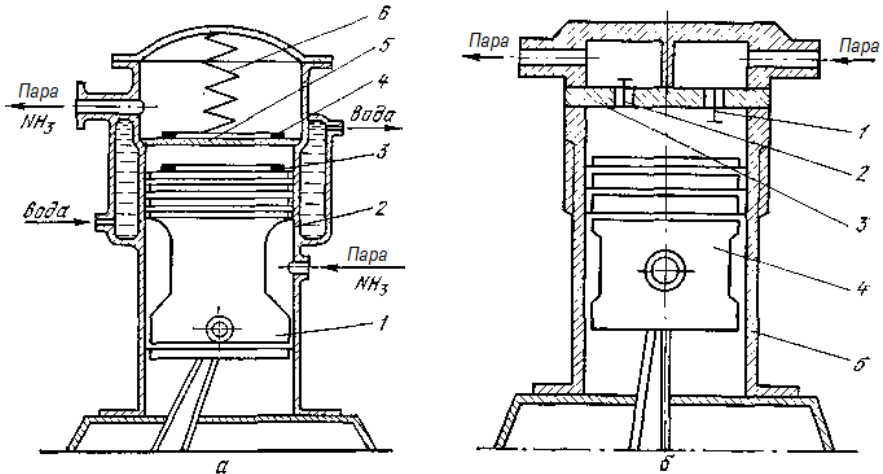


Рис. 4.13. Поршнєві безкрейцкопфні компресори: а – прямоточний: 1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – клапан усмоктувальний; 4 – клапан нагнітальний; 5 – фальш-кришка; 6 – буферна пружина; б – непрямоточний: 1, 2 – усмоктувальний і нагнітальний клапани; 3 – плита; 4 – поршень; 5 – циліндр

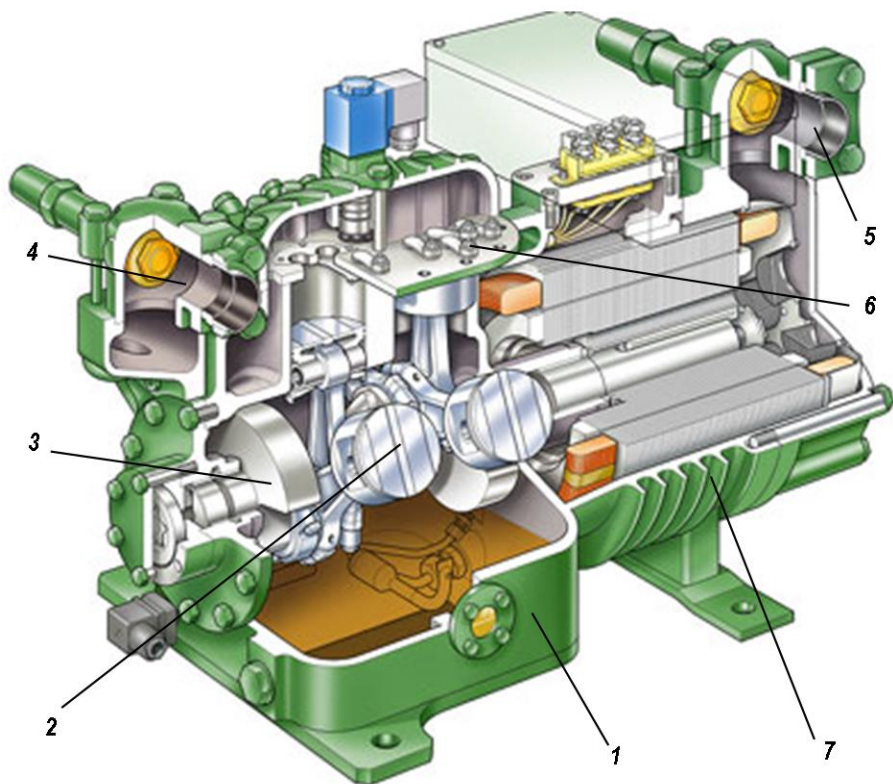


Рис. 4.14. Компресор в розрізі: 1 – корпус ; 2 – поршень; 3 – колінчатий вал; 4 – нагнітаючий патрубок; 5 – патрубок всмоктування; 6 – клапани; 7 – електродвигун

На рис. 4.15-4.17 представлено вузли і деталі поршневих компресорів. Основним вузлом компресорів є шатуново-поршнева група.

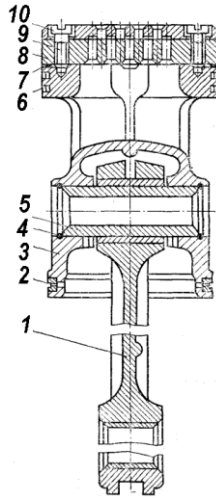


Рис. 4.15. Шатунно-поршнева група прямоочного компресора: 1 – шатун; 2 – масляне кільце; 3 – поршень прохідний; 4 – стопорне кільце; 5 – компресійне кільце; 7 – прокладка; 8 – клапан всмоктування; 9 – гвинт; 10 – замкова шайба

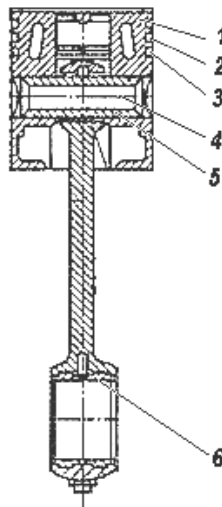


Рис. 4.16. Шатунно-поршнева група не прямоочного компресора: 1 – поршень непрохідний; 2 – компресійне кільце; 3 – масляне кільце; 4 – поршневий палець; 5 – втулка верхньої голівки; 6 – вкладник шатуна

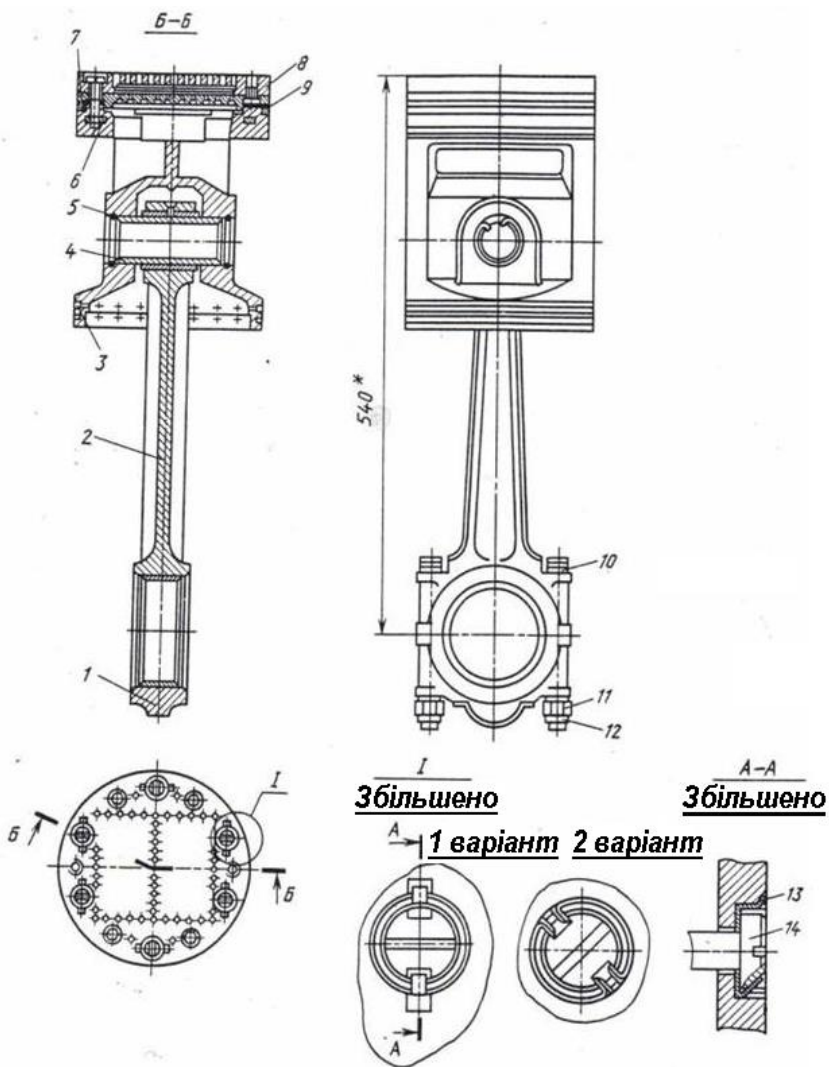


Рис. 4.17. Шатунно-поршнева група з розташуванням усмоктувального клапану на голівці поршня: 1 – кришка шатуна; 2 – тіло шатуна; 3 – масляне кільце; 4 – поршневий палець; 5 – замок; 6 – поршень; 7 – прокладка; 8 – усмоктувальний клапан; 9 – ущільнювальне кільце; 10 – болт шатунний; 11 – гайка; 12 – шплінт; 13 – шайба ковпачкова; 14 – гвинт

5. Допоміжне обладнання холодильних установок

До допоміжних апаратів слід віднести: мастиловіддільники, мастилозбірники, віддільники рідини, проміжні попосудини, повітровіддільники, фільтри-брудовловлювачі, ресивери, осушувачі, теплообмінники й ін.

Допоміжні апарати створюють необхідні умови для тривалої та безперебійної роботи холодильної установки, полегшують регулювання робочого процесу, підвищують економічність роботи установки.

Мастиловіддільники застосовуються при виробництві холодильного обладнання. Їх встановлюють на нагнітальному трубопроводі між компресором і конденсатором холодильної установки з холодильним агрегатом, обмежено розчиняються в мастилі (аміак і до деякої міри фреони). Вони служать для відділення мастила, захопленого паром холодильного агента з компресора, не допускаючи попадання його у великих кількостях в теплообмінні апарати – конденсатор і випарник.

Мастило виноситься з компресора як у вигляді дрібних крапель, так і в пароподібному стані, тому що, при температурах 80...130°C відбувається часткове випаровування мастила – від 3 до 30%. Відділяється мастило в мастиловіддільнику в результаті різкої зміни напрямку і зменшення швидкості руху пари (до 0,7...1 м/с).

Напрямок руху пари змінюють, встановлюючи в апаратах перегородки (рис. 5.1, *а*) або певним чином розташовуючи патрубки. В цьому випадку мастиловіддільники вловлюють тільки 40...60% мастила, якого віднесло парами з компресора, тому що пару мастила і його дуже дрібні краплі такий апарат не уловлює.

Кращі результати дає відцентровий, або циклонний, мастиловіддільник (рис. 5.1, *б*). Тут пара, що надходить по патрубок 1, потрапляючи на напрямні лопатки 4, набуває обертального руху. Під дією відцентрової сили краплі мастила відкидаються на корпус і утворюють повільно стікаючу вниз плівку. Пара при виході зі спіралі різко змінює напрямок і по патрубок 2 виходить з мастиловіддільника. Відокремлене

мастило захищається від струменя пари перегородкою 5, щоб рівень його залишався в спокійному стані.

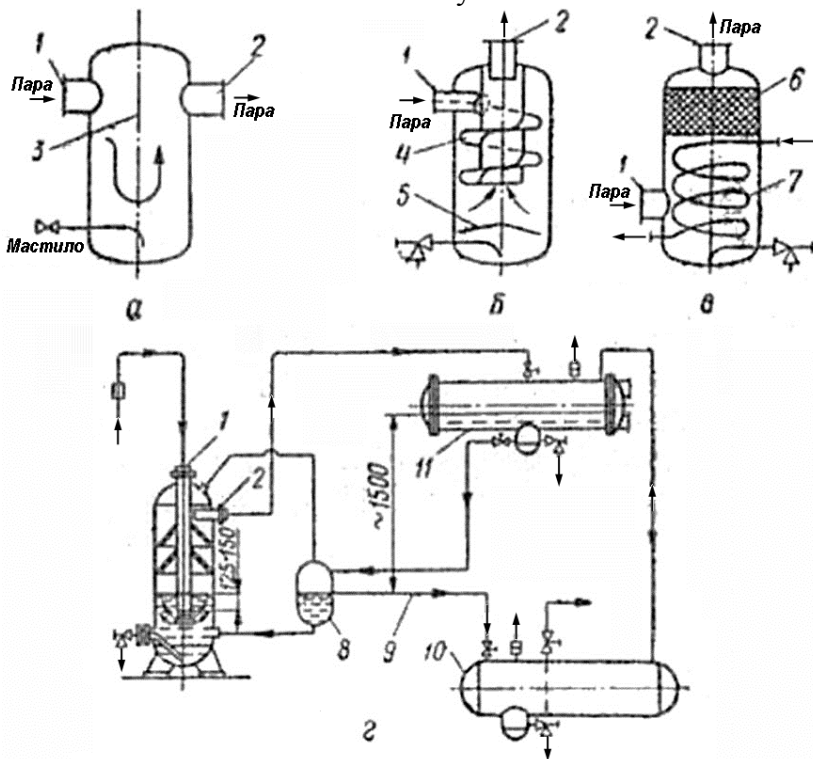


Рис. 5.1. Маслиловіддільники: *а* – з перегородкою; *б* – циклонний; *в* – з водяним охолодженням; *г* – з промивкою пари в рідкому аміаку: 1 – патрубок для входу пари; 2 – патрубок для надходження пари в конденсатор; 3 – перегородка; 4 – напрямні лопатки; 5 – перегородка, що захищає від струменя пари; 6 – насадка; 7 – водяний змійовик; 8 – рівнеутримувач; 9 – переливна труба; 10 – ресивер; 11 – конденсатор

Для більш повного відділення мастила в сучасних конструкціях маслиловіддільників застосовують також водяне охолодження (рис. 5.1, *в*) або пари, що виходять з компресорного агрегату, промивають в рідкому аміаку (рис. 5.1, *г*). При цьому пароподібне мастило конденсується і

в'язкість його збільшується, що сприяє утворенню більш великих крапель мастила, які легко відділяються від пари холодильного агента.

У мастиловіддільнику з водяним охолодженням (рис. 5.1, в) охолоджувальна вода циркулює по змійовику 7. Пара холодильного агента з мастилом подається через патрубок 1 мастиловіддільника багаторазово змінює напрямок руху завдяки відповідному розташуванню патрубків та насадки 6 з відбійних кілець (або металевої стружки). Пара виходить через патрубок 2. Мастило випускають через поплавковий перепускний клапан у картер компресора.

На рис. 5.1, г показано мастиловіддільник з промиванням парів у рідкому аміаку. Пара разом з мастилом надходить з компресора через патрубок 1, опущений в апарат під рівень рідкого аміаку, підведеного від конденсатора (або ресивера). При виході з патрубка 1 пара барботує через шар рідини і охолоджується, що сприяє кращому відділенню мастила. Піднімаючись по апарату, пара зустрічає відбійні тарілки з отворами і виходить через патрубок 2 у конденсатор 11. Густина мастила більша, ніж рідкого аміаку, тому воно накопичується в нижній частині апарату під рідким аміаком і періодично випускається. Внаслідок гідравлічного опору парового трубопроводу тиск у конденсаторі і ресивері трохи нижчий, ніж у мастиловіддільнику. Тому для створення постійного рівня рідини в мастиловіддільнику його необхідно встановлювати так, щоб рівень рідини в конденсаторі (або ресивері) був на 1,5 м вище рівня рідини в мастиловіддільнику. Живлення рідким холодильним агентом рекомендується проводити через поплавковий регулятор рівня, наприклад ПР-14, або за допомогою рівнеутримувача. У цьому випадку рідкий холодильний агент стікає з конденсатора 11 у ресивер 10 через переливну трубу 9 рівнеутримувача 8. Рівнеутримувач з'єднаний з мастиловіддільником зрівняльними трубками, тому в останньому підтримується постійний рівень рідини, відповідно до рівня рідини в рівнеутримувачі. У мастиловіддільнику з водяним охолодженням або з

промиванням пари видаляється 95...97% мастила, якого віднесло парами з компресора.

У холодильних установках, що працюють на фреонах в плюсовому і середньотемпературному режимах, мастиловіддільники не встановлюються, тому що мастило, добре розчиняючись у фреонах, циркулює разом з ним. У низькотемпературних установках, що працюють на фреоні-22 і фреоні-12, за компресорами встановлюють охолоджувані водою мастиловіддільники з мідними ребристими змійовиками.

Віддільники рідини. Компресорно-конденсаторний блок здійснює підготовку рідкого холодоагенту для його подальшої подачі. У процесі стискування і подачі холодоагенту в теплообмінник беруть участь складові елементи блоку, що працюють під високим тиском: ресивер, віддільник рідини, теплообмінник, компресор, запобіжники, елементи системи керування.

Віддільники рідини виготовляють у горизонтальному і вертикальному виконанні з вуглецевих або низьколегованих сталей як вертикальні попосудини циліндричної форми, які, постійно захищають компресор від гідравлічного удару.

Віддільники рідини мають широку область застосування в системах охолодження сховищ, при транспортуванні зріджених вуглеводневих газів і при їхньому зберіганні на газорозподільних станціях. У цьому випадку, щоб встановити показник рівня рідини, апарат комплектується бачком. Так само віддільники рідини є додатковою комплектацією станцій центрального холодопостачання.

Насамперед, віддільники рідини призначені для уловлювання і затримки крапель, які містяться в парорідинній суміші холодильного агента, що виноситься парою з випарної системи. Для цього швидкість пари, повинна бути не більше 0,4...0,6 м/с. Також, вони забезпечують сухий хід компресора. Монтують віддільник рідини, на усмоктувальній лінії. Після швидкої зміни величини і напрямку швидкості, від пари відділяється рідина. Таким чином вони захищають компресор від небезпечного режиму роботи при попаданні в циліндр

рідини разом з парою холодильного агента, забезпечують сухий хід компресора, наближаючи режим холодильної машини до розрахункового. Краплі рідини осідають в цих апаратах внаслідок різкого зменшення швидкості і зміни напрямку руху потоку парорідинної суміші на 90, 180°.

Віддільник рідини (рис. 5.2) являє собою зварну вертикальну циліндричну посудину із вхідними і вихідними штуцерами для пароподібного і рідкого аміаку. Він призначений для забезпечення сухого ходу компресора і встановлюється на усмоктувальній магістралі між випарником і компресором.

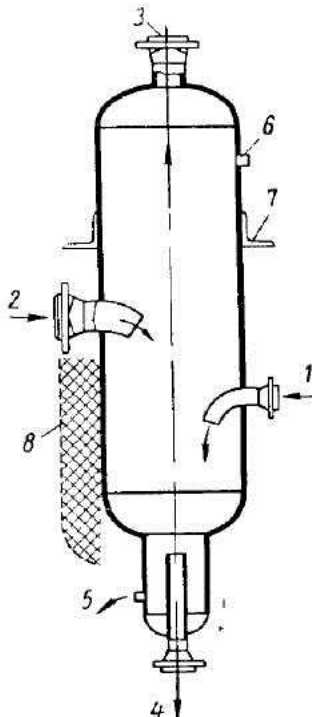


Рис. 5.2. Віддільник рідини: 1 і 2 – патрубки для подачі рідкого аміаку від регулюючого вентиля і повернення пари аміаку з батареї; 3 – патрубок для відведення пари у всмоктувальну лінію компресора; 4 – патрубок для відведення рідини в батареї; 5 і 6 – штуцери під кутові вентиля для випуску мастила і для манометра; 7 – опорні лапи; 8 – ізоляція

Відділення пари від часток рідини, що захоплюється з випарника, відбувається внаслідок різкої зміни напрямку та величини швидкості потоку (до 0,5 м/сек).

Аміачні віддільники рідини позначають 125 ОЖГ, 150 ОЖГ, 200 ОЖГ, 250 ОЖМ, 300 ОЖМ (О – відділювач, Ж – рідина, Г – умовне позначення, М – з обігрівом зони мастилозбирання, цифри перед літерами – діаметри вхідного і вихідного парових патрубків).

При використанні охолоджуючих систем з примусовою циркуляцією холодильного агента рідина видаляється в циркуляційному ресивері.

Захист компресора від затікання холодоагенту при пуску установки, а також у самому процесі її експлуатації або ж, після відтаювання випарника за допомогою гарячого газу – є основною функцією віддільника рідини. Навіть у випадках тривалих простоїв установки, при яких внутрішній вільний обсяг системи лінії усмоктування збільшується, для захисту встановлено віддільник рідини. Його завжди встановлюють перед компресором, на лінії усмоктування.

В охолоджувальних системах із примусовою циркуляцією холодоагенту, відділення рідини здійснюється в циркуляційному ресивері. Віддільники рідини не використовують у зеотропних сумішах щоб уникнути зміни їх складу, що призведе до фазового зрушення і температурного ковзання. До зеотропних сумішей відносяться деякі фреонові холодоагенти, наприклад, *R407C*.

Проміжні попосудини (рис. 5.3) являють собою теплообмінні апарати, що застосовуються в аміачних машинах двох- і триступінчастого стискування. Вони служать для проміжного охолодження пари аміаку після стискування в компресорах низького або середнього тисків. В них також відбувається переохолодження рідини, що направляється з конденсатора (по змійовикові в нижній частині проміжної попосудини) до регулюючого вентиля.

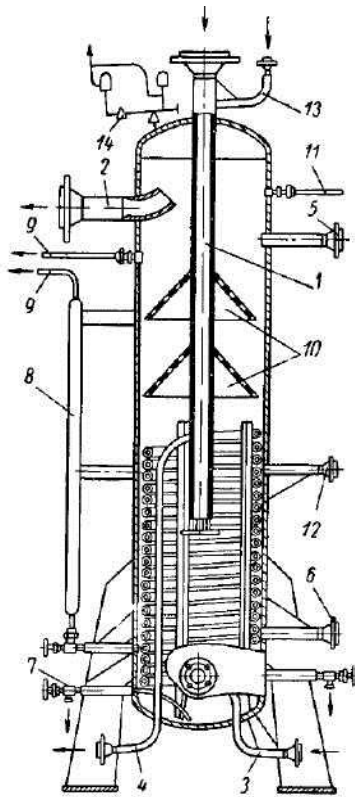


Рис. 5.3. Проміжна посудина зі змійовиком для переохолодження рідини: 1 – труба для надходження пари аміаку з компресора низького тиску; 2 – патрубок для відсмоктування пари аміаку до компресора високого тиску; 3 – патрубок для введення рідкого аміаку з конденсатора в змійовик; 4 – патрубок для випуску рідкого аміаку до регулюючого вентиля; 5 і 6 – патрубки для зрівняльних труб (парової і рідинної) до поплавкового регулятора рівня; 7 – патрубок для випуску мастила; 8 – показчик рівня; 9 – патрубок до дистанційного показчика рівня; 10 – конусні відбійники; 11 – трубка до манометра; 12 – патрубок подачі рідини в посудину від поплавкового регулятора; 13 – патрубок впрыскування рідкого аміаку; 14 – триходові вентиля із запобіжними клапанами

В корпус апарата з конденсатора дроселюється невелика кількість рідкого аміаку. Під дією тепла, яке віднімається від охолоджуваних потоків пари і рідини, цей аміак випаровується в посудині при температурі, відповідній до проміжного тиску.

Рівень охолоджувальної рідини підтримується (поплавковим регулюючим вентиляем) увесь час постійним так, щоб змійовик, який перебуває в посудині, був затоплений. Тим самим досягається охолодження основного потоку рідкого аміаку, що протікає по змійовикові. Охолодження пари проміжного тиску відбувається при барботажі його в рідкому аміаці.

У проміжній посудині також відбувається відділення мастила, що надходить із парою з компресорів початкових ступенів.

Щоб не допустити віднесення крапель рідини, що утворюються при барботажі в компресор високого тиску, передбачені конусні перфоровані відбійники. Швидкість пари в перетині по посудині приймають не більше 0,5 м/сек, швидкості рідини в змійовику.

Лінійні ресивери призначені для компенсації перепаду рівнів в заповненні випарного обладнання рідиною при зміні теплового навантаження. Вони звільняють конденсатор від рідини й створюють рівномірний потік рідкого холодильного агента до регулюючого вентиля. Лінійний ресивер (рис. 5.4) встановлюють між конденсатором і регулюючим вентиляем. Постійно підтримуваний рівень рідкого холодильного агента є гідравлічним затвором, який перешкоджає перетіканню пари високого тиску у випарник. Лінійний ресивер є гарним збірником повітря і мастила.

Дренажні ресивери служать для зливання рідкого холодильного агента з апаратів і трубопроводів холодильної установки при експлуатації і ремонті.

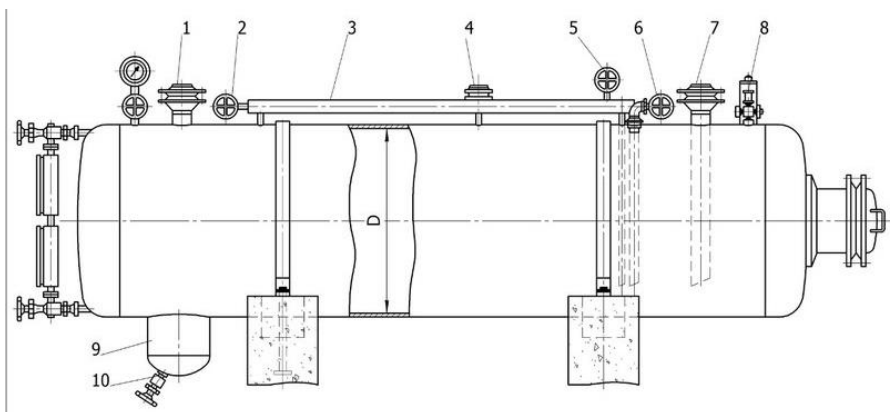


Рис. 5.4. Загальний вид лінійного горизонтального ресивера: 1 – вхід рідкого холодоагенту; 2 – вихід холодоагенту з повітровіддільника; 3 – повітровіддільник; 4 – вирівнююча лінія до конденсатора; 5 – вихід повітря; 6 – вхід рідкого агента в повітровіддільник; 7 – вихід рідкого холодоагенту; 8 – запобіжний клапан; 9 – мастилозбірник; 10 – випуск мастила

Циркуляційні ресивери використовують у насосно-циркуляційних схемах живлення випарних систем рідким холодильним агентом. Вони є резервуаром, що постійно містять рідкий холодильний агент у кількості, що забезпечує безперервну роботу циркуляційного насоса, який подає рідину у випарники. Ресивери встановлюють на стороні низького тиску нижче рівня, на якому розміщується все обладнання випарної системи. Це забезпечує вільне зливання рідини з випарників і віддільників рідини.

Захисні ресивери разом з віддільником рідини, який встановлюють на всмоктувальному трубопроводі між випарниками та компресором, служать для захисту компресорів від гідравлічних ударів. Застосовують їх у

безнасосних системах живлення випарників рідким холодильним агентом. Горизонтальні ресивери типу *РД* (*Р* – ресивер, *Д* – дренажний). Ресивери *РД* використовують як лінійні, дренажні, циркуляційні та захисні. Ресивери *РДВ* (*В* – вертикальний) – як циркуляційні та захисні.

Градирня є спорудою для охолодження води в оборотних системах водопостачання.

Застосування охолодженої води в енергетиці і промисловості пов'язано з конденсацією відпрацьованої пари після її розширення в парових двигунах, з конденсацією і охолодженням газоподібного і рідкого продукту хімічного виробництва, з охолодженням обладнання з метою запобігання від швидкого його руйнування під впливом високих температур (наприклад, циліндрів компресорів, кладки виробничих печей) і т.п.

Охолодження води в градирнях здійснюється шляхом передачі тепла атмосферного повітря за рахунок поверхневого випаровування води і тепловіддачі зіткненням (теплопровідність і конвекція). Протягом більшої частини року переважну роль відіграє поверхнєве випаровування. Влітку в спеку на випаровування припадає до 90% і більше тепла, що віддається водою. Взимку зростає тепловіддача повітрю до 50%, а в найбільш холодний період і до 70%.

Рушійною силою процесу випаровування води в градирні є різниця парціальних тисків пари біля поверхні води і в ядрі повітряного потоку. При тепловіддачі повітрю рушійною силою є різниця температур води і повітря.

В даний час градирні в основному застосовуються в системах оборотного водопостачання для охолодження теплообмінних апаратів (як правило, на теплових

електростанціях, ТЕЦ). У цивільному будівництві градирні використовуються при кондиціонуванні повітря, наприклад, для охолодження конденсаторів холодильних установок, охолодження аварійних електрогенераторів. У промисловості градирні використовуються для охолодження холодильних машин, машин-формуваньників пластичних мас, при хімічному очищенні речовин.

За способом передачі тепла атмосферному повітрю градирні можна класифікувати на:

- випарні, в яких передача тепла від води повітрю здійснюється в основному за рахунок випаровування;

- радіаторні, або сухі, в яких передача тепла від води повітрю здійснюється через стінку радіаторів за рахунок теплопровідності і конвекції;

- змішані, в яких використовується передача тепла за рахунок випаровування, теплопровідності і конвекції.

Вентиляторні градирні належить застосовувати в системах оборотного водопостачання, які потребують стійкого і глибокого охолодження води, при високих питомих гідравлічних і теплових навантаженнях, при необхідності скорочення обсягу будівельних робіт, маневрового регулювання температури охолодженої води засобами автоматизації.

Технологічна схема вентиляторної градирні (рис. 5.5) включає в себе наступні основні елементи: оболонку (корпус), що складається з каркасу, обшитого листовим матеріалом, пристрою для водопостачання, зрошувача, водоуловлювача, водозбірної басейну і вентиляторної установки.

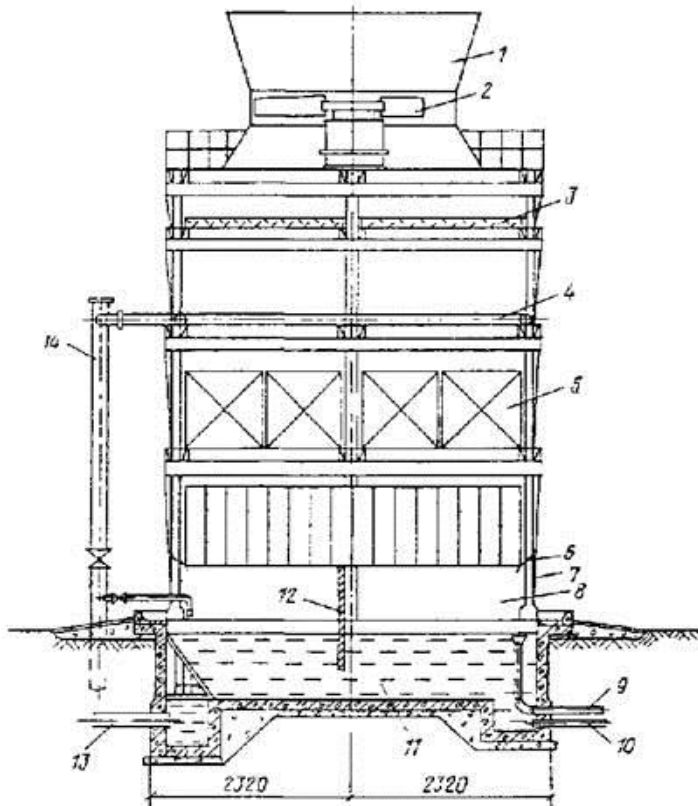


Рис. 5.5. Схема вентиляційної протиточної градирні:
 1 – дифузор; 2 – вентилятор; 3 – водоуловлювач; 4 – система водорозподільна; 5 – пристрій зрошувальний; 6 – козирок повітрянаправлячий; 7 – вікна для повітря; 8 – простір повітродозподільний; 9 – водовід переливний; 10 – брудовий водовід; 11 – водозбірний басейн; 12 – вітрова перегородка; 13 – відвідний водовід; 14 – підвідний водовід

6. Вентиляція і кондиціонування повітря

Вентиляцією називається сукупність заходів і пристроїв, які використовуються при організації повітрообміну для забезпечення заданого стану повітряного середовища в приміщеннях і на робочих місцях у відповідності зі СНІП (Будівельними нормами).

При всьому різноманітті, системи вентиляції (рис. 6.1), обумовлені призначенням приміщень, характером технологічного процесу, видом шкідливих виділень і т.п. Їх можна класифікувати за наступними характерними ознаками:

- за способом створення тиску для переміщення повітря: з природним і штучним (механічним) спонуканням;
- за призначенням: приточні і витяжні;
- за зоною обслуговування: місцеві і загальнообмінні;
- за конструктивним виконанням: каналні і безканалні.

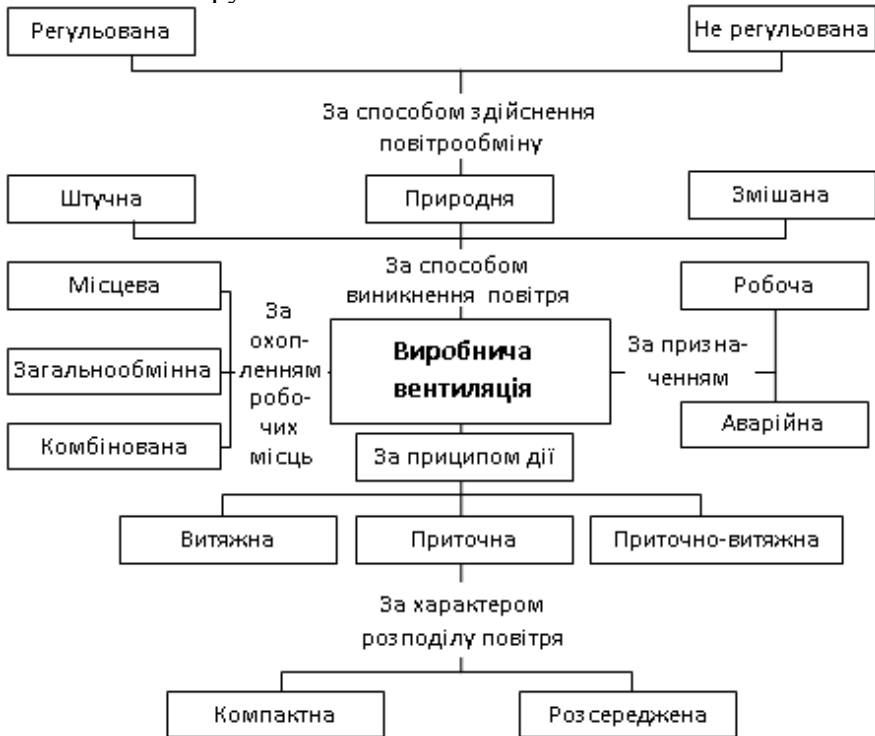


Рис. 6.1. Системи виробничої вентиляції

Системи вентиляції забезпечують підтримку необхідних метеорологічних параметрів у приміщеннях різного призначення.

Природня вентиляція

Неорганізована природня вентиляція (інфільтрація) здійснюється зміною повітря в приміщеннях через нещільності в огороженнях і елементах будівельних конструкцій завдяки різниці тиску зовні і всередині приміщення. Такий повітрообмін залежить від випадкових факторів – сили і напрямку вітру, температури повітря всередині і зовні будинку, виду огорожень і якості будівельних робіт.

Організована природня вентиляція необхідна для постійного повітрообміну, необхідного за умовами підтримки чистоти повітря в приміщенні. Вона може бути витяжною без організованого припливу повітря (канальна) і приточно-витяжною з організованим припливом повітря (канальна і безканальна аерація) (рис. 6.2).

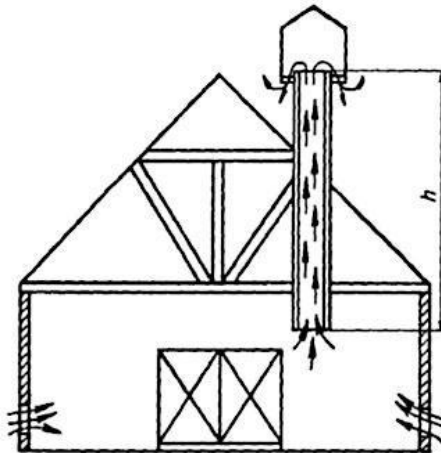


Рис. 6.2. Схема дії природньої вентиляції будинків

Переміщення повітря в системах природньої вентиляції відбувається:

- внаслідок різниці температур зовнішнього (атмосферного) повітря і повітря в приміщенні, так званої аерації;

- внаслідок різниці тисків "повітряного стовпа" між нижнім рівнем (приміщенням, що обслуговується) і верхнім рівнем – витяжним пристроєм (дефлектором), встановленим на покрівлі будинку (рис. 6.3);

- в результаті впливу так званого вітрового тиску.

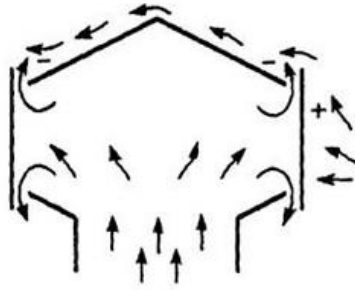


Рис. 6.3. Схема роботи дефлектора

Нерегульована природня вентиляція (інфільтрація) здійснюється через нещільності будівельних конструкцій будинків – пори стін, перегородок, щілини дверей, вікон та ін. Організований і керований повітрообмін за рахунок природніх природних сил (вітрового і теплового напорів) називається аерацією (рис. 6.4).

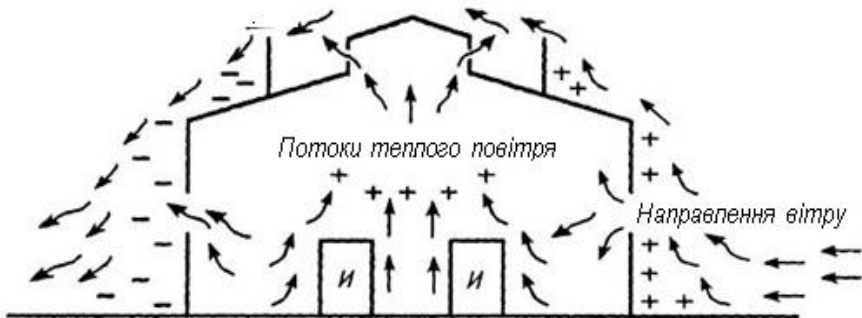


Рис. 6.4. Схема виникнення теплового і вітрового напорів: И – джерела виділення теплоти; + – зони підвищеного тиску; -- зони розрідження

У приміщеннях з великими надлишками тепла повітря завжди тепліше зовнішнього. Більш важке зовнішнє повітря,

надходячи в будинок, витісняє з нього менш щільне тепле повітря. При цьому в замкненому просторі приміщення виникає циркуляція повітря, яка викликана джерелом тепла, подібна до тієї, яку викликає вентилятор.

Аерація є одним з видів організованої природної загальнообмінної вентиляції приміщень. Вона здійснюється в результаті надходження і видалення повітря через фрамуги вікон і ліхтарів, що відкриваються. Повітрообмін у приміщенні регулюють різним ступенем відкривання фрамуг (залежно від температури зовнішнього повітря, швидкості і напрямку вітру). Як спосіб вентиляції аерація знайшла широке застосування в промислових будинках, які характеризуються технологічними процесами з великими виділеннями тепла (прокатних, ливарних, ковальських цехах). Надходження зовнішнього повітря в цех у холодний період року організують так, щоб холодне повітря не попадало в робочу зону. Основною здатністю аерації є можливість здійснювати більші повітрообміни без витрат механічної енергії. До недоліків аерації слід віднести те, що в теплий період року ефективність аерації може суттєво падати внаслідок підвищення температури зовнішнього повітря і, крім того повітря, що надходить у приміщення, не очищається та не охолоджується.

Аерацію застосовують у цехах зі значними тепловими виділеннями, якщо концентрація пилу і шкідливих газів у приточному повітрі не перевищує 30% гранично припустимої в робочій зоні. Аерацію не застосовують, якщо за умовами технології виробництва потрібна попередня обробка приточного повітря або якщо приплив зовнішнього повітря викликає утворення туману або конденсату.

В системах природної вентиляції, в яких переміщення повітря створюється за рахунок різниці тисків повітряного стовпа, мінімальний перепад по висоті між рівнем забору повітря із приміщення і його викидом через дефлектор повинен бути не менше 3м. При цьому рекомендована довжина горизонтальних ділянок повітропроводів не повинна бути більше 3м, а швидкість повітря у повітропроводах – не

перевищувати 1 м/с. Вплив вітрового тиску виражається в тому, що на навітряних (повернених до вітру) сторонах будинку утворюється підвищене, а на підвітряних сторонах, а іноді й на покрівлі, – знижений тиск (розрідження).

Якщо в огороженнях будинку є прорізи, то з навітряної сторони атмосферне повітря надходить у приміщення, а із завітряної – виходить із нього, причому швидкість руху повітря в прорізах залежить від швидкості вітру, що обдуває будинок, і відповідно від величин виникаючих різниць тисків.

Системи природньої вентиляції прості і не вимагають складного дорогого обладнання і витрат електричної енергії. Однак залежність ефективності цих систем від змінних факторів (температури повітря, напрямку і швидкості вітру), а також невеликий створюваний тиск не дозволяють вирішувати з їхньою допомогою всі складні і різноманітні завдання в області вентиляції.

Механічна вентиляція

Механічна вентиляція в порівнянні з природньою має низку переваг:

- великий радіус дії внаслідок значного тиску, створюваного вентилятором;
- можливість змінювати або зберігати необхідний повітрообмін незалежно від температури зовнішнього повітря і швидкості вітру;
- можливість піддавати повітря, що вводиться в приміщення попередньому очищенню, осушуванню або зволоженню, підігріву або охолодженню;
- можливість організувати оптимальний повітро-розподіл з подачею повітря безпосередньо до робочих місць;
- уловлювати шкідливі виділення безпосередньо в місцях їх утворення і запобігати їхньому поширенню по всьому обсягу приміщення;
- можливість очищати забруднене повітря перед викидом його в атмосферу.

До недоліків механічної вентиляції слід віднести значну вартість її спорудження і експлуатації та необхідність

проведення заходів щодо боротьби із шумом.

В механічних системах вентиляції використовується обладнання і прилади (вентилятори, електродвигуни, повітрянагрівачі, пиловловлювачі, автоматика та ін.), що дозволяють переміщати повітря на значні відстані. Витрати електроенергії на їхню роботу можуть бути досить значними. Такі системи можуть подавати і видаляти повітря з локальних зон приміщення в необхідній кількості, незалежно від мінливих умов навколишнього повітряного середовища. При необхідності повітря піддають різним видам обробки (очищенню, нагріванню, зволоженню і т. д.), що практично неможливо в системах з природним виникненням.

Слід зазначити, що в практиці часто передбачають так звану змішану вентиляцію, тобто одночасно природню і механічну вентиляцію.

У кожному конкретному проекті визначається, який тип вентиляції є найкращим у санітарно-гігієнічному відношенні, а також економічно і технічно більш раціональним.

Приточна система вентиляції (рис. 6.5) служить для подачі у вентилязовані приміщення чистого повітря замість вилученого. Приточне повітря в необхідних випадках піддається спеціальній обробці (очищенню, нагріванню, зволоженню і т. д.).

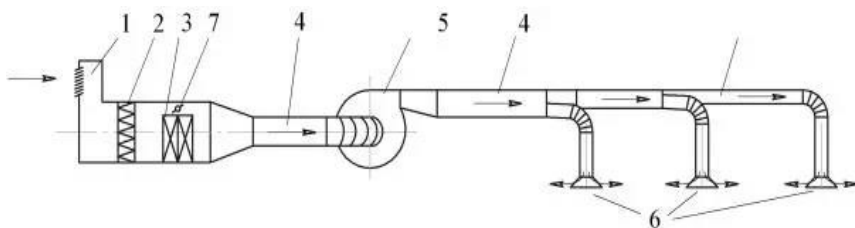


Рис. 6.5. Схема приточної механічної вентиляції: 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – фільтр для очищення повітря; 3 – повітрянагрівач (калорифер); 4 – повітроводи; 5 – вентилятор; 6 – патрубки з насадками; 7 – обвідний канал

Витяжна вентиляція (рис. 6.6) видаляє із приміщення (цеху, будівлі) забруднене або нагріте відпрацьоване повітря.

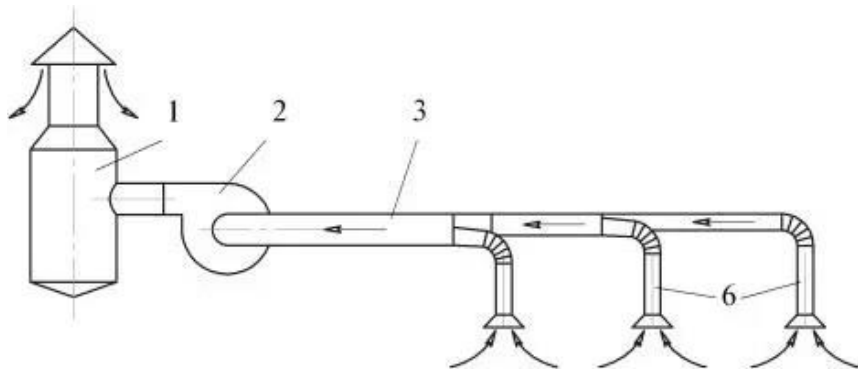


Рис. 6.6. Схема витяжної вентиляції: 1 – очисний пристрій; 2 – вентилятор; 3 – центральний повітровід; 4 – відсмоктувальний повітровід

У загальному випадку в приміщенні передбачаються і приточні, і витяжні системи. Їхня продуктивність повинна бути збалансована з урахуванням можливості надходження повітря в суміжні приміщення або із суміжних приміщень. У приміщеннях може бути також передбачена тільки витяжна або тільки приточна система. У цьому випадку повітря надходить у дане приміщення зовні або із суміжних приміщень через спеціальні прорізи або видаляється з даного приміщення назовні, або перетікає в суміжні приміщення.

І приточна, і витяжна вентиляція може влаштовуватися на робочому місці (місцева) або для всього приміщення (загальнообмінна).

Приточно-витяжна вентиляція є одним з видів механічної загальнообмінної вентиляції. Це найпоширеніша система, при якій повітря подається в приміщення приточною системою, а видаляється витяжною – обидві системи працюють одночасно.

За приточно-витяжної системи (рис. 6.7) повітря подається в приміщення після підготовки його в приточній камері.

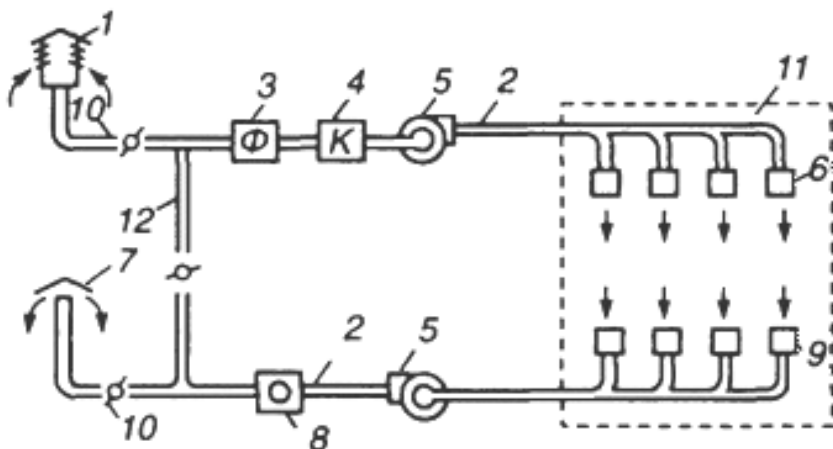


Рис. 6.7. Схема приточно-витяжної вентиляції: 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – повітропроводи; 3 – фільтр для очищення повітря від пилу; 4 – калорифер; 5 – відцентровий вентилятор; 6 – приточний отвір і насадки; 7 – витяжні отвори; 8 – пристрій для очищення повітря від пилу й газів; 9 – пристрій для відведення повітря; 10 – регульовальні клапани; 11 – вентилязоване приміщення

Місцевою вентиляцією називається така, за якої повітря подають на певні місця (місцева приточна вентиляція) і забруднене повітря видаляють тільки від місць утворення шкідливих виділень (місцева витяжна вентиляція).

До місцевої приточної вентиляції відносяться повітряні душі (зосереджений приплив повітря з підвищеною швидкістю). Вони повинні подавати чисте повітря до постійних робочих місць, знижувати в їхній зоні температуру навколишнього повітря й обдувати робітників, які піддаються інтенсивному тепловому опроміненню.

До місцевої приточної вентиляції відносяться повітряні оазиси – ділянки приміщень, відгороджені від іншого приміщення пересувними перегородками висотою 2...2,5 м, у які нагнітається повітря зі зниженою температурою.

Місцеву приточну вентиляцію застосовують також у вигляді повітряних завіс (біля воріт, печей та ін.), які

створюють так звані повітряні завіси або змінюють напрямок потоків повітря. Місцева вентиляція вимагає менших витрат, ніж загальнообмінна. У виробничих приміщеннях при виділенні шкідливих виділень (газів, вологи, теплоти і т.п.) зазвичай застосовують змішану систему вентиляції – загальну для усунення шкідливих виділень у повному обсязі приміщення і місцеву (місцеві виділення і приплив) для обслуговування робочих місць.

Місцеву витяжну вентиляцію застосовують, коли місця шкідливих виділень у приміщенні локалізовані і можна не допустити їхнє поширення по всьому приміщенню.

Місцева витяжна вентиляція у виробничих приміщеннях забезпечує вловлювання і відвід шкідливих виділень: газів, диму, пилу, тепла, що частково виділяється від обладнання. Для шкідливих виділень застосовують місцеві виділення (укриття у вигляді шаф, парасолі, бортові відсмоктки, завіси, укриття у вигляді кожухів, верстатів і ін.).

Місцева витяжна система вентиляції по-різному складається із пристроїв, конструктивне оформлення яких залежить від виду шкідливостей (надлишкові кількості теплоти, вологи, пилу і т.п.). Це можуть бути кожухи, які повністю або частково закривають джерело шкідливих виділень, витяжні шафи з робочими вікнами для обслуговування, витяжні парасолі і бортові відсмоктувачі (всмоктувальні пристрої, отвори яких наближені до джерела виділення).

На рис. 6.8 наведено схеми місцевих відсмоктувачів.

Основні вимоги, яким вони повинні задовольняти:

- місце утворення шкідливих виділень по можливості повинне бути повністю вкрите;

- конструкція місцевого відсмоктувача повинна бути такою, щоб відсмоктувач не заважав нормальній роботі і не знижував продуктивність праці;

- шкідливі виділення необхідно видаляти від місця утворення в напрямку їхнього природнього руху (гарячі гази і пару треба видаляти нагору, холодні важкі гази і пил – до

низу).

Конструкції місцевих відсмоктувачів умовно поділяють на групи:

- напіввідчинені відсмоктувачі (витяжні шафи, парасолі).
- відкритого типу (бортові відсмоктувачі). Відведення шкідливих виділень досягається лише при великих обсягах повітря, що відсмоктується.

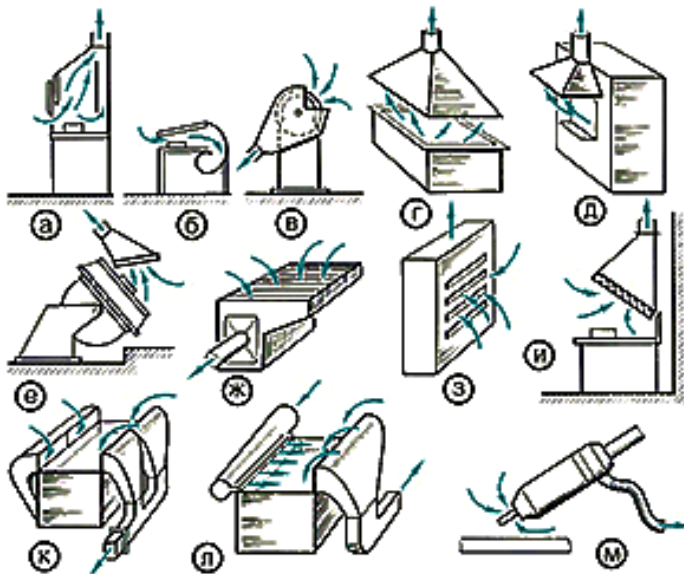


Рис. 6.8. Схеми місцевих відсмоктувачів: *а* – витяжна шафа; *б* – вітринне укриття; *в* – укриття-кожух для загострювальної верстата; *г* – витяжна парасоль; *д* – парасолька-козирок над відкритим отвором печі; *е* – витяжна воронка при зварюванні великогабаритних виробів; *ж* – нижній відсмоктування; *з* – бічний відсмоктування; *и* – похила витяжна панель; *к* – двобортовий відсмоктування від гальванічної ванни; *л* – одnobортове відсмоктування з передувками; *м* – кільцеве відсмоктування для ручного зварювального пістолета

Основними елементами такої системи є місцеві відсмоктувачі, всмоктувальні мережі, повітропроводи, вентилятори відцентрового або осьового типу, витяжні шахти.

При влаштуванні місцевої витяжної вентиляції для вловлювання пилових виділень повітря, що видаляється із цеху, перед викидом його в атмосферу, воно повинно бути попередньо очищено від пилу. Найбільш складними витяжними системами є такі, у яких передбачають дуже високий ступінь очищення повітря від пилу з встановленням послідовно двох або навіть трьох пиловловлювачів (фільтрів).

Місцеві витяжні системи, як правило, досить ефективні, тому що дозволяють видаляти шкідливі речовини безпосередньо від місця їх утворення або виділення, не даючи їм поширитися в приміщенні. Завдяки значній концентрації шкідливих речовин (пари, газів, пилу), зазвичай вдається досягти гарного санітарно-гігієнічного ефекту при невеликому обсязі повітря, що видаляється.

Однак місцеві системи не можуть розв'язати всіх завдань, що ставляться перед вентиляцією. Не всі шкідливі виділення можуть бути локалізовані цими системами. Наприклад, коли шкідливі виділення, поширюються на значній площі, подача повітря в окремі зони приміщення не може забезпечити необхідні умови повітряного середовища, теж саме якщо робота проводиться на всій площі приміщення або її характер пов'язаний з переміщенням і т.д.

Загальнообмінні системи вентиляції – як приточні, так і витяжні, призначені для здійснення вентиляції в приміщенні в цілому або в значній його частині.

Загальнообмінні витяжні системи відносно рівномірно видаляють повітря із усього приміщення, що обслуговується, а загальнообмінні приточні системи подають повітря і розподіляють його по всьому об'єму вентиляваного приміщення.

Загальнообмінна вентиляція є одним з видів механічної вентиляції і призначена для асиміляції надлишкової теплоти, вологи і шкідливих речовин у повному об'ємі робочої зони приміщень. Вона застосовується в тому випадку, якщо шкідливі виділення надходять безпосередньо в повітря приміщення, робочі місця не фіксовані, а розташовуються по

всьому приміщенню.

Загальнообмінна приточна вентиляція розташовується для асиміляції надлишкового тепла і вологи, розведення шкідливих концентрацій пари і газів, не видалених місцевою та загальнообмінною витяжною вентиляцією, а також для забезпечення розрахункових санітарно-гігієнічних норм і вільного дихання людей в робочій зоні.

При негативному тепловому балансі, тобто при недостатній кількості тепла, загальнообмінну приточну вентиляцію влаштовують із механічним спонуканням і з підігрівом усього об'єму приточного повітря. Як правило, перед подачею повітря очищають від пилу.

При надходженні шкідливих виділень у повітря цеху кількість приточного повітря повинно повністю компенсувати загальнообмінну і місцеву витяжну вентиляцію.

Загальнообмінна витяжна вентиляція. Найпростішим типом загальнообмінної витяжної вентиляції є окремий вентилятор (зазвичай осьового типу) з електродвигуном на одній осі, розташований у вікні або в отворі стіни. Така установка видаляє повітря з найближчої до вентилятора зони приміщення, здійснюючи лише загальний повітрообмін.

У деяких випадках установка має довгий витяжний повітропровод. Якщо довжина витяжного повітропровода перевищує 30...40м і відповідно втрати тиску в мережі становлять більше $30...40\text{кг/м}^2$, то замість осьового вентилятора встановлюється вентилятор відцентрового типу.

Коли шкідливими виділеннями в цеху є важкі гази або пил і немає виділень тепла від обладнання, витяжні повітропроводи прокладають по підлозі цеху або виконують у вигляді каналів під підлогою.

У промислових будинках, де є різномірні шкідливі виділення (теплота, волога, гази, пари, пил і т.п.) і їхнє потрапляння у приміщення відбувається в різних умовах (зосереджено, розсереджено, на різних рівнях і т.п.), часто неможливо обійтися якою-небудь однією системою, наприклад, місцевою або загальнообмінною.

У таких приміщеннях для видалення шкідливих виділень, які не можуть бути локалізовані і надходять у повітря приміщення, застосовують загальнообмінні витяжні системи.

У певних випадках у виробничих приміщеннях, поряд з механічними системами вентиляції, використовують системи із природнім повітрообміном, наприклад, системи аерації.

Істотний вплив на параметри повітряного середовища в робочій зоні має правильна організація і будова приточних і витяжних систем. Повітрообмін, що створюється у приміщенні вентиляційними пристроями, супроводжується циркуляцією повітряних мас у кілька раз більших об'єму повітря, що подається або видаляється. Виникаюча циркуляція є основною причиною поширення і перемішування шкідливих виділень і створення в приміщенні різних по концентрації і температурі повітряних зон. Так, приточний струмінь, входячи в приміщення, приводить в рух навколишні маси повітря, в результаті чого маса струменя в напрямку руху буде зростати, а швидкість падати. Швидкість згасання руху повітря залежить від діаметра випускного отвору – чим він більший, тим повільніше згасання. Якщо потрібно швидше погасити швидкість приточних струменів, якими подається повітря, їх необхідно розбити на велику кількість дрібних струменів. Істотний вплив на траєкторію струменя має температура приточного повітря: якщо температура приточного струменя вища температури повітря приміщення, то вісь загинається нагору, якщо нижча, то вниз і при ізотермічному протіканні вона збігається з віссю приточного отвору.

Канальна і безканальна вентиляція. Системи вентиляції мають розгалужену мережу повітропроводів для переміщення повітря (канальні системи) або канали (повітропроводи) можуть бути відсутніми, наприклад, при встановленні вентиляторів у стіні, у перекритті, при природній вентиляції і т.д. (безканальні системи).

Таким чином, будь-яка система вентиляції може бути охарактеризована по зазначеним вище чотирьом ознакам: за призначенням, за зоною обслуговування, за способом

переміщення повітря і за конструктивним виконанням.

Системи вентиляції включають групи найрізноманітнішого обладнання:

1. Вентилятори:
 - осьові;
 - радіальні;
 - діаметральні.
2. Вентиляторні агрегати:
 - каналні;
 - дахові.
3. Вентиляційні установки:
 - приточні;
 - витяжні;
 - приточно-витяжні.
4. Повітряно-теплові завіси.
5. Шумоглушники.
6. Повітряні фільтри.
7. Повітрянагрівачі:
 - електричні;
 - водяні.
8. Повітропроводи:
 - металеві;
 - металопластикові;
 - неметалічні.
 - гнучкі і напівгнучкі;
9. Запірні і регулюючі пристрої:
 - повітряні клапани;
 - діафрагми;
 - зворотні клапани.
10. Повітророзподільники і регулюючі пристрої повітровидалення:
 - ґрати;
 - щілинні повітророзподільчі пристрої;
 - плафони;
 - насадки з форсунками;
 - перфоровані панелі.

Основні схеми вентиляторів

Призначення робочих систем вентиляції – видалення із приміщень шкідливих речовин або зниження їх концентрацій до гранично допустимих для постійної підтримки необхідних параметрів повітряного середовища. Проте існують певні виробництва, у повітря робочих зон яких можуть раптово надходити великі обсяги шкідливих речовин (крім пилу). Для запобігання гострих отруєнь працюючих у таких приміщеннях влаштовують аварійну систему вентиляції (як правило, витяжну), яка разом з робочою вентиляцією повинна забезпечувати $k \geq 8$. За допомогою аварійної вентиляції також підтримують необхідні параметри повітряного середовища при виході з ладу робочої системи вентиляції.

Загальнообмінна вентиляція характеризується більш-менш рівномірною подачею та видаленням повітря по всьому об'єму приміщення. Місцева вентиляція – це видалення заданих об'ємів повітря від певних робочих місць або подача його до певних робочих місць.

Витяжна загальнообмінна вентиляція необхідна для активного видалення повітря, забрудненого по всьому об'єму приміщення, при малій кратності повітрообміну. Приточна загальнообмінна вентиляція застосовується в приміщеннях з локальним виділенням шкідливих речовин для створення повітряного підпору, що підсилює ефективність роботи місцевої витяжної вентиляції. Приточно-витяжна вентиляція, яка може бути тільки загальнообмінною, доцільна для забезпечення інтенсивного і надійного обміну повітря в приміщеннях.

Відсмоктування повітря безпосередньо від обладнання або з-під кожуха, яким воно вкрите, називається аспірацією. Ступінь створюваного розрідження в системах аспірації повинен бути більшим, ніж ступінь токсичності шкідливостей, що видаляються.

Місцеву приточну вентиляцію у вигляді повітряних душів влаштовують у гарячих цехах для захисту працюючих від перегрівання, або у вигляді повітряно-теплових завіс для

запобігання проникненню зовнішнього повітря в приміщення холодної пори року через ворота, що відкриваються, або двері.

Основні схеми вентиляторів приведено на рис. 6.9.

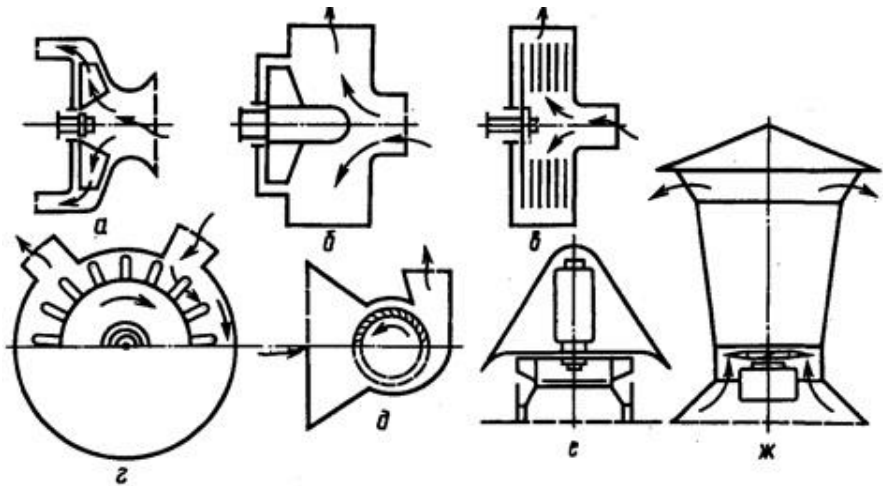


Рис. 6.9. Основні схеми вентиляторів: *a* – прямоточний; *б* – смерчковий; *в* – дисковий; *г* – вихровий; *д* – діаметральний; *е* – ; *ж* – даховий

У лопатевих вентиляторах рух повітряного середовища відбувається за рахунок сил, що виникають при обертанні робочого колеса. Порівняно з об'ємними вентиляторам, лопатеві розвивають менший тиск, а їх подача залежить від гідравлічного опору мережі. Переваги лопатевих машин: плавність подачі, відносна простота її регулювання, можливість забезпечення переміщення великих об'ємів повітря.

Основні конструкції вентиляторів.

Відцентрові вентилятори. У корпусі 2 розміщується робоче колесо 1 і закріплюється на валу 3, який з'єднується з електродвигуном. Через всмоктувальний отвір 4 повітря входить в корпус нагнітача, здійснює поворот на 90°, проходить між лопатками колеса, надходить в простір між колесом і корпусом і, пройшовши по спіралі, виходить через нагнітальний отвір 5. За таким принципом влаштовані

радіальні вентилятори зі спіральним корпусом (рис. 6.10) і відцентрові вентилятори (рис. 6.11). У цих вентиляторах повітря через всмоктувальний патрубок 1 потрапляє в канали, утворені лопатями *в* робочого колеса 2, основним *б* і покривним *а* дисками.

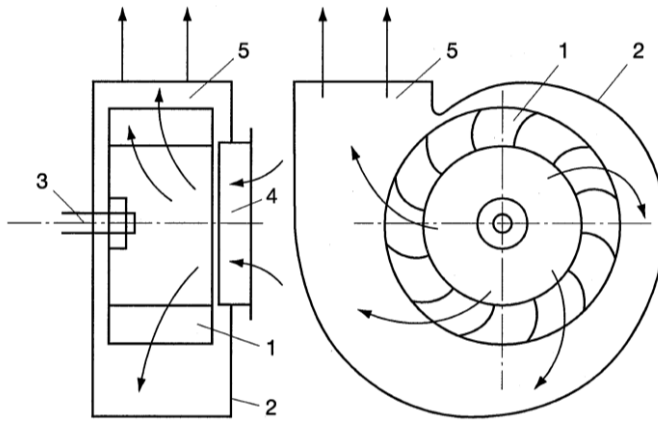


Рис. 6.10. Схема радіального вентилятора зі спіральним корпусом: 1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – всмоктувальний отвір; 5 – нагнітальні отвір

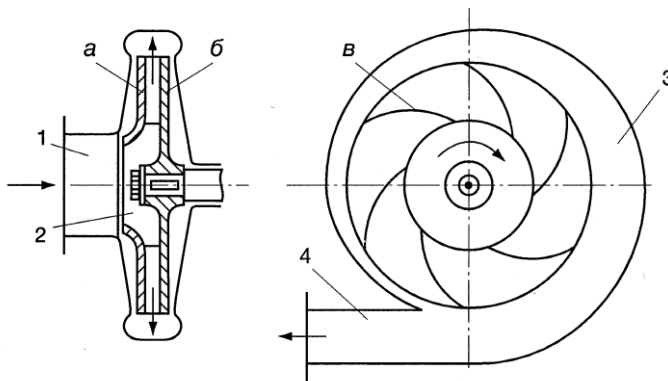


Рис. 6.11. Схема відцентрового вентилятора: 1 – всмоктуючий патрубок; 2 – робоче колесо; 3 – корпус; 4 – дифузор; *а* – покривний та *б* – основний диски; *в* – лопаті

Прямоточний радіальний вентилятор (рис. 6.12). Тут повітря спочатку рухається в осьовому напрямку і надходить у обертове робоче колесо, де під дією відцентрової сили проходить в радіальному напрямку в міжлопаточному просторі, розгортається на 90° і виходить по кільцю через радіальний лопатевий дифузор. Виготовлення таких вентиляторів складніше, ніж радіальних вентиляторів зі спіральним корпусом.

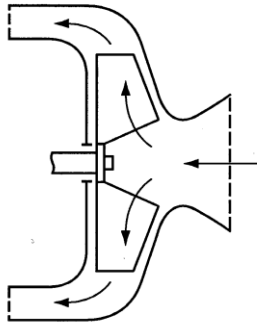


Рис. 6.12. Схема прямого радіального вентилятора

Смерчевий вентилятор (рис. 6.13.) має робоче колесо з невеликою кількістю лопаток, прикріплених до заднього диску. При обертанні колеса виникає вихровий потік, в центральній і периферійній частинах якого виникає перепад тисків, що створює рух повітря. Недолік цієї конструкції - низький ККД.

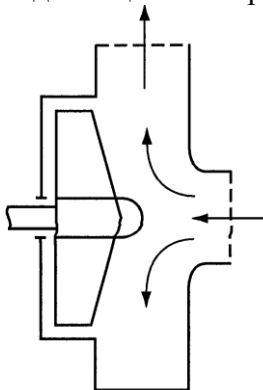


Рис. 6.13. Схема смерчевого вентилятора

Осьові нагнітачі. Принцип дії цих машин розглянемо на прикладі осьового вентилятора (рис. 6.14). Робоче колесо вентилятора складається з втулки 1, до якої прикріплені лопатки 2, встановлені під деяким кутом до площини обертання. Колесо розташоване в корпусі обичайки 3. При обертанні повітря підходить до лопаток, проходить між ними і сходить з колеса. В цілому траєкторія потоку практично паралельна осі обертання колеса. Переваги осьових машин: компактність, простота конструкції, висока продуктивність. Недолік – низький тиск. ККД осьових і відцентрових нагнітачів приблизно однакові.

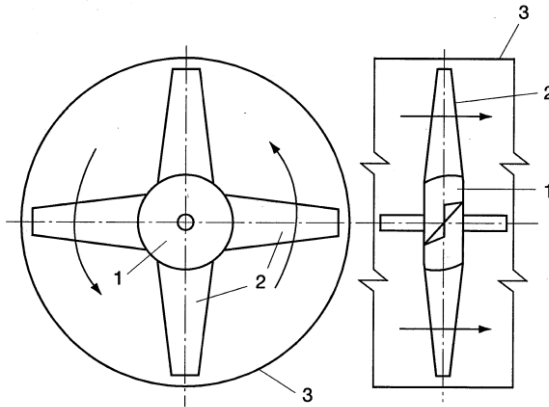


Рис. 6.14. Схема осьового вентилятора: 1 – втулка; 2 – лопатки, 3 – обичайка

Діаметральні вентилятори (рис. 6.15). У цих вентиляторах повітря, рухаючись приблизно паралельно діаметру, двічі перетинає робоче колесо, яке обертається, що сприяє підвищенню тиску. Переваги діаметральних машин – простота конструкції і зручність приєднання до повітропроводів. Недоліки – менший ККД, у порівнянні з радіальними вентиляторами.

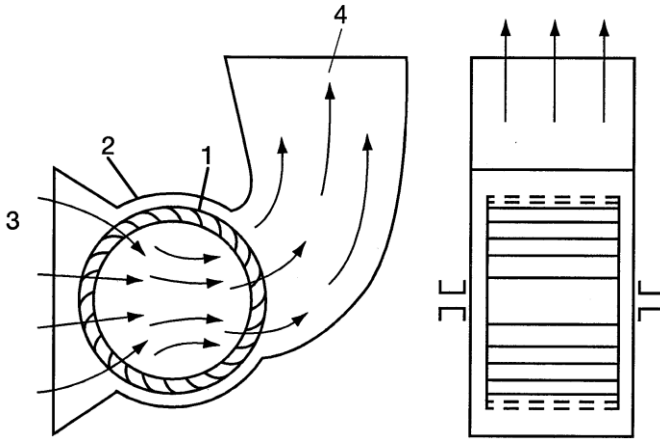


Рис. 6.15. Схема діаметрального вентилятора: 1 – робоче колесо; 2 – кожух; 3 – всмоктувальний отвір; 4 – нагнітальний отвір

Кондиціонування повітря

Кондиціонування – це процес підтримки температури, вологості і чистоти повітря відповідно до санітарно-гігієнічних вимог, пропонувананих до виробничих приміщень. Одне з основних вимог до системи кондиціонування повітря – регулювання певних співвідношень між чотирма змінними величинами: температурою повітря; середньозваженим значенням температури внутрішніх поверхонь огорожень (стіни, підлога, стеля); вологістю повітря; середньою швидкістю і рівномірністю руху повітря усередині приміщення.

Системою кондиціонування повітря повинна регулюватися концентрація газів, пари і пилу в приміщенні. Крім того, система призначена для створення комфортних умов людям, тобто вона повинна також зменшувати запахи, які виділяються людським тілом.

Кондиціонером називають технічний пристрій, який за допомогою приладів автоматичного регулювання підтримує в приміщенні задані параметри повітряного середовища.

Залежно від пропонованих вимог по забезпеченню необхідного стану повітря приміщень кондиціонери бувають двох типів: повного кондиціювання (забезпечують постійними температурою, відносну вологість, швидкість руху і чистоту повітря) і неповного кондиціювання (підтримують постійними тільки частину параметрів або один з них – найчастіше температуру).

За способом холодопостачання розрізняють автономні і неавтономні кондиціонери. В автономні кондиціонери для охолодження повітря вбудовані холодильні агрегати, а неавтономні забезпечуються холодоносієм централізовано.

За способом підготовки і розподілу повітря кондиціонери ділять на центральні і місцеві.

Конструкція центральних кондиціонерів передбачає приготування повітря поза межами приміщень, що обслуговуються і розподіл його по системах повітропроводів. Їх застосовують у приміщеннях великого об'єму, тому що продуктивність таких кондиціонерів по повітрю порівняно висока і становить 30...250 тис.м³/год.

Місцеві кондиціонери підготовлюють повітря безпосередньо в приміщеннях, що обслуговуються, і подають його зосереджено в певну зону. Їх застосовують у порівняно невеликих приміщеннях (об'ємом до 50 м³). Продуктивність таких кондиціонерів по повітрю 1,5...20 тис.м³/год.

Кондиціювання повітря порівняно з вентиляцією вимагає більших капітальних вкладень і експлуатаційних витрат, але вкладені грошові кошти окуповуються за рахунок підвищення продуктивності праці і якості продукції, що випускається, зниження захворюваності працюючих і зменшення відсотка бракованих виробів.

Складові частини систем кондиціювання повітря

1. Повітрозабірні пристрої (приточні отвори закриті жалюзійними ґратами, що окремо стоять чи прибудовані).
2. Підземний повітряний канал.

3. Кондиціонер (СКП-система кондиціонування повітря).
4. Система повітропроводів.
5. Повітророзподільний пристрій.
6. Приміщення, що кондиціонується.
7. Витяжна система вентиляції.

Обслуговують СКП: електропостачання, водопостачання, гаряче водопостачання, каналізація, холодопостачання.

Класифікація СКП:

1. За призначенням:
 - технологічні (музеї, архіви і т.п.);
 - комфортні (громадські будинки);
 - комфортно-технологічні.

Точність підтримки параметрів: $t_n = \pm 1^\circ\text{C}$, $f_n = \pm 7\%$.

2. За характером зв'язку з приміщенням, що обслуговується:

- центральні;
- місцеві;
- комбіновані.

3. За принципом централізації тепла і холоду:

- автономні,
- неавтономні.

4. За забезпеченням параметрів повітря:

- повне кондиціонування;
- неповне кондиціонування (тільки охолодження влітку).

5. По сезонності забезпечення параметрів:

- загального призначення (увесь рік);
- обмеженої дії (сезонні).

6. За схемою обробки повітря:

- прямоточні (тільки зовнішнє повітря);
- з рециркуляцією.

7. За способом подачі тепла – холодоносіїв:

- одноканальні;
- двоканальні;
- однозональні;

- багатозональні (з кондиціонерами – довідниками).

8. За використанням тепла (холоду) при видаленні повітря:

- зі стаціонарними джерелами;
- з поновлюваними джерелами;
- з вторинними джерелами.

9. За конструкцією:

- секційні;
- блочні;
- агреговані.

Кондиціонерами-довідниками можуть бути вентиляторні чи інжекційні. Вони догрівають або доохолоджують повітря.

КТ – кондиціонер типовий – секції без автоматизації.

Системи кондиціювання повітря (*СКП*) можна розділити на наступні групи:

- спліт-системи (однозональні системи);
- багатозональні системи зі змінюваною витратою холодоагенту;
- дахові кондиціонери;
- системи чилер-фанкойл;
- шафові кондиціонери;
- прецизійні кондиціонери;
- центральні кондиціонери.

Спліт-системи (рис. 6.16) складаються із зовнішнього блоку і внутрішнього. Зовнішній блок може бути встановлений на стіні будинку, на даху, на балконі. Внутрішній блок встановлюється безпосередньо в приміщенні, що кондиціонується та призначений для охолодження або нагрівання повітря, фільтрації його і створення необхідного руху повітря в приміщенні. Блоки з'єднані між собою двома тонкими трубками в теплоізоляції, які проводяться, як правило, у підвісних стелях, за панелями або закриваються декоративними пластиковими коробами.

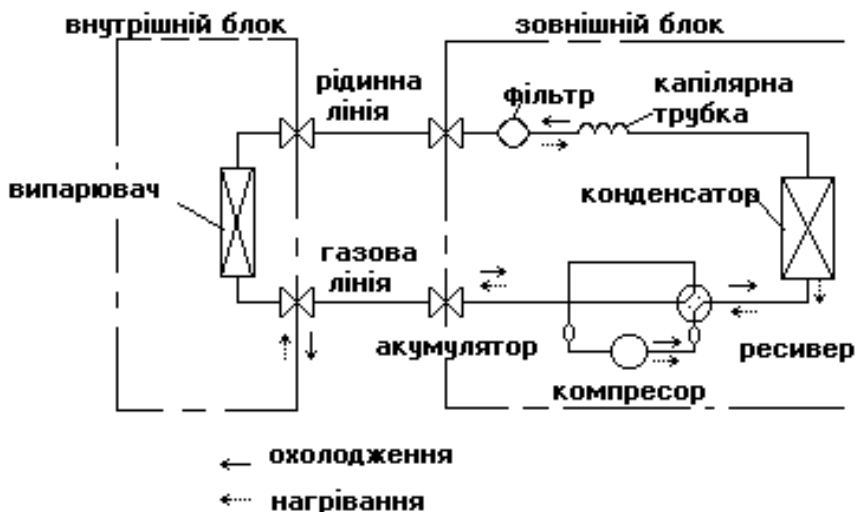


Рис. 6.16. Схема спліт-системи кондиціонера

Конструктивне і дизайнерське виконання внутрішніх блоків досить різноманітно, що дозволяє вирішувати практично будь-які завдання по кондиціюванню приміщень площею від 15 до 300м², враховуючи при цьому інтер'єр приміщень та індивідуальні вимоги споживача.

Внутрішні блоки спліт-систем можуть бути настінного, напольно-стельового, колонного, касетного, каналного типів.

Окремо необхідно виділити клас каналних спліт-систем. На відміну від інших виконань внутрішніх блоків, каналні кондиціонери призначені, як правило, для кондиціювання декількох приміщень одночасно. Основна відмінність полягає в тому, що внутрішні блоки каналних кондиціонерів встановлюються за підшивною стелею, а повітря забирається та рухається повітропроводами по приміщеннях, що кондиціонуються.

Кондиціонери спліт-системи (рис. 6.17) застосовуються для кондиціювання однієї кімнати або максимум трьох, чотирьох приміщень від одного зовнішнього блоку. Тому встановлення великої кількості кондиціонерів спліт-системи в одному будинку не завжди можливо через велику кількість

зовнішніх блоків і погіршує зовнішній вигляд будинку.

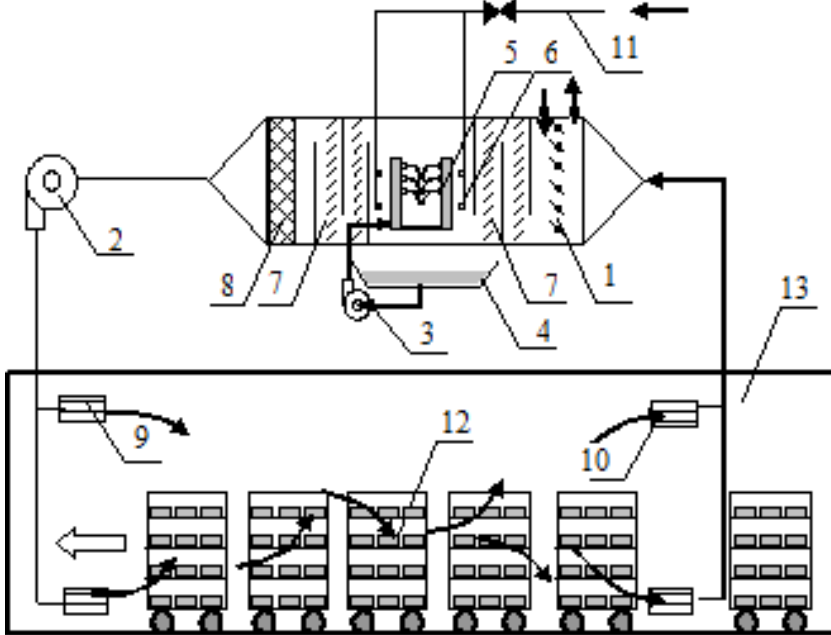


Рис 6.17. Кондиціонер тунельного охолодження хліба

Встановлення зовнішніх блоків у дворі будинку обмежена припустимою довжиною сполучних трубопроводів.

Для зменшення усушки хлібу намагаються якнайшвидше охолодити, тому знижують температуру і відносну вологість повітря хлібосховища, використовують обдування хліба повітрям з температурою 20 °С за допомогою кондиціонера. На усушку впливає вологість м'якушки хліба, тому що збільшення вологості хліба викликає збільшення втрат, і маса хліба – чим більша маса хліба, тим менші втрати.

Для кондиціонування будинків, які мають велику кількість приміщень з різними тепловими навантаженнями, які змінюються протягом пори року, були розроблені багатозональні системи зі змінною витратою холодоагенту.

Такі системи дозволяють до одному зовнішньому блоку підключати до 16 внутрішніх блоків не тільки різної

потужності, а також різного конструктивного виконання. Крім того, блоки можуть вмикатися і працювати незалежно один від одного, при цьому частина їх – на режимі охолодження, а частина – у режимі підігріву. У деяких моделях багатозональних систем допускається робота внутрішніх блоків в одному режимі – охолодження або підігріву.

Перевагами багатозональних систем є легка адаптація для будинків складної конфігурації, низьке споживання електроенергії, висока надійність.

До недоліків можна віднести високу ціну.

Дахові кондиціонери являють собою холодильну машину, конструктивно виконану у вигляді моноблока, призначеного для встановлення на плоских покрівлях будинків. *Дахові* кондиціонери дозволяють одночасно здійснювати вентиляцію і регулювати температуру повітря в приміщенні. Зазвичай *дахові* кондиціонери застосовуються для кондиціювання і вентиляції великих супермаркетів, спортивних споруджень, конференц-залів, тобто великих залів із загальним *дахом*.

Системи *чилер-фанкойл* дозволяють забезпечити незалежне регулювання температури одночасно у великій кількості приміщень, наприклад у готелях, офісах і т.д. Споживачі – кондиціонери-довідники (*фанкойли*) можуть довільно вмикатися і вимикатися, змінювати свою холодо- або теплопродуктивність. Система *чилер-фанкойл* дозволяє вводити будинок в експлуатацію, поступово нарощуючи кількість споживачів.

Чиллер – це закінчена самостійна холодильна машина, призначена для охолодження рідини (вода, незамерзаючі рідини).

Фанкойл – це агрегат, який встановлюється у приміщенні, що й включає теплообмінник з вентилятором, фільтр, пульт керування.

Система *чиллер-фанкойл* має наступні переваги:

- має велику гнучкість при кондиціюванні великої кількості приміщень;

- до одного *чилера* може приєднуватися велика кількість

фанкойлів;

- кожен споживач може працювати практично незалежно один від одного;

- можна задавати не тільки загальний тепловий режим усієї системи, але й регулювати режим роботи кожного фанкойла з виносного пульта керування або вмонтованого у фанкойл, або встановленого на стіні приміщення;

- гранична відстань між чиллером і фанкойлом не лімітується і визначається можливостями насосної станції і теплоізоляцією трубопроводів.

Шафові кондиціонери являють собою, як правило, закінчений моноблок, призначений для встановлення в приміщенні, де необхідно цілодобово регулювати температуру і чистоту повітря. Основною перевагою шафових кондиціонерів є простота монтажу і обслуговування.

Прецизійні кондиціонери являють собою різновид шафових кондиціонерів. Вони обладнані різними типами систем мікропроцесорного керування і здатні підтримувати в приміщенні не тільки точні параметри по температурі, але й по вологості. Такі кондиціонери використовуються в приміщеннях, де, поряд з кондиціонуванням повітря, необхідно регулювати вологість: у музеях, комп'ютерних залах, на телефонних станціях, у фармацевтичних лабораторіях, у виробничих і складських приміщеннях.

Центральні кондиціонери, знайшли саме широке застосування у комфортному і технологічному кондиціонуванні, являють собою неавтономний кондиціонер, що постачається ззовні холодом (підведення холодної води або незамерзаючої рідини), теплом (підведення гарячої води або пари) і електроенергії для приводу вентилятора, насоса та запірно-регулюючих апаратів на повітряних і рідинних комунікаціях. Центральні кондиціонери призначені для обслуговування декількох приміщень або одного великого приміщення (театральний зал, закритий стадіон, виробничий цех і т.п.).

7. Промислові способи охолодження харчових продуктів тваринного та рослинного походження

Сутність охолодження продуктів тваринного походження полягає в зниженні їх температури за допомогою теплообміну з охолоджувальним середовищем, але без кригоутворення.

Охолодження забезпечує збереження високих споживчих властивостей продуктів (аромату, смаку, консистенції, кольору) при найменших змінах у них. Тому, якщо планований строк зберігання невеликий, продукти випускають в охолодженому виді. Однак охолоджені продукти тривалому зберіганню не підлягають, тому, що при близько криоскопічних температурах багато видів шкідливих мікроорганізмів активно розвиваються і продукт може швидко зіпсуватися.

У цей час на основі комбінованих методів консервування вдається значно підвищити строки зберігання швидкопсувних харчових продуктів в охолодженому стані.

При охолодженні мають місце процеси тепло- і масообміну між продуктом і охолоджувальним середовищем, що викликає випарювання вологи з поверхні продукту (усушка) і перехід теплоти від продукту в охолоджувальне середовище.

В харчовій промисловості найпоширенішими способами охолодження є такі, що здійснюються передачею теплоти від продукту конвекцією, радіацією і внаслідок теплообміну при фазовому перетворенні.

Відповідно до способу теплообміну для охолодження використовують такі охолоджувальні системи: типу повітряних кондиціонерів (конвективний спосіб); зрідженими газами, які застосовують конвективний спосіб; охолодження не киплячими рідинами (кондуктивний спосіб); охолодження не киплячими рідинами, які рухаються відносно об'єкта охолодження (змішаний спосіб); застосування вакуумних тисків, які діють до рівня 665 Па (випарно-конденсаційний спосіб).

Сучасні напрямки вдосконалювання холодильної обробки засновані на доведенні температури продуктів до рівня, несприятливого для розвитку мікрофлори, що і забезпечує їхнє

збереження і зменшення втрати маси.

Порівняно нові методи охолодження наступні: повітряне при підвищеному тиску; гідроаерозольне; вакуумне; з використанням електрофізичних способів (снігоподібним діоксидом вуглецю); глибоке в середовищі інертних газів.

Найпоширенішим методом охолодження м'яса є повітряний.

Охолодження яловичини і свинини

Повітряному охолодженню туші або напівтуші піддають у камерах і тунелях, спеціально обладнаних підвісними шляхами і системою регулювання режиму холодильної обробки.

В камері охолодження яловичину і свинячі напівтуші підвішують на гаках підвісних шляхів, а баранячі – на рамах. Відстань між тушами повинно бути не менше 5 см. У камеру охолодження завантажують м'ясо одного виду, однієї категорії вгодованості і по можливості однакової маси, завдяки чому вся партія одночасно охолоджується до кінцевої температури. Середнє навантаження на 1 м підвісного шляху становить близько 250 кг м'яса. У процесі охолодження відносна вологість повітря самовстановлюється на рівні 85...92% за рахунок випарювання вологи із продукту.

Охолодження м'яса в повітрі проводять одно-, двох- і трьохстадійним, а також програмним способами. Одностадійне охолодження проводять при температурі 0 °С і швидкості руху повітря 0,5...2 м/с, до температури в товщі м'язів стегна на глибині не менше 6 см від поверхні до 4 °С. Температура і швидкість повітря – основні параметри, що впливають на коефіцієнт тепловіддачі від поверхні продукту до охолоджуючого середовища і, отже, на тривалість охолодження. Для яловичих напівтуш температура повітря може бути знижена до -2 °С, а для свинячих – до -5 °С. Тривалість охолодження при цьому становить 14...24 год.

Тенденція, що намітилася, зниження температури охолоджувального повітря нижче кріоскопічної і підвищення швидкості його руху до 2 м/с пояснюється бажанням

інтенсифікувати процес охолодження. При цьому додаткові енерговитрати в порівнянні із традиційним способом цілком обґрунтовані, оскільки зменшується тривалість процесу на 30...40%, у таких же межах знижується усушка, підвищується якість м'яса і м'ясних продуктів і збільшується оборотність камер охолодження.

При подальшому зниженні температури охолоджувального середовища можливе підморожування м'яса, тому використовують двох- і трьохстадійне охолодження із застосуванням змінних параметрів повітряного середовища. Стадійне охолодження напівтуш може здійснюватися в одній або різних камерах. Так, свинячі напівтуші на першій стадії охолоджують при температурі $-10...-12^{\circ}\text{C}$ протягом 1,5 год, на другій – при $-5...-7^{\circ}\text{C}$ протягом 2 год і при доохолодженні (для рівномірного розподілу температури по товщині напівтуш) – близько 0°C протягом 6...8 год. На першій і другій стадіях швидкість руху повітря 1...2 м/с, а при доохолодженні – 0,5 м/с при його відносній вологості 93...95%.

При програмному охолодженні м'ясо спочатку охолоджують при температурі $-4...-5^{\circ}\text{C}$ і швидкості руху повітря 4...5 м/с, а потім при температурі 0°C і змінній швидкості руху повітря, що змінюється по заданій програмі від початкової до 0,5 м/с.

Інтенсифікований спосіб охолодження яловичини передбачає використання на першій стадії повітря з температурою до -25°C , що рухається зі швидкістю 5...10 м/с. Після досягнення на поверхні напівтуш криоскопічної температури починається друга стадія охолодження, протягом якої температура повітря підтримується на рівні криоскопічної, а швидкість його не перевищує 0,5 м/с. При фронтальному способі охолодження напівтуш, коли вони рухаються на конвеєрі назустріч потоку охолодженого повітря, холодильна обробка ведеться з мінливим коефіцієнтом тепловіддачі протягом процесу. Це дозволяє зменшити тривалість холодильної обробки на 10% у порівнянні із процесом, проведеним при постійному значенні коефіцієнта тепловіддачі,

усушка при цьому знижується ще на 30...40%. Швидкість повітря в камерах змінюють добром певних перетинів повітророзподільників. Напівтуші переміщуються конвеєрним способом по камері, розміри якої розраховують виходячи з того, що за час просування в камері попереднього охолодження температура поверхні напівтуш не повинна бути нижчою кріоскопічної, а в камері доохолодження повинна досягати заданого кінцевого значення. Уникнути холодового скорочення м'язів (температурного шоку) можна за допомогою електростимуляції або шляхом витримування м'яса в період попереднього охолодження при температурі повітря 10...–12 °С протягом 12...15 год.

Гідроаерозольне охолодження споконвіку застосовували тільки для обробки фруктів, овочів, квітів, зелені. Сьогодні у такий спосіб охолоджують ковбаси, м'ясо в тушах, напівтушах і четвертинах.

Гідроаерозольне охолодження являє собою охолодження м'яса в інтенсивно циркулюючому і насиченому до 100%-ої відносної вологості повітряному середовищі. Для запобігання псування м'яса у воду можуть бути додані бактерицидні речовини. Процес інтенсифікується за рахунок випарного охолодження з поверхні напівтуші по витраті енергії вдвічі економічніше традиційного повітряного охолодження. Модифікацією цього способу за кордоном є спосіб, що застосовується для охолодження м'яса і м'ясних продуктів у краплинно-рідкому середовищі пропіленгліколя. За цим способом продукти охолоджуються розчином пропіленгліколя температурою –8...–15 °С до досягнення необхідної температури в товщі продукту; ефективність процесу у два-три рази вище, ніж при повітряному охолодженні.

В технології охолодження і заморожування може використовуватися спосіб гідрофлюїдизації із застосуванням «айсларрі» (рідкий або текучий лід), який дозволяє одержати високий коефіцієнт тепловіддачі і суттєво збільшити швидкість заморожування.

Для скорочення усушки при охолодженні м'яса з

наступним заморожуванням розроблений спосіб комплексної термоволожистої обробки після забою. Для цього напівтуші спочатку охолоджують у камері перенасиченим вологою повітрям при температурі -1°C , а потім швидко (за 5...10хв) обдувають сухим гарячим повітрям (температура $+50...70^{\circ}\text{C}$, вологість 5...10%). У холодному відсіку камери завдяки інтенсифікації тепловіддачі від продукту до перенасиченого повітря час охолодження скорочується до 9 год, а усушка – до 0,5...0,6%.

Вакуумне охолодження раніше застосовували тільки для обробки рослинної сировини, а зараз у низці країн використовують при охолодженні туш великої і дрібної рогатої худоби, свиней, шматкового м'яса. Так, свинячі напівтуші, що мають температуру 37°C , обробляють наступним чином – виконують обвалку та жиловку м'яса в приміщенні при температурі 8°C . Відруби надходять на вакуум-пакувальну лінію, де зазнають вакуумного охолодження при температурі $0...-2^{\circ}\text{C}$. Залежно від розмірів відрубів через 4...9 год температура в товщі продукту знижується до 7°C , а через 14 год – до 2°C . При такому способі охолодження значно поліпшується санітарний стан м'яса, збільшується до 15 діб термін його зберігання, знижується усушка.

Розробляється технологія охолодження з використанням електрофізичних способів, до яких відноситься спосіб охолодження за допомогою електрично заряджених крапель рідини, обробки м'ясопродуктів іонізуючими газами, електроконвективне охолодження та ін.

Принцип охолодження за допомогою електрично заряджених крапель рідини полягає в тому, що до поверхні м'яса, призначеного для охолодження, підводять електрод, на який подається висока напруга з позитивним зарядом. Охолоджувальна рідина надходить по трубопроводу, зарядженому негативно. Охолодження відбувається при контакті електрично заряджених крапель рідини з поверхнею продукту.

Охолодження за допомогою іонізуючих газів дозволяє

збільшити строк зберігання напівфабрикатів в 1,3...1,5 рази при високій їхній якості, скороченні енерговитрат і зменшенні усушки.

В умовах електроконвективного охолодження значно зростає щільність теплового потоку від охолоджуваного продукту (для різних видів м'яса – в 1,1...1,8 рази). Зі збільшенням напруги електричного поля максимум тепловідведення зміщується на більш ранню стадію процесу й за часом скорочується приблизно у два рази, що дуже суттєво, тому, що найбільші втрати маси припадають на першу половину процесу охолодження. Втрати маси через перешкоду електричних сил випарювання вологи скорочуються на 10...20%.

Субпродукти, покладені в листи, ящики, форми, розташовують у камері охолодження на багатоярусних стаціонарних стелажах або на пересувних етажерках або рамах не пізніше ніж через 5 год після забою худоби. Їх укладають шаром не більше 10 см; нирки, серце, мізки та язик – в один ряд; шлунки охолоджують у підвішеному стані на гаках. Тривалість охолодження субпродуктів при температурі 0 °С і відносній вологості повітря 85...90 близько 24 год. Для прискорення процесу використовують швидкоморозильні апарати (–2...–4 °С), а також непрямий контакт із рідким охолоджувальним середовищем.

Для субпродуктів і м'ясних напівфабрикатів, покладених у картонні коробки, ефективним є охолодження снігоподібним діоксидом вуглецю. Охолодження здійснюють у спеціальних тунелях, кількість снігоподібного діоксиду вуглецю, що подається на продукт, регулюють за допомогою реле часу. Для швидкого зниження температури фаршу з яловичини свіжих (парних) напівтуш до 2 °С, що необхідно для заключної стадії одержання фаршу, у м'ясо додають заморожені пластівці діоксиду вуглецю в співвідношенні 1:10.

Для створення інертного середовища і охолодження ковбасного фаршу з парного м'яса в процесі куттерування застосовують рідкий азот. Питома витрата рідкого азоту

залежить від якості і температури оброблюваної сировини і навколишнього середовища та становить від 0,15 до 0,35 кг на 1 кг ковбасного фаршу. Охолодження рідким азотом дозволяє підтримувати в куттері необхідний температурний режим і відповідно оптимальну тривалість процесу, виключивши при цьому негативний вплив підвищення температури на склад і якість фаршу. Збільшення тривалості куттерування варених ковбас при охолодженні рідким азотом сприяє значному поліпшенню розчинності м'ясного білка та у результаті підвищенню водо- і жирозв'язувальної здатності фаршу, що дозволяє в принципі відмовитися від застосування фосфатів.

Охолодження м'яса птиці

Тушки птиці охолоджують повітрям, водокрижаною сумішшю, крижаною водою, діоксидом вуглецю і азотом. Застосовують також комбіноване охолодження (зрошення тушок або занурення їх у крижану воду, а потім у повітряне середовище).

Досить ефективний з погляду умов тепловіддачі, витрат праці, тривалості і технологічності процесу метод заглибленого охолодження тушок птиці в чистій крижаній воді або у водокрижаній суміші.

Водокрижану суміш або крижану воду одержують шляхом додавання до зазвичай ї водопровідної води лускатого льоду або пропускання її через спеціальні випарники, в яких вона охолоджується до потрібної температури. В сучасних умовах цей ефект досягається барботуванням через воду діоксиду вуглецю або азоту з низькими температурами.

Після охолодження крижаною водою шкіра на тушках стає світлою і чистою, зникають плями від забитих місць і крововиливів. Тушки птиці поглинають деяку кількість води, внаслідок чого вони округляються і здобувають кращий товарний вид.

Температура крижаній воли повинна бути не вище 2 °С, а час охолодження – 0,5...1 год. Для зменшення можливого поширення мікроорганізмів застосовують антисептовану воду, а також гідроаерозольний метод охолодження: тушки в

підвішеному стані зрошуються крижаною водою зі спеціальних форсунок протягом 30...35 хв.

В санітарному відношенні найбільш ефективно комбіноване охолодження (зрошення – занурення, зрошення – занурення – повітряна обробка).

При методі зрошення – занурення потрошені тушки попередньо охолоджують, безупинно зрошуючи водопровідною водою з відцентрових форсунок протягом 10...15 хв залежно від виду птиці, потім занурюють у воду з температурою 0...2 °С на 25...35 хв до досягнення температури в товщі грудного м'яза 0...4 °С.

При повітряному доохолодженні відбувається часткове видалення придбаної при зрошенні тушками води і одночасно їхнє охолодження в результаті випарювання.

При охолодженні в крижаній воді тушки поглинають від 3 до 8 % вологи, в середньому ж (з урахуванням випарювання) їх маса збільшується на 4 %.

Тривалість охолодження птиці інтенсифікованим повітряним методом (температура 0...–2 °С, швидкість руху повітря 4 м/с) становить від 3 до 6 год залежно від маси і угодваності тушок. Повітряне охолодження застосовують тільки для тушок після сухого ощипування і теплової обробки, а якщо ні, то м'ясо зневоднюється та втрачає товарний вид.

Дуже ефективним для охолодження тушок птиці є застосування снігоподібного діоксиду вуглецю, який вводять у їхню внутрішню порожнину з розрахунку 0,07 кг на 1 кг маси. Цього досить, щоб дуже швидко остудити тушку до середньооб'ємної температури 0 °С.

Охолодження ковбасних і м'ясних консервів

Варені ковбаси зазвичай охолоджують у дві стадії: тонкорозпиленою водою з використанням випарного ефекту охолодження повітряним потоком, що потім інтенсивно рухається, мають температуру 0...8 °С, швидкість руху до 4 м/с. Тривалість охолодження водою 5...30 хв, повітрям 1...10 год. Однак для варених ковбас найбільш ефективний трьохстадійний спосіб: зрошення водою з форсунок грубого

розпилення, охолодження в гідроаерозольному середовищі, повітряне охолодження. На другій стадії може бути передбачений безперервний або циклічний режим розпилювання води залежно від пристроїв, що забезпечують її подачу, і умови циркуляції повітряного потоку.

Порівняно новим є спосіб охолодження в пінному повітряно-рідинному потоці. Ковбасні вироби охолоджують у дві стадії: на першій – за рахунок випарювання води при проходженні через неї повітря, на другій – шляхом використання випарного ефекту в комбінації з холодом, з наступним підсушуванням батонів протягом 2...3 хв. Швидкість руху повітря 10...16 м/с. При початковій температурі продукту 70 °С і температурі води – 2 °С батони охолоджуються за 50 хв (в 1,5рази швидше в порівнянні з охолодженням ковбас водою, що розпорошується форсунками). Усушка становить менше 0,3 %.

Для варено-копчених і напівкопчених ковбас доцільно проводити повітряне охолодження при температурі 8...12 °С і швидкості руху повітря 1,5...2 м/с.

Пастеризовані м'ясні консерви охолоджують водою, а потім повітрям при температурі 0...2 °С і швидкості руху повітря до 3 м/с. Тривалість охолодження до кінцевої температури не перевищує 24 год.

Для охолодження застосовують тунелі і апарати конвеєрного типу, в яких розміщені етажерки із продуктом, картонні коробки, лотки, піддони і т.д. Напрямок руху повітряних потоків в апаратах залежить від розміру і форми продуктів і способу розміщення їх на конвеєрі.

Охолодження яєць

Яйця перед зберіганням в холодильниках після визначення їхньої якості направляються на охолодження до температури близько 0 °С. Стандартні ящики або коробки з яйцями для прискорення охолодження укладаються в шаховому порядку. Необхідний режим у камері створюється системою повітряного охолодження. Для прискорення охолодження яєць температура повітря може бути на 4...5 °С

нижче криоскопічної, а швидкість руху повітря 1...2м/с. На розподільні холодильники з місць заготовок яйця можуть надходити в холодильному залізничному і автомобільному транспорті. Для скорочення вантажних робіт доохолодження до температури зберігання доцільно проводити безпосередньо в камерах зберігання. У зв'язку з тим, що вміст яєць стійкий до переохолодження температура зберігання приймається на 1...2°С нижче криоскопічної, а відносна вологість – 87...90%.

Охолодження риби

Рибу охолоджують кригою, охолодженою прісною та морською водою, холодним повітрям, криогенними рідинами (рідкий азот), комбінованими методами (крижана вода та крига, крига і рідкий азот та ін.).

Охолодження та заморожування відносяться до найважливіших технологічних процесів у рибній промисловості. Рибу і морепродукти, оброблені холодом, широко використовують в якості напівфабрикатів у виробництві різних видів рибної продукції, а також в охолодженому або замороженому стані реалізують в роздрібній торговельній мережі. Згідно даним *ФАО*, на частку охолодженої та мороженої продукції приходиться більше 80% всієї рибної харчової продукції, що виробляється.

Для *охолодження риби кригою* використовують різні її види – луската крига, трубчаста, плиткова та інша. Найпоширеніший спосіб – охолодження в тарі (ящиках, контейнерах, кошиках, мішках та ін.). Для цього розсортовану за розміром рибу ретельно промивають чистою водою, дають їй стекти, після чого укладають в тару з кригою у необробленому або обробленому вигляді. При цьому на дно тари кладуть шар дрібнокришеної криги товщиною 2...3см, поверх нього укладають рибу, потім знову шар криги. Велику рибу укладають рівними рядами головами в різні сторони до стінок тари, а дрібну насипають рівномірним шаром товщиною не більше 10см. Можливе й попереднє перемішування риби з кригою з наступним укладанням рибокрижаної суміші в тару, зверху насипають додатковий шар криги.

При зберіганні і транспортуванні риби на судах з охолоджуваними трюмами витрата льоду в ящиках становить від 30 до 40 % маси риби. При охолодженні риби в бочках на дно насипають не менше 20 %, а на верхній ряд риби – не менше 30 % усієї кількості криги.

Контейнери дають можливість підвищити якість риби, забезпечують економію криги, що доставляється на промисел, тому що під час перевезення в них лід тане на 75 % повільніше, ніж у ящиках. Термоізовані контейнери при використанні льоду застосовують тільки в районах з холодним кліматом внаслідок уповільненого теплообміну.

У жаркому кліматі термоізовані контейнери не забезпечують тривале збереження риби, тому що через повільне зниження температури починається інтенсивний розвиток мікрофлори.

Охолодження риби кригою має низку недоліків – нерационально використовуються виробничі приміщення, трюми суден, камери холодильників; затруднений кількісний і якісний контроль і облік риби, у деяких випадках не забезпечується швидке зниження температури улову і т.д.

Охолодження риби охолодженою морською або прісною водою має низку переваг, до основних з яких відносяться більш швидке зниження температури риби, економічність процесу при охолодженні транспортних операціях і вивантаженню в кінцевих пунктах транспортування. Найбільш істотні недоліки – набрякання м'яса промислових об'єктів і його просолювання при використанні охолодженої морської води. Негативний вплив охолодженої води зменшується зі зниженням температури, але він досить виражений навіть за криоскопічних температур. Внаслідок цього тривалість зберігання улову в охолодженій воді обмежена від кількох діб до однієї години і залежить від технохімічних особливостей об'єктів: проникності їхнього шкірного покриву, консистенції м'яса, розмірів та ін. Особливо швидко негативний вплив охолодженої води проявляється при зберіганні дрібної риби, ракоподібних і молюсків. Більш раціональне охолодження

водою і зберігання в кризі або в сухому холодному приміщенні.

Охолодження риби в рідкому середовищі проводиться зануренням або зрошенням. В якості охолоджувального середовища використовують прісну, морську воду або 2 %-вий розчин хлориду натрію в прісній воді, осмотичний тиск якого порівняно з тиском тканинного соку риби значно менший.

На промислових судах рибу відразу після вилову занурюють у спеціальних кошиках у бак із циркулюючим охолоджувальним середовищем. Кращі результати отримують при додаванні в холодну воду криги (співвідношення риби, води і криги відповідно 2 : 1). Охолодження може проводитися і зрошенням холодним розсолем на конвеєрі, де риба в міру просування зрошується через форсунки або інші пристрої.

Досить ефективно також використання замість водокрижаної суміші криги-шуги (канадський метод). Кригу-шугу одержують шляхом повільного зниження температури води або розчину до початку формування дрібних кристалів (0,05...0,07 мм). Крижана шуга, що утворюється, може бути відфільтрована у вигляді сухої криги від некрижаної частини або ж разом з останньою (близько 30с) може бути перекачана насосом у контейнери або іншу тару. Цей спосіб відрізняється високими показниками якості та економічністю в порівнянні з іншими.

Тривалість охолодження в холодній воді залежить від розмірів риби, температури води, швидкості її циркуляції, конструкції охолоджувача і становить від декількох хвилин до 3 год і більше.

Для охолодження морської води використовують рідкий азот, який, крім того, застосовують разом з кригою для охолодження і зберігання пакованої та непакованої риби.

У першому випадку рідкий азот вприскують у морську воду для її охолодження до 0... – 2 °С, після чого завантажують рибу. По мірі підвищення температури води уприскування рідкого азоту повторюють. При транспортуванні вантажний об'єм може охолоджуватися рідким азотом шляхом періодичного уприскування його в кузов авторефрижератора.

Ще більш ефективним є застосування рідкого азоту в комбінації з кригою. В результаті застосування рідкого азоту для охолодження значно збільшуються терміни зберігання риби (у два-три рази).

Охолодження риби під вакуумом засноване на частковому випарюванні води з її поверхні при зниженні тиску (не нижче 400 Па), що суттєво скорочує тривалість охолодження при незначних втратах маси продукту.

Копчену рибу, деякі види рибних напівфабрикатів і продуктів кулінарії, для яких небажаний контакт із водою або кригою, охолоджують у повітряному середовищі. При цьому застосування діоксиду вуглецю або рідкого азоту інтенсифікує процес і суттєво поліпшує якість продукту.

Охолодження тваринних харчових жирів

Жири охолоджують перед упакуванням у тару для надання їм щільної консистенції, однорідної структури, а також гальмування окисних і гідролітичних процесів. При пакуванні у велику тару жири піддають одностадійному охолодженню від 65 до 40°C (яловичий і баранячий) і 35°C (свинячий і кістковий). При пакуванні в картонні контейнери свинячий жир охолоджують до 24...25°C; при пакуванні в дрібну тару на фасувальних автоматах (по 250, 500г) жири, попередньо охолоджені до 35°C для більшої пластичності, додатково охолоджують до 12...21°C. При охолодженні перед пакуванням у середовищі інертного газу в жирах уповільнюються хімічні і біохімічні процеси, що призводить до їхнього псування.

Охолодження молока і молочних продуктів

При виробництві, транспортуванні, зберіганні і реалізації молока та молочних продуктів потрібна обов'язкова присутність холоду.

Щоб зберегти первинні властивості молока, яке є сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів і продовження бактеріцидної фази, його охолоджують відразу ж після доїння або під час доїння. Для цього користуються зрошувальними охолоджувачами. Вони мають циліндричну або пласку форму з різною пропускну здатністю; із внутрішньої

сторони теплопередавальна стінка для збільшення поверхні виконується хвилеподібною. В охолоджувачах молоко охолоджують холодною водою, розсолем або тим та іншим у певній послідовності. В останньому випадку верхня частина внутрішньої поверхні охолоджується водою, а нижня частина більш холодною рідиною – розсолем. По зовнішній хвилеподібній поверхні пластин охолоджувача тонким шаром стікає молоко і охолоджене збирається в ємність, звідки надходить у тару та зберігання. Охолодження води здійснюється машинним способом. У молочній промисловості велике поширення мають пластинчасті апарати, у відповідних секціях яких поряд з охолодженням відбувається підігрів і пастеризація молока. При комбінованій тепловій обробці молока збільшується ефективність апаратів внаслідок регенерації тепла. В апараті кожна секція складається з тонких, проміжних і товстих пластин зі спіралеподібними або іншої форми жолобками. По жолобках молоко протікає тонким шаром і охолоджується через стінку холодною водою або розсолем, що течуть по таких же жолобках із протилежної сторони пластини. Охолоджувач має дві секції: у першій охолодження проводиться холодною водою, у другій, до більш низької температури – розсолем. Вершки, знежирене молоко і суміш для морозива крім з пластинчастих апаратів охолоджують і в інших охолоджувачах, залежно від продуктивності та фізико-хімічних властивостей окремих продуктів.

Заморожування продуктів рослинного походження

Консервування плодоовочевої продукції заморожуванням дозволяє згладити сезонність у її споживанні, наситити раціон життєво необхідними вітамінами, мінеральними елементами, скоротити час готування їжі, значно поліпшити її санітарно-гігієнічні показники.

Способи заморожування. Усі способи заморожування підрозділяють по виду теплообміну на конвективні, кондуктивні, конденсаційні, випарно-конденсаційні, змішані.

Заморожування повітряним способом проводять у

морозильних камерах і тунельних морозильних апаратах. Останні відрізняються інтенсивністю руху повітря (4...12 м/с) і незначною тривалістю заморожування. Залежно від виду продукту і типу холодильної установки тривалість заморожування плодів і овочів при температурі $-25...-45^{\circ}\text{C}$ становить від декількох хвилин до декількох годин.

Перевага тунельних морозильних камер – універсальність: у них можна заморожувати харчові продукти різної форми, розміру і у різному пакуванні.

Основні критерії при виборі способу заморожування – швидкість і економічність процесу. При цьому кількість теплоти, що видаляється повітрям від продукту, прямо пропорційна площі контакту повітря із продуктом, різниці температур повітря і продукту та коефіцієнту теплопередачі від продукту повітрю.

Заморожування в «киплячому шарі» (флюїдизаційний спосіб) відбувається під дією вихідного потоку холодного повітря, що подається, достатнього для підтримки продукту у зваженому стані. Останнє досягається за допомогою потужного потоку повітря, що подається вентиляторами через охолоджувальну батарею, а потім через шар продукту, що заморожується, перебуває, як правило, на сітчастій стрічці конвеєра. Проходячи через отвори стрічки, повітря піднімає частки продукту, відокремлює їх один від одного та утримує у зваженому стані. В установках без сітчастої стрічки продукт, що заморожується, не тільки утримується потоком повітря у зваженому стані, але й спрямованим рухом пересувається в установці.

Спосіб флюїдизації застосовують для заморожування неупакованих дрібних або нарізаних плодів і овочів діаметром до 40 мм довжиною до 125 мм. З продуктів, отриманих цим способом, можна готувати різні суміші. Крім того, легше механізувати пакування таких овочів і плодів, здійснювати їхнє дозування і споживати по мірі потреби.

Флюїдизаційні апарати мають широкий діапазон продуктивності – від 0,5 до 15 діб, а теплообмін у них протікає

інтенсивніше, ніж у звичайних повітряних апаратах.

При контактному способі заморожування продукт затискується між двома металевими плитами, в яких циркулює рідкий або киплячий холодоносіє. Важлива умова – рівномірність товщини порцій, що завантажуються, по всій поверхні плити. А якщо ні, то погіршується контакт плити з продуктом і збільшується тривалість заморожування. Контактні плиткові апарати непридатні для заморожування продуктів неправильної форми. При температурі кипіння холодоагенту –35...–45 °С тривалість заморожування продукту в упакованні 0,5 кг становить 1...3 год, а невеликих порцій при товщині 50 мм – до 1 год.

Попереднє охолодження плодів і овочів являє собою процес швидкого зниження їхньої температури від початкової (після збирання врожаю) до необхідної при наступних технологічних операціях (транспортуванні, короткостроковому або тривалому зберіганні). При негайній реалізації продукції (поле – прилавок) необхідність у холодильній обробці відпадає.

Безпосереднє охолодження після збору врожаю забезпечує збереження харчової та біологічної цінності продукту, його смакових якостей, товарного виду і в остаточному підсумку підвищує рентабельність транспортування, наступного зберігання і реалізації продукції.

Швидкоохолоджувані плоди і городина довше зберігають стійкість до збудників хвороб, а розвиток же самих збудників (бактерій, цвілевих грибів, дріжджів) при швидкому охолодженні значно уповільнюється. В результаті скорочуються втрати плодів і овочів від перезрівання, усушки, захворювань і псування. При цьому збільшуються терміни холодильного зберігання яблук, груш винограду на 1...1,5 міс, кісточкових на 0,5 міс, ягід на тиждень і великих овочів (залежно від виду і сорту) від декількох тижнів до декількох місяців.

Існують різні способи попереднього охолодження: у потоці повітря; у потоці повітря, обумовленому різницею тисків; рідинне (гідроохолодження) крижаною водою

зрошенням або зануренням; снігування вакуумне в спеціальних вакуумних охолоджувачах; комбіноване.

За швидкістю найбільш ефективно вакуумне охолодження, потім гідроохолодження, снігування і повітряне охолодження. Однак найбільше поширення одержав повітряний спосіб у різних модифікаціях. Повітряний спосіб охолодження може застосовуватися: у звичайних камерах холодильного зберігання при середній швидкості руху повітря 1...1,5 м/с і помірній кратності циркуляції 30...40 м³/год; тунельних камерах попереднього охолодження або камерах іншого типу при порівняно великих швидкостях руху повітря (3...4 м/с) і підвищеній кратності його циркуляції (60...100 м³/год); спеціальних апаратах інтенсивного охолодження повітрям при підвищених швидкостях руху (до 5 м/с) і значній кратності його циркуляції (до 150 м³/год).

Режим охолодження характеризується кінцевою температурою продукту, тривалістю періоду охолодження при регламентованому температурно-вологістому режимі, швидкістю потоку охолоджувального середовища, кратністю його циркуляції, системою повітророзподілу та ін.

Розроблені режими гідроохолодження: для черешні 1...2 °С, абрикосів 2...4 °С, слив 3...6 °С. Обробка може проводитися як методом занурення, так і зрошення. При використанні гідрозрошення у воду, як правило, додають антисептичні речовини (беноміл, сантоквін та ін) щоб уникнути мікробіологічного обсіменіння всієї продукції.

Повітряне охолодження плодів і овочів проводять перед короткостроковим або його тривалим зберіганням в спеціалізованих холодильних камерах або тунелях до температури 2...15 °С відповідно до особливостей рослинної сировини. Тривалість охолодження становить від 3...5 до 80...100 хв і більше. Зелена квасолю і огірки охолоджують і зберігають при температурі 5 і 9 °С протягом відповідно 20 і 9 днів. Кольорова капуста при 0 °С зберігається 30...40 днів, а солодкий перець при температурі до 2 °С – до 35 днів.

Режими попереднього охолодження овочів повітрям

залежать від їхньої зрілості і призначення. Так, незрілі томати рекомендується охолоджувати повільно – протягом 96 год до температури 8 °С, а при наступному зберіганні періодично (два-три рази) підвищувати температуру до 20 °С (щораз протягом 3 діб), що забезпечує рівне дозрівання томатів і поліпшує їхню якість. Для зрілих плодів ефективно швидке зниження температури до 0 °С, в результаті чого втрати сухих речовин знижуються в три рази і збільшується термін зберігання на 4...7 діб. Вологість повітря підтримують на рівні 35...90%, що дозволяє знизити втрати маси і забезпечити тривале зберігання овочів.

Встановлено, що підвищення вологості до 98...100% в період охолодження і зберігання позитивно впливає на збережаність моркви, ріпи, брукви, буряка, селери, кольорової і брюссельської капусти та ін. При цьому зменшуються втрати маси, зберігається тургор тканин, а в деяких випадках знижується виділення пектолітичних ферментів мікроорганізмами, що сповільнює розм'якшення тканин.

При комбінованому охолодженні продукти можуть спочатку піддавати вакуумному охолодженні до температури 10...15 °С, а потім доохолоджуватися повітрям у холодильній камері зберігання. Це дозволяє швидко зняти теплове навантаження в початковий період охолодження.

Вакуумне охолодження широко використовують за кордоном для охолодження грибів, листової зелені, салату і т.д. у промислових масштабах.

8. Практичні роботи

Практична робота №1

Тема: Побудова і розрахунок теоретичного робочого циклу парової холодильної машини.

Мета: Придбати навички в побудові і розрахунку теоретичного робочого циклу холодильної машини з використанням i - lgr діаграми

Теоретичні дані

Теоретичний цикл парової компресійної холодильної машини, що буде розглядатись в даній практичній роботі та в наступних відбувається за допомогою чотирьох основних елементів (рис. 1): випарювача ($Вп$), компресора ($Кп$), конденсатора ($Кд$) (включаючи переохолоджувач ($По$)) і регулюючого вентиля ($Рв$). У кожному з них відбувається певний термодинамічний процес. В реальній експлуатації холодильна машина має ще цілий перелік допоміжних апаратів, таких як віддільники рідини, мастиловіддільники, ресивери, фільтри, насоси, повітроохолоджувачі, вентилятори і т. ін.

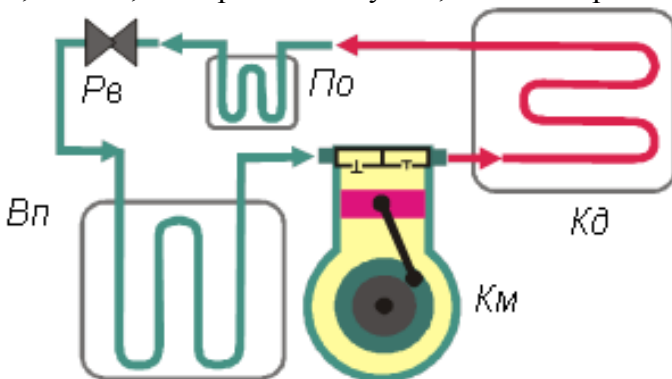


Рис. 1. Схема компресійної холодильної машини

Основна перевага парової холодильної компресійної машини полягає в тому, що її робочий цикл в основному протікає в області насичення – між граничними кривими (рис. 2). Це дозволяє здійснювати процес з великим

наближенням до циклу Карно, тому що в області насичення ізобари збігаються з ізотермами. Процес парової компресійної машини, що працює по зворотному циклу Карно, протікає в такий спосіб. Робочою речовиною служить легкокипляча рідина (холодильний агент, наприклад аміак з температурою кипіння $-33,3^{\circ}\text{C}$ за атмосферного тиску). В спеціальному трубчастому апараті – випарнику при постійному тиску P_0 і відповідною до нього низькою температурою t_0 холодильний агент кипить, причому необхідне для цього тепло відбирається від охолоджуваного приміщення. Пара, що утворюється під час кипіння, з випарника засмоктується компресором, стискується в ньому і нагнітається в конденсатор, у якому вона, під впливом охолоджувальної води, конденсується при постійному тиску P_k і відповідній температурі t_k . Рідкий холодильний агент з конденсатора надходить у регулюючий вентиль, на виході з якого, його тиск знижується від P_k до P_0 , тобто відбувається дроселювання. У результаті чого від знову здатний кипіти у випарнику при низькій температурі і забезпечувати охолодження.

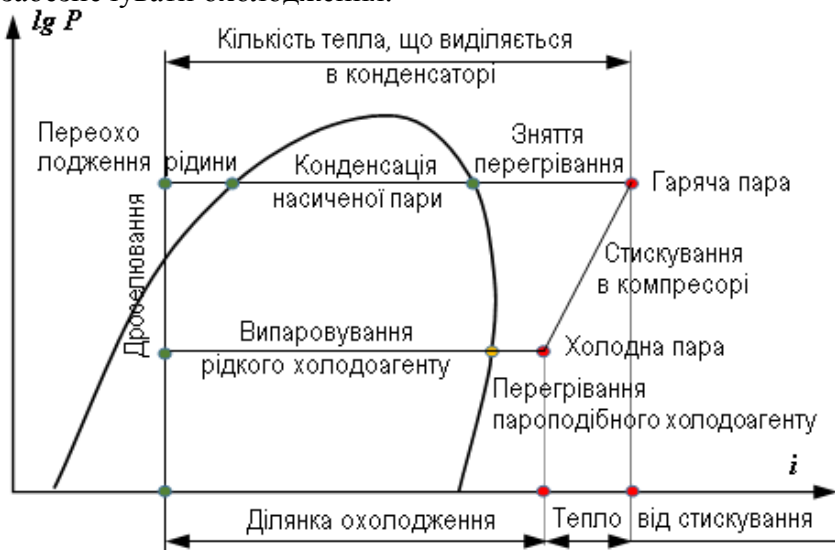


Рис. 2. Теоретичний цикл у координатах i - lgP

Регулюючий вентиль, що не вносить у процес істотних втрат, дозволяє просто і зручно регулювати подачу робочої речовини у випарник холодильної машини в різних умовах її експлуатації. Процес дроселювання при постійній теплоісткості відбувається без здійснення роботи і теплообміну з зовнішнім середовищем.

Втрати холодопродуктивності в регулюючому вентилі залежать, крім того, від температур кипіння і конденсації, у межах яких працює холодильна машина, втрати будуть тим більшими, чим ширші ці межі.

Важливе значення в практичному здійсненні циклу парової холодильної компресійної машини має процес переохолодження рідини. Цей процес полягає в тому, що зріджений у конденсаторі холодильний агент піддається подальшій дії холодної води і, зберігаючи незмінним свій тиск, охолоджується нижче температури конденсації. Процес переохолодження може здійснюватися в самому конденсаторі (за наявності протитоку води і холодильного агента), а також (головним чином у великих холодильних установках) у спеціально встановлюваному апараті – переохолоджувачі.

У результаті переохолодження вміст тепла в рідкому холодильному агенті перед регулюючим вентилям зменшується, завдяки чому зменшується і зайве паротворення в процесі дроселювання.

Характерною рисою описаного циклу парової компресійної машини є усмоктування компресором вологої пари і стискування її в області насичення, тобто «вологий хід» компресора. Такий режим роботи за умови одержання наприкінці адіабатного стискування сухої насиченої пари в теоретичному відношенні є найбільш вигідним, тому що він наближає робочий процес холодильної машини до зворотного циклу Карно. Однак у практичних умовах краще застосовувати «сухий хід» компресора.

Для здійснення сухого ходу компресора пару холодильного агента з випарника направляють у допоміжний апарат, що називається віддільником рідини. Тут вона

звільняється від часток рідини. Рідина, що відокремилася, повертається назад у випарник і там знову кипить, а суха насичена пара надходить у компресор. Всмоктувана пара в компресорі стискується і надходить у конденсатор, у якому спочатку охолоджується до температури насичення і потім конденсується при постійній температурі.

При переході від «вологого ходу» компресора до «сухого ходу» ми маємо, з одного боку, збільшення холодопродуктивності з іншого боку, – збільшення витрат на роботу компресора. Порівняно з циклом Карно перехід в область перегрівання призводить до зниження холодильного коефіцієнта, тому що збільшення холодопродуктивності відбувається при цьому повільніше, ніж збільшення роботи.

У машині ж з регулюючим вентилям, у якій збільшуються витрати роботи і зменшується холодопродуктивність порівняно з циклом Карно, вигідність «сухого ходу» у теоретичному робочому циклі залежить від фізичних властивостей холодильних агентів і умов роботи.

Таким чином, перехід до «сухого ходу» у теоретичному циклі з термодинамічної точки зору є малодоцільним. Але «сухий хід» має дуже важливі переваги в умовах реального процесу. Ці переваги зберігаються за будь-яких режимів роботи незалежно від того, який холодильний агент використовується в холодильній машині.

Основна перевага сухого ходу – значне зменшення інтенсивності теплообміну між холодильним агентом і стінками циліндра компресора. Цей теплообмін приносить велику шкоду, тому що зменшує холодопродуктивність компресора і збільшує витрати роботи на виробництво холоду. Але, при цьому, «сухий хід» усуває можливість аварій, що виникають при «вологодому ході» внаслідок гідравлічних ударів у циліндрі компресора. Усе це змушує відмовлятися від застосування на практиці «вологого ходу» і переходити на роботу машини з «сухим ходом».

Для розгляду процесів і визначення параметрів холодильного агента, необхідних для розрахунків холодильної

машини, користуються діаграмами і таблицями, складеними на підставі досліджень та розрахунків.

Для холодильних агентів найчастіше використовують діаграми з координатами: (ентальпія – тиск) (рис. 2). Для зручності зображення і користування діаграмою тиск відкладений по логарифмічній шкалі.

На діаграмі зображені області різного стану робочого тіла і дані значення параметрів стану: тиску – p , температури – t , питомого об'єму – v , ентропії – s і ентальпії – i .

Критична точка K діаграми характеризує такий стан, вище якого тіло може бути тільки в стані газу. Нижче критичної точки тіло може знаходитися одночасно в двох станах — рідкому і пароподібному, а при визначених параметрах – у трьох станах – твердому, рідкому і пароподібному (потрійна точка). Нижче потрійної точки тіло може знаходитися одночасно тільки в двох станах – твердому (крига) і газоподібному.

Для більшості холодильних агентів критична точка характеризується високою температурою і тиском, а потрійна точка – дуже низькою температурою і тиском, наприклад фреон-12 має $t_{кр} = 111,5^\circ\text{C}$, а $t_{тр} = -155^\circ\text{C}$. Для таких холодильних агентів діаграма викреслюється тільки для того інтервалу температур, у якому використовується холодильний агент (область робочих тисків на рис. 2).

У випадку підведення тепла до рідини при незмінному тиску вона підігрівається до температури насичення, а потім перетворюється в пару. У процесі кипіння виділяється насичена волога пара, що має температуру киплячої рідини і містить краплинки рідини. При підігріванні насичена пара стає сухою, а потім перегрітою

На діаграмах лінії, що відходять від критичної точки K , називаються граничними кривими, що розділяють діаграму на три окремі області.

Ліва гранична крива розділяє області переохолодженої рідини і насиченої вологої пари. Точки, що лежать на ній, характеризують граничний стан насиченої рідини.

Права гранична крива розділяє області вологої насиченої пари і пари перегрітої. Точки, що лежать на правій граничній кривій, характеризують граничний стан насиченої сухої пари.

Стан вологої пари характеризується ступенем сухості x . Для насиченої рідини $x = 0$, для сухої пари $x = 1$.

Перетворення рідини в пару (чи пари в рідину) при незмінному тиску протікає без зміни температури, тому в діаграмах лінії постійних тисків в області вологої пари збігаються з лініями постійних температур.

Лінії постійних тисків – *ізобари* ($p = const$) – на i - l - g -діаграмі зображуються горизонтальними прямими, паралельними осі абсцис. У діаграмах, виражених у Міжнародній системі одиниць СІ, тиск приводиться у мегапаскалях (МПа) чи барах (1 бар = 0,1 МПа = 1,0197 кгс/см²), а в діаграмах, виражених у системі одиниць МКГСС, тиск приводиться у кгс/см².

Лінії постійних температур – *ізотерми* ($t = const$) – на діаграмі зображуються – ламаними лініями (штрих-пунктирними). В області вологої пари діаграми – це прямі, що збігаються з ізобарами, в області перегрітої пари – криві круто падаючі вниз, а в області рідини – прямі, що вертикально піднімаються вгору. Значення температури в діаграмах дано за шкалою Цельсія.

Лінії постійних питомих об'ємів пари над поверхнею рідини – *ізохори* ($v = const$) – на діаграмі зображуються пунктирними лініями, що мають злам на правій граничній кривій. Поблизу лівої граничної кривої та в області рідини лінії постійних об'ємів не нанесені, тому що питомий об'єм пари настільки малий порівняно з об'ємом рідини (у десятки і сотні разів), що в масштабі діаграми показати його неможливо. Тому значення питомих об'ємів пари для рідини можна визначити тільки по таблицях насиченої пари для відповідних холодильних агентів. У таблицях і діаграмах питомий об'єм пари виражений у м³/кг, а рідини – у л/кг.

Лінії постійних ентропій – *адіабати* ($s = const$) – на діаграмі зображуються похилими кривими лініями (на діаграмі

суцільні лінії). У діаграмах і таблицях, виражених у системі СІ, ентропія вимірюється в кДж/(кг·К)

Лінії постійних ентальпій – *ізоентальпи* ($i = const$) – на діаграмі зображуються вертикальними прямими, рівнобіжними осі ординат.

Параметри точок, що лежать на граничних кривих, можуть бути визначені як по діаграмах, так і по таблицях насиченої пари холодильних агентів (відповідно до температури чи тиску насичення), а параметри точок, що лежать в області перегрітої пари, можуть бути визначені також по таблицях перегрітої пари.

Абсолютні значення складних параметрів стану (ентропії і ентальпії) у розрахунках не використовують. Характерним є тільки зміна цих параметрів у процесах. Тому ентропію і ентальпію розраховують від умовного початку, що відповідає стану насиченої рідини при 0 °С.

Складні параметри зручні при наочному графічному зображенні і для теплових розрахунків. Так, зміна ентропії $d_s = d \times q / T$ робочого тіла показує напрямок теплоти в процесі. Зростання ентропії, характеризує підведення тепла до робочого тіла в даному процесі, убування ентропії – відведення тепла, а сталість ентропії – характеризує адіабатичний процес, що протікає без підведення і відведення тепла ззовні. Зростання ентропії в реальних процесах (процесах теплообміну) є мірою незворотності процесів.

Побудова теоретичного циклу холодильної компресійної машини за заданими параметрами

Для розрахунку теоретичного робочого циклу парової холодильної компресійної машини необхідно знати наступні температури: кипіння холодильного агента у випарнику t_0 , конденсації t_k і переохолодження рідини перед регулюючим вентилем t_n . Ці температури встановлюють у залежності від температури охолоджуваного приміщення і температури зовнішнього середовища (охолоджувальної води чи повітря).

Температура кипіння t_0 при безпосередньому охолодженні холодильним агентом буває на $8...10^\circ\text{C}$ нижче температури повітря охолоджуваних камер. При охолодженні проміжним теплоносієм (розсолем) t_0 повинна бути на $5...7^\circ\text{C}$ нижче температури розсолу, а остання – на $8...10^\circ\text{C}$ нижче температури повітря камер. Температура конденсації t_k повинна бути на $8...10^\circ\text{C}$ вище температури води, що надходить на конденсатор, температура переохолодження t_n на $3...4^\circ\text{C}$ вище температури води, що надходить в переохолоджувач.

Намітивши основні температури, можна побудувати теоретичний цикл і розрахувати його, тобто визначити теоретичну холодопродуктивність 1кг холодильного агента, витрату роботи в компресорі та інші, зв'язані з ними величини.

Холодильні цикли зручніше за все розраховувати за допомогою термодинамічних діаграм.

Найбільш зручною для розрахунків є i - $\lg p$ -діаграма (рис. 3). На цій діаграмі по осі абсцис відкладені ентальпії i , а по осі ординат – абсолютний тиск p . Для шкали тисків дуже часто застосовують логарифмічний масштаб.

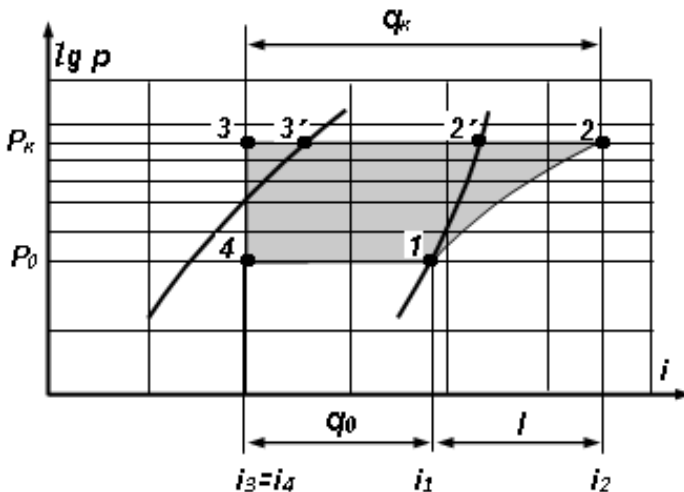


Рис. 3. Теоретичний цикл холодильної компресійної машини на i - $\lg p$ -діаграмі

Теоретичний робочий цикл холодильної машини на i - $lg p$ -діаграмі будується в такий спосіб. По заданій температурі кипіння t_0 і відповідному їй тиску p_0 знаходимо на правій граничній кривій точку 1 (рис. 4), що визначає стан холодильного агенту (суха насичена пара) при вході в компресор.

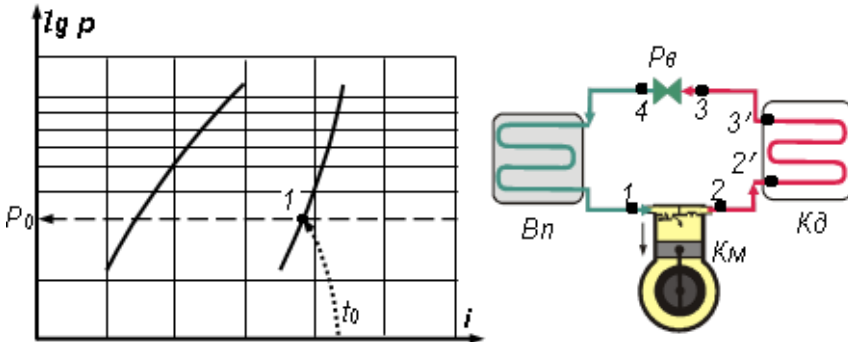


Рис. 4. Знаходження точки 1

Стискування в компресорі відбувається по адіабаті ($s = const$) (див. рис. 2). Для знаходження точки 2 проводимо адіабату з точки 1 в область перегрітої пари (рис. 5) до перетину з ізобарою p_k , що відповідає заданій температурі конденсації t_k .

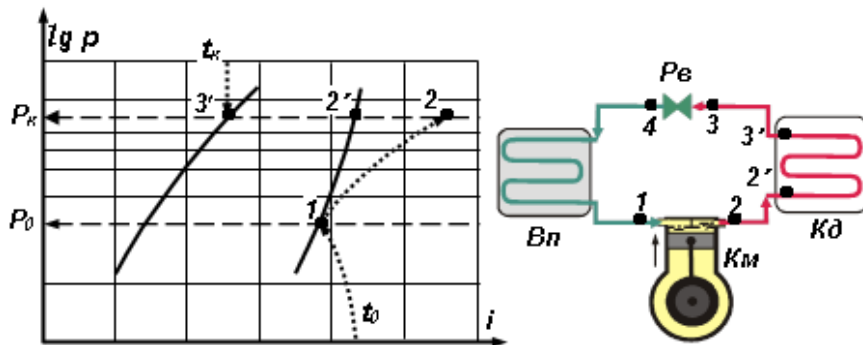


Рис. 5. Знаходження точок 2; 2'; 3'

Отримана точка 2 визначає стан холодильного агенту при виході з компресора і вході в конденсатор. Процес у конденсаторі протікає при постійному тиску і на діаграмі зображується горизонтальною прямою $2' - 3'$. На ділянці $2 - 2'$ відбувається охолодження перегрітої пари до температури конденсації t_k , потім холодильний агент конденсується до точки $3'$ на лівій граничній кривій (лінія $2' - 3'$) і далі переохолоджується (рис. 6) відносно температури конденсації (лінія $3' - 3$).

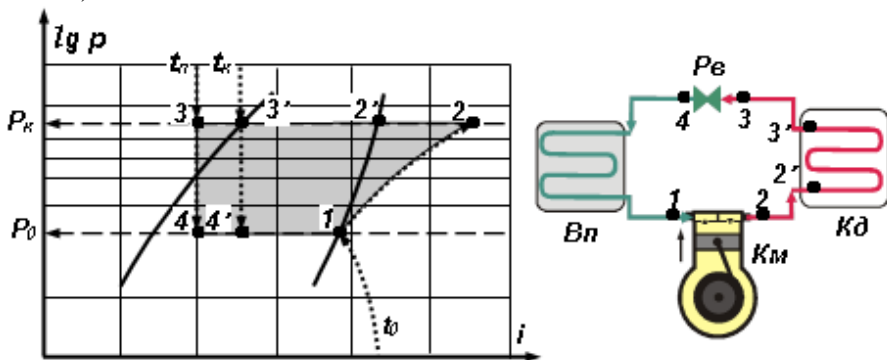


Рис. 6. Знаходження точок 3; 4

Точка 3 характеризує стан холодильного агенту перед регулюючим вентиляем. Вона визначається на перетині ізобари p_k з ізотермою t_n в області рідини. Процес дроселювання, як відомо, протікає без виконання зовнішньої роботи і теплообміну з зовнішнім середовищем, тому відбувається за постійної ентальпії. На діаграмі він зображається вертикальною прямою $3 - 4$, для якої $i = const$ ($t_3 = t_4'$).

Для знаходження точки 4 проводимо вертикальну пряму з точки 3 до перетину з ізбарою p_0 . Отримана точка 4 визначає стан холодильного агенту при виході з дросельного вентиля і вході у випарник.

Таким чином, усі процеси теоретичного робочого циклу, за винятком процесу стискування в компресорі та частини ізотерми в області перегрітої пари, на $i-lgp$ -діаграмі

зображуються прямими лініями. Основні розрахункові величини вимірюються відрізками прямих на осі абсцис.

Розрахунок теоретичного циклу

Розрахуємо теоретичний робочий цикл, компресорної холодильної установки користуючись *i-lgp-діаграмою* для холодильного агента аміаку. Питома холодопродуктивність (кДж/кг) одного кілограма холодильного агента визначається як різниця ентальпій у точках 1 і 4 за формулою:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (1)$$

На ентальпійній діаграмі (рис. 2) холодопродуктивність зображена відрізком ізобари 4–1. За відсутності переохолодження вона була б меншою на величину відрізка 4–4', тобто визначалася б відрізком 4'–1.

Теоретична робота 1кг агента (кДж/кг), що затрачується при адіабатному стискуванні в компресорі, визначається різницею ентальпій у точках 2 і 1:

$$l = i_2 - i_1. \quad (2)$$

Графічно на *i-lgp-діаграмі* роботі l відповідає проекція адіабати 1–2 на вісь абсцис (рис. 2).

Тепло, віддане від 1кг холодильного агента охолоджуваній воді чи повітрю в конденсаторі (ізобара 2–3), за законом збереження енергії дорівнює сумі $q_k = q_0 + l$. Також воно може бути визначене як різниця ентальпій холодильного агента (рис. 2) в точках 2 і 3 за формулою:

$$q_k = i_2 - i_3. \quad (3)$$

На *i-lgp-діаграмі* це тепло зображається відрізком 2–3. Далі знаходимо:

а) холодильний коефіцієнт циклу за формулою:

$$\varepsilon_{\text{теор}} = \frac{q_0}{l}. \quad (4)$$

б) кількість холодильного агента (кг/год), що усмоктується компресором протягом 1год. (годинна кількість циркулюючого холодильного агента) визначається за формулою:

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0}, \quad (5)$$

де Q_0 – задана холодопродуктивність машини, Вт.

в) обсяг пари ($\text{м}^3/\text{год}$), всмоктуваної компресором за 1 год:

$$V = G \nu_1, \quad (6)$$

або з використанням формули 5:

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \nu_1 = 3,6 \frac{Q_0}{q_v}, \quad (7)$$

де ν_1 – питомий об'єм пари, $\text{м}^3/\text{кг}$, що всмоктується компресором, знаходять по діаграмі (ізохора, що проходить через точку 1) чи з таблиць для насиченої пари;

q_v – об'ємна холодопродуктивність холодильного агента, $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1}. \quad (8)$$

За величиною V визначаються розміри компресора.

г) теоретична потужність (кВт), витрачена в компресорі:

$$N_{\text{теор}} = \frac{Gl}{3600} = \frac{Q_0}{1000 \varepsilon_{\text{теор}}}. \quad (9)$$

д) теплове навантаження (кВт) конденсатора (з рівняння теплового балансу):

$$Q = Q_0 + N_{\text{теор}} \cdot 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{\varepsilon_{\text{теор}}} = Q_0 \frac{\varepsilon_{\text{теор}} + 1}{\varepsilon_{\text{теор}}}. \quad (10)$$

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію.

З таблиці 1 варіантів вибрати вихідні дані.

Побудувати на *i-lgr-діаграмі* теоретичний робочий цикл холодильної машини.

На діаграмі знайти відсутні величини для розрахунків і заповнити таблицю 2.

Розрахувати теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Виконати аналіз отриманих результатів – висновок.

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 1).

Ескіз теоретичного робочого циклу в *i-lgp-діаграмі* із знаходженням усіх величин для розрахунку (табл. 2).

Ескіз схеми холодильної машини з точками процесу.

Теоретичні розрахунки робочого циклу.

Висновок.

Таблиця 1

Варіанти завдань для роботи

№ варіанта	Холодильний агент	t_0 , °C	t_k , °C	t_n , °C	Q_0 , Вт
1	NH ₃	-6	+35	+10	20000
2		-10	+30	0	40000
3		-16	+25	+10	35000
4		-8	+30	+10	30000
5		-15	+30	+5	25000
6		-5	+20	0	22000
7		-10	+30	+2	45000
8		-12	+28	+5	10000
9		-18	+30	+8	28000
10		-8	+25	0	42000

Таблиця 2

Додаткові дані для розрахунку

№ точки на діаграмі	Параметри холодильного агенту				
	t	p	v	i	s
1					
2					
3					
4					

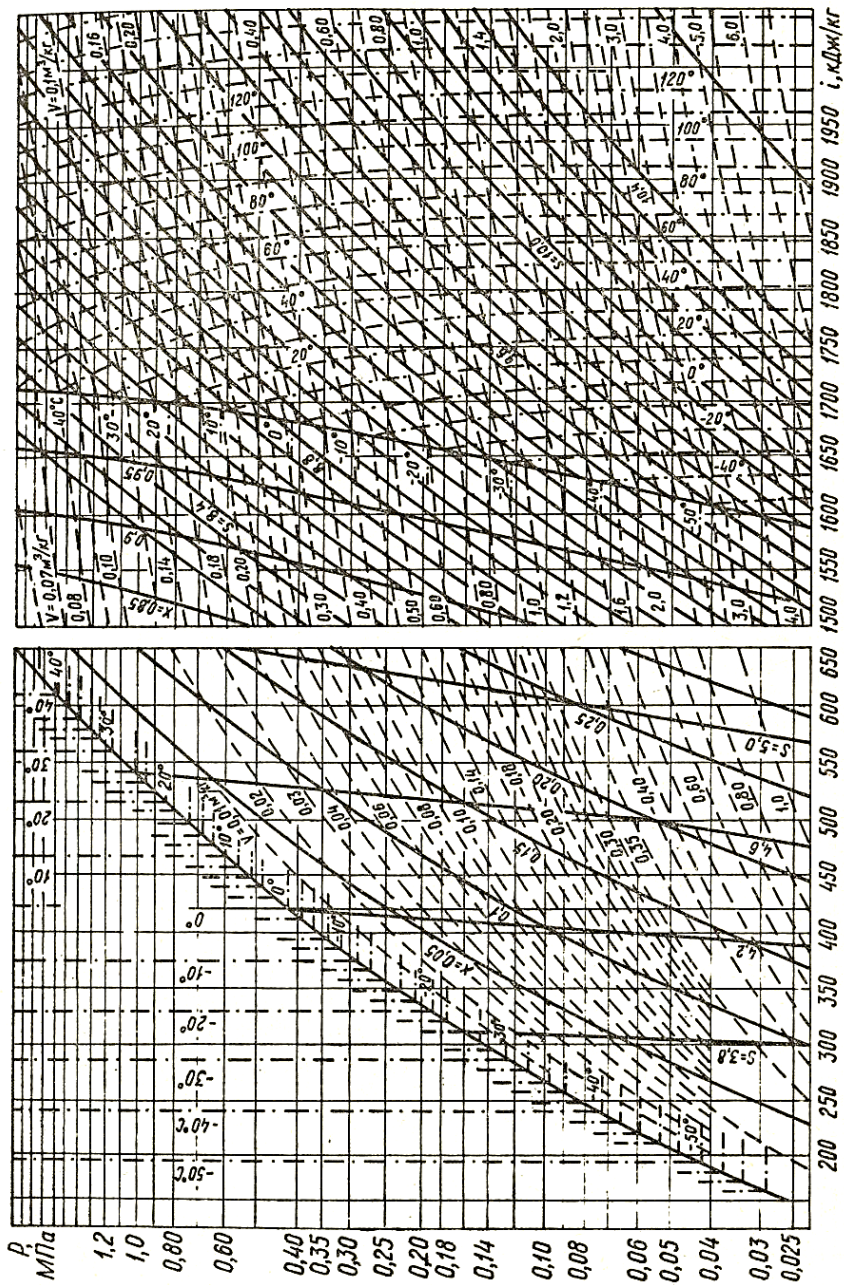


Рис. 7. Діаграма аміаку R717 в координатах $i-lgp$

Контрольні запитання.

1. Які процеси відбуваються у випарювачі, компресорі, конденсаторі та регулюючому вентилі парової компресійної холодильної машини?

2. Що таке холодильний коефіцієнт?

3. Що називається питомою, масовою та об'ємною холодопродуктивністю?

4. Чому цикл холодильної машини стає більш ефективним із застосуванням процесу переохолодження рідини після конденсатора перед регулюючим вентилем?

5. Що таке "сухий хід" компресора і для чого він вводить?

6. Як впливає "сухий хід" на економічність холодильного циклу?

7. Які процеси відбуваються в регенеративному теплообміннику? Для яких холодоагентів доцільно його застосовувати?

8. Для яких цілей застосовується в холодильній машині регулюючий вентиль?

Практична робота №2

Тема: Дослідження впливу режимів роботи випарника на холодопродуктивність компресійної холодильної машини.

Мета: Придбати практичні навички в побудові, розрахунку і дослідженні впливу режимів роботи випарника на теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Теоретичні дані

В данній роботі аналізується вплив режимів роботи випарника на теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Процес парової компресійної машини, що працює по зворотному циклу Карно, протікає в такий спосіб. Робочою речовиною служить легкокипляча рідина (холодильний агент, наприклад аміак з температурою кипіння $-33,3^{\circ}\text{C}$ за атмосферного тиску). В спеціальному трубчастому апараті – випарнику при постійному тиску P_0 і відповідною до нього низькою температурою t_0 холодильний агент кипить, причому необхідне для цього тепло відбирається від охолоджуваного приміщення. Пара, що утворюється під час кипіння, з випарника засмоктується компресором, стискаються в ньому і нагнітаються в конденсатор, у якому вона, під впливом охолоджувальної води, конденсуються при постійному тиску P_k і відповідній температурі t_k .

Випарник – це теплообмінний апарат, у якому тепло віднімається від охолоджуваного середовища киплячим при низькій температурі холодильним агентом. Охолоджуваним середовищем можуть бути або проміжні холодоносії – розсіл, вода, що використовуються, в свою чергу, для охолодження повітря камер і технологічних апаратів за допомогою ропних і водяних батарей, або безпосередньо повітря охолоджуваних приміщень. Відповідно до цього в холодильній техніці розрізняють випарники для охолодження розсолу (чи води) і випарники для охолодження повітря. До останнього відносяться батареї і повітроохолоджувачі безпосереднього

випару.

Випарники для охолодження розсолів і води. Ці випарники повинні володіти високими теплотехнічними якостями, від яких залежить інтенсивність процесу теплопередачі. Важливо, щоб в апараті були забезпечені висока швидкість циркуляції охолоджуваної рідини, швидкість видалення бульбашок, що утворюються при кипінні холодильного агента, малі гідравлічні опори і чистота системи. Безпосередньо від цих факторів залежать коефіцієнти теплопередачі, а отже, і розміри апарата, його металоємність і вартість. Випарники повинні бути прості у виготовленні й в обслуговуванні. Велике поширення одержали вертикальні і горизонтальні кожухотрубні випарники.

Багатоходовий аміачний кожухотрубний випарник (рис. 1) являє собою циліндричний корпус із привареними трубними ґратами, у які вставлені і розвальцьовані сталеві труби діаметром 25×3 мм. До трубних ґрат кріпляться чавунні кришки з перегородками, що утворюють усередині випарника кілька ходів для потоку охолоджуваної рідини.

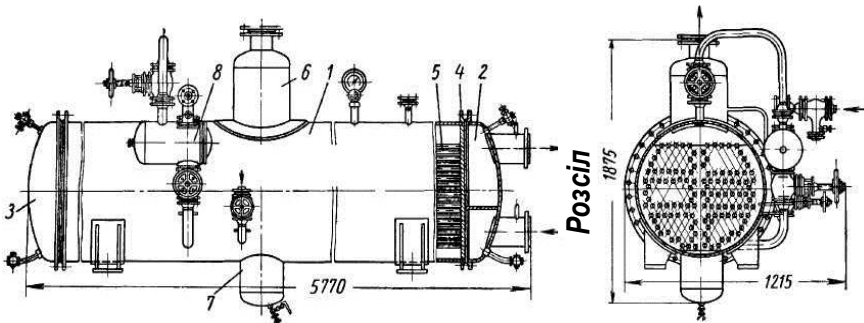


Рис. 1. Аміачний кожухотрубний випарник: 1 – корпус; 2, 3 – кришки; 4 – трубні ґрати; 5 – труби; 6 – сухопарник; 7 – відстійник, 8 – поплавковий регулюючий вентиль

Розсіл чи вода охолоджуються в результаті теплообміну з аміаком, що кипить у міжтрубному просторі при низькому тиску і низькій температурі. Рідкий холодоносій надходить у випарник через нижній патрубок в одній із кришок, здійснює по трубах послідовно кілька ходів і виходить з випарника через

верхній патрубок.

Рідкий холодильний агент підводиться від регулюючого вентиля у випарник знизу в міжтрубний простір. Рівень рідини підтримується на висоті 0,8 діаметра кожуха. Пара, що утворюється у випарнику звільняється в паросушнику (сухопарнику) від часток рідини, що захоплюються ним, і відсмоктується компресором. Мастило, що проникає у випарник, періодично видаляється через мастиловідстійник.

Побудова теоретичного циклу компресійної холодильної машини з перепадом температур на випарнику за заданими параметрами

Для розрахунку теоретичного робочого циклу парової холодильної компресійної машини необхідно знати наступні температури: кипіння холодильного агента у випарнику t_0 , конденсації t_k і переохолодження рідини перед регулюючим вентилям t_n . Ці температури встановлюють у залежності від температури охолоджуваного приміщення і температури зовнішнього середовища (охолоджувальної води чи повітря).

Температура кипіння t_0 при безпосередньому охолодженні холодильним агентом буває на 8...10°C нижча температури повітря охолоджуваних камер. При охолодженні проміжним теплоносієм (розсолем) t_0 повинна бути на 5...7°C нижчою температури розсолу, а остання – на 8...10°C нижчою температури повітря камер. Температура конденсації t_k повинна бути на 8...10°C вища температури води, що надходить на конденсатор, температура переохолодження t_n на 3...4°C вищою температури води, що надходить в переохолоджувач.

Намітивши основні температури, можна побудувати теоретичний цикл і розрахувати його, тобто визначити теоретичну холодопродуктивність 1кг холодильного агента, витрату роботи в компресорі та інші, зв'язані з ними величини.

На *i-lgp-діаграмі* (рис. 2) по осі абсцис відкладені

точки 3' на лівій граничній кривій (лінія 2'–3') і переохолоджується нижче температури конденсації (лінія 3'–3).

Точка 3 характеризує стан холодильного агента перед регулюючим вентиляем. Вона визначається на перетині ізобари p_k із ізотермою t_n в області рідини. Процес дроселювання, як відомо, протікає без виконання зовнішньої роботи і теплообміну із зовнішнім середовищем. На діаграмі він зображається вертикальною прямою 3–4, для якої $i = const$ ($t_3 = t_4$). Таким чином, всі процеси теоретичного робочого циклу, за винятком процесу стискування в компресорі, на i - $\lg p$ -діаграмі зображаються прямими лініями. Основні розрахункові величини вимірюються відрізками прямих на осі абсцис.

Цикл холодильної машини зі зниженням t_0 в i - $\lg p$ -діаграмі зображено на рис. 3.

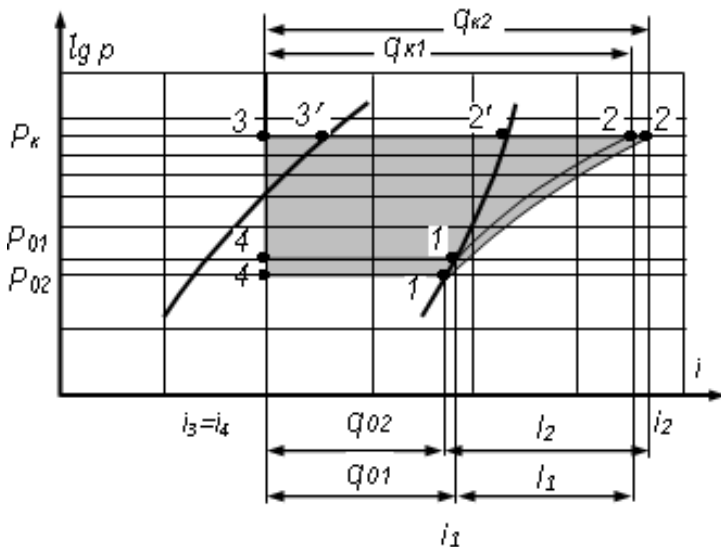


Рис. 3. Теоретичний робочий цикл компресійної парової холодильної машини в i - $\lg p$ -діаграмі зі зниженням t_0

Розрахунок теоретичного циклу

Розрахуємо теоретичний робочий цикл, компресорної

холодильної установки користуючись *i-lgp-діаграмою* для холодильного агента аміаку. Питома холодопродуктивність (кДж/кг) одного кілограма холодильного агента визначається як різниця ентальпій у точках 1 і 4 за формулою:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (1)$$

На ентальпійній діаграмі (рис. 2) холодопродуктивність зображена відрізком ізобари 4–1. За відсутності переохолодження вона була б меншою на величину відрізка 4–4', тобто визначалася б відрізком 4'–1.

Теоретична робота 1 кг агента (кДж/кг), що затрачується при адіабатному стискуванні в компресорі, визначається різницею ентальпій у точках 2 і 1:

$$l = i_2 - i_1. \quad (2)$$

Графічно на *i-lgp-діаграмі* роботі *l* відповідає проекція адіабати 1–2 на вісь абсцис.

Тепло, віддане від 1 кг холодильного агента охолоджуваній воді чи повітрю в конденсаторі (ізобара 2–3), за законом збереження енергії дорівнює сумі $q_k = q_0 + l$. Також воно може бути визначене як різниця ентальпій холодильного агента (рис. 4) в точках 2 і 3 за формулою:

$$q_k = i_2 - i_3. \quad (3)$$

На *i-lgp-діаграмі* це тепло зображається відрізком 2–3. Далі знаходимо:

а) холодильний коефіцієнт циклу за формулою:

$$\varepsilon_{теор} = \frac{q_0}{l}. \quad (4)$$

б) кількість холодильного агента (кг/год), що усмоктується компресором протягом 1 год. (годинна кількість циркулюючого холодильного агента) визначається за формулою:

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0}, \quad (5)$$

де Q_0 — задана холодопродуктивність машини, Вт.

в) обсяг пари (м³/год), всмоктуваної компресором за 1 год:

$$V = Gv_1, \quad (6)$$

або з використанням формули 5:

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \nu_1 = 3,6 \frac{Q_0}{q_v}, \quad (7)$$

де ν_1 – питомий об'єм пари, м³/кг, що всмоктується компресором, знаходять по діаграмі (ізохора, що проходить через точку 1) чи з таблиць для насиченої пари;

q_v – об'ємна холодопродуктивність холодильного агента, кДж/м³:

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1}. \quad (8)$$

За величиною V визначаються розміри компресора.

г) теоретична потужність (кВт), витрачена в компресорі:

$$N_{теор} = \frac{Gl}{3600} = \frac{Q_0}{1000 \varepsilon_{теор}}. \quad (9)$$

д) теплове навантаження (кВт) конденсатора (з рівняння теплового балансу):

$$Q = Q_0 + N_{теор} \cdot 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{\varepsilon_{теор}} = Q_0 \frac{\varepsilon_{теор} + 1}{\varepsilon_{теор}}. \quad (10)$$

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію.

З таблиці 2 варіантів вибрати вихідні дані.

Побудувати на *i-lgp-діаграмі* теоретичні робочі цикли холодильної машини з перепадом тисків кипіння у випарнику.

На діаграмі теоретичних робочих циклів знайти додаткові величини, необхідні для розрахунків і заповнити таблицю 1.

Розрахувати теоретичні робочі цикли холодильної машини за різних умов роботи випарника.

Виконати аналіз отриманих результатів – висновки.

Таблиця 1

Додаткові дані для розрахунку

№ точки на діаграмі	<i>t</i>		<i>p</i>		<i>v</i>		<i>i</i>		<i>s</i>	
	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2
1										
2										
3										
4										

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 2).

Ескіз схеми холодильної машини з точками процесу.

Ескіз теоретичного робочого циклу в *i-lgr-діаграмі* із знаходженням додаткових даних для розрахунку (табл. 1).

Теоретичні розрахунки робочих циклів.

Порівняння значень ε_1 і ε_2 ; l_1 і l_2 ; Q_1 і Q_2 ; N_1 і N_2 , аналіз і виконання висновків.

Таблиця 2

**Варіанти завдань для роботи
зі зниженням температури кипіння t_0 на 10°C**

№ варіанта	Холодильний агент	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_0, \text{Вт}$
1	NH_3	-16	+35	+10	20000
2		-20	+30	0	40000
3		-26	+25	+10	35000
4		-18	+30	+10	30000
5		-25	+30	+5	25000
6		-15	+20	0	22000
7		-20	+40	+2	45000
8		-22	+28	+5	10000
9		-28	+30	+8	28000
10		-18	+25	0	42000

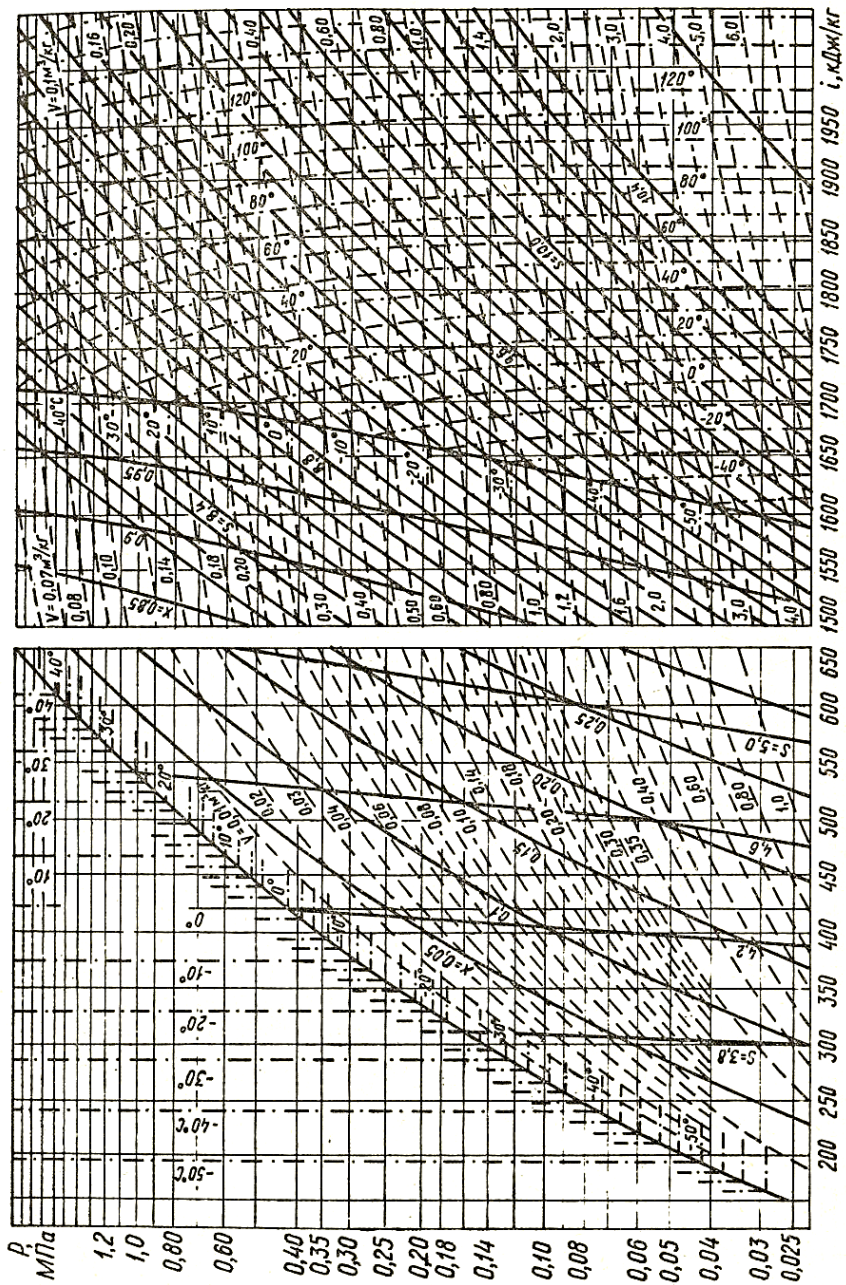


Рис. 4. Діаграма аміаку R717 в координатах $i-lgp$

Контрольні запитання.

1. Які процеси відбуваються у випарнику, компресорі, конденсаторі і регулюючому вентилі парової компресійної холодильної машини?

2. Що називається питомою масовою і об'ємною холодопродуктивністю холодоагенту?

3. Чому цикл холодильної машини стає більш ефективним із введенням процесу охолодження рідини перед регулюючим вентиляем?

4. Що таке "сухий хід" компресора і для чого він вводиться?

5. Які процеси відбуваються в регенеративному теплообміннику?

6. Для яких цілей застосовується в холодильній машині регулюючий вентиль?

7. Як впливає на роботу компресора випарник рідини?

8. Що характеризує в холодильній машині коефіцієнт ε ?

9. Як впливає на роботу холодильної машини зменшення

t_0 .

Практична робота №3

Тема: Дослідження впливу режимів роботи конденсатора на холодопродуктивність компресійної холодильної машини.

Мета: Придбати практичні навички в побудові, розрахунку і дослідженні впливу режимів роботи конденсатора на теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Теоретичні дані

В данній роботі аналізується вплив режимів роботи конденсатора на теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Конденсатори аміачних холодильних машин за конструктивними ознаками поділяють на кожухотрубні (вертикальні і горизонтальні), елементні, зрошувальні з проміжним відводом рідкого аміаку та випарні.

При охолодженні водою інтенсивність тепловіддачі значно вище, ніж при охолодженні повітрям. Зі збільшенням швидкості руху води коефіцієнт тепловіддачі значно зростає. Бажано, щоб швидкість води в конденсаторах складала 1,0...1,5 м/с, а швидкість повітря в конденсаторах з повітряним охолодженням була не нижче 2...3 м/с.

Кожухотрубний горизонтальний конденсатор (рис. 1) складається з циліндричного кожуха з привареними по торцях трубними ґратами, у яких розвальцьовані безшовні сталеві труби діаметром $57 \times 3,5$ мм.

В одній із кришок конденсатора є отвори для входу і виходу води. Охолоджувальна вода подається у внутрішні труби через нижній отвір у кришці. Вода виконує кілька ходів по трубах у різних напрямках, підігрівається теплом від гарячої пари аміаку і виходить через верхній отвір. Пароподібний аміак з компресора надходить у міжтрубний простір через патрубок, розташований у верхній частині кожуха. Контактуючи з холодними трубами, аміак конденсується і стікає в нижню частину міжтрубного простору конденсатора, звідки видаляється в ресивер чи надходить до регулюючої станції.

Мастило, що проникає в конденсатор, як більш важке і малорозчинне в аміаку, осаджується в мастиловідстійнику і періодично видаляється.

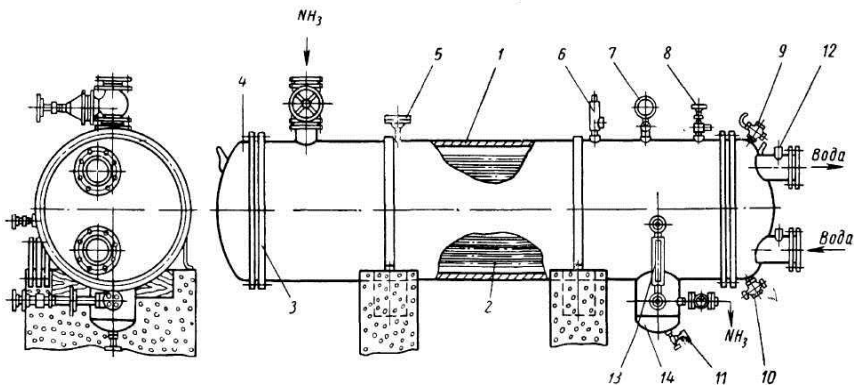


Рис. 1. Горизонтальний аміачний кожухотрубний конденсатор: 1 – циліндричний кожух; 2 – теплообмінні труби; 3 – трубні ґрати; 4 – кришка, 5 – фланець для приєднання зрівняльної лінії від ресивера; 6 – запобіжний клапан; 7 – манометр; 8 – вентиль для спуску повітря і газів, що не конденсуються; 9 – вентиль для спуску повітря з водяного простору; 10 – кран для зливання води з конденсатора; 11 – вентиль для випуску мастила; 12 – термометрова гільза; 13 – показчик рівня; 14 – мастиловідстійник

Швидкість руху води в конденсаторі досить велика (0,7...1,5 м/с). Це забезпечує високі значення коефіцієнта тепловіддачі (α) з боку води. Відведення рідкого аміаку з теплопередаючої поверхні здійснюється безперервно, тому коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку також високий: $\alpha = 8000 \dots 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$. Однак конденсат, що утворюється на верхніх трубах, стікає на нижні труби, що у певній мірі знижує інтенсивність роботи нижньої частини конденсатора.

Питоме теплове навантаження в горизонтальних кожухотрубних конденсаторах складає $4700 \dots 5200 \text{ Вт}/\text{м}^2$ при різниці температур аміаку і води близько 5°C . Перевагою горизонтальних кожухотрубних конденсаторів є зручність

агрегування їх з іншими елементами холодильної установки.

Побудова теоретичного циклу компресійної холодильної машини з перепадом температур на конденсаторі за заданими параметрами

Для розрахунку теоретичного робочого циклу парової холодильної компресійної машини необхідно знати наступні температури: кипіння холодильного агента у випарнику t_0 , конденсації t_k і переохолодження рідини перед регулюючим вентилем t_n . Ці температури встановлюють у залежності від температури охолоджуваного приміщення і температури зовнішнього середовища (охолоджувальної води чи повітря).

Температура кипіння t_0 при безпосередньому охолодженні холодильним агентом буває на $8...10^\circ\text{C}$ нижча температури повітря охолоджуваних камер. При охолодженні проміжним теплоносієм (розсолем) t_0 повинна бути на $5...7^\circ\text{C}$ нижчою температури розсолу, а остання – на $8...10^\circ\text{C}$ нижча температури повітря камер. Температура конденсації t_k повинна бути на $8...10^\circ\text{C}$ вищою температури води, що надходить на конденсатор, температура переохолодження t_n на $3...4^\circ\text{C}$ вищою температури води, що надходить в переохолоджувач.

Намітивши основні температури, можна побудувати теоретичний цикл і розрахувати його, тобто визначити теоретичну холодопродуктивність 1 кг холодильного агента, витрату роботи в компресорі та інші, зв'язані з ними величини.

На *i-lgp-діаграмі* (рис. 2) по осі абсцис відкладені ентальпії i , а по осі ординат – абсолютний тиск p . Для шкали тисків застосовано логарифмічний масштаб.

Теоретичний робочий цикл холодильної машини на *i-lgp-діаграмі* будується в такий спосіб. По заданій температурі кипіння t_0 і відповідному їй тиску p_0 знаходимо на правій граничній кривій точку 1 (рис. 3), що визначає стан холодильного агента (суха насичена пара) при вході в

компресор.

Стискування у компресорі відбувається по адиабаті. Із точки 1 проводимо адиабату в області перегрітої пари (суцільна крива) до перетину її з ізобарою p_k , що відповідає заданій температурі конденсації t_k .

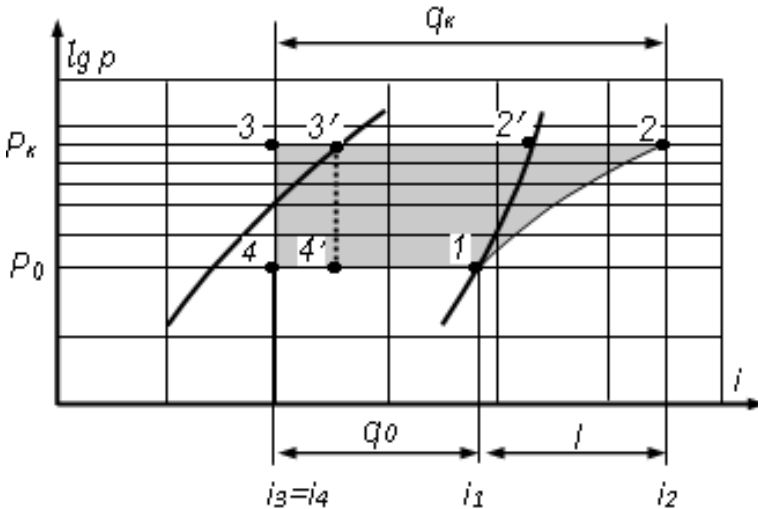


Рис. 2. Теоретичний цикл холодильної компресійної машини на i - igp -діаграмі

Отримана точка 2 визначає стан холодильного агента на виході з компресора. Процес у конденсаторі протікає при постійному тиску тому на діаграмі зображається горизонтальною прямою. На ділянці 2–2' відбувається охолодження перегрітої в компресорі пари до температури конденсації t_k , потім холодильний агент конденсується до точки 3' на лівій граничній кривій (лінія 2'–3') і переохолоджується нижче температури конденсації (лінія 3'–3).

Точка 3 характеризує стан холодильного агента перед регулюючим вентиляем. Вона визначається на перетині ізобари p_k із ізотермою t_n в області рідини. Процес дроселювання, як відомо, протікає без виробництва зовнішньої роботи і

теплообміну із зовнішнім середовищем. На діаграмі він зображається вертикальною прямою 3–4, для якої $i = \text{const}$ ($t_3 = t'_4$). Таким чином, всі процеси теоретичного робочого циклу, за винятком процесу стискування в компресорі, на i - lgr -діаграмі зображаються прямими лініями. Основні розрахункові величини вимірюються відрізками прямих на осі абсцис.

Цикл холодильної машини з підвищенням t_k в координатах i - lgr -діаграми зображено на рис. 3.

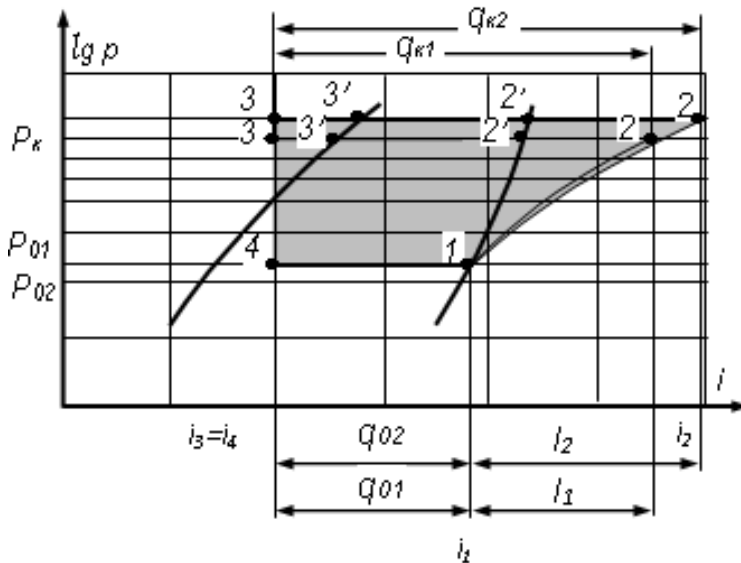


Рис. 3. Теоретичний робочий цикл компресійної парової холодильної машини в i - lgr -діаграмі з підвищенням t_k

Розрахунок теоретичного циклу

Розрахуємо теоретичний робочий цикл, компресорної холодильної установки користуючись i - lgr -діаграмою для холодильного агента аміаку. Питома холодопродуктивність (кДж/кг) одного кілограма холодильного агента визначається як різниця ентальпій у точках 1 і 4 за формулою:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (1)$$

На ентальпійній діаграмі холодопродуктивність

зображена відрізком ізобари 4–1. За відсутності переохолодження вона була б меншою на величину відрізка 4–4', тобто визначалася б відрізком 4'–1.

Теоретична робота 1 кг агента ($\kappa\text{Дж}/\kappa\text{г}$), що затрачується при адіабатному стискуванні в компресорі, визначається різницею ентальпій у точках 2 і 1:

$$l = i_2 - i_1. \quad (2)$$

Графічно на $i\text{-lgr}$ -діаграмі роботі l відповідає проекція адіабати 1–2 на вісь абсцис.

Тепло, віддане від 1 кг холодильного агента охолоджуваній воді чи повітрю в конденсаторі (ізобара 2–3), за законом збереження енергії дорівнює сумі $q_\kappa = q_0 + l$. Також воно може бути визначене як різниця ентальпій холодильного агента (рис. 4) в точках 2 і 3 за формулою:

$$q_\kappa = i_2 - i_3. \quad (3)$$

На $i\text{-lgr}$ -діаграмі це тепло зображається відрізком 2–3. Далі знаходимо:

а) холодильний коефіцієнт циклу за формулою:

$$\varepsilon_{\text{теор}} = \frac{q_0}{l}. \quad (4)$$

б) кількість холодильного агента ($\kappa\text{г}/\text{год}$), що усмоктується компресором протягом 1 год. (годинна кількість циркулюючого холодильного агента) визначається за формулою:

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0}, \quad (5)$$

де Q_0 – задана холодопродуктивність машини, Вт.

в) обсяг пари ($\text{м}^3/\text{год}$), всмоктуваної компресором за 1 год:

$$V = G v_1, \quad (6)$$

або з використанням формули 5:

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} v_1 = 3,6 \frac{Q_0}{q_v}, \quad (7)$$

де v_1 – питомий об'єм пари, $\text{м}^3/\text{кг}$, що всмоктується компресором, знаходять по діаграмі (ізохора, що

проходить через точку 1) чи з таблиць для насиченої пари;

q_v – об'ємна холодопродуктивність холодильного агента, кДж/м³:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}. \quad (8)$$

За величиною V визначаються розміри компресора.

г) теоретична потужність (кВт), витрачена в компресорі:

$$N_{теор} = \frac{Gl}{3600} = \frac{Q_0}{1000\varepsilon_{теор}}. \quad (9)$$

д) теплове навантаження (кВт) конденсатора (з рівняння теплового балансу):

$$Q = Q_0 + N_{теор} \cdot 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{\varepsilon_{теор}} = Q_0 \frac{\varepsilon_{теор} + 1}{\varepsilon_{теор}}. \quad (10)$$

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію.

З таблиці 2 варіантів вибрати вихідні дані.

Побудувати на *i-lgp-діаграмі* теоретичні робочі цикли холодильної машини з перепадом тисків конденсації у конденсаторі.

На діаграмі теоретичних робочих циклів знайти додаткові величини, необхідні для розрахунків і заповнити таблицю 1.

Розрахувати теоретичні робочі цикли холодильної машини за різних умов роботи конденсатора.

Виконати аналіз отриманих результатів – висновки.

Таблиця 1

Додаткові дані для розрахунку

№ точки на діаграмі	<i>t</i>		<i>p</i>		<i>v</i>		<i>i</i>		<i>s</i>	
	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2
1										
2										
3										
4										

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 2).

Ескіз схеми холодильної машини з точками процесу.

Ескіз теоретичного робочого циклу в *i-lgr-діаграмі* із знаходженням додаткових даних для розрахунку (табл. 1).

Теоретичні розрахунки робочих циклів.

Порівняння значень ε_1 і ε_2 ; l_1 і l_2 ; Q_1 і Q_2 ; N_1 і N_2 , аналіз і виконання висновків.

Таблиця 2

**Варіанти завдань для роботи
з підвищенням температури конденсації на 10°C**

№ варіанта	Холодильний агент	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_0, \text{Вт}$
1	NH ₃	-6	+45	+10	20000
2		-10	+40	0	40000
3		-16	+35	+10	35000
4		-8	+40	+10	30000
5		-15	+40	+5	25000
6		-5	+30	0	22000
7		-10	+40	+2	45000
8		-12	+38	+5	10000
9		-18	+40	+8	28000
10		-8	+35	0	42000

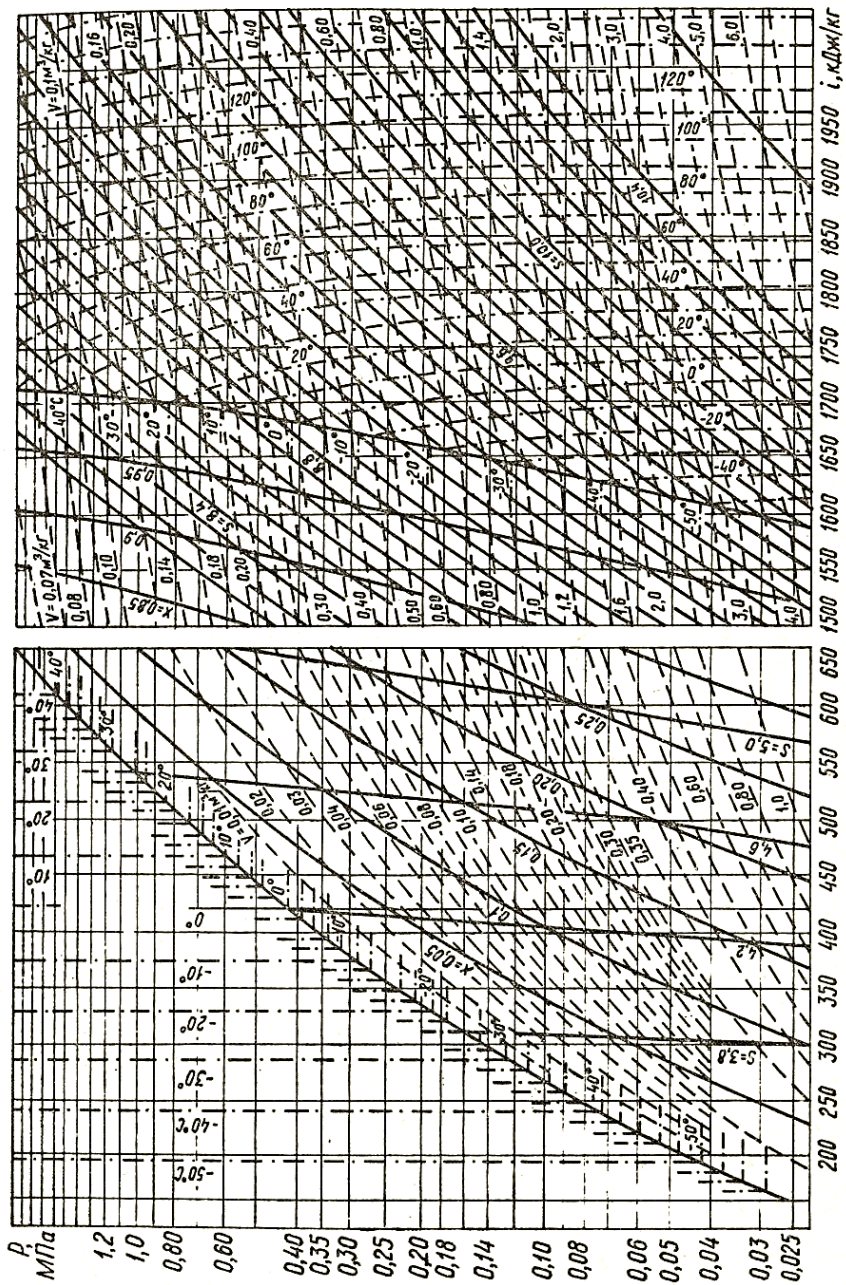


Рис. 4. Діаграма аміаку R717 в координатах i - lgr

Контрольні запитання.

1. Які процеси відбуваються у випарнику, компресорі, конденсаторі і регулюючому вентилі парової компресійної холодильної машини?
2. Що називається питомою масовою і об'ємною холодопродуктивністю холодоагенту?
3. Чому цикл холодильної машини стає більш ефективним із введенням процесу охолодження рідини перед регулюючим вентиляем?
4. Що таке "сухий хід" компресора і для чого він уводиться?
5. Як впливає "сухий хід" на економічність холодильного циклу?
6. Які процеси відбуваються в регенеративному теплообміннику? Для яких холодоагентів доцільно його застосовувати?
7. Для яких цілей застосовується в холодильній машині регулюючий вентиль?
8. Як впливає на роботу компресора конденсатор?
9. Що характеризує в холодильній машині коефіцієнт ε ?
10. Як впливає на роботу холодильної машини збільшення t_k ?

Практична робота №4

Тема: Дослідження впливу віддільника рідини на роботу холодильної компресійної машини.

Мета: Придбати практичні навички в побудові, розрахунку і дослідженні теоретичного робочого циклу холодильної машини з віддільником рідини.

Теоретичні дані

В данній роботі аналізується вплив віддільника рідини на теоретичний робочий цикл холодильної машини.

Характерною рисою циклу парової компресійної машини є усмоктування компресором вологої пари і стискування її в області насичення, тобто «вологий хід» компресора. Такий режим роботи за умови одержання наприкінці адиабатного стискування сухої насиченої пари в теоретичному відношенні є найбільш вигідним, тому що він наближає робочий процес холодильної машини до зворотного циклу Карно. Однак у практичних умовах краще застосовувати «сухий хід» компресора.

Для здійснення сухого ходу компресора пару холодильного агента з випарника направляють у допоміжний апарат, що називається віддільником рідини. Тут вона звільняється від часток рідини. Рідина, що відділилася, повертається назад у випарник і там знову кипить, а суха насичена пара надходить у компресор. Всмоктувана пара в компресорі стискується і надходить у конденсатор, у якому спочатку охолоджується до температури насичення і потім конденсується при постійній температурі.

При переході від «вологого ходу» компресора до «сухого ходу» ми маємо, з одного боку, збільшення холодопродуктивності з іншого боку, – збільшення витрат на роботу компресора. Порівняно з циклом Карно перехід в область перегрівання призводить до зниження холодильного коефіцієнта, тому що збільшення холодопродуктивності відбувається при цьому повільніше, ніж збільшення роботи.

У машині ж з регулюючим вентилям, у якій збільшуються витрати роботи і зменшується холодопродуктивність порівняно з циклом Карно, вигідність «сухого ходу» у теоретичному робочому циклі залежить від фізичних властивостей холодоильних агентів і умов роботи.

Основна перевага сухого ходу – значне зменшення інтенсивності теплообміну між холодоильним агентом і стінками циліндра компресора. Цей теплообмін приносить велику шкоду, тому що зменшує холодопродуктивність компресора і збільшує витрати роботи на виробництво холоду. Але, «сухий хід» усуває можливість аварій, що виникають при «вологодому ході» внаслідок гідравлічних ударів у циліндрі компресора. Усе це змушує відмовлятися від застосування на практиці «вологодому ходу» і переходити на роботу машини з «сухим ходом».

Віддільники рідини (*BP*) служать для забезпечення «сухого ходу» компресора, їх застосовують в аміачних установках (рис. 1, а) при безпосередньому охолодженні камер. Віддільник рідини (рис. 1, б) являє собою зварну вертикальну циліндричну посудину з вхідними і вихідними штуцерами для пароподібного і рідкого аміаку. Віддільник рідини встановлюється на всмоктувальній магістралі між випарником і компресором. Відділення пари від часток рідини, що захоплюється з випарника, відбувається внаслідок різкої зміни напрямку і величини швидкості потоку (до 0,5 м/с).

Через віддільник рідини подається також рідкий аміак від регулюючого вентиля у випарну систему. При цьому пара, що утворилася при дроселюванні, видаляється з віддільника в усмоктувальну лінію компресора, а рідина стікає в нижню частину апарата і надходить у випарну систему. Віддільник рідини періодично звільняють від мастила, що накопичується внизу апарата, в мастилозбірнику. У деяких конструкціях мастилозбірник має нагрівальний пристрій, для підігрівання мастила перед випуском з апарата. Віддільник рідини з зовнішньої сторони має теплову ізоляцію.

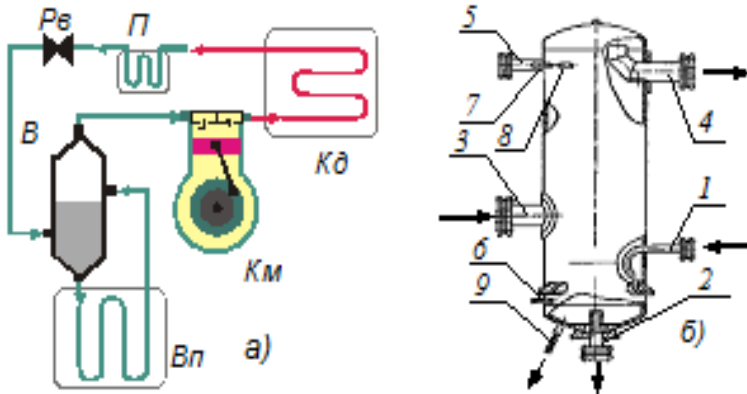


Рис. 1. Холодильна компресійна машина з віддільником рідини: *а)* схема холодильної машини: *Км* – компресор; *Кд* – конденсатор; *Вп* – випарювач; *Вр* – віддільник рідини; *Рв* – регулювальний вентиль; *По* – переохолоджувач рідкого холодоагенту; *б)* схема віддільника рідини: 1 – патрубок надходження холодильного агента від (*Рв*); 2 – патрубок подачі холодильного агента на випарник або на камерні прилади охолодження; 3 – патрубок надходження холодильного агента від камерних приладів охолодження (випарника); 4 – патрубок подачі сухої пари холодильного агента до компресора; 5 – патрубок приєднання до зрівняльної парової лінії; 6, 7 – патрубки для приєднання поплавкових регуляторів і сигналізаторів рівня рідини; 8 – патрубок для манометра; 9 – патрубок для зливання мастила

Через патрубок *1* холодильний агент надходить у віддільник від регулюючого вентиля (*РВ*) для відділення пари, отриманої під час дроселювання, через патрубок *2* рідина зливається в камерні прилади охолодження або у випарник, а через патрубок *3* із приладів охолодження або з випарника повертається волога пара. Волога пара осушується внаслідок випадання крапель рідини, що захоплюються паром під час кипіння. Суха пара відсмоктується компресором (*КМ*) із верхньої частини віддільника через патрубок *4*. В апараті передбачений також патрубок *5* для приєднання до зрівняльної парової лінії, патрубки *6* і *7* для приєднання поплавкових

регуляторів і сигналізаторів рівня рідини в апараті і патрубках 8 для манометра. У нижній частині накопичується мастило, яке періодично випускається через патрубок 9. Віддільники рідини зовні мають теплоізоляцію. Підбирають віддільники рідини по діаметру всмоктувального патрубка до компресора. Швидкість руху пари в патрубку приймають для аміаку 18...20 м/с, для фреонів – 10...15 м/с.

Побудова теоретичного циклу холодильної компресійної машини з віддільником рідини за заданими параметрами

Для розрахунку теоретичного робочого циклу парової холодильної компресійної машини необхідно знати наступні температури: кипіння холодильного агента у випарнику t_0 , конденсації t_k і переохолодження рідини перед регулюючим вентилем t_n . Ці температури встановлюють залежно від температури охолоджуваного приміщення і температури зовнішнього середовища (охолоджуємої води або повітря).

Температура кипіння t_0 за безпосереднього охолодження холодильним агентом буває на 8...10°C нижча температури повітря охолоджуваних камер. При охолодженні проміжним теплоносієм (розсолем) t_0 повинна бути на 5...7°C нижчою температури розсолу, а остання – на 8...10°C нижча температури повітря камер. Температура конденсації t_k повинна бути на 8...10°C вищою температури води, що надходить до конденсатора, температура переохолодження t_n на 3...4°C вища температури води, яка надходить.

Намітивши основні температури, можна побудувати теоретичний цикл і розрахувати його, тобто визначити теоретичну холодопродуктивність $1_{к2}$ холодильного агента, витрату роботи в компресорі та інші пов'язані з ними величини.

На *i-lgp-діаграмі* (рис. 2) по осі абсцис відкладені ентальпії i , а по осі ординат – абсолютний тиск p . Для шкали тисків застосовано логарифмічний масштаб.

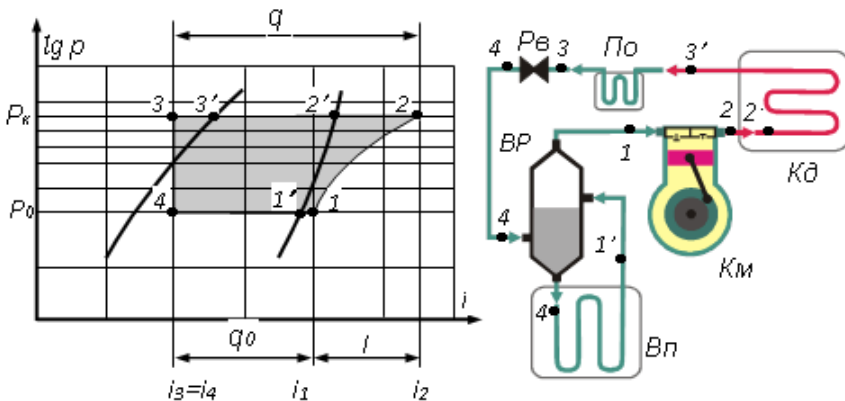


Рис. 2. Теоретичний цикл компресійної холодильної машини з віддільником рідини на i - $l g p$ -діаграмі

Теоретичний робочий цикл холодильної машини з віддільником рідини на i - $l g p$ -діаграмі будується в такий спосіб. По заданій температурі кипіння t_0 та відповідному їй тиску p_0 знаходимо на правій граничній кривій точку $1'$, що визначає стан холодильного агента (суха насичена пара) при вході у віддільник рідини. Далі знаходимо точку 1 сухої пари при вході в компресор.

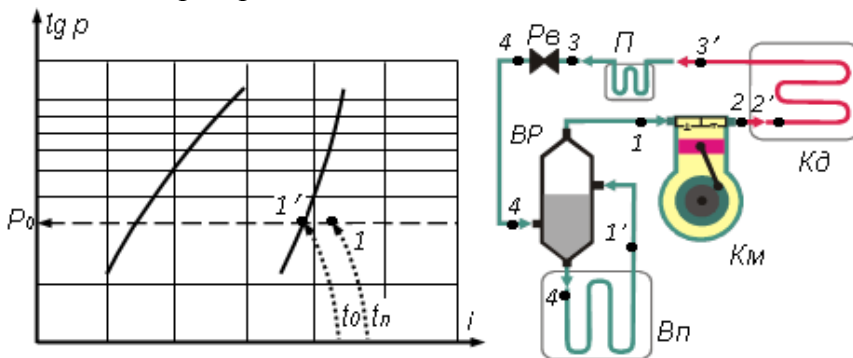


Рис. 3. Знаходження точок $1'$ і 1

Стискування в компресорі відбувається по адіабаті. Із точки $1'$ проводимо адіабату в області перегрітої пари (крива)

до перетин у з ізобарою p_k , що відповідає заданій температурі конденсації t_k .

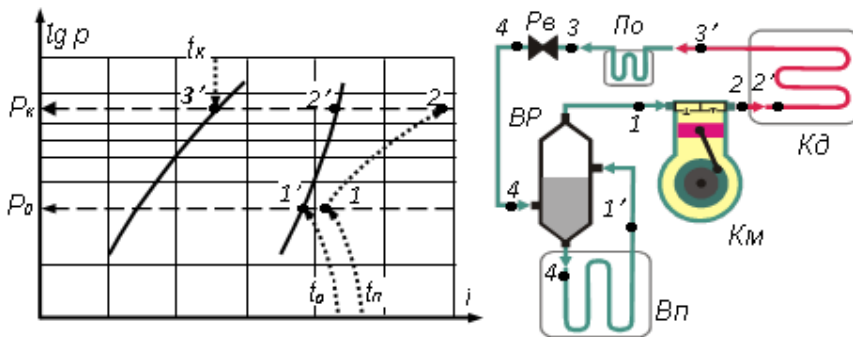


Рис. 4. Знаходження точок 2; 2'; 3'

Отримана точка 2 визначить стан холодильного агента при виході з компресора. Процес у конденсаторі протікає при постійному тиску і на діаграмі зображується горизонтальною прямою 2–3. На ділянці 2–2' відбувається охолодження перегрітої пари до температури конденсації t_k , потім холодильний агент конденсується до точки 3' на лівій граничній кривій (лінія 2'–3') і далі переохолоджується стосовно температури конденсації (лінія 3'–3).

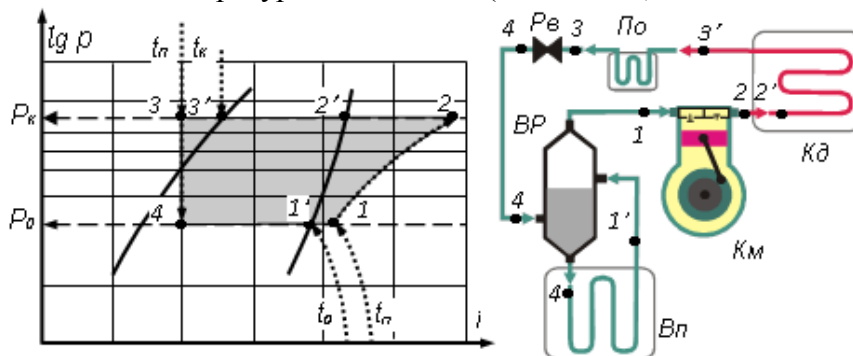


Рис. 5. Знаходження точок 3 і 4

Точка 3 характеризує стан холодильного агента перед регулюючим вентиляем. Вона визначається на перетині ізобари

p_k із ізотермою t_n в області рідини. Процес дроселювання, як відомо, протікає без виконання зовнішньої роботи і теплообміну із зовнішнім середовищем. На діаграмі він зобразиться вертикальною прямою 3–4, для якої $i = const$ ($t_3 = t_4$). Таким чином, всі процеси теоретичного робочого циклу, за винятком процесу стискування в компресорі, на *i-lgp-діаграмі* зображуються прямими лініями. Основні розрахункові величини виміряються відрізками прямих на осі абсцис.

Цикл холодильної машини з віддільником рідини в *i-lgp-діаграмі* зображений на рис. 2:

- процес 1–1' – відділення рідини перед усмоктуванням;
- процес 1'–2 – адіабатичне стискування пари в компресорі;
- процес 2–3 – відведення тепла в конденсаторі при $P_k = const$;
- процес 2–2' – відведення теплоти перегрівання;
- процес 2'–3' – конденсація;
- процес 3'–3 – переохолодження рідини;
- процес 3–4 – дроселювання;
- процес 4–1 – підведення тепла у випарнику й трубопроводах на шляху з випарника в компресор при $P_0 = const$, холодильний агент кипить і перегрівається.

Розрахунок теоретичного циклу

Розрахуємо теоретичний робочий цикл, компресорної холодильної установки користуючись *i-lgp-діаграмою* для аміаку. Питома холодопродуктивність ($кДж/кг$) одного кілограма холодильного агента визначається як різниця ентальпій у точках 1 і 4 за формулою:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (1)$$

На ентальпійній діаграмі холодопродуктивність зображена відрізком ізобари 4–1. За відсутності переохолодження вона була б меншою на величину відрізка 4–4', тобто визначалася б відрізком 4'–1.

Теоретична робота 1 кг агента ($\kappa Дж/кг$), що затрачується при адіабатному стискуванні в компресорі, визначається різницею ентальпій у точках 2 і 1:

$$l = i_2 - i_1. \quad (2)$$

Графічно на i - l gp-діаграмі роботі l відповідає проекція адіабати 1–2 на вісь абсцис (рис. 2).

Тепло, віддане від 1 кг холодильного агента охолоджуваній воді чи повітрю в конденсаторі (ізобара 2–3), за законом збереження енергії дорівнює сумі $q_\kappa = q_0 + l$. Також воно може бути визначене як різниця ентальпій холодильного агента (рис. 2) в точках 2 і 3 за формулою:

$$q_\kappa = i_2 - i_3. \quad (3)$$

На i - l gp-діаграмі це тепло зображається відрізком 2–3. Далі знаходимо:

а) холодильний коефіцієнт циклу за формулою:

$$\varepsilon_{теор} = \frac{q_0}{l}. \quad (4)$$

б) кількість холодильного агента ($кг/год$), що усмоктується компресором протягом 1 год. (годинна кількість циркулюючого холодильного агента) визначається за формулою:

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0}, \quad (5)$$

де Q_0 – задана холодопродуктивність машини, Вт.

в) обсяг пари ($м^3/год$), всмоктуваної компресором за 1 год:

$$V = G \nu_1, \quad (6)$$

або з використанням формули 5:

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \nu_1 = 3,6 \frac{Q_0}{q_b}, \quad (7)$$

де ν_1 – питомий об'єм пари, $м^3/кг$, що всмоктується компресором, знаходять по діаграмі (ізохора, що проходить через точку 1) чи з таблиць для насиченої пари;

q_v – об'ємна холодопродуктивність холодильного агента, кДж/м³:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}. \quad (8)$$

За величиною V визначаються розміри компресора.

г) теоретична потужність (кВт), витрачена в компресорі:

$$N_{\text{теор}} = \frac{Gl}{3600} = \frac{Q_0}{1000\varepsilon_{\text{теор}}}. \quad (9)$$

д) теплове навантаження (кВт) конденсатора (з рівняння теплового балансу):

$$Q = Q_0 + N_{\text{теор}} \cdot 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{\varepsilon_{\text{теор}}} = Q_0 \frac{\varepsilon_{\text{теор}} + 1}{\varepsilon_{\text{теор}}}. \quad (10)$$

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію і вибрати вихідні дані (табл. 2).

Виконати ескіз схеми холодильної машини з віддільником рідини і вказати точки зміни процесів.

Побудувати на *i-lgr-діаграмі* теоретичні робочі процеси холодильної машини, використовуючи дані таблиці 2.

На діаграмі теоретичних робочих циклів знайти додаткові величини, необхідні для розрахунків і заповнити таблицю 1.

Розрахувати теоретичні робочі цикли холодильної машини за різних умов роботи (з віддільником і без нього).

Порівняти значення ε_1 і ε_2 ; l_1 і l_2 ; Q_1 і Q_2 ; N_1 і N_2 .

Виконати аналіз отриманих результатів – *висновки*.

Таблиця 1

Додаткові дані для розрахунку

№ Точки на діаграмі	<i>t</i>		<i>p</i>		<i>v</i>		<i>i</i>		<i>s</i>	
	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2	Табл.1	Табл.2
1										
1'										
2										
2'										
3'										
3										
4										

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 2).

Ескіз схеми холодильної машини з точками процесу.

Ескіз теоретичного робочого циклу в *i-lgp-діаграмі* із знаходженням додаткових даних для розрахунку (табл. 1).

Теоретичні розрахунки робочих циклів.

Порівняння значень ε_1 і ε_2 ; l_1 і l_2 ; Q_1 і Q_2 ; N_1 і N_2 , аналіз і виконання висновків.

Таблиця 2

Варіанти завдань для роботи з віддільником рідини

№ варіанта	Холодильний агент	t_0 , °C	t_k , °C	t_n , °C	t_{ac} , °C	Q_0 , Вт
1	NH ₃	-6	+35	+10	+5	20000
2		-10	+30	0	-0	40000
3		-16	+25	+10	-8	35000
4		-8	+30	+10	+5	30000
5		-15	+30	+5	-5	25000
6		-5	+20	0	+5	22000
7		-10	+30	+2	+5	45000
8		-12	+28	+5	-2	10000
9		-18	+30	+8	-8	28000
10		-8	+25	0	+2	42000

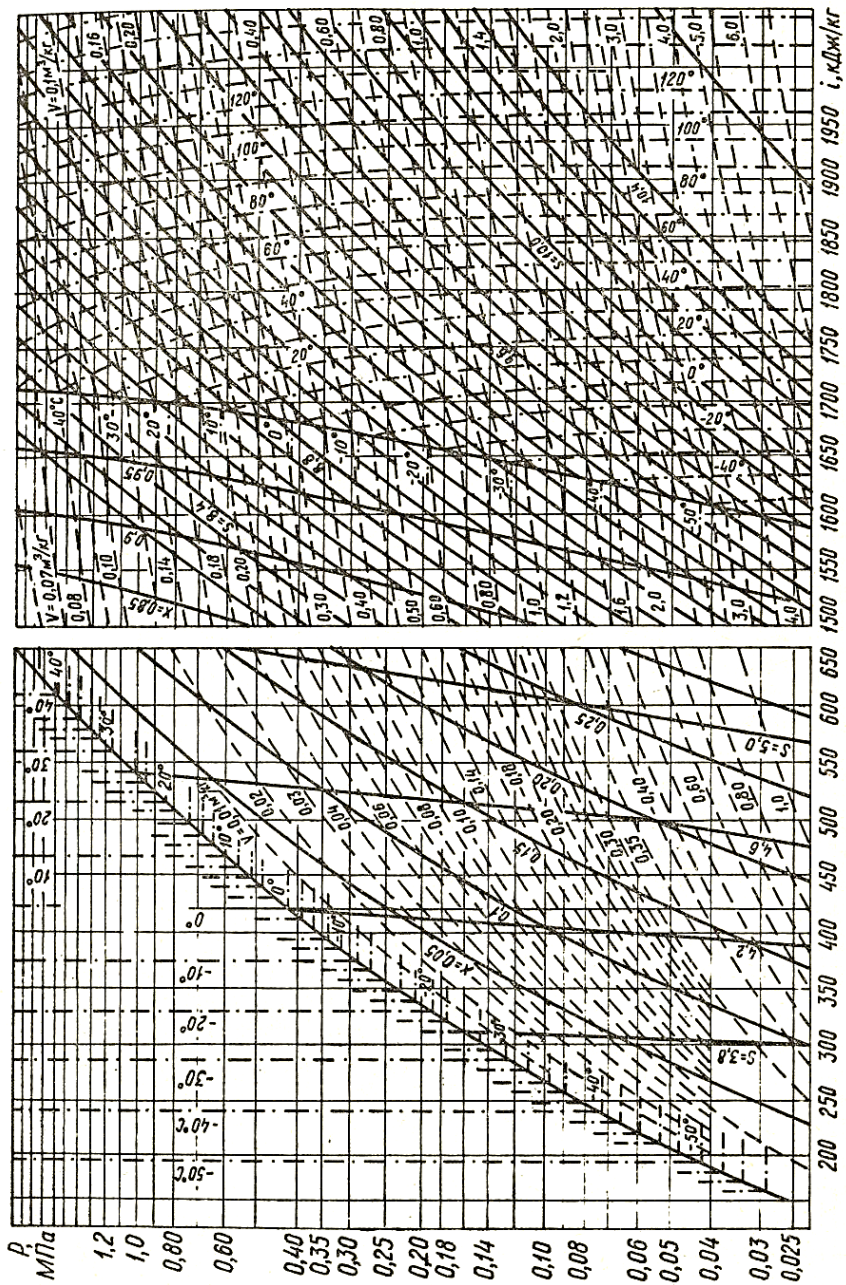


Рис. 6. Діаграма аміаку R717 в координатах i - lgp

Контрольні запитання.

1. Які процеси відбуваються у випарнику, компресорі, конденсаторі і регулюючому вентилі парової компресійної холодильної машини?
2. Що таке холодильний коефіцієнт?
3. Що називається питомою масовою і об'ємною холодопродуктивністю холодоагенту?
4. Чому цикл холодильної машини стає більш ефективним із введенням процесу охолодження рідини перед регулюючим вентиляем?
5. Що таке "сухий хід" компресора і для чого він уводиться?
6. Як впливає "сухий хід" на економічність холодильного циклу?
7. Які процеси відбуваються в регенеративному теплообміннику? Для яких холодоагентів доцільно його застосовувати?
8. Для яких цілей застосовується в холодильній машині регулюючий вентиль?
9. Як впливає на роботу компресора віддільник рідини?
10. Що характеризує в холодильній машині коефіцієнт ε ?
11. Як впливає на роботу холодильної машини збільшення t_0 ?

Практична робота №5

Тема: Розрахунок теоретичного робочого циклу двоступінчастої парової холодильної машини з повним проміжним охолодженням пари між ступенями.

Мета: Придбати практичні навички в побудові, розрахунку і дослідженні теоретичного робочого циклу двоступінчастої холодильної машини.

Теоретичні дані

В данній роботі аналізується теоретичний робочий цикл двоступінчастої холодильної машини.

Теоретичний цикл парової компресійної холодильної машини, що буде розглядатись в даній практичній роботі відбувається за допомогою дев'яти основних елементів (рис. 1): випарників (проміжного і низького тиску), компресорів (низького і високого тиску), конденсатора (включаючи переохолоджувач), двох регулюючих вентилів і проміжної посудини. У кожному з них відбувається певний термодинамічний процес. В реальній експлуатації холодильна машина має ще цілий перелік допоміжних апаратів, таких як ресивери, мастиловіддільники, фільтри, насоси, вентилятори, повітроохолоджувачі, і т. ін.

Процес парової компресійної машини, що працює по зворотному циклу Карно, протікає в такий спосіб. Робочою речовиною служить легкокипляча рідина (холодильний агент, наприклад аміак з температурою кипіння $-33,3^{\circ}\text{C}$ за атмосферного тиску). В спеціальному трубчастому апараті – випарнику при постійному тиску P_{02} і відповідною до нього низькою температурою t_{02} холодильний агент кипить, причому необхідне для цього тепло відбирається від охолоджуваного приміщення. Пара аміаку, що утворюється під час кипіння, з випарника засмоктується компресором низького тиску, стискується в ньому до тиску P_{01} та відповідної йому температури t_{01} і нагнітається через водяний охолоджувач в проміжну посудину, де відділяється від краплин рідини,

засмоктується компресором високого тиску, стискується до тиску P_k та відповідної йому температури t_k і подається в конденсатор. У конденсаторі пара холодоагенту, під впливом охолоджувальної води, конденсується при тому ж постійному тиску P_k і температурі t_k . Рідкий холодильний агент з конденсатора надходить у регулюючий вентиль, на виході з якого, його тиск знижується від P_k до P_{01} , тобто відбувається дроселювання. У результаті чого він знову здатний кипіти у випарнику при низькій температурі і забезпечувати охолодження.

Двоступінчасті холодильні машини (рис. 1, а) застосовують при температурах кипіння до -60°C .

Схеми роботи цих машин різні в залежності від способу проміжного охолодження пари між ступенями і переохолодження рідини перед регулюючим вентилем. Проміжне охолодження пари між ступенями може бути повним або неповним. У першому випадку пара спочатку охолоджується холодною водою, а потім рідким холодильним агентом до стану насичення при проміжному тиску. В другому випадку для охолодження використовується лише вода, охолоджувана пара до стану насичення не доводиться, залишається перегрітою. Рідина перед регулюючим вентилем може переохолоджуватися водою, а більш глибоко – рідким холодильним агентом.

Проміжні посудини (рис. 1, б) являють собою теплообмінні апарати, що застосовуються в аміачних машинах двох- і триступінчастого стискування. Вони служать для проміжного охолодження пари аміаку після стискування в компресорах низького чи середнього тисків. У них же відбувається переохолодження рідини, що направляється з конденсатора (по змійовику в нижній частині проміжної посудини) до регулюючого вентиля.

В корпус даного теплообмінного апарата з конденсатора дроселюється невелика кількість рідкого аміаку. Під дією тепла, що відбирається від охолоджуваних потоків пари і рідини, цей аміак випаровується в посудині при температурі,

що відповідає проміжному тиску.

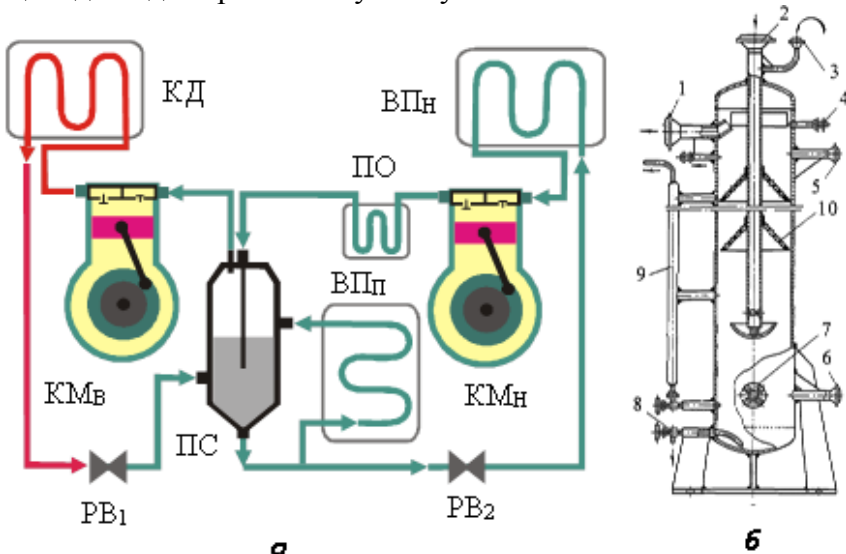


Рис. 1. Двоступінчаста холодильна машина з повним проміжним охолодженням і двоступінчастим регулюванням: *а* – схема холодильної машини: $К_{мн}$ – компресор низького тиску; $К_{мв}$ – компресор високого тиску; $Кд$ – конденсатор; $Р_{в1}$, $Р_{в2}$ – регулюючі вентиля; $В_{пн}$ і $В_{пн}$ – випарники проміжного і низького тисків; $По$ – водяний переохолоджувач; $Пс$ – проміжна посудина; *б* – схема проміжної посудини зі змійовиком для переохолодження рідини: 1 – труба для надходження парів аміаку з компресора низького тиску; 2 – патрубок для відсмоктування пароподібного аміаку в компресор високого тиску; 3 – патрубок для надходження рідкого аміаку з конденсатора в змійовик; 4 – патрубок для випуску рідкого аміаку до регулюючого вентиля; 5, 6 – патрубки для зрівняльних труб (паровий і рідинний) до поплавкового регулятора рівня; 7 – патрубок для випуску мастила; 8 – показчик рівня; 9 – патрубок до дистанційного показчика рівня; 10 – конусні відбійники; 11 – трубка до манометра; 12 – патрубок подачі рідини в посудину від поплавкового регулятора; 13 – патрубок упорскування рідкого аміаку; 14 – триходові вентиля із запобіжними клапанами

Рівень охолоджуваної рідини (рідкого аміаку) підтримується увесь час постійним за допомогою поплавкового регулюючого вентиля так, щоб змійовик, який знаходиться в посудині, був повністю занурений. Таким чином досягається охолодження основного потоку рідкого аміаку, що протікає по змійовику. Охолодження пари проміжного тиску відбувається при барботуванні його в рідкому аміаку. У проміжній посудині також відбувається відділення мастила, що надходить з парю з компресорів низького тиску.

Щоб унеможливити віднесення краплин рідини, що утворюються під час барботування в компресор високого тиску, в проміжній посудині передбачені конусні перфоровані відбійники. Швидкість пари по перетину посудини приймають не більше 0,5 м/с, швидкість рідини в змійовику 0,5...0,7 м/с, різниця температур для визначення поверхні змійовика 4...5 °С, коефіцієнт теплопередачі $k = 580...700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ град})$.

Побудова теоретичного циклу двоступінчастої холодильної компресійної машини з проміжною посудиною за заданими параметрами

Для побудови і розрахунку теоретичного робочого циклу двоступінчастої холодильної компресійної машини необхідно знати наступні температури: t_{01} , P_{01} – температуру кипіння і відповідний тиск у випарнику проміжного тиску (те саме, що у проміжній посудині); t_{02} , P_{02} – температуру кипіння і відповідний тиск у випарнику низького тиску; t_k , P_k – температуру і тиск конденсації. Ці температури встановлюють залежно від температури охолоджуваного приміщення і температури зовнішнього середовища (води для охолодження або повітря).

Температура кипіння при безпосередньому охолодженні холодильним агентом буває на 8...10 °С нижче температури повітря охолоджуваних камер. При охолодженні проміжним теплоносієм (розсолем) вона повинна бути на 5...7 °С нижчою температури розсолу, а остання – на 8...10 °С нижча

температури повітря камер. Температури t_{01} , t_{02} , t_k , t_n , приймають з урахуванням необхідних температурних перепадів між холодильним агентом і охолоджуваним середовищем (Δt випарника) і водою (Δt конденсатора і переохолоджувача). Температура пари t_{0n} приблизно на 10°C вища температури охолоджуваної води, що надходить в теплообмінник. Температура конденсації t_k повинна бути на $8\text{...}10^\circ\text{C}$ вищою температури води, що надходить до конденсатора, температура переохолодження t_n на $3\text{...}4^\circ\text{C}$ вища температури води, яка надходить до теплообмінника.

Намітивши основні температури, можна побудувати теоретичний цикл і розрахувати його, тобто визначити теоретичну холодопродуктивність 1 кг холодильного агента, витрати роботи в компресорах та інші пов'язані з ними величини.

На i - lgp -діаграмі (рис. 2а) по осі абсцис відкладені ентальпії i , а по осі ординат – абсолютний тиск p . Для шкали тисків застосовано логарифмічний масштаб.

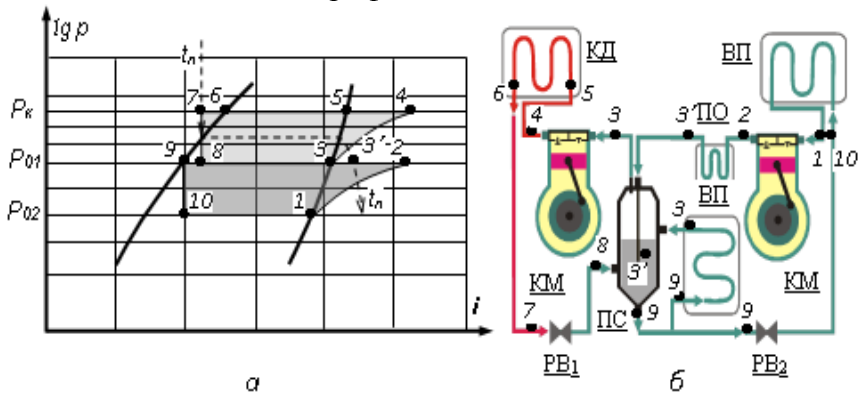


Рис. 2. Теоретичний цикл двоступінчастої компресійної холодильної машини з проміжною посудиною на i - lgp -діаграмі

Теоретичний робочий цикл двоступінчастої холодильної машини на i - lgp -діаграмі будується в такий спосіб. По заданій температурі кипіння t_{02} (рис. 3) знаходимо на правій граничній

1–2 до проміжного тиску P_{01} . Перегріта пара (точка 2) прямує в проміжний водяний охолоджувач, де при постійному тиску P_{01} охолоджується до стану, який визначається точкою 3' (процес 2–3'). Далі за цього ж тиску пара надходить у проміжну посудину, де охолоджується рідким холодильним агентом (процес 3'–3) до температури t_{01} , тобто до стану насичення (точка 3).

Для знаходження точок 3 і 9 (рис. 4) процесів роботи двоступінчастої холодильної машини проводимо на i - lgr -діаграмі лінію проміжного тиску P_{01} , розрахованого за формулою (1).

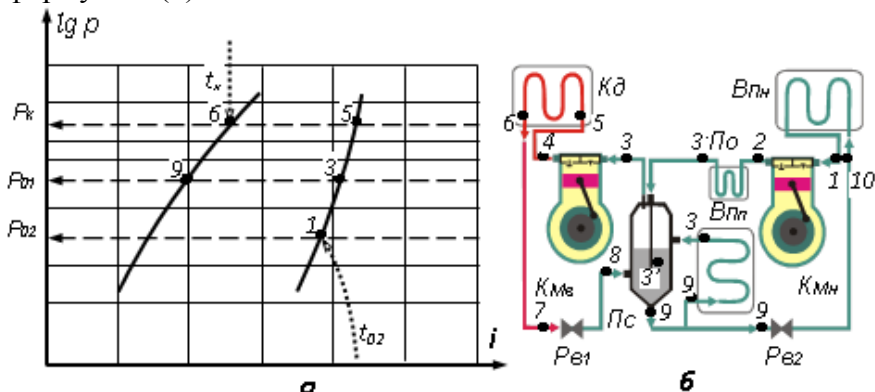


Рис. 4. Знаходження точок 3 і 9 за тиском P_{01}

Компресор високого тиску засмоктує з проміжної посудини в насиченому стані: а) охолоджену в проміжній посудині пару холодильного агента, що надійшла з компресора низького тиску; б) пару з випарника проміжного тиску; в) пару, що відділилась після дроселювання в першому регулюючому вентилі; г) пару, що утворилась безпосередньо в проміжній посудині за рахунок тепла перегрівання охолоджуваної пари.

Суміш відповідної кількості пари стискується по адіабаті 3–4 до тиску P_k (рис. 5) і в перегрітому стані подається в конденсатор. Тут при $p = const$ відбувається охолодження пари до стану насичення (процес 4–5), потім конденсація

(процес 5–6) і переохолодження рідини (процес 6–7). Переохолоджена рідина з конденсатора дроселюється першим регулюючим вентиляем (процес 7–8) у проміжну посудину до тиску P_{01} і температури t_{01} (точка 8).

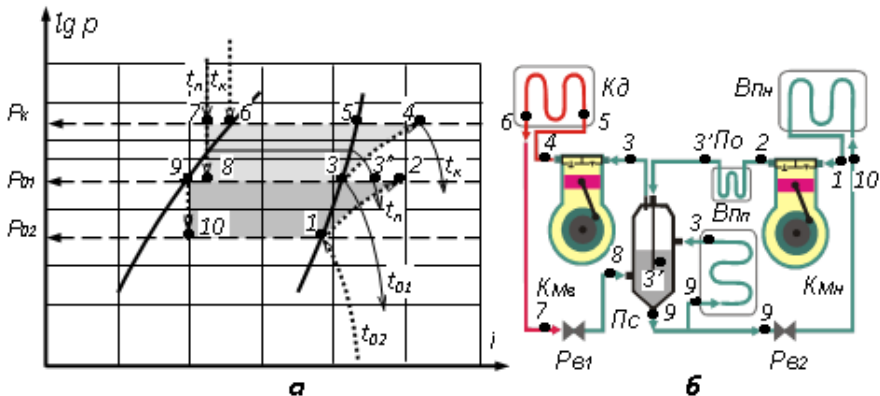


Рис. 5. Знаходження точок 2; 4; 7; 3'; 8 і 10

Суха насичена пара, що відділилася в проміжній посудині після дроселювання, засмоктується компресором високого тиску, а рідина (точка 9), що накопичується в нижній частині посудини, виходить з неї в двох напрямках. Один потік направляється у випарник проміжного тиску, а інший – через регулюючий вентиль (процес 9–10) у випарник низького тиску. Процес кипіння рідини у випарниках, що супроводжується відбиранням тепла від охолоджуваних тіл, характеризується відповідними ізотермами (ізобарами) 9–3 і 10–1. Холодопродуктивність кожного випарника і кількості рідини, що в них подається визначається технологічними умовами.

У холодильній машині з неповним проміжним охолодженням при виході з водяного охолоджувача пара додатковому переохолодженню не піддається, залишаючись перегрітою (точка 3'). Ця пара змішується з насиченою парою з проміжної посудини при тому ж тиску (стан суміші на ділянці 3'–3 може бути визначений за правилом змішування). Суміш, що утворилася, засмоктується компресором високого тиску.

Розрахунок теоретичного циклу

Розрахуємо двоступінчасту машину, що працює на аміаку за схемою з повним проміжним охолодженням пари і двоступінчастим регулюванням рідини.

По наміченому режиму роботи будуємо робочий цикл і визначаємо ентальпії аміаку в характерних точках циклу ($\kappa\text{Дж/кг}$).

Розрахуємо теоретичний робочий цикл, користуючись i - lgr -діаграмою для аміаку. Холодопродуктивність 1 кг агента дорівнює різниці ентальпій у точках 1 і 10, а також у точках 3 і 8 :

- холодопродуктивність першого ступеню:

$$q_{01} = i_1 - i_{10}, \quad (1)$$

- холодопродуктивність другого ступеню:

$$q_{02} = i_3 - i_8. \quad (2)$$

На ентальпійній діаграмі холодопродуктивність графічно зображається відрізком ізобари 10–1.

Теоретична робота на 1 кг агента, затрачувана при адіабатному стискуванні в компресорах ($\kappa\text{Дж/кг}$), визначається різницею ентальпій у точках 2 і 1, а також у точках 4 і 3 за формулами:

- теоретична робота першого ступеню:

$$l_1 = i_2 - i_1, \quad (3)$$

- теоретична робота другого ступеню:

$$l_2 = i_4 - i_3. \quad (4)$$

Графічно на i - lgr -діаграмі роботам l_1 і l_2 відповідають проекції адіабат 1–2 і 3–4 на вісь абсцис.

Тепло в конденсаторі ($\kappa\text{Дж/кг}$) визначається різницею ентальпій у точках 4 і 6 :

$$q_k = i_4 - i_6. \quad (5)$$

На i - lgr -діаграмі це тепло графічно зображається відрізком проекції ізобари 4–6 на осі абсцис. Далі знаходимо за формулами:

- теоретичний холодильний коефіцієнт циклу першого ступеню:

$$\varepsilon_{теор.1} = \frac{q_{01}}{l_1}, \quad (6)$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт циклу другого ступеню:

$$\varepsilon_{теор.2} = \frac{q_{02}}{l_2}. \quad (7)$$

Тоді теоретичний загальний холодильний коефіцієнт двоступінчастої холодильної машини буде:

$$\varepsilon_{теор.заг} = \varepsilon_{теор.1} + \varepsilon_{теор.2}. \quad (8)$$

Потім знаходимо за формулами 10 і 11 кількість аміаку (кг/год), що циркулює:

- через випарник низького тиску, (компресор низького тиску):

$$G_{02} = 3600 \cdot \frac{Q_{02}}{q_{02}} = 3600 \cdot \frac{Q_{02}}{i_3 - i_8}, \quad (9)$$

- через випарник проміжного тиску (компресор високого тиску):

$$G_{01} = 3,6 \cdot \frac{Q_{01}}{q_{01}} = 3,6 \cdot \frac{Q_{01}}{i_1 - i_{10}}. \quad (10)$$

Кількість аміаку (кг/год), що випаровується в проміжній посудині для додаткового охолодження пари проміжного тиску після водяного охолоджувача знаходимо за формулою:

$$G_0 = \frac{G_{02} \cdot (i_3' - i_3)}{i_3 - i_9}. \quad (11)$$

Загальна кількість аміаку (кг/год), що проходить через проміжну посудину знаходимо за формулою:

$$G_c = G_{02} + G_{01} + G_0. \quad (12)$$

Кількість аміаку (кг/год), що циркулює через компресор високого тиску (з урахуванням пари, що утворюється в першому дросельному вентилі) знаходимо за формулою:

$$G = \frac{G_c}{1 - x_1} = \frac{G_{02} + G_{01} + G_0}{1 - x_1}, \quad (14)$$

де x_1 – паровміст аміаку після першого дроселювання (у точці 8).

Об'єм пари аміаку ($m^3/год$), що надходить у компресори низького і високого тисків знаходимо за формулами:

$$V_{К.н.м} = G_{02} \cdot v_1, \quad (15)$$

$$V_{К.в.м} = G \cdot v_3, \quad (16)$$

де v_1 – питомий об'єм пари перед компресором низького тиску (по діаграмі в точці 1);

v_3 – питомий об'єм пари перед компресором високого тиску (по діаграмі в точці 3).

Теплові навантаження ($кВт$) знаходимо за формулами:

- на водяний охолоджувач пари:

$$Q_{во} = \frac{G_{02}}{3600} \cdot (i_2 - i_3), \quad (17)$$

- на конденсатор (включаючи переохолодження рідини):

$$Q_k = \frac{G_{02}}{3600} \cdot (i_4 - i_7). \quad (18)$$

Двоступінчасту машину зі змійовиком для переохолодження рідини в проміжній посудини розраховують у такий же спосіб. Застосування змійовика не вносить змін у розміри компресорів і теплові навантаження апаратів. Теплове навантаження змійовика проміжної посудини може бути визначене за повною різницею ентальпій у точках 3' і 3:

$$Q_3 = \frac{G_{02}}{3600} \cdot (i_3' - i_3). \quad (19)$$

Теоретичні потужності ($кВт$) електродвигунів приводу компресорів розраховуються за формулами для:

- першого ступеню:

$$N_{теор.К.н.м} = \frac{G \cdot l_1}{3600}, \quad (20)$$

- другого ступеню:

$$N_{теор.К.в.м} = \frac{G \cdot l_1}{3600}, \quad (21)$$

Теоретичні загальні витрати потужності ($кВт$) електродвигунів двоступінчастої холодильної машини визначаються за формулою:

$$N_{теор.заг} = N_{теор.К.н.т} + N_{теор.К.в.м}. \quad (22)$$

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію і вибрати вихідні дані (табл. 2).

Виконати ескіз схеми двоступінчастої холодильної машини і вказати точки зміни процесів.

Побудувати на *i-lgp-діаграмі* теоретичні робочі цикли низького та високого тиску двоступінчастої холодильної машини.

Знайти додаткові величини для розрахунків (табл. 1).

Розрахувати теоретичні робочі цикли низького та високого тиску холодильної машини.

Порівняти значення ε ; l ; Q ; N двоступінчастої і одноступінчастої холодильної машини.

Провести аналіз отриманих результатів – *висновки*.

Таблиця 1

Додаткові дані для розрахунку

№ точки на діаграмі	t	p	v	i	s
1					
2					
3					
3'					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Варіанти завдань для роботи

№ варіанта	Холодильний агент	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{01}, \text{Вт}$	$Q_{02}, \text{Вт}$
1	NH ₃	-6	+35	+10	20000	30000
2		-10	+30	0	40000	50000
3		-16	+25	+10	35000	45000
4		-8	+30	+10	30000	55000
5		-15	+30	+5	25000	30000
6		-5	+20	0	22000	27000
7		-10	+30	+2	45000	50000
8		-12	+28	+5	10000	27000
9		-18	+30	+8	28000	33000
10		-8	+25	0	42000	47000

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 2).

Ескіз двоступінчастої холодильної машини з точками змін процесів.

Ескіз теоретичного робочого циклу компресійної двоступінчастої холодильної машини в $i-lgr$ -діаграмі, заповнена табл.1 усіх додаткових величин для розрахунку .

Теоретичні розрахунки робочого циклу.

Порівняння значень ε ; l ; Q ; N двоступінчастої та одноступінчастої холодильної машини, аналіз і виконання висновків.

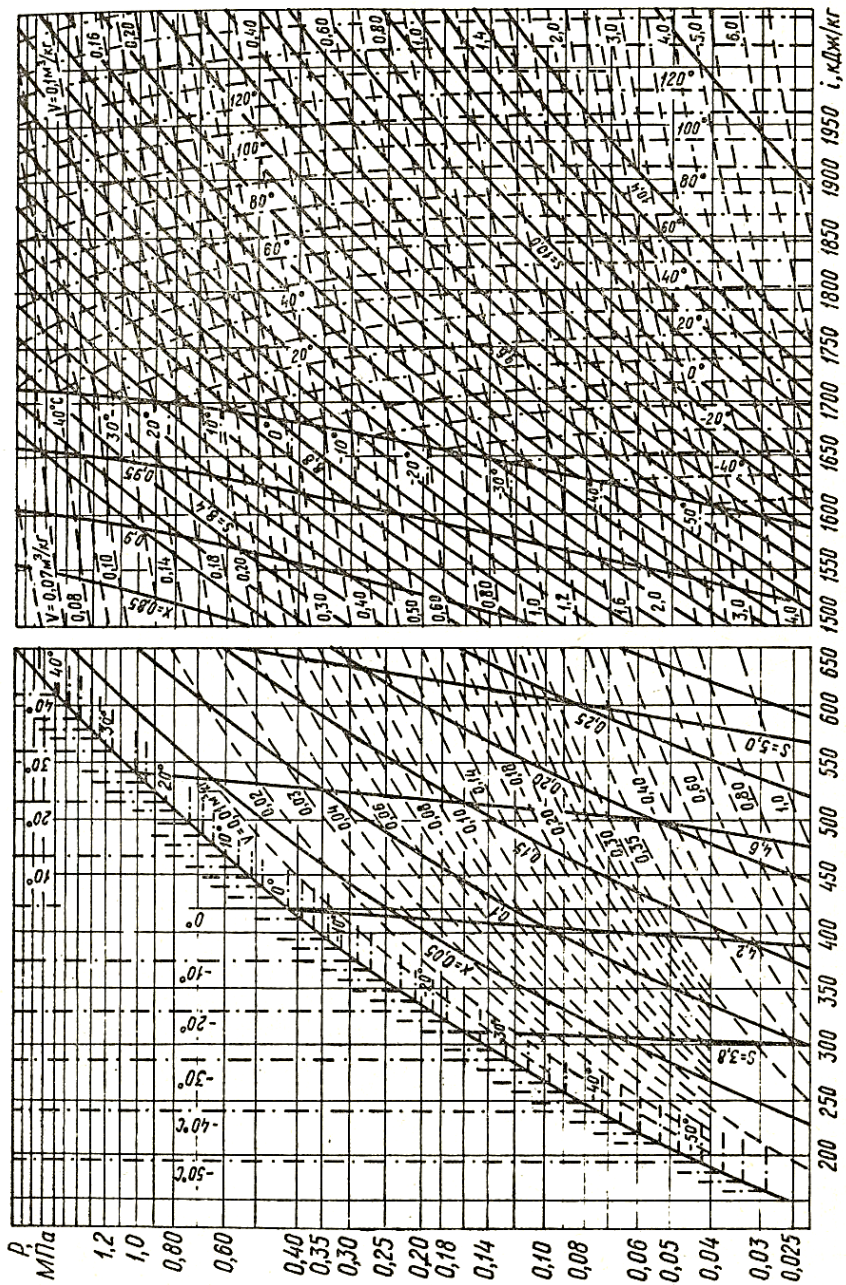


Рис. 6. Діаграма аміаку R717 в координатах $i-lgp$

Контрольні запитання.

1 Які процеси відбуваються у випарнику, компресорах, конденсаторі і регулюючому вентилі парової компресійної холодильної машини?

2. Яку роль в холодильній установці виконує проміжна посудина?

3. Чому цикл холодильної машини стає більш ефективним із уведенням процесу охолодження рідини перед регулюючим вентиляем?

4. Від чого залежить ефективність роботи холодильної установки при двоступінчастому процесі?

5. Як впливає на роботу холодильної машини повне проміжне охолодження?

6. Які елементи холодильної установки забезпечують "сухий хід" компресорів низького і високого тиску?

7. Для яких цілей застосовуються в холодильній машині регулюючі вентилялі?

8. Що характеризує в холодильній машині коефіцієнт ε ?

9. Як вплине на роботу холодильної машини збільшення значень t_n і t_k ?

Практична робота №6

Тема: Розрахунок системи вентиляції та підбір її складових.

Мета: Набути навички в розрахунку і проектуванні систем вентиляції.

Теоретичні відомості

Розрахунок повітрообміну.

Існує два основних методи визначення кількості повітря, необхідного для вентиляції приміщень: за кратністю повітрообміну і за кількістю шкідливих речовин, що виділяються. Іноді кількість повітря визначають за нормою на одну працюючу людину за годину. Наприклад, при об'ємі приміщення на одного працюючого 20 м^3 норма подачі повітря складає 30 м^3 на одну людину.

Кратність повітрообміну має розмірність $1/\text{год}$, або год^{-1} , і показує, скільки разів за одну годину відбувається зміна повітря по об'єму всього приміщення. Наприклад, при об'ємі приміщення $V = 15000 \text{ м}^3$ і кратності повітрообміну $m = 2$ треба протягом однієї години подати в приміщення або видалити з нього 30000 м^3 повітря, тобто повітрообмін L ($\text{м}^3/\text{год}$) визначають за формулою:

$$L = mV. \quad (1)$$

Кількість повітря по кратності і по нормі на одну людину визначають для побутових, конторських та інших подібних приміщень. За кількістю виділення шкідливих речовин (пил, газ), визначають необхідну кількість повітря для виробничих приміщень, для чого складають розрахункову схему вентиляційної мережі (рис. 1).

Наприклад, для видалення газів визначають кількість повітря, що необхідне для розбавлення їх до припустимих концентрацій.

Розрахунок фільтра.

Фільтри поділяють за їхньою ефективністю на три класи в залежності від розмірів пилових часток (табл. 1), які вони затримують.

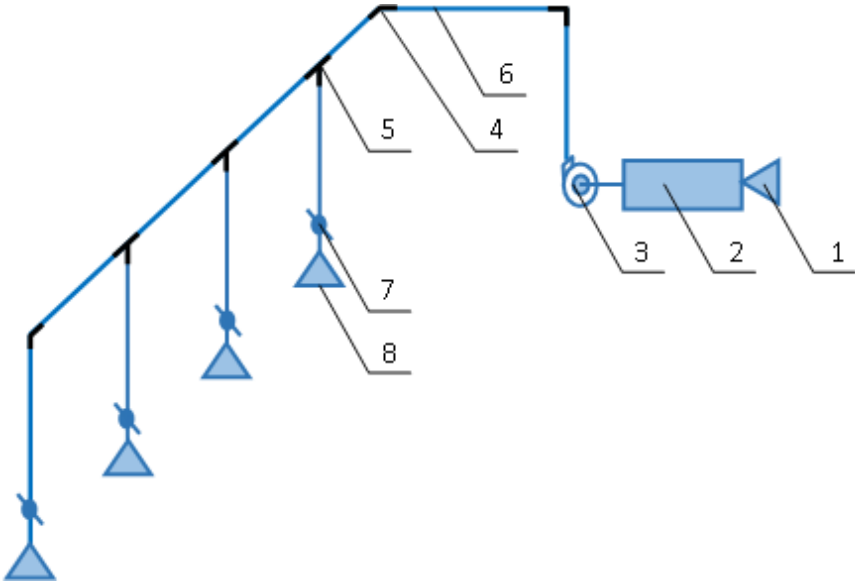


Рис. 1. Схема приточної вентиляційної мережі промислового приміщення заводу: 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – фільтр усмоктувальний; 3 – вентилятор; 4 – відвід прямиий; 5 – трійник нагнітальний; 6 – повітропровід; 7 – заслінки; 8 – повітророзподільник.

Таблиця 1

Ефективність фільтрів

Клас фільтра	Розміри пилових часток, мкм	Ефективність, %
1	до 1	99
2	від 1 до 10	85
3	від 10 до 50	60

Ефективність фільтра ε (%) визначають за формулою:

$$\varepsilon = \frac{g_n - g_k}{g_n} \cdot 100, \quad (2)$$

де g_n , g_k – відповідно початковий (перед фільтром) і кінцевий (після фільтра) вміст пилу в повітрі, мг/м³.

Найбільш часто застосовують масляні фільтри (самоочисні КДМ-1006А и КДМ-2006 і фільтри з кільцями

Рашига) і сухі пористі волокнисті.

Розрахунок калорифера.

Розрахунок та підбір калориферів (табл. 2) проводять, виходячи з витрат тепла, необхідного на нагрівання повітря, і площі поверхні нагрівання калорифера.

Таблиця 2

Характеристика калорифера

Тип калорифера	Теплопередавальна поверхня, м ²
КСк4-1-01	9,40
КСк4-6-01	12,60
КСк4-8-01	18,80
КСк4-12-01	91,86
КСк2-12-01	61,2
КВС8-П	16,92
КВБ9-П	26,00
КВС10-П	25,08
КВБ12-П	143,50

Витрати тепла Q (кДж/год) при нагріванні повітря визначають за формулою:

$$Q = L\rho c(t_k - t_n), \quad (3)$$

де L – витрати повітря, м³/с;

ρ – густина повітря, кг/м³;

c – питома масова теплоємність повітря, $c = 1000$ Дж/кг·К;

t_k – температура повітря на виході з калорифера, °С;

t_n – температура повітря при вході в калорифер, °С.

Площу поверхні нагрівання калорифера F (м²) визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}, \quad (4)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі калорифера ($k = 25...30$), що залежить від масової швидкості повітря в живому перетині калорифера, типу теплоносія і швидкості руху води в трубках калорифера, Вт/м²·К;

Δt_{cp} – середня різниця температур теплоносія і повітря, °С,

якщо теплоносій – пара $\Delta t_{cp} = t_n - (t_k + t_n)/2$;

t_n – температура насиченої пари в залежності від тиску (табл. 3), °С.

Таблиця 3

Значення температур насиченої пари

Абсолютний тиск пари, 1×10^3 Па	Температура пари, °С
10	99,1
110	101,8
120	104,2
130	106,6
140	108,7
150	110,8

Розрахунок повітроводів.

Металеві повітроводи проектують, виготовляють і монтують відповідно до інструкції ВСН 353-75 і «Тимчасовою нормаллю на металеві повітроводи круглого перетину для систем аспірації» з максимальною індустріалізацією робіт з уніфікованих деталей. Повітропроводи круглого перетину прийняті наступних стандартних зовнішніх діаметрів: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800 і 2000 мм.

Повітропроводи прямокутного перетину приймаються відповідно до інструкції ВСН 352-75 зі співвідношенням сторін перетину не більше 2 : 1.

Розрахунок повітроводів зводиться до визначення площі перетину F (м²) за формулою:

$$F = \frac{L}{3600v}, \quad (5)$$

де L – витрати повітря на ділянці, м³/год;

v – припустима швидкість повітря на ділянці, м/с.

У системах природної вентиляції швидкість повітря приймають у межах 0,5...1 м/с – у каналах і ґратах; 1...1,5 м/с – у приточних і витяжних шахтах. При цьому сума втрат тиску на подолання тертя і місцевих опорів не повинна перевищувати

величину природного перепаду тисків. У системах з примусовою дією оптимальна швидкість повітря у повітропроводах знаходиться у межах 4...12 м/с.

Окремі ділянки, з яких складається будь-яка мережа повітропроводів, характеризуються наступними постійними величинами: перетином повітропроводу, витратою і швидкістю руху повітря. Чим менша витрата повітря на даній ділянці, тим меншу швидкість руху повітря приймають при визначенні площі перетину повітропроводу. Для визначення дійсної швидкості руху повітря у повітропроводі розраховують діаметр повітропроводу d (мм) в залежності від форми перетину.

Для повітропроводу, що має круглий перетин, діаметр повітропроводу d (мм) визначають за формулою:

$$d = 1130 \sqrt{\frac{L}{v}}, \quad (6)$$

де L – витрати повітря, м³/с.

Отримане розрахункове значення d округляють до найближчого стандартного діаметру і визначають дійсну швидкість повітря при цьому діаметрі.

Для повітропроводу, що має прямокутний перетин, еквівалентний діаметр $d_{екв}$ (мм) визначають за формулою:

$$d_{екв} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (7)$$

де a і b – сторони прямокутного повітропроводу, мм.

Втрати тертя на одиницю довжини будуть такі ж, як і у повітропроводі круглого перетину при збереженні тієї ж швидкості руху повітря.

Після округлення значень діаметрів до стандартних визначають втрати тиску на подолання опору тертя і місцевих опорів.

Опір тертю або втрати тиску на тертя P_{mp} (Па) визначають за формулою:

$$P_{mp} = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (8)$$

де λ – коефіцієнт тертя для металевих повітропроводів (0,03);
 для неметалевих повітропроводів λ приймають по
 довідкових таблицях;

l – довжина ділянки повітропровода, м;

d – діаметр повітропровода, мм;

ρ – густина повітря, кг/м³;

$\rho v^2/2$ – динамічний тиск, Па.

Місцевими опорами називають фасонні частини повітропроводів і вентиляційні пристрої, у яких мають місце втрати тиску при вихороутворюваннях і перерозподілі швидкостей або зміні напрямку потоку повітря. Відношення втрат тиску в місцевих опорах до динамічного тиску в даному перетині повітропровода називається коефіцієнтом місцевого опору (табл. 4).

$$\xi = P_{m.o.} \rho v^2 . \quad (9)$$

Таблиця 4

Значення коефіцієнта місцевого опору

Найменування місцевих опорів	ξ
Відведення під кутом	
90°	0,4
45°	0,2
Пряме коліно під кутом 90°	1,2
Вільний вихід з каналу	1,0
Плавне звузування каналу	0,2...0,4
Трійник під кутом 90° при нагнітанні	
Основний	0,1
Відгалуження	1,5...2,0
Трійник під кутом 90° при всмоктуванні	
Основний	2,0...4,0
Відгалуження	1,0
Дифузор після вентилятора	0,4
Повітророзподільник пристінний	1,4

Отже, втрати тиску в місцевих опорах $P_{m.o.}$ (Па) можна розрахувати за формулою:

$$P_{\text{м.о.}} = \sum \frac{\xi \rho v^2}{2}. \quad (10)$$

Загальні втрати тиску P (Па) у простому повітропроводі визначаються як сума втрат тиску у всіх його ділянках:

$$P = \sum_1^n \frac{\left(\frac{l\lambda}{d} + \sum \xi\right) \rho v^2}{2}, \quad (11)$$

де n – число ділянок у мережі, од.

Для розрахунку втрат тиску в місцевих опорах швидкість руху повітря визначають у перетині ділянки повітропроводу, що прилягає до місцевого опору, оскільки на цій ділянці повітря рухається з більшою швидкістю. У калориферах, фільтрах та інших пристроях вентиляційної системи, через які проходить повітря, також мають місце втрати тиску на подолання місцевих опорів.

Значення коефіцієнта корисної дії (ККД) вентилятора при робочому режимі повинне бути не менше 0,85. Крім ККД, враховують умову безшумності роботи вентилятора, яка залежить від призначення будинку. Наприклад, для допоміжних будинків і приміщень за цією умовою колова швидкість робочого колеса відцентрового вентилятора не повинна перевищувати 25 м/с, а для заводських клубів – 17 м/с, в осьових вентиляторах – відповідно не більше 35 і 25 м/с. Для зменшення шуму вентилятори приєднують до повітропроводів за допомогою еластичних вставок і встановлюють на звукопоглинальні конструкції.

Вентилятори комплектують з електродвигунами в агрегати, що відповідають оптимальним техніко-економічним показникам. При цьому використовують електродвигуни наступних серій: А2 – захищеного виконання з чавунною станиною і щитами; АО2, АОЛ2 – захищеного виконання, що обдуваються, з чавунною станиною і щитами, АОЛ2 – захищеного виконання з алюмінієвою станиною і щитами. Частота обертання цих двигунів від 730 до 2850 хв⁻¹.

Для підбору вентилятора необхідно знати:

потужність на валу електродвигуна N (кВт) з урахуванням втрат у передачі, яка розраховується за формулою:

$$N = \frac{LP}{3600\eta_e\eta_n}, \quad (12)$$

де η_e – ККД вентилятора (вибирається за його характеристикою по номограмах рис. 6-11);

η_n – ККД передачі (клинопасової $\eta_n = 0,96$, безпосередньої – $\eta_n = 1$).

Установчу потужність електродвигуна N_y (кВт) визначають за формулою:

$$N_y = NK_s, \quad (13)$$

де K_s – коефіцієнт запасу потужності, що змінюється від 1,5 при потужності двигуна 0,5 кВт до 1,05 при потужності двигуна 5 кВт і більше.

Таблиця 5

Варіанти завдань для роботи

Варіант	Об'єм приміщення, м ³	Кратність повітрообміну	Густина повітря, кг/м ³	Температура, °С			Запиленистість повітря, мг/м ³	
				вхідного повітря	вихідного повітря	пари	g_n	g_k
1	1000	2	1,20	-11	+18	99	8	0,4
2	1200	3	1,22	-12		101	7	0,5
3	1500	2	1,25	-13		104	6	0,6
4	2000	2	1,26	-14		106	5	0,3
5	2500	2	1,28	-9		108	4	0,6
6	1800	2	1,30	-10		110	3	0,5
7	1400	3	1,32	-15		99	8	0,4
8	2200	2	1,34	-16		101	5	0,3
9	2600	2	1,36	-17		104	8	0,5
10	1600	2	1,39	-18		106	4	0,4

Довжина прямих ділянок повітропроводу: $l_1 - 2\text{ м}$; $l_2 - 2\text{ м}$;
 $l_3 - 2\text{ м}$; $l_4 - 1\text{ м}$; $l_5 - 3\text{ м}$; $l_6 - 3\text{ м}$; $l_7 - 4\text{ м}$; $l_8 - 3\text{ м}$

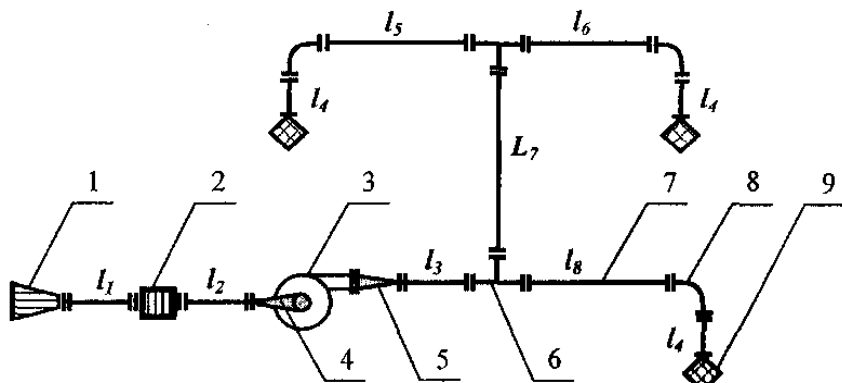


Рис. 2. Приточна система вентиляції (варіанти – 1, 2, 7):
 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – калорифер; 3 – вентилятор;
 4 – дифузор; 5 – плавне звужування каналу; 6 – трійник;
 7 – пряма ділянка повітропроводу; 8 – пряме коліно;
 9 – повітроподільник

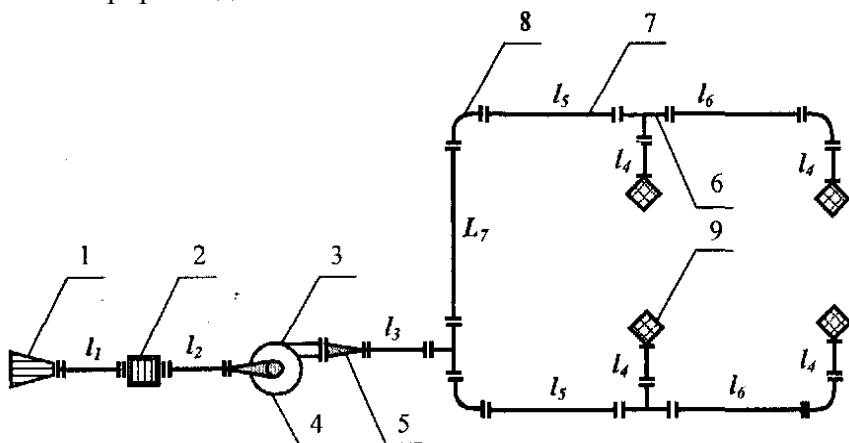


Рис. 3. Приточна система вентиляції (варіанти – 3, 5, 9):
 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – калорифер; 3 – вентилятор;
 4 – дифузор; 5 – плавне звужування каналу; 6 – трійник;
 7 – пряма ділянка повітропроводу; 8 – пряме коліно;
 9 – повітроподільник

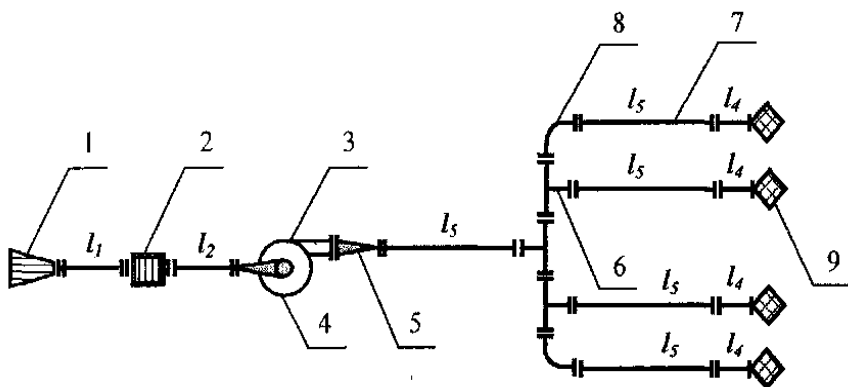


Рис. 4. Приточна система вентиляції (варіанти – 4, 10):
 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – калорифер; 3 – вентилятор;
 4 – дифузор; 5 – плавне звужування каналу; 6 – трійник;
 7 – пряма ділянка повітропроводу; 8 – пряме коліно;
 9 – повітророзподільник

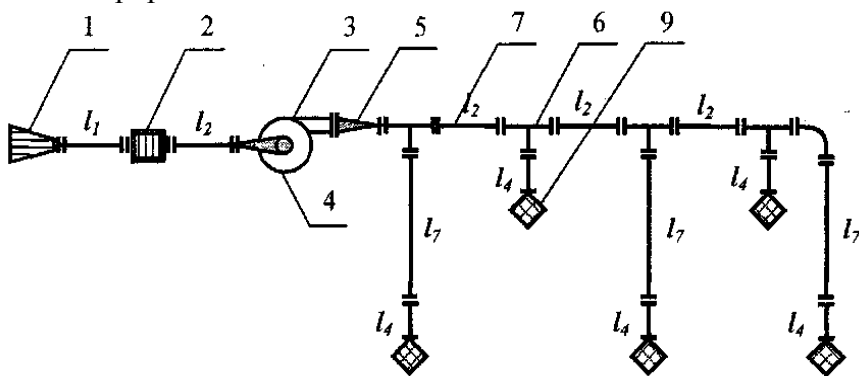


Рис. 5. Приточна система вентиляції (варіанти – 6, 8):
 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – калорифер; 3 – вентилятор;
 4 – дифузор; 5 – плавне звужування каналу; 6 – трійник;
 7 – пряма ділянка повітропроводу; 8 – пряме коліно;
 9 – повітророзподільник

Хід роботи

Вивчити дану інструкцію.

З таблиці варіантів вибрати вихідні дані.

Виконати схему системи вентиляції.

Визначити відсутні величини для розрахунків.

Виконати необхідні розрахунки системи вентиляції.

Заповнити таблицю даних складових системи вентиляції.

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (таблиця)

Ескіз схеми вентиляції з вказівкою її типу.

Теоретичні розрахунки

Висновки.

Висновки (таблиця даних складових системи вентиляції)

Найменування складових системи вентиляції	Характеристика						
	марка	N	n	η	F	ε	d
Вентилятор							
Калорифер							
Фільтр							
Повітровід							

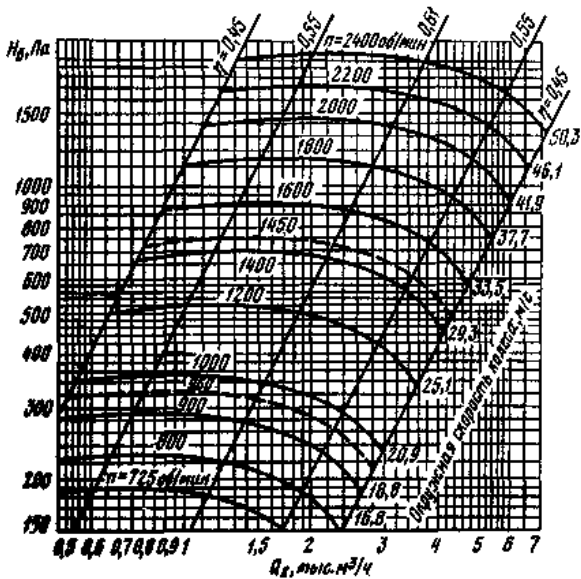


Рис. 6. Номограмма вентилятора ВЦП-4 (ЦС-46 № 4)

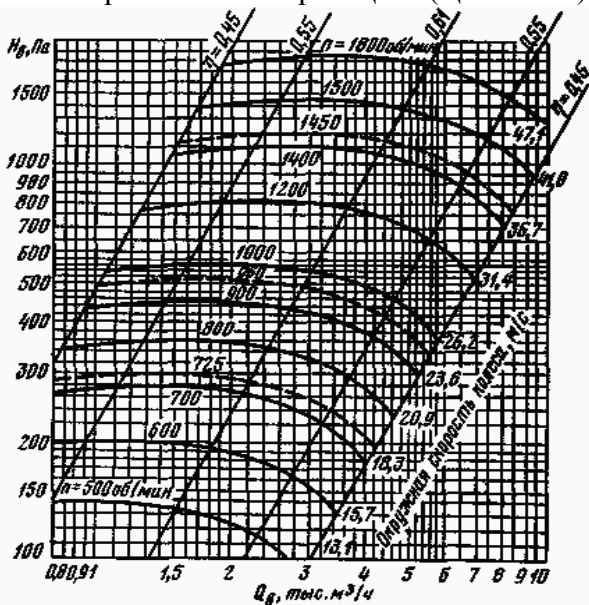


Рис. 7. Номограмма вентилятора ВЦП-5 (ЦС-46 № 5)

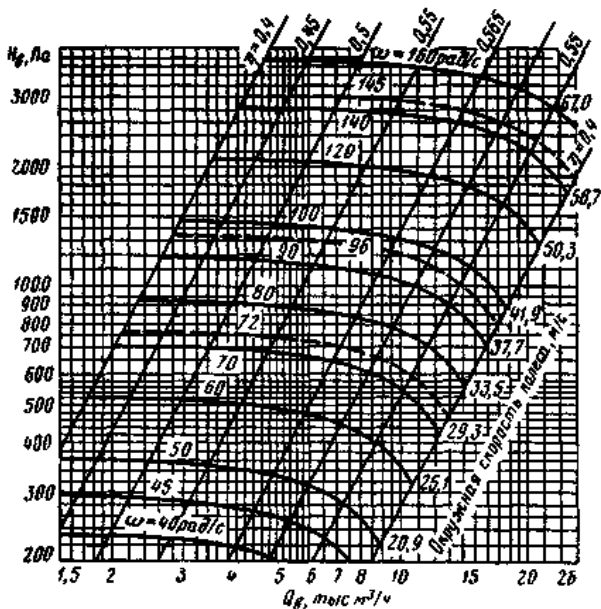


Рис. 8. Номограмма вентилятора ЦП7-40 № 8

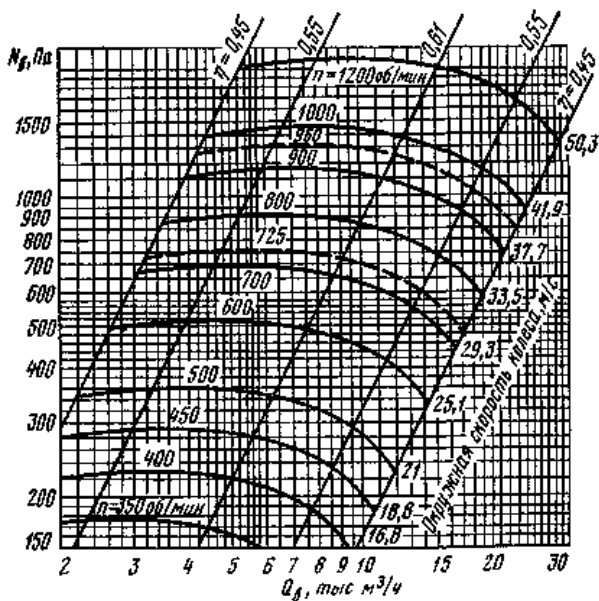


Рис. 9. Номограмма вентилятора ВЦП-8 (Ц6-46 №8)

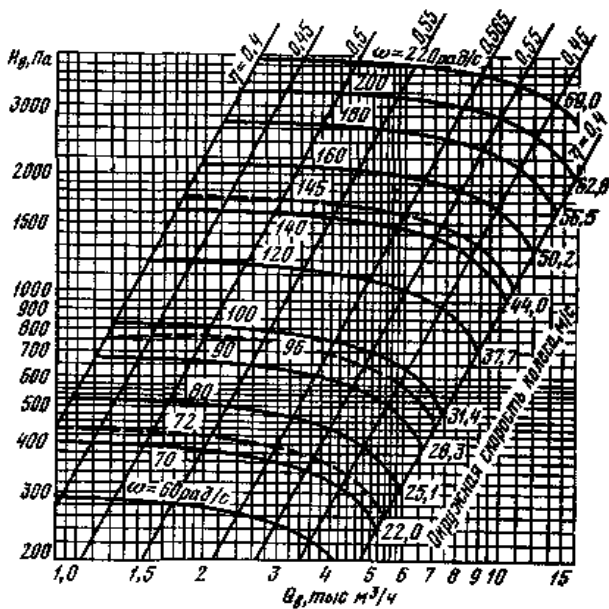


Рис. 10. Номограмма вентилятора ЦП7-40 № 5

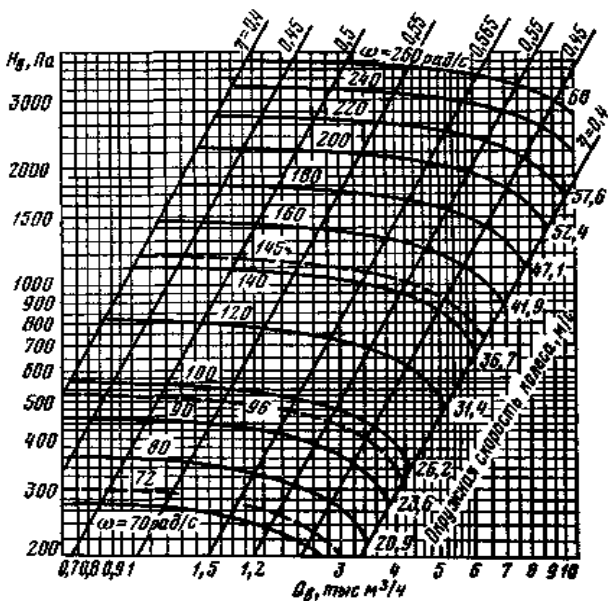


Рис. 11. Номограмма вентилятора ЦП7-40 № 6

Контрольні запитання.

1. Які елементи входять у систему вентиляції повітря?
2. Що таке кратність повітрообміну?
3. Які бувають системи вентиляції?
4. У яких випадках застосовуються системи вентиляції з верхнім і нижнім відбором повітря?
5. Що для чого застосовується в системі вентиляції скрубери?
6. За якими параметрами підбираються вентилятори?
7. Як підбираються повітроводи?

Практична робота №7

Тема: Розрахунок системи кондиціонування повітря та підбір кондиціонера.

Мета: Набути навички в розрахунку і проектуванні систем кондиціонування.

Теоретичні відомості

Розрахунок теплопритоків

Для підбора необхідного по холодопродуктивності кондиціонера треба розрахувати тепло, що надходить у приміщення від сонця, освітлення, людей, оргтехніки і т.д.

Основні теплопритоки в приміщення складаються з наступних складових:

1) Теплопритоки, що виникають за рахунок різниці температур усередині приміщення і зовнішнього повітря, а також сонця Q_1 , розраховуються за формулою:

$$Q_1 = Vq_{num}, \quad (1)$$

де $V = Sh$ – об'єм приміщення, м^3 ;

S – площа приміщення, м^2 ;

h – висота приміщення, м ;

q_{num} – питоме теплове навантаження, приймається, $\text{Вт}/\text{м}^3$:

30...35 – якщо немає сонця в приміщенні;

35 – середнє значення;

35...40 – якщо велика площа вікна із сонячної сторони.

2) Кількість тепла, що надходить від освітлювальних приладів, встановлених у приміщенні, в якому проводять кондиціонування $Q_{осв}$ можна визначити також за формулою:

$$Q_{осв} = q_{осв}F_{пл}, \quad (2)$$

де $q_{осв}$ – кількість тепла від освітлювальних приладів, віднесена до 1 м^2 площі підлоги приміщення, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

$F_{пл}$ – площа приміщення, м^2 .

Для основних технологічних цехів підприємств харчової промисловості $q_{осв} = 4...5 \text{ Вт}/\text{м}^2$, для приміщень складського типу (сушильні камери для ковбас, камери дозрівання і

зберігання сирів, камери схову охолоджених і заморожених продуктів та ін.) $q_{осв} = 1,2...1,4 \text{ Вт/м}^2$.

3) Надходження тепла, обумовлене перетворенням електричної енергії в теплову, при роботі електродвигунів, призводить до збільшення надлишків тепла у приміщеннях, в яких проводять кондиціювання. Тому, в тепловому балансі приміщень, що характеризуються тривалою роботою електродвигунів і значними встановленими потужностями, враховують теплопритоки від них.

$$Q_{ел} = N_{ел} \eta_1 \xi \cdot 10^3, \quad (3)$$

де η_1 – ККД двигуна, $\eta_1 = 0,85...0,95$;

ξ – коефіцієнт, що враховує тепловиділення від електродвигуна, $\xi = 0,5...0,8$.

4) Теплопритоки, що виникають за рахунок оргтехніки (комп'ютерів), що знаходяться в приміщенні, $Q_{ом}$.

У середньому приймається 300Вт на 1 комп'ютер у повній комплектації (або 30% від потужності обладнання).

5) Теплопритоки, що виникають від людей, що знаходяться в приміщенні $Q_{л}$.

Зазвичай для розрахунків приймається:

100Вт – на одну людину (для офісних приміщень);

100...300Вт (для приміщень, де люди займаються фізичною працею).

До підрахованих теплопритоків додається 20% на невраховані теплопритоки:

$$Q_{заг} = 1,2(Q_c + Q_{осв} + Q_{ел} + Q_{ом} + Q_{л}). \quad (4)$$

У випадку використання в приміщенні додаткового тепловиділяючого обладнання (електроплит, виробничого обладнання і т.п.) відповідне теплове навантаження повинне бути також враховане в даному розрахунку.

Розрахунок тепловоложистого балансу приміщення вологовиділення в приміщенні

Другою складовою мікроклімату, що істотно впливає на

метеорологічні умови в приміщенні, є вологість.

Джерелами вологовиділень у житлових і офісних будинках є люди, що знаходяться в приміщенні. Можливими джерелами вологовиділень у виробничому приміщенні, крім людей, можуть бути:

- вологі матеріали, що висихають у приміщенні;
- відкрита поверхня води, що випаровує вологу;
- хімічні реакції, під час яких виділяється волога, наприклад, процеси горіння;
- просочування пари крізь нещільності виробничого обладнання і комунікацій;
- змочені поверхні обладнання і підлоги.

Слід зазначити, що деяка кількість вологи може надходити в житлові, офісні і виробничі приміщення з інфільтраційним (зовнішнім) повітрям.

Вологовиділення від людей.

Надходження вологи від людей (табл. 1) залежить не тільки від інтенсивності їхньої мускульної роботи, але і температури повітря, його швидкості, а також температури навколишніх поверхонь.

Таблиця 1

Залежність вологовиділення від інтенсивності роботи

Характер роботи	Вологовиділення, W кг/год, при температурі повітря, °C				
	15	20	25	30	35
Стан спокою	0,35	0,40	0,62	0,94	0,150
Легка фізична робота	0,82	0,125	0,175	0,230	0,300
Робота середньої важкості	0,130	0,180	0,240	0,300	0,350
Важка фізична робота	0,240	0,310	0,365	0,400	0,430

Загальна кількість вологи, що надходить у приміщення від людей $W_{\text{л}}$ (кг/год) визначається за формулою:

$$W_n = dn, \quad (5)$$

де d – кількість вологи, що виділяє одна людина, кг/год,
 n – кількість людей, що знаходяться в приміщенні, од.

Вологовиділення крізь нещільності обладнання.

Просочування пари крізь нещільності виробничого обладнання і комунікацій при правильній їхній експлуатації зводиться до мінімуму, яким можна знехтувати. Але в деяких конкретних випадках, при складанні вологісного балансу, просочування пари, нещільності з'єднань оцінюється в 2% від кількості пари, що циркулює у даному обладнанні.

Вологовиділення зі змочених поверхонь.

Вологовиділення зі змоченої поверхні обладнання і підлоги W_n , (кг/год) визначають за наближеною формулою:

$$W_n = 0,006F(t_c - t_m), \quad (6)$$

де F – площа мокрої поверхні підлоги, м²;

t_c і t_m – температура повітря в приміщенні відповідно за сухим і мокрим термометрами, °С.

Приток вологи з інфільтраційним повітрям.

Інфільтраційне повітря може містити як велику кількість вологи, так і меншу, ніж внутрішнє повітря в приміщенні. Тому, збільшення або зменшення вологи повітря в приміщенні від інфільтрації W_{inf} (кг/год) визначається за наступними формулами:

- при більшому вологовмісті зовнішнього повітря ніж внутрішнього:

$$W_{inf} = G(d_z - d_e), \quad (7)$$

де G – кількість інфільтраційного повітря, кг/год,

d_z і d_e – вологовміст відповідно, зовнішнього і внутрішнього повітря, кг/кг.

- при меншому вологовмісті зовнішнього повітря ніж внутрішнього:

$$W_{inf} = G(d_e - d_z). \quad (8)$$

У тому випадку, коли в приміщенні, в якому проводять

кондиціонування створюється підпір, інфільтрація і приток з нею вологи і тепла не враховуються.

Крім вологовиділень, у приміщенні можуть бути і вологопоглинання, як, наприклад: поглинання вологи гігроскопічними матеріалами, що визначається дослідним шляхом.

Розрахункова кількість вологи, на яку розраховується повітрообмін, визначається як різниця між вологовиділенням від усіх джерел і вологопоглинаннями, якщо такі є в приміщенні. Отже, баланс вологи в приміщенні можна представити так:

$$W_m = \sum W_{заг} - \sum W_{ен}. \quad (9)$$

Основні характеристики вологого повітря

В системах кондиціонування повітря піддається різним видам обробки, при яких істотно змінюються його теплові і вологісні стани.

При обробці в системах кондиціонування вологого повітря змінюється кількість водяної пари, що утримується в повітрі, склад же сухого повітря залишається постійним. Тому, при розрахунках процесів, зв'язаних зі зволоженням і осушенням повітря, користуються одиницею виміру вологості, що виражає відношення перемінної кількості водяної пари до незмінної маси сухого повітря. Такою одиницею вимірювання є вологовміст d (кг/кг), що показує кількість водяної пари у 1 кг сухого повітря.

Ступінь насичення повітря водяними парами показує фізична величина, яку називають відносною вологістю φ (%). З достатньою точністю відносна вологість повітря може бути обчислена як відношення вологовмісту при даному стані d до вологовмісту при повному насиченні d_n при тих самих значеннях температури і тиску:

$$\varphi = \frac{d \cdot 100}{d_n}. \quad (10)$$

Діаграма I-d вологого повітря

Розрахунок зміни стану атмосферного повітря вимагає виконання складних обчислень. Більш простим і зручним є розрахунок за допомогою психометричної діаграми, яку називають *I-d-діаграмою*.

У координатах *I-d* наносять залежності основних параметрів вологого повітря: температури, вологовмісту, відносної вологості, ентальпії при заданому барометричному тиску (рис. 1). По осі ординат відкладають ентальпії на 1 кг сухого повітря (*ккал/кг*), а по осі абсцис – вологовміст повітря (г на 1 кг сухого повітря).

I-d-діаграма побудована у косокутній системі координат з кутом між осями 150 (120°). Така система дозволяє розширити на діаграмі область ненасиченого вологого повітря, що робить її зручною для графічних побудов.

Лінії постійної ентальпії ($I = \text{const}$) проходять під кутом 150° до ординат, а лінії постійного вологовмісту ($d = \text{const}$) розташовуються паралельно осі ординат.

На отриманій в такий спосіб сітці, що складається з паралелограмів, будують лінії ізотерм ($t = \text{const}$), лінії постійних відносних вологостей ($\varphi = \text{const}$).

Ізотерми являють собою прямі лінії, причому ізотерми не паралельні між собою, бо кут їхнього нахилу до горизонтальної осі різний. При низьких температурах непаралельність ізотерм майже непомітна. Приведені на діаграмі лінії температур відповідають значенням за сухим термометром.

Криву з відносною вологістю $\varphi = 100\%$ будують за даними таблиць насиченого повітря. Область діаграми вище цієї кривої відноситься до області ненасиченого вологого повітря, а область діаграми нижче кривої насичення ($\varphi = 100\%$) характеризує стан перенасичення вологого повітря. У цій області насичене повітря містить вологу в рідкій або твердій фазі (туман). Враховуючи те, що ця частина діаграми не представляє інтересу при розрахунках, зв'язаних з вологим повітрям, її не будують.

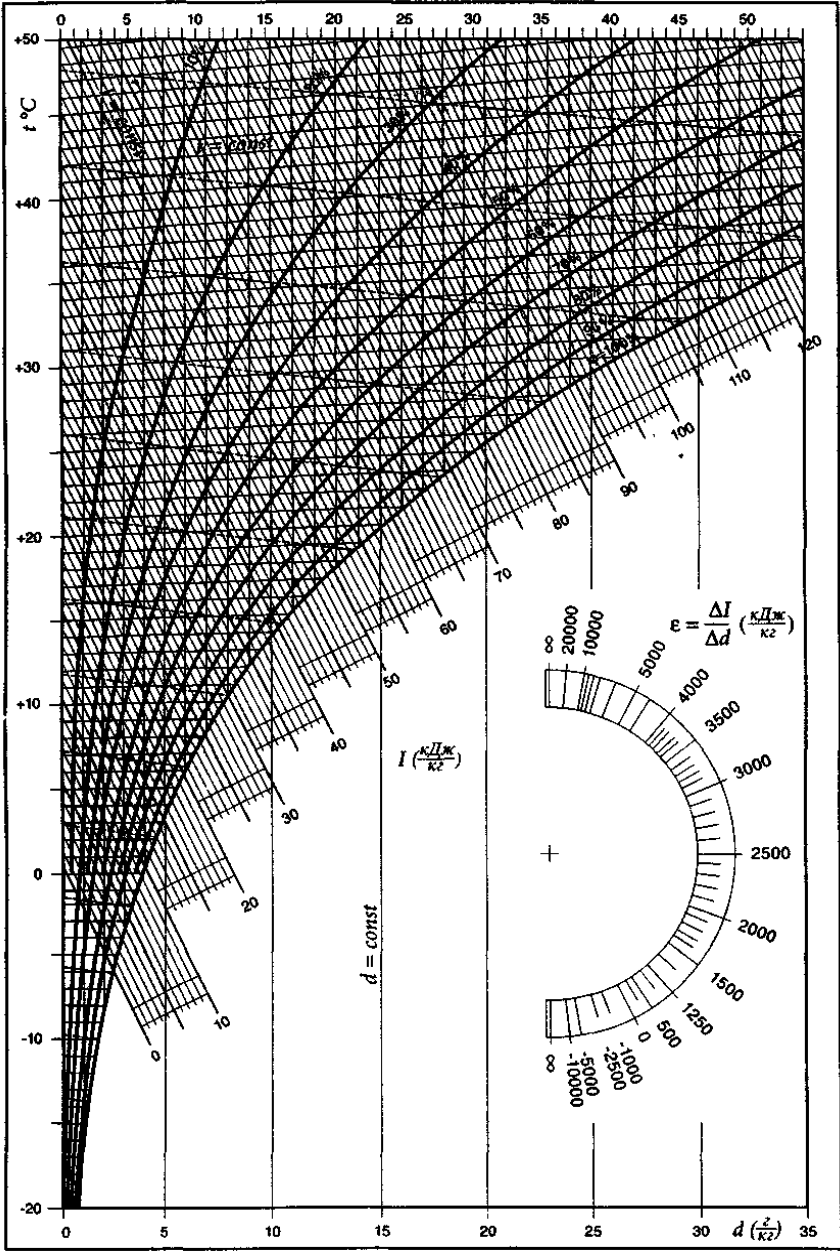


Рис. 1. I - d діаграма вологого повітря

Процеси переходу повітря з одного стану в інший на полі *I-d-діаграми* зображуються прямими лініями (променями), що проходять крізь точки, що відповідають початковому і кінцевому стану вологого повітря.

Рівняння переходу являє собою рівняння пучка прямих, положення яких на *I-d-діаграмі* визначається точкою початкового стану повітря 1 ($I_1 \cdot d_1$) і величиною тепловологісного коефіцієнту ε , що представляє собою відношення зміни ентальпії повітря до зміни його вологовмісту:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \times 1000, \quad (11)$$

де ε – тепловологісний (або кутовий) коефіцієнт лінії процесу «променем процесу», що характеризує зміну стану повітря, кДж/кг. Конкретні значення ε у діапазоні від 20000 до мінус 10000 приведені на полі *I-d-діаграми* (рис. 1).

Застосування I-d діаграми

Коли на діаграмі знайдено визначений стан повітря, всі інші параметри повітря можуть бути визначені за допомогою даної діаграми. Подібним же чином при наявності психометричної діаграми достатньо будь-яких двох параметрів суміші повітря і водяної пари для визначення стану повітря та всіх інших його параметрів.

Приклад. Зовнішнє повітря за температури 35°C по сухому термометру і 23.9°C по вологому термометру (точка А) повинно бути перемішано з повітрям, яке рециркулює, і має параметри 21.1°C за сухим термометром і 10% відносної вологості (точка В). Суміш повинна складатися з 25% зовнішнього повітря і 75% повітря, яке рециркулює. Визначити кінцеві температури суміші повітря за сухим і вологим термометрах (рис. 2).

Рішення. Нанести точки А і В на діаграму. Провести лінію між двома точками вологи. Визначити температуру за сухим термометром за допомогою додавання відсоткового, рівняння кожної величини температури за сухим термометром,

тобто:

$$25\% \text{ від } 35^\circ\text{C} = 8,75^\circ\text{C};$$
$$75\% \text{ від } 23,9^\circ\text{C} = 17,9^\circ\text{C}.$$

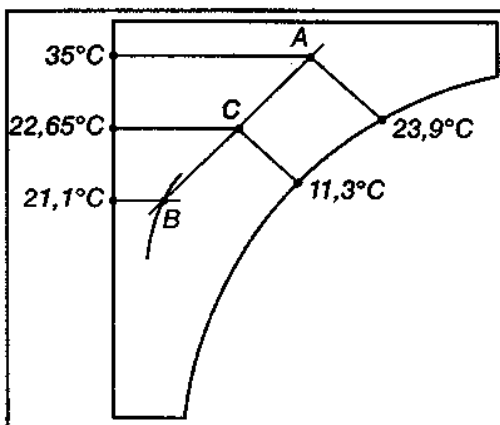


Рис. 2. Визначення параметрів повітря після кондиціювання

Наприклад, якщо відсотковий метод застосовувався б у останньому прикладі, то результати були б наступні:

$$25\% \text{ від } 23,9^\circ\text{C} = 6^\circ\text{C};$$

$$75\% \text{ від } 8,3^\circ\text{C} = 6,2^\circ\text{C}$$

$12,2^\circ\text{C}$ – неправильна кінцева температура за вологим термометром.

Відсотковий метод можна використовувати для визначення кінцевої температури за вологим термометром за допомогою непрямого розрахунку. Для цього необхідно знайти величину ентальпії для кожного стану повітря, а потім використовувати відсотковий метод для визначення кінцевої ентальпії суміші повітря. Знаючи величину ентальпії суміші, можна потім визначити температуру за вологим термометром.

Тепловоложистий баланс приміщення

Кількість повітря, необхідного для подачі в приміщення, виходячи з вологісного балансу, визначається за наступною формулою:

$$L = \frac{W_{\text{вол}}}{d_n - d_{nm}}, \quad (12)$$

де $W_{\text{вол}}$ – сумарна кількість вологи, що виділяється в приміщення, кг/год;

d_n , d_{nm} – вологовміст повітря відповідно в приміщенні і на притоці, г/кг сухих речовин.

Кількість повітря, необхідного для подачі в приміщення, виходячи з теплового балансу, визначається за формулою:

$$L = \frac{Q_{\text{над}}}{c(t_n - t_{nm})}, \quad (13)$$

де $Q_{\text{над}}$ – кількість явного тепла (надлишкового), яке передається в приміщення різними джерелами, кДж/год;

c – вагова теплоємність повітря, кДж/кг•град.

t_n – температура повітря приміщення, °С;

t_{nm} – температура приточного повітря, °С

За умови одночасного виділення вологи і тепла, представлені рівняння можуть бути прирівняні один до одного:

$$L = \frac{W_{\text{вол}}}{d_n - d_{nm}} = \frac{Q_{\text{над}}}{c(t_n - t_{nm})}. \quad (14)$$

Це рівняння є основним у системі розрахунків кондиціонування повітря.

Величини $W_{\text{вол}}$ і $Q_{\text{над}}$ повинні розглядатися як змінні величини, що змінюються безперервно і незалежно один від одного. Задача кондиціонування повітря полягає в тому, щоб при всіх практично ймовірних змінах цих двох величин зберігати незмінними величини d_n і t_n .

Відповідно до рівняння 14 ця задача може бути вирішена, якщо в процесі безперервної зміни величин W і Q системою кондиціонування повітря безперервно змінювати величини d_{nm} і t_{nm} . При цьому передбачається, що кількість повітря, що вводиться в приміщення, L залишається величиною постійною.

Корисною продуктивністю системи за повітрям

називають кількість повітря, яке подається в приміщення за одиницю часу, а повною – продуктивність вентилятора кондиціонера, яка прийнята з поправкою на витікання повітря крізь нещільності.

Повна продуктивність системи за повітрям (продуктивність вентилятора), L_n (кг/с) розраховується за формулою:

$$L_n = k_{em} L, \quad (15)$$

де k_{em} – коефіцієнт, що враховує втрати повітря через нещільності ($k_{em} = 1,1 \dots 1,15$);

L – корисна продуктивність системи за повітрям, кг/с.

Корисна продуктивність L (кг/с) обумовлюється необхідною кількістю повітря, яке подається в приміщення для компенсації надлишкової або відсутньої кількості тепла і вологи.

Корисну продуктивність можна розрахувати:

- за надлишком тепла:

$$L = \frac{\sum Q_{nm}^a}{c(t_n - t_{nm})}; \quad (16)$$

- за надлишком вологи:

$$L = \frac{\sum W_{nm}}{d_n - d_{nm}}; \quad (17)$$

- за надлишком тепла і вологи:

$$L = \frac{\sum Q_{nm}}{I_n - I_{nm}}, \quad (18)$$

де $\sum Q_{nm}^a$ – загальна кількість явного тепла, що надходить у приміщення, кВт;

$\sum W_{nm}$ – загальна кількість вологи, що надходить у приміщення, кг/с;

$\sum Q_{nm}$ – загальна кількість тепла (явного і схованого), що надходить у приміщення, кВт;

c – питома теплоємність повітря, кДж/кг•К;

t_n – температура повітря в приміщенні, °С;

t_{nm} – температура приточного повітря, °С;

d_n – вологовміст повітря в приміщенні, г/кг;

d_{nm} – вологовміст приточного повітря, г/кг;

I_n – ентальпія повітря в приміщенні, кДж/кг;

I_{nm} – ентальпія приточного повітря, кДж/кг.

Підбір кондиціонерів здійснюється за об'ємною продуктивністю V (m^3/c):

$$V = \frac{L_n}{\rho_{nm}}, \quad (19)$$

де ρ_{nm} – густина приточного повітря (вибирається з табл.3), $кг/м^3$.

Таблиця 2

Варіанти завдань для роботи

№ варіанта	Параметри повітря				Співвідношення повітря		Кількість людей в приміщенні	Розміри приміщення		Електро-двигун	
	зовнішнього		Приміщення		зовнішнього	приміщення		S , m^2	h , м	n	N , кВт
	t_c	t_e	t_c	φ							
1	35	18,6	22	15	25	75	10	60	3,5	5	3,5
2	36	19,8			20	80	15	50	3,5	6	1,5
3	38	20,4			30	70	20	80	3,5	4	2,0
4	33	16,4			22	78	25	55	3,5	2	3,0
5	34	17,5			21	79	10	62	3,5	5	2,2
6	35	18,2			24	76	12	70	3,5	3	4,5
7	36	19,0			26	74	18	75	3,5	6	2,4
8	37	20,1			27	73	20	82	3,5	8	1,6
9	38	16,8			28	72	26	85	3,5	4	4,2
10	39	18,0			29	71	30	90	3,5	6	1,8

Таблиця 3

Густина сухого повітря, парціальний тиск насиченої водяної пари, що знаходиться в атмосферному повітрі, і вологовмісті атмосферного повітря при повному насиченні в залежності від температури і барометричного тиску

Температура повітря, °С	Барометричний тиск $P_0 = 99,325$ кПа			Барометричний тиск $P_0 = 101,325$ кПа		
	Густина сухого повітря, кг/м ³	Парціальний тиск насиченої водяної пари, кПа	Вміст вологи при повному насиченні, г/кг сухого повітря	Густина сухого повітря, кг/м ³	Парціальний тиск насиченої водяної пари, кПа	Вміст вологи при повному насиченні, г/кг сухого повітря
1	2	3	4	5	6	7
-20	1,366	0,103	0,65	1,396	0,123	0,8
-19	1,361	0,117	0,70	1,390	0,134	0,8
-18	1,356	0,129	0,79	1,385	0,147	0,9
-17	1,351	0,143	0,86	1,379	0,161	1,0
-16	1,346	0,155	0,95	1,374	0,175	1,1
-15	1,341	0,168	1,05	1,368	0,191	1,2
-14	1,336	0,178	1,11	1,363	0,207	1,3
-13	1,331	0,204	1,28	1,358	0,224	1,4
-12	1,326	0,223	1,36	1,353	0,244	1,5
-11	1,321	0,240	1,44	1,348	0,264	1,6
-10	1,316	0,257	1,62	1,342	0,279	1,7
-9	1,311	0,287	1,71	1,337	0,303	1,9
-8	1,307	0,310	1,86	1,332	0,326	2,0
-7	1,302	0,348	2,06	1,327	0,355	2,2
-6	1,298	0,263	2,30	1,322	0,384	2,4
-5	1,293	0,366	2,43	1,317	0,415	2,6
-4	1,288	0,423	2,64	1,312	0,450	2,8
-3	1,283	0,460	2,90	1,308	0,486	3,0
-2	1,278	0,497	3,15	1,303	0,525	3,2
-1	1,273	0,533	3,48	1,298	0,568	3,5
0	1,268	0,572	3,60	1,293	0,613	3,8
1	1,263	0,631	4,05	1,288	0,659	4,10
2	1,259	0,692	4,35	1,284	0,707	4,30
3	1,254	0,572	4,64	1,279	0,759	4,70

Продовження таблиці 3

1	2	3	4	5	6	7
4	1,249	0,814	5,05	1,275	0,814	5,0
5	1,245	0,872	5,50	1,270	0,871	5,4
6	1,241	0,939	5,78	1,265	0,931	5,82
7	1,234	1,01	6,30	1,261	0,998	6,17
8	1,233	1,07	6,61	1,258	1,065	6,69
9	1,229	1,135	7,08	1,252	1,129	7,12
10	1,225	1,21	7,75	1,248	1,119	7,64
11	1,220	1,31	8,22	1,243	1,30	8,07
12	1,16	1,405	8,80	1,239	1,39	8,69
13	1,211	1,51	9,44	1,235	1,48	9,30
14	1,207	1,605	10,04	1,230	1,585	9,91
15	1,202	1,71	10,90	1,226	1,69	10,62
16	1,198	1,832	11,55	1,222	1,805	11,33
17	1,194	1,961	12,24	1,217	1,92	12,10
18	1,189	2,042	13,04	1,213	2,041	12,93
19	1,185	2,21	14,0	1,209	2,15	13,75
20	1,181	2,34	15,0	1,205	2,315	14,61
21	1,177	2,505	16,0	1,201	2,455	15,60
22	1,173	2,680	17,0	1,197	2,615	16,60
23	1,170	2,855	18,05	1,193	2,679	17,68
24	1,166	3,11	19,22	1,189	2,945	18,81
25	1,162	3,21	20,80	1,185	3,136	19,95
26	1,158	3,42	21,82	1,181	3,36	21,20
27	1,154	3,63	23,35	1,177	3,522	22,56
28	1,150	3,68	24,80	1,173	3,74	24,0
29	1,146	4,03	26,65	1,169	3,96	25,47
30	1,142	4,30	28,20	1,165	4,20	27,03
31	1,138	4,56	30,0	1,161	4,45	28,65
32	1,134	4,82	31,60	1,157	4,70	30,41
33	1,131	5,09	33,50	1,154	4,975	32,29
34	1,127	5,35	34,60	1,150	5,27	34,23
35	1,123	5,62	37,40	1,146	5,56	36,37
36	1,120	5,92	39,92	1,142	5,875	38,58
37	1,116	6,31	42,43	1,139	6,225	40,90
38	1,113	6,67	44,95	1,135	6,561	43,35
39	1,109	7,02	47,46	1,132	6,94	45,93
40	1,106	7,36	49,98	1,128	7,31	48,64
41	1,102	7,82	53,49	1,124	7,71	51,20
42	1,099	8,26	57,02	1,121	8,12	51,25
43	1,096	8,695	60,53	1,117	8,55	57,56

Продовження таблиці 3

1	2	3	4	5	6	7
44	1,092	9,15	64,05	1,114	9,05	61,04
45	1,089	9,60	66,57	1,110	9,50	64,80
46	1,086	10,131	70,94	1,107	9,99	68,61
47	1,083	10,72	75,31	1,103	10,60	72,66
48	1,080	11,32	79,68	1,100	11,01	76,90
49	1,076	11,89	84,05	1,096	11,52	81,45
50	1,072	12,456	88,42	1,093	12,19	86,11
51	1,070	13,212	94,24	1,090	12,84	91,30
52	1,066	13,78	100,05	1,086	13,52	96,62
53	1,063	14,42	105,87	1,083	14,20	102,29
54	1,059	15,10	111,68	1,080	14,89	108,22
55	1,056	15,70	117,50	1,076	15,65	114,43
56	1,053	16,58	125,33	1,073	16,43	121,06
57	1,049	17,40	133,16	1,070	17,24	127,98
58	1,046	18,28	140,98	1,067	18,01	135,13
59	1,043	19,10	148,71	1,063	16,90	142,88
60	1,040	19,95	156,64	1,060	19,82	152,45

Таблиця 4

**Технічні дані автономних шафових кондиціонерів серії
КТА**

Показники	КТА	КТА	КТА	КТА	КТА	КТА
	1-2,0 04Б	1-3,15 01А	1-4,0 01	1-6 3 01А	1-10 01А	1-3,15 04
1	2	3	4	5	6	7
Продуктивність за повітрям, м ³ /с	0,56	0,875	0,11	1,75	2,78	0,875
Холодопродуктивність, кВт	9,28	14,5	18,6	29,0	46,52	14,5
Теплопродуктивність, кВт	6,3	9,45	12,0	15,0	24,0	15,0
Запас повного тиску повітря на виході, Па	300	300	400	400	400	300
Коефіцієнт ефективності очищення повітря, %	70	85	85	85	90	85
Здатність насичення вологістю, кг/с	0,56• 10 ⁻³	0,56• 10 ⁻³	0,56• 10 ⁻³	0,3• 10 ⁻²	0,3• 10 ⁻²	0,56• 10 ⁻³
Холодильний агент	R-12	R-22	R-22	R-22	R-22	R-12

Продовження таблиці 4

1	2	3	4	5	6	7
Витрати води, яка охолоджує конденсатор, м ³ /с	2	2,2	2,6	4,9	9	2,6
Максимально допустима температура води, яка охолоджується, °С	28±1	28±1	28±1	28±1	28±1	40±1
Тип компресора	Сальниковий ФВ-6 (АКФ В-4-Х)	Герметичний ПГ-7	Напівгерметичний 2ФВБ с-6	Напівгерметичний 2ФУ Бс-9	Напівгерметичний 2ФУБ с-18	Напівгерметичний 2ФУБс-9
Потужність, яка виходить при номінальній холодопродуктивності, кВт	2,95	5,3	8,3	12,5	18,9	10,0
Потужність установочна, кВт						
Компресора	2,8	4,0	5,0	5,0	6,0	5,0
Вентилятора	0,55	1,1	1,1	3,0	4,0	2,2
насичення вологою	2,0	1,25	3,0	9,0	9,0	2,0
електричного повітрянагрівача	6,3	9,45	12,0	15,0	24,0	15,0
Маса, кг	400	410	540	870	1300	860
Коректований рівень звукової потужності, дБА	79	88	88	85	90	90

Примітка до таблиці 4. При роботі кондиціонерів типу КТА кількість повітря, що навантажується, яке подається в теплий період, може досягати 30%, а в холодний – 15% загальної продуктивності за повітрям.

Хід роботи

- Вивчити дану інструкцію.
- З таблиці варіантів вибрати вихідні дані.
- Виконати схему системи кондиціонування.
- Побудувати в *I-d діаграмі* процес асиміляції повітря.
- Знайти відсутні величини для розрахунків.
- Виконати необхідні розрахунки для підбору кондиціонера.
- Підібрати кондиціонер (табл. 4)
- Заповнити таблицю даних.

Форма звіту

- Тема:
- Мета:
- Вихідні дані (таблиця).
- Ескіз схеми кондиціонування з вказуванням параметрів повітря в точках.
- Теоретичні розрахунки.
- Висновки.

Висновки (таблиця даних кондиціонера)

Марка кондиціонера	Характеристика						
	Тип	$V_{пов}$	$N_{комп}$	$N_{вент}$	$N_{звол}$	$N_{нагр}$	Маса

Контрольні запитання.

1. Які елементи входять у систему кондиціонування повітря?
2. Що таке кратність повітрообміну?
3. Які бувають кондиціонери?
4. У яких випадках застосовуються системи кондиціонування повітря?
5. Що являє собою тепловологісний коефіцієнт ε ?
6. За якими параметрами підбираються кондиціонери?
7. Що називається точкою роси?

Практична робота №8

Тема: Розрахунок та підбір одноступеневого компресора.

Мета: Придбати практичні навички в підборі одноступеневого компресора.

Теоретичні відомості

Завданнями теплового розрахунку холодильної машини є: визначення необхідної об'ємної продуктивності компресора; підбір компресора; визначення споживаної потужності; визначення теплового навантаження на конденсатор.

Вихідні дані для теплового розрахунку: необхідна холодопродуктивність машини, прийнята рівною тепловому навантаженню на компресор; розрахункова (структурна) схема холодильної машини; розрахунковий температурний режим.

Тепловий розрахунок виконують у наступному порядку. Складають розрахункову (структурну) схему машини (рис. 1). На ній зображують компресор, теплообмінні апарати, у яких змінюються параметри холодоагенту, регулювальний вентиль.

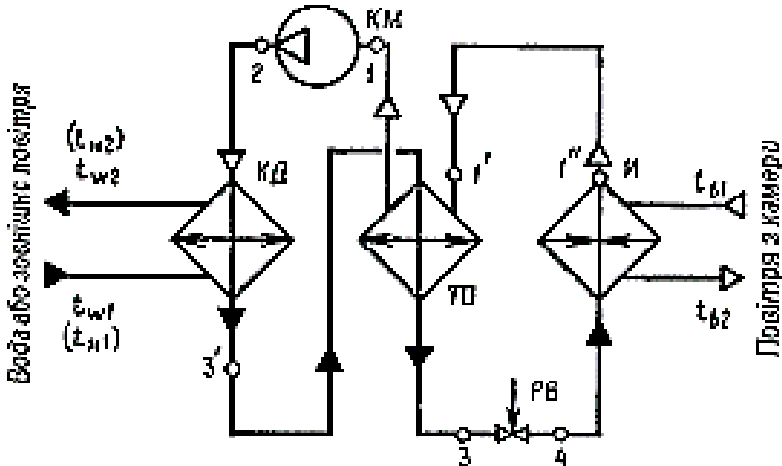


Рис. 1. Розрахункова схема холодильної машини з регенеративним теплообмінником

Потім вибирають розрахунковий режим холодильної машини.

На підставі прийнятої структурної схеми й розрахункового режиму будують холодильний цикл (рис. 2) у тепловій діаграмі (зазвичай в $i-lgp$) для обраного холодоагенту.

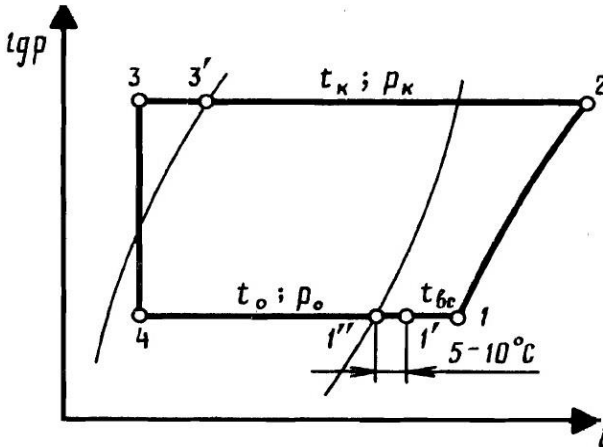


Рис. 2. Холодильний цикл в $i-lgp$ діаграмі холодильної машини з регенеративним теплообмінником

У звіті до роботи схему циклу розташовують поруч зі структурною схемою холодильної машини. Точки циклу й відповідні їм місця на схемі відзначають тими самими цифрами. Параметри вузлових точок циклу (температуру, тиск, питомі ентальпію й обсяг), необхідні для теплового розрахунку, вписують у таблицю.

Температуру всмоктуваної пари холодоагенту t_{ec} приймають: в аміачних машинах з одноступінчастим компресором і для другої ступені двоступінчастих компресорів $t_{ec} = t_o + (5...10)^\circ\text{C}$ для першої ступені аміачних двоступінчастих компресорів $t_{ec} = t_o + (10...20)^\circ\text{C}$ У хладонових машинах з регенеративним теплообмінником $t_{ec} = t_o + (15...20)^\circ\text{C}$ (у результаті перегрівання пари у теплообміннику необхідної площі теплопередавальної поверхні).

Температуру рідкого холодоагенту перед регулюючим вентилем приймають: для хладонових холодильних машин з

регенеративним теплообмінником — по питомій ентальпії рідини, яку, у свою чергу, знаходять із теплового балансу теплообмінника, для аміачних холодильних машин без переохолоджувача рідини й для хладонових машин без регенеративного теплообмінника — рівній температурі насиченої рідини при розрахунковому тиску конденсації. Температуру рідкого холодоагенту, що виходить зі змішувача проміжної попосудини, приймають на 4...6 °С вище температури кипіння холодоагенту в цьому апараті.

На діаграмі $i-lgp$ і визначаються параметри точок циклу одноступеневого стиснення і заносяться до таблиці 1.

Даними для теплового розрахунку компресорів є (табл. 1):

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку

Режим роботи	t_o , °С	t_k , °С	t_{oc} , °С	t_n , °С	P_o , МПа	P_k , МПа	i_1'' , кДж/кг	i_1 , кДж/кг	i_2 , кДж/кг	$i_3 = i_4$, кДж/кг	V_1 , м ³ /кг
--------------	------------	------------	---------------	------------	-------------	-------------	------------------	----------------	----------------	----------------------	----------------------------

1. Холодопродуктивність 1 кг холодильного агента q_o визначається за формулою:

$$q_o = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг.} \quad (1)$$

2. Масові витрати пари визначається за формулою:

$$M = \frac{Q_o}{q_o}, \text{ кг/с.} \quad (2)$$

3. Дійсна об'ємна подача (витрата пари) V_d визначається за формулою:

$$V_d = Mv_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3)$$

де v – питомий об'єм пари, що всмоктується компресором м³/кг (визначається за таблицею або за діаграмою $i-lgp$ в т. 1).

4. Теоретична об'ємна подача компресора (об'єм, що описується поршнем) V_T :

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4)$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора (рис. 3).

Коефіцієнт подачі компресора λ змінюється від 0 до 1 і є важливою експлуатаційною характеристикою роботи поршневого компресора, тому що характеризує якість режиму його роботи (ступінь заповнення циліндрів): більші значення λ свідчать про те, що компресор працює в гарному режимі, менші – у незадовільному. Існують формули, за допомогою яких для кожного типу компресора можна розрахувати коефіцієнт подачі при заданому режимі його роботи. Але, оскільки для кожного конкретного компресора режим роботи багато в чому визначається тисками P_k і P_0 , на практиці коефіцієнт подачі часто визначають із графіків його залежності від ступеня стискування $P_k / P_{вс}$.

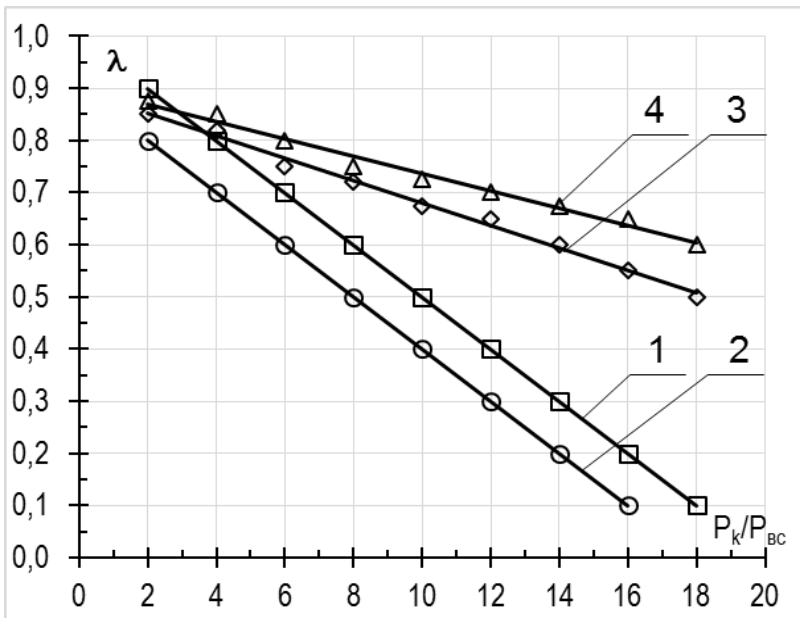


Рис. 3. Коефіцієнт подачі компресорів: 1, 3 – сальникові; 2 – без сальникові поршневі; 4 – гвинтові

5. Теоретична потужність компресора N_T визначається за формулою:

$$N_T = M(i_2 - i_1), \text{ кВт.} \quad (5)$$

6. Індикаторна дійсна потужність компресора N_i визначається за формулою:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

де η_i – індикаторний к.к.д. (0,7...0,8).

7. Потужність на валу компресора визначається за формулою:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}, \text{ кВт}, \quad (7)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний к.к.д. компресора (0,8...0,9).

8. Втрати на тертя в рухомих частинах компресора можна з достатньою точністю оцінити емпірично залежно від обсягу, що описується поршнями компресора:

$$N_{\text{тр}} = V_T \cdot P_{\text{імп}}, \text{ кВт}, \quad (8)$$

де $N_{\text{тр}}$ – потужність тертя, кВт;

$P_{\text{імп}}$ – деякий дослідний коефіцієнт, який називають середнім тиском тертя. Рекомендується для фреонових компресорів приймати $P_{\text{імп}} = 0,04$ МПа, а для аміачних – 0,06 МПа.

9. Ефективна потужність, що споживається компресором на валу, являє собою суму індикаторної потужності та потужності тертя:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}, \text{ кВт}. \quad (9)$$

10. Електродвигун до компресора підбирають по електричній потужності, яка додатково враховує втрати в самому електродвигуні та втрати при передачі потужності від електродвигуна до колінчатого вала компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ед}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \text{ кВт}, \quad (10)$$

де $\eta_{\text{ед}}$ – к.к.д. електродвигуна;

$\eta_{\text{пер}}$ – к.к.д. передачі.

Варіанти завдань для роботи

Варіант	Q_0 (кВт)	t_o (°C)	t_x (°C)	t_n (°C)	Холодильний агент	
1	150	+5	+35	+10	R717	
2	175	0	+30	0		R22
3	320	-2	+25	+10	R717	
4	125	-5	+30	+10		R502
5	510	-10	+30	+5	R717	
6	180	-15	+25	0		R22
7	220	-10	+35	+2	R717	
8	410	-15	+38	+5		R502
9	160	-3	+30	+8	R717	
10	240	-7	+25	+1		R502

Хід роботи

1. Вивчити дану інструкцію.
2. З таблиці варіантів вибрати вихідні дані.
3. Виконати розрахункову схему одноступеневого компресора
4. Виконати холодильний цикл компресора на $i-lgp$ діаграмі (рис. 4, 5, 6).
5. Визначити по діаграмі відсутні величини для розрахунків.
6. Виконати розрахунок і підбір компресора.
7. Навести технічні характеристики компресора.
8. Зробити висновки.

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (табл. 2).

Розрахункова схема холодильної машини.

Теоретичний робочий цикл на $i-lgP$ діаграмі.

Теоретичні розрахунки компресора.

Технічні характеристики компресора (табл. 5, 6).

Таблиця 3

Розрахункові дані для підбору компресора

t_o , °C	Q_0 , кВт	q_0 , кДж/кг	M , кг/с	V_d , м ³ /с	λ	V_T , м ³ /с	N_T , кВт	N_i , кВт	N_e , кВт	$Q_{кд}$, кВт

За теоретичною об'ємною подачею для t_o підбираємо одноступеневий компресорний агрегат (табл. 5, 6) та його технічні характеристики зводимо в таблицю 4.

Висновки.

Характеристики підбраного компресора (табл. 4)

Таблиця 4

Підбір компресора

Тип компресора	Температура		Максимальна ступінь тиску	Холодопродуктивність, кВт	Потужність, кВт	Габаритні розміри, мм	Маса, кг
	t_o , °C	t_k , °C					

Таблиця 5

Характеристики уніфікованих поршневих холодильних компресорів

№ бази	Тип	Хід поршня, мм	Діаметр циліндра, мм	Число циліндрів	Частота, хв ⁻¹	Максимальний ступінь підвищення тиску	Холодопродуктивність (для R22), кВт	Потужність, кВт	Розміри (довжина, ширина, висота), мм	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	ПГ5	32	42	2	48	21	5,8	2,6	380x365x480	58
	ПГ7			3			8,7	3,9	460x450x480	69
	ПГ10			4			11,6	5,2	425x420x532	76
II	ПБ5	45	67,5	1	24	21	6,5	2,5	470x330x450	80
	ПБ7			1			9,5	3,5	485x350x460	85
	ПБ10			2			13,0	5,0	630x360x470	130
	ПБ14			2			19,0	6,9	630x380x480	150
	П14			2			20,5	6,7	580x380x480	112
	ПБ20			4			26,0	10,0	680x550x485	223
	П20			4			28,4	9,1	610x550x485	180
	ПБ28			4			38,0	13,85	700x565x485	240
	П28			4			41,0	13,3	610x565x485	190

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
III	ПБ40	66	76	4	24	17	42,5	14,0	1020x620x580	365
	П40			4			44,2	13,0	850x620x580	280
	ПБ60			6			63,7	21,0	1090x700x685	420
	П60			6			66,3	19,5	885x700x685	330
	ПБ80			8			85,0	28,0	1120x755x650	480
	П80			8			88,4	26,0	930x755x650	375
IV	ПБ110	82	115	4	24	17	128	51,5	1300x900x800	1000
	П110			4			134	39,0	950x900x800	770
	ПБ165			6			192	62,5	1380x1035x885	1110
	П165			6			200	58,5	1030x1035x885	880
	ПБ220			8			256	83,0	1460x1140x890	1220
	П220			8			268	78,0	1110x1140x890	1000

Таблиця 6

Характеристики уніфікованих гвинтових холодильних компресорів

№ бази	Тип компресора	Тип компресорного агрегату	Ступінь підвищення тиску	Холодопродуктивність (R22), кВт	Зовнішній діаметр ротора, мм	Довжина ротора, мм	Продуктивність, м ³ /с
5	VX 350-2-1	A 350-2-1	2,6	710	200	270	0,243
	VX 350-2-3	A 350-2-3	4,0	444			
	VX 350-2-5	A 350-2-5	5,0	122			
	VX 30-2-7	АН 30-2-7	2,6	35			
6а	VX 470-2-1	A 470-2-1	2,6	950	250	225	0,365
	VX 470-2-3	A 470-2-3	4,0	600			
	VX 470-2-5	A 470-2-5	5,0	165			
	VX 45-2-1	АН 45-2-1	2,6	52			
6	VX 700-2-1	A 700-2-1	2,6	1420	250	337,5	0,486
	VX 700-2-3	A 700-2-3	4,0	890			
	VX 700-2-5	A 700-2-5	5,0	250			
	VX 60-2-7	АН 60-2-7	2,6	70			
7	VX 1400-2-1	A 1400-2-1	2,6	2850	315	425	0,972
	VX 1400-2-3	A 1400-2-3	4,0	1780			
	VX 1400-2-5	A 1400-2-5	5,0	500			
	VX 120-2-7	АН 120-2-7	2,6	140			

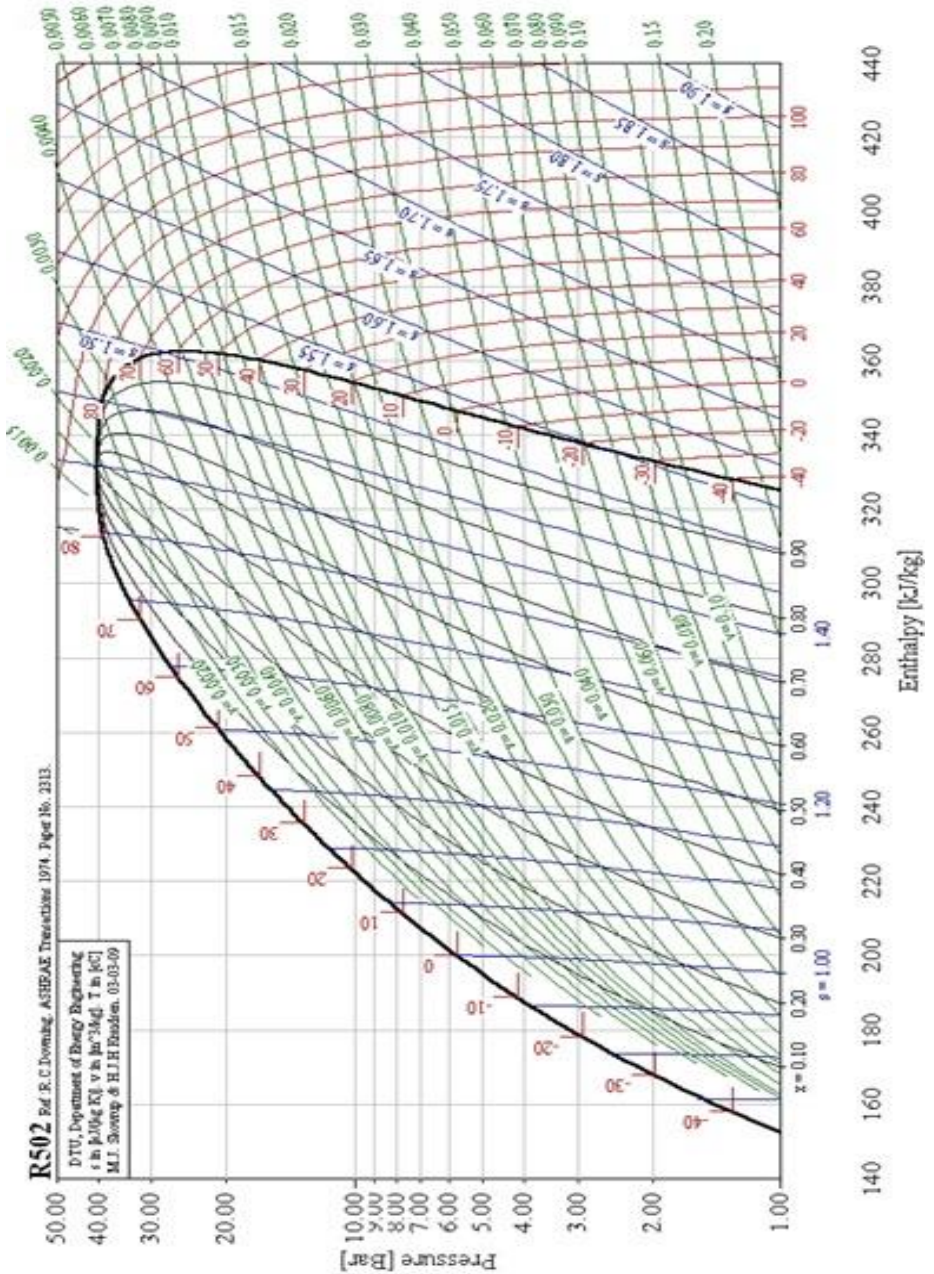


Рис. 4. Діаграма хладону R502 в координатах i - lgp

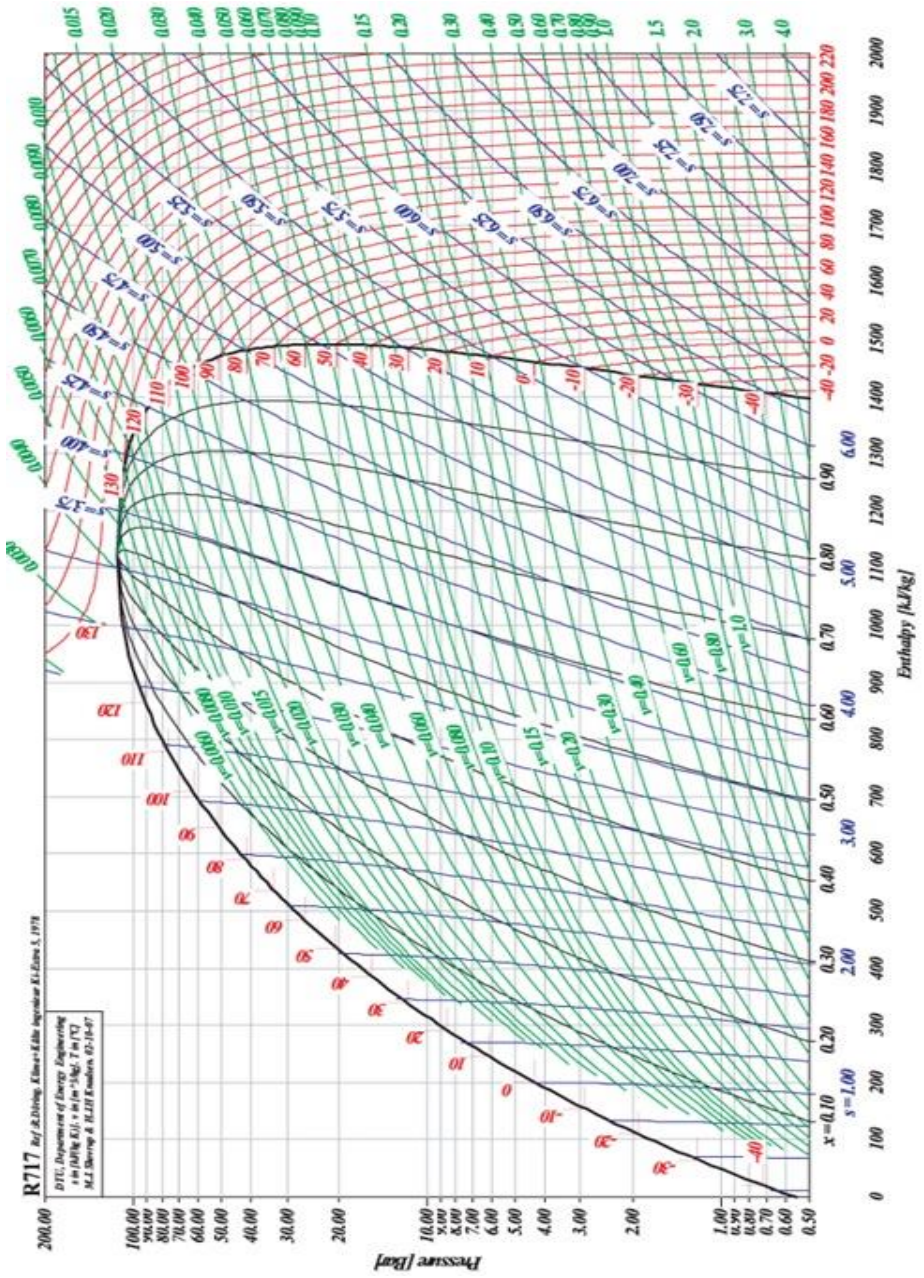


Рис. 5. Діаграма аміаку R717 в координатах i - lgp

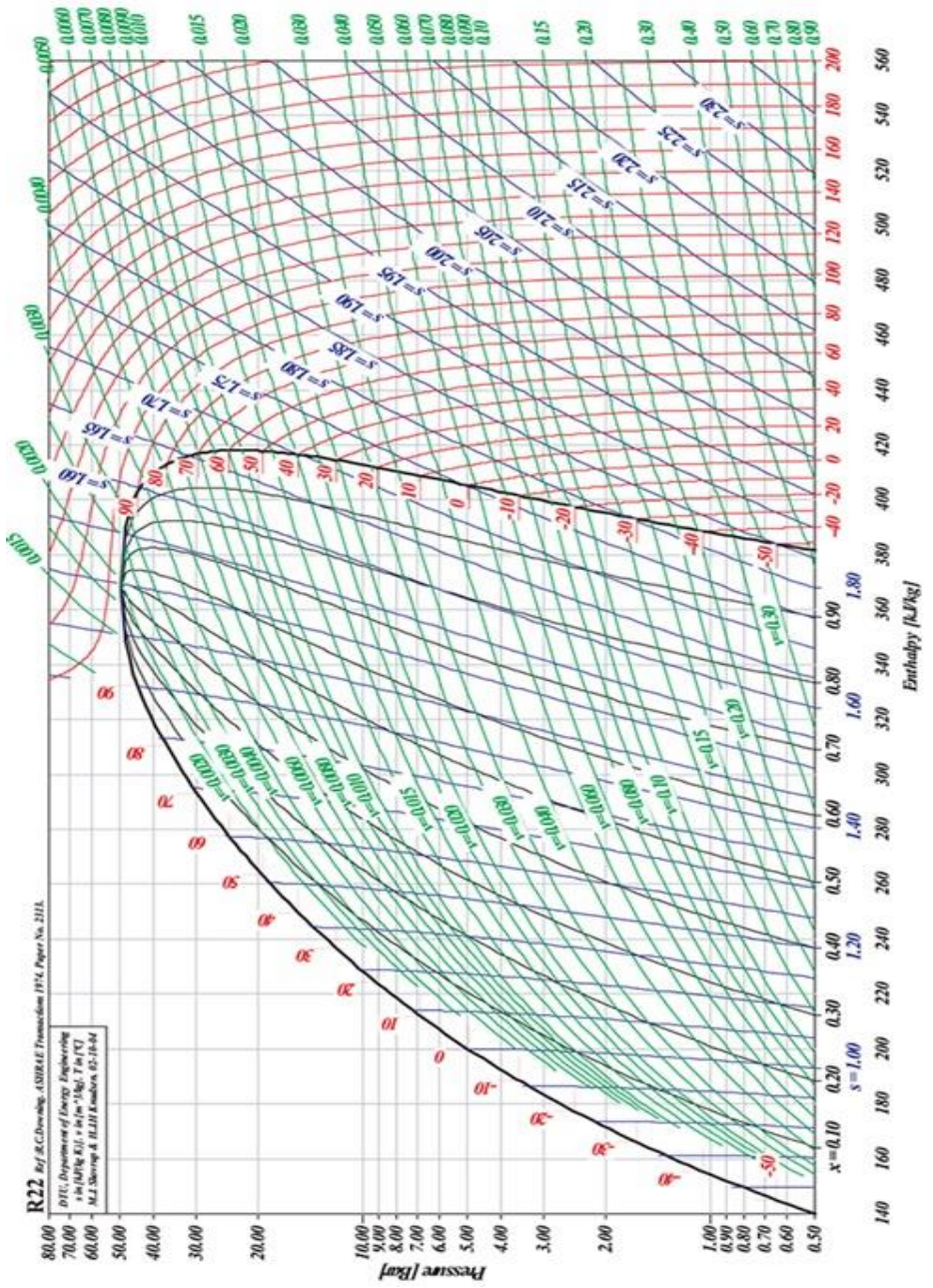


Рис. 6. Діаграма хладону R22 в координатах i - lgp

Контрольні запитання.

1. Як визначається холодопродуктивність холодоагенту ?
2. Як визначається питомий об'єм пари ?
3. Що таке теоретична об'ємна подача компресора ?
4. Як визначається теоретична потужність компресора ?
5. Які параметри змінюються при стисканні холодоагенту?
6. Параметри яких точок визначаються по діаграмі ?
7. Як визначається тепловий потік в конденсатор ?

Практична робота № 9

Тема: Розрахунок та підбір двоступеневого компресора.

Мета: Придбати практичні навички в розрахунку і підборі двоступеневого компресора.

Теоретичні відомості

Для одержання низьких температур в охолоджуваних об'єктах необхідні низькі температури кипіння t_o , тобто у випарнику доводиться підтримувати й низький тиск P_0 . Це приводить до збільшення значення відношення тисків P_k / P_0 і до трьох небажаних явищ: збільшенню температури нагнітання компресора, зростанню об'ємних втрат у компресорі й збільшенню дросельних втрат у регулюючому вентилі, що викликає зменшення холодопродуктивності установки. Для сучасних швидкохідних аміачних поршневих компресорів температура нагнітання холодоагенту не повинна перевищувати 160°C , тому що подальше її підвищення призводить до порушення нормального змащення, викликає пригоряння мастила і його самозаймання. Зниження продуктивності компресора при великих значеннях відношення тисків P_k / P_0 пов'язане зі зменшенням коефіцієнта подачі. На підставі дослідних даних встановлено, що при $P_k / P_0 > 8$ доцільно застосовувати багатоступінчасте стискування холодоагенту у двох (і більше) послідовно з'єднаних компресорах. Для обмеження росту температури нагнітання в результаті послідовного стискування (після кожного ступеня стискування) пара холодоагенту охолоджується або водою в проміжному холодильнику, або киплячим холодоагентом у спеціальному теплообмінному апараті.

Найпоширенішою двоступінчастою схемою є схема двоступінчастого стискування зі змієвикою проміжною посудиною й проміжним охолодженням пари (рис. 1). Пара холодоагенту після стискування в компресорі низького тиску КпНТ до проміжного тиску $P_{\text{пр}}$ надходить у проміжну посудину ПС нижче рівня киплячого холодоагенту й

охлаждается до стану насичення, барботуючись через шар рідини. Виходячи із ПС, пара перегрівається в усмоктувальному трубопроводі перед компресором високого тиску КпВТ і в перегрітому стані надходить у нього.

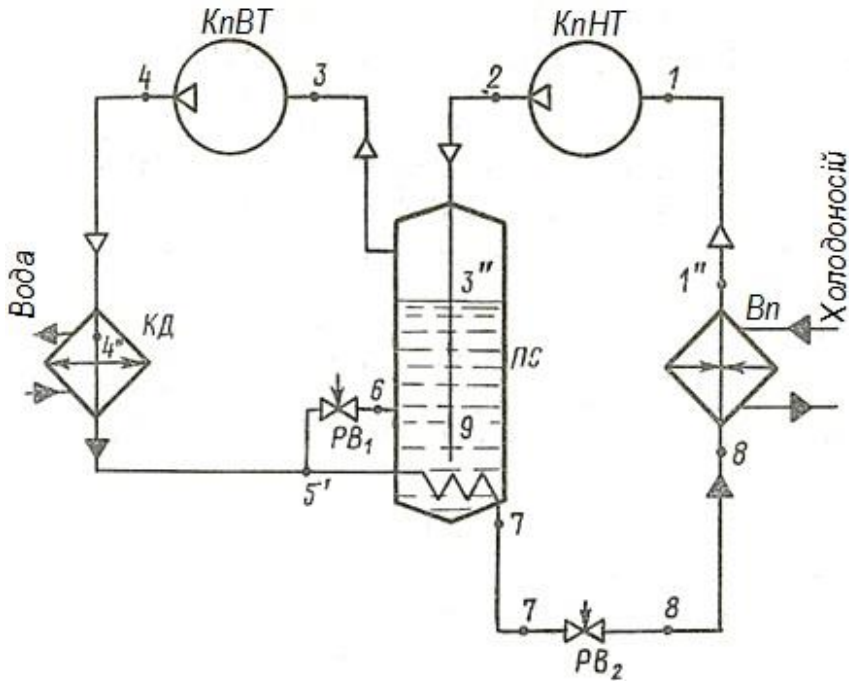


Рис. 1. Розрахункова схема двоступінчастої холодильної машини зі змієвикою проміжною посудиною й повним охолодженням пари

Слід зазначити, що навіть у циклі з повним проміжним охолодженням пара повинна надходити в компресор високого тиску (так само, як і в компресор низького тиску) у перегрітому стані, що є обов'язковою вимогою техніки безпеки. Після стискування у КпВТ до тиску конденсації P_k , пара конденсується в конденсаторі КД, після чого рідина високого тиску розділяється на два потоки (точка 5'). Основний потік надходить у змієвик ПС, де переохолоджується, віддаючи теплоту киплячої рідини, і в стані глибокого переохолодження

надходить через регулюючий вентиль PB_2 у випарник Вп. Інший потік рідини дроселюється у PB_1 від P_κ до проміжного тиску P_{PP} і надходить у проміжну посудину. Таким чином, у проміжній посудині відбувається збивання перегріву пари між компресорами низького й високого тиску, а також переохолодження рідини перед PB_2 за рахунок кипіння рідкого холодоагенту при P_{PP} . Для аналізу роботи двоступінчастих схем і побудови циклу в діаграмі необхідно визначити проміжний тиск P_{PP} . При мінімальній роботі компресорів низького й високого тиску визначають P_{PP} із рівності відношень тисків в обох ступенях стискування по формулі:

$$P_{PP} = \sqrt{P_0 P_\kappa}.$$

На діаграмі (рис. 2) проводять три ізобари: P_0 , P_{PP} і P_κ , яким відповідають три температури насичення: t_o , t_{PP} і t_κ . Задавшись значенням перегрівання пари на усмоктуванні перед КпНТ, будують точку 1. Із цієї точки по адіабаті йде процес стискування до ізобари P_{PP} — (точка 2). У проміжній посудині пара охолоджується до стану насичення 3», а потім перегрівається в усмоктувальному трубопроводі (точка 3). Температуру перегрівання пари перед КпВТ необхідно приймати в межах $5...10^\circ\text{C}$, тоді $i_3 = i_{PP} + (5...10)^\circ\text{C}$. Із точки 3 проводиться адіабата до перетину з ізобарою P_κ (точка 4). Це кінцева температура нагнітання пари двоступінчастого стискування. З діаграми видно, що якби було застосовано одноступінчасте стискування $1-2'$, то кінцева температура нагнітання була б значно вищою (порівняння точки $2'$ і 4). Процес $4-5'$ відбувається в конденсаторі при $P_\kappa = const$, і рідина високого тиску в точці $5'$ розділяється на два потоки. Процес дроселювання у PB_1 зображується вертикаллю, опущеною із точки $5'$ до перетину з ізобарою P_{PP} . Парорідинна суміш стану точки 6 надходить у проміжну

посудину, де кипить при проміжних параметрах (процес 6–3'').

Переохолодження в змійовику ПС відбувається при тиску конденсації, тому точка 7, що визначає стан холодоагенту на виході зі змійовика, лежить в області переохолодженої рідини на ізобару P_k . Температура точки 7 визначається з виразу $i_7 = i_{\text{нр}} + (2...3)^\circ\text{C}$. Дроселювання у PB_2 зображується вертикаллю, опущеною із точки 7 до перетину з ізобарою P_0 . Парорідинна суміш стану точки 8 надходить у випарник, де кипить (процес 8–1'').

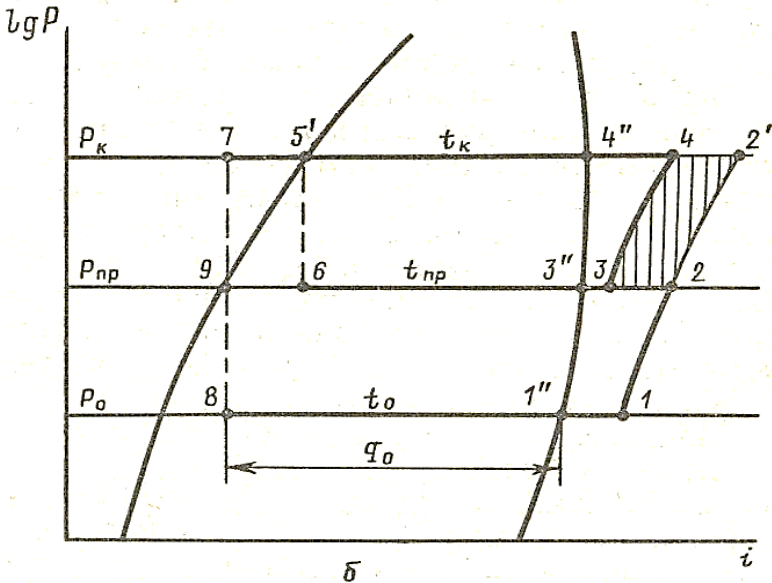


Рис. 2. Холодильний цикл в i - lgP діаграмі двоступінчастої холодильної машини зі змійовиковою проміжною посудиною й повним охолодженням пари

На діаграмі (рис. 2):

1''–1 – перегрівання пари на усмоктуванні в КпНТ при $P_0 = const$;

1–2 – адиабатичне стискування у КпНТ від P_0 до $P_{\text{нр}}$;

2–3'' – збивання перегрівання пари в проміжній посудині при $P_{\text{ІІР}} = \text{const}$;

3''–3 – перегрівання пари на усмоктуванні у КпВТ при $P_{\text{ІІР}} = \text{const}$;

3–4 – адіабатичне стискування у КпВТ від $P_{\text{ІІР}}$ до P_{κ} ;

4–4'' – збивання перегрівання пари в конденсаторі при $P_{\kappa} = \text{const}$;

4''–5' – конденсація в конденсаторі при $P_{\kappa} = \text{const}$,
 $t_{\kappa} = \text{const}$;

5'–6 – дроселювання у PB_1 від P_{κ} до $P_{\text{ІІР}}$ при $i = \text{const}$;

6–3'' – кипіння в ПС при $P_{\text{ІІР}} = \text{const}$ і $t_{\text{ІІР}} = \text{const}$;

5''–7 – переохолодження рідини в змійовику ПС при $P_{\kappa} = \text{const}$;

7–8 – дроселювання у PB_2 від P_{κ} до P_0 при $i = \text{const}$;

8–1'' – кипіння у випарнику при $P_0 = \text{const}$, $t_0 = \text{const}$.

Масова подача компресора високого тиску M_2 більше, ніж компресора низького тиску M_1 , тому що, крім пари, яка надходить із компресора низького тиску в кількості M_1 у нього надходить ще й пара, утворена при кипінні рідини в проміжній посудині. Об'ємна холодопродуктивність компресора високого тиску менша приблизно в три рази через зменшення обсягу пари при стискуванні в компресорі низького тиску.

Масова подача КпНТ, кг/с, визначається по формулі:

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0} ,$$

де Q_0 – холодопродуктивність, кВт;

q_0 – питома холодопродуктивність, кДж/кг:

$$q_0 = i_1' - i_8 .$$

Масова подача КпВТ, кг/с, визначається зі співвідношення:

$$M_2 = M_1 = (i_2 - i_7)(i_3 - i_6).$$

Питома робота стискування КпНТ, кДж/кг, визначається:

$$l = i_2 - i_1.$$

Питома робота стискування КпВТ, кДж/кг:

$$i_2 = i_4 - i_3.$$

Питоме навантаження на конденсатор, кДж/кг:

$$q_k = i_4 - i_5.$$

Холодильний коефіцієнт визначається:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_1 + l_2}.$$

Розрахунок та підбір компресорів двоступеневого стискування:

1. Холодопродуктивність 1 кг холодильного агенту визначається за формулою:

$$Q_0 = i_i - i_8, \text{ кДж/кг}, \quad (1)$$

де $i_i - i_8$ – ентальпія в кінці та на початку кипіння, рис. 2

2. Витрати пари в ступені низького тиску (С.Н.Т.) M , визначається за формулою:

$$M = \frac{Q_0}{\partial_0}, \text{ кг/с}. \quad (2)$$

3. Витрати пари в ступені високого тиску (С.В.Т.) M , визначається за формулою:

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6}, \text{ кг/с}. \quad (3)$$

4. Об'єм витрати пари у С.Н.Т. $V_{смт}$ визначається за формулою:

$$V_{смт} = M_1 V_1, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

5. Об'ємні витрати пари у С.В.Т. $V_{смт}$ визначаються за формулою:

$$V_{смт} = M V_3, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5)$$

де V_1, V_3 – питомий об’єм пари, що всмоктується С.Н.Т. і С.В.Т., $\text{м}^3/\text{кг}$.

6. Об’єм, який описує поршень у С.Н.Т., $V_{нт}$ визначається за формулою:

$$V_{нт} = \frac{V_{снт}}{\lambda_{нт}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6)$$

де $\lambda_{нт}$ – коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від ступеня стиснення $P_{ЦП} / P_0$ (рис. 3).

7. Об’єм, що стискає поршень у С.В.Т. визначається за формулою:

$$V_{вт} = \frac{V_{свт}}{\lambda_{вт}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7)$$

де $\lambda_{вт}$ – коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від ступеня стиснення $P_k / P_{вс}$ (рис. 3).

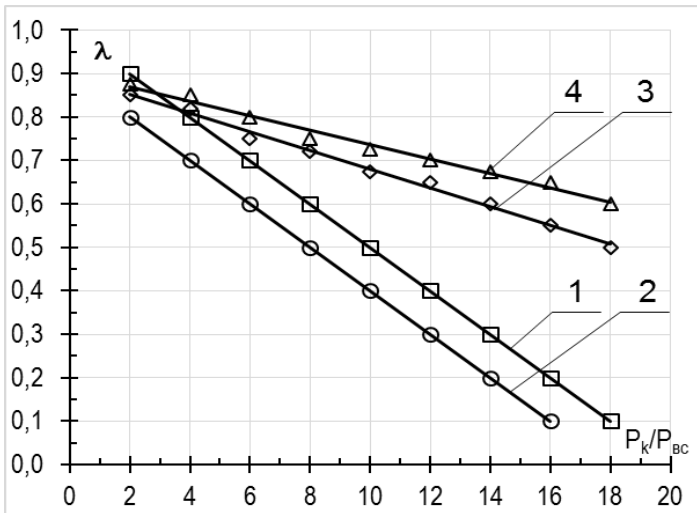


Рис. 3. Коефіцієнт подачі компресорів: 1, 3 – сальникові; 2 – без сальникові поршневі; 4 – гвинтові

Коефіцієнт подачі компресора λ змінюється від 0 до 1 і є важливою експлуатаційною характеристикою роботи

поршневого компресора, тому що характеризує якість режиму його роботи (ступінь заповнення циліндрів): більші значення λ свідчать про те, що компресор працює в гарному режимі, менші – у незадовільному. Існують формули, за допомогою яких для кожного типу компресора можна розрахувати коефіцієнт подачі при заданому режимі його роботи. Але, оскільки для кожного конкретного компресора режим роботи багато в чому визначається тисками P_κ і P_0 , на практиці коефіцієнт подачі часто визначають із графіків його залежності від ступеня стискування.

8. Теоретична потужність компресора С.Н.Т., N_{mim} визначається за формулою:

$$N_{mim} = M_1(i_2 - i_1), \text{ кВт.} \quad (8)$$

9. Теоретична потужність компресора С.В.Т., N_{mem} визначається за формулою:

$$N_{mem} = M(i_4 - i_3), \text{ кВт.} \quad (9)$$

10. Дійсна потужність компресора С.Н.Т., N_{im} визначається за формулою:

$$N_{im} = \frac{N_{mim}}{\eta_{im}}, \text{ кВт.} \quad (10)$$

11. Дійсна потужність компресора С.В.Т., N_{iem} визначається за формулою:

$$N_{iem} = \frac{N_{mem}}{\eta_{iem}}, \text{ кВт.} \quad (11)$$

12. Ефективна потужність компресора С.Н.Т., N_{em} визначається за формулою:

$$N_{em} = \frac{N_{im}}{\eta_{im}}, \text{ кВт.} \quad (12)$$

13. Ефективна потужність компресора С.В.Т., N_{eem} визначається за формулою:

$$N_{ест} = \frac{N_{іст}}{\eta_{іст}}, \text{ кВт.} \quad (13)$$

14. Тепловий потік в конденсаторі $Q_{кд}$ визначається за формулою:

$$Q_{кд} = Q_0 + N_{інт} + N_{іст}, \text{ кВт.} \quad (14)$$

Таблиця 2

Варіанти завдань для роботи

№ варіанту	Холодильний агент	$t_o, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{01}, \text{Вт}$	$Q_{02}, \text{Вт}$
1	<u>NH₃</u>	-6	+35	+1	20000	30000
2	<u>R22</u>	-10	+30	0	40000	50000
3	<u>NH₃</u>	-5	+35	-1	35000	45000
4	<u>R502</u>	-8	+30	+5	30000	55000
5	<u>NH₃</u>	-10	+30	+5	25000	30000
6	<u>R22</u>	-5	+30	0	22000	27000
7	<u>NH₃</u>	-10	+30	+2	45000	50000
8	<u>R502</u>	-5	+38	+5	10000	27000
9	<u>NH₃</u>	-8	+30	+2	28000	33000
10	<u>R22</u>	-8	+35	0	42000	47000

Хід роботи

1. Вивчити дану інструкцію.
2. З таблиці варіантів вибрати вихідні дані.
3. Виконати розрахункову схему двоступеневого компресора.
4. Виконати холодильний цикл компресора на *i-lgr* діаграмі (рис. 4, 5, 6).
5. Визначити по діаграмі відсутні величини для розрахунків.
6. Виконати розрахунок і підбір компресора.
7. Навести технічні характеристики компресора.
8. Зробити висновки.

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (таблиця).

Розрахункова схема холодильної машини.

Теоретичний робочий цикл на $i-lgr$ діаграмі.

Теоретичні розрахунки компресора.

Технічні характеристики компресора(таблиця).

Всі розрахунки зводяться у таблицю.

t_0	Q_0 , кВт	q_0 , кДж/кг	M_1 , кг/с	M , кг/с	$V_{qквт}$ С.Н.Т., м ³ /с	$V_{q.с.в.т.}$ м ³ /с	$\lambda_{чгт}$	$\lambda_{вгт}$	$V_{нгт}$, м ³ /с	$V_{вт}$, м ³ /с	$N_{тнгт}$, кВт	$N_{твт}$, кВт	$N_{інгт}$, кВт	$N_{івт}$, кВт	$N_{е.нгт}$, кВт	$N_{е.вт}$, кВт	$Q_{кдл}$, кВт

Висновки

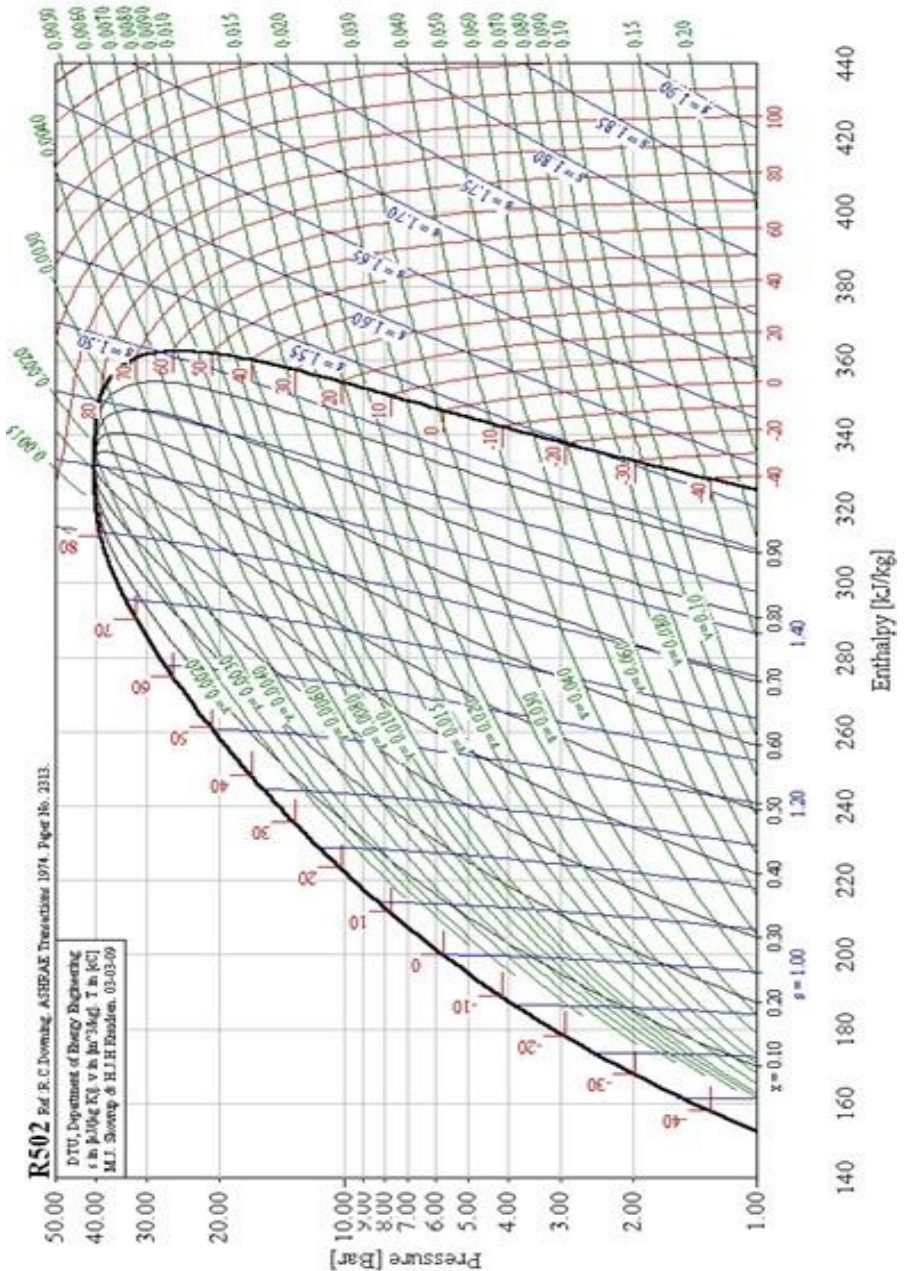


Рис. 4. Діаграма хладону 502 в координатах i - lgr

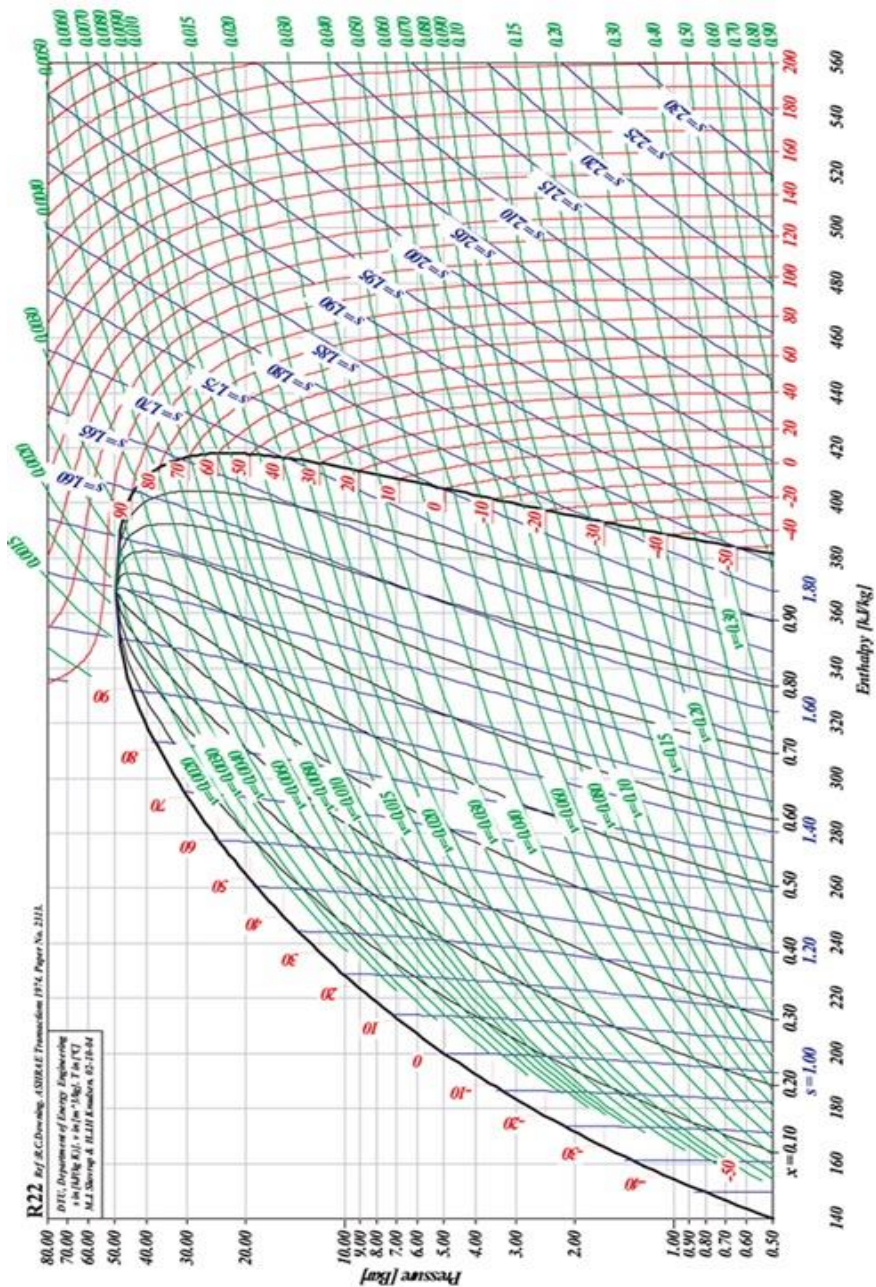


Рис. 6. Діаграма хладону R22 в координатах i - l_{gp}

Контрольні запитання.

1. Де використовується двоступеневе стискання?
2. Як відрізняються $P_0(t_o)$; $P_{\text{ППР}}(t_{\text{ПР}})$ і $P_k(t_k)$?
3. Як змінюється питомий об'єм при стисканні в С.Н.Т. та С.В.Т.?
4. Як визначається теоретична потужність компресора в С.Н.Т. та С.В.Т.?
5. Як визначається кількість хладагента в С.Н.Т. та С.В.Т.?
6. Параметри яких точок визначаються по діаграмі $i-lgp$?
7. Як визначається тепловий потік в конденсаторі?

Практична робота № 10

Тема: Розрахунок і підбір теплообмінників холодильних установок.

Мета: Придбати практичні навички в розрахунку і підборі теплообмінників.

Теоретичні відомості

Процеси теплообміну посідають одне з найважливіших місць при холодильній обробці харчових продуктів.

До обладнання, яке призначене для здійснення чисто теплообмінних процесів належать теплообмінники-охолоджувачі, випарники (рис. 1) і конденсатори (рис. 2) холодильних машин.

За способом передачі теплоти теплообмінні апарати діляться на дві групи: поверхневі та змішувальні. Поверхневі теплообмінні апарати класифікують за такими ознаками: а) за призначенням: підігрівачі, холодильники; б) за направленням потоку робочих середовищ: прямотечійні, протитечійні, перехресного току, змішаного току; в) за родом робочих середовищ: паро-рідинні, рідинно-рідинні, газорідинні, газогазові; г) за числом ходів: одноходові, багатходові; д) за компоновкою: однокорпусні, багатокорпусні; е) за конструктивними ознаками: кожухотрубні, рубашкові, зрошувальні, занурені; ж) за конструкцією поверхні теплообміну: трубчасті горизонтальні, трубчасті вертикальні, змійовикові, комбіновані, голчасті, спіральні, ребристі, пластинчасті; з) за жорсткістю конструкції: жорсткі, нежорсткі, напівжорсткі. и) за характеристикою температурного режиму: зі сталим режимом і з несталим режимом. До найбільш поширених в харчовій промисловості відносять кожухотрубні теплообмінники.

Основні вимоги до такого типу обладнання: досягнення в теплообміннику максимального коефіцієнта теплопередачі при мінімальному гідравлічному опорі; герметичність поверхні нагрівання; надійність в роботі, зручність ремонту та очищення; мінімально можлива металоємність; максимально можлива питома поверхня нагрівання; простота конструкції, технологічність виготовлення та монтажу; достатня міцність;

апарат повинен мати високу продуктивність; виготовлення, монтаж, експлуатація, ремонт та обслуговування апарата повинні бути економічно вигідними.

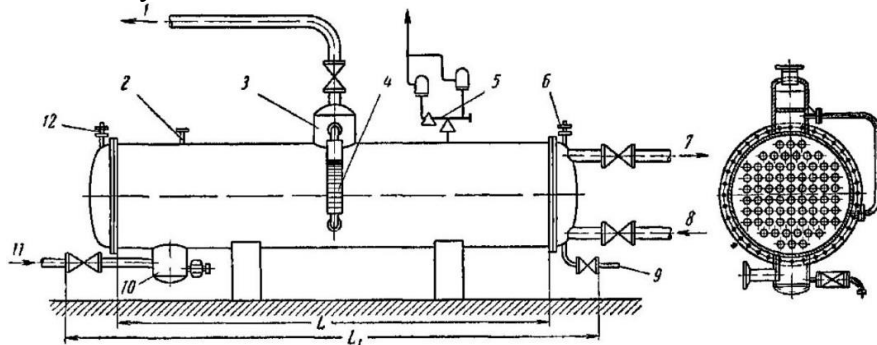


Рис. 1. Схема аміачного кожухотрубного випарника: 1 – вихід парів аміаку; 2 – патрубок для манометра; 3 – сухопарник; 4 – відвідна трубка; 5 – система вентилів; 6 – кран спуску повітря; 7 – вихід холодоносія; 8 – вхід холодоносія; 9 – спуск холодоносія; 10 – збірник мастила; 11 – вхід рідкого аміаку; 12 – кран спуску конденсату

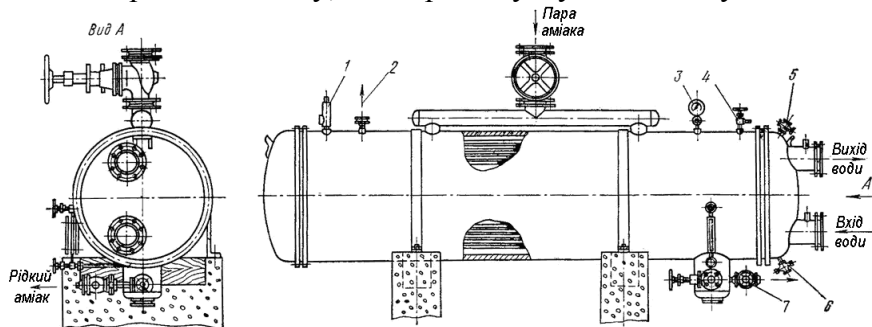


Рис. 2. Схема аміачного кожухотрубного конденсатора: 1 – запобіжний клапан; 2 – фланець зрівняльної лінії; 3 – манометр; 4, 5 – вентилі для спуску повітря; 6 – вентиль для зливання води; 7 – вентиль для зливання мастила

В зв'язку з різноманітністю призначень і конструкцій кожухотрубних теплообмінників розрахунки кількості теплоти для кожного конкретного процесу обробки харчових продуктів мають свої специфічні особливості. В якості основних

вихідних даних до розрахунку кожухотрубного теплообмінника, як правило, використовують пропускну спроможність апарату, площу поверхні теплообміну і швидкість руху середовищ в апараті.

Значення пропускну спроможності і швидкісні показники задаються параметрами процесу, а площу поверхні теплообміну в загальному вигляді визначають з виразу:

$$A = \frac{Q_{заг}}{k} \Delta T \tau,$$

де $Q_{заг}$ – загальна кількість теплоти, що передається, кВт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² град;

ΔT – різниця температур середовищ, °С;

τ – час дії теплообміну, год.

З теплового розрахунку конструкторові відомі наступні параметри майбутнього апарату: площа поверхні теплообміну, пропускну спроможність (продуктивність), швидкість руху продукту, розміри труб, всі теплофізичні константи елементів, що беруть участь у теплообміні, коефіцієнти та інші параметри, що характеризують даний тепловий процес.

Довжина пучка труб для здійснення теплообмінного процесу може бути розрахована залежністю:

$$L' = \frac{A d_e^2 v}{4V d_p}, \quad (1)$$

де A – площа поверхні теплообміну, м²;

V – пропускну спроможність пучка труб, дм³/с;

d_e і d_p – внутрішній і розрахунковий діаметри труби, мм;

v – швидкість руху продукту в трубах пучка, м/с.

За розрахунковий діаметр приймають внутрішній або зовнішній діаметр труби залежно від того, по якій стороні труби коефіцієнт тепловіддачі менший. При приблизно рівних умовах за розрахунковий приймають середній діаметр труби.

Вибір діаметра труб і їх матеріалу проводять в залежності від виду робочих середовищ, які циркулюють в теплообміннику. Як правило, діаметр і матеріал вибирають по аналогії з вже існуючим обладнанням.

Слід відмітити, що у промислових теплообмінниках рідко застосовують труби зовнішнім діаметром менше ніж 17 мм. Найчастіше встановлюють тонкостінні (2...3мм) труби зовнішнім діаметрам 22, 25, 32 і 38 мм (останні два розміри відносяться до сталевих труб). Для забруднених рідин і газів застосовують труби зовнішнім діаметром 44,5, 51, 57 і 76 мм. Необхідно враховувати, що труби з кольорових металів варто застосовувати тільки в особливо важливих випадках.

Число ходів в апараті визначають як відношення:

$$j = \frac{L'}{L}, \quad (2)$$

де L – довжина апарата, м.

В реальних умовах конструювання довжина апарата вибирається виходячи з конкретних розмірів, що її регламентують (габарити машини, елементом якої вона являється, висота приміщення для вертикальних теплообмінників, тощо). Для навчальних розрахунків можна приймати довжину апарата в межах 1,5...2,5 м.

Живий перетин трубного пучка, мм²:

$$f_n = \frac{V \cdot 10^3}{v}. \quad (3)$$

Живий перетин однієї труби, мм²:

$$f_1 = 0,25\pi d_g^2. \quad (4)$$

Кількість труб в пучку:

$$n_1 = \frac{f_n}{f_1}. \quad (5)$$

Округлюємо кількість труб до цілого числа.

Кількість труб для багатоходового апарата:

$$n_c = jn_1. \quad (6)$$

Труби в трубних решітках розміщують трьома основними способами: по сторонах правильних шестикутників (по вершинах рівносторонніх трикутників (рис. 2), по сторонах квадратів і по концентричних колах.

Для одержання компактного теплообмінника з

найменшим розміром у поперечному перетині відстань між осями труб (крок розташування труб) приймають мінімальним.

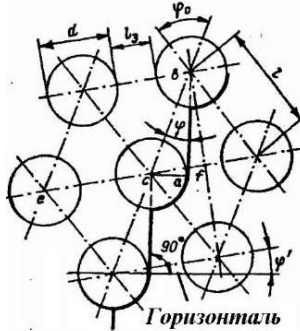


Рис. 2. Розміщення труб в трубній решітці

Значення мінімального кроку розташування труб залежить від способу кріплення їх у трубних решітках, найпоширенішим з яких є спосіб розвальцьовування. Пайка та заливання кінців труб м'яким припоєм застосовується для мідних труб.

У випадку застосування вальцьованих з'єднань із зовнішнім діаметром труб більше ніж 19 мм мінімальний крок розташування труб:

$$l_{\min} = (1,25 \dots 1,35) d_3, \quad (7)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби, м

Приймається крок розташування труб l_{mp} , для труб малого діаметра з розрахованого діапазону розмірів рекомендують вибирати більше значення кроку.

Перевіряється ширина простінка між трубами за умовою:

$$l_{np} = (l_{mp} - d_3) \geq 6 \text{ мм}, \quad (8)$$

де l_{mp} – прийнятий крок розташування труб, м.

Розміщуємо труби по сторонам правильних шестикутників (по вершинах рівносторонніх трикутників).

На діагоналі найбільшого шестикутника розміститься наступна кількість труб:

$$n_{\partial} = \sqrt{\frac{4(n_c - 1)}{3}} + 1. \quad (9)$$

Округлюємо кількість труб до цілого числа в більший бік.
Загальне теоретичне число труб апарата:

$$n_0 = 0,75(n_{\partial}^2 - 1) + 1. \quad (10)$$

Внутрішній діаметр корпусу апарата при розташуванні труб по боках правильних шестикутників визначають з виразу:

$$D_e = l_{mp}(n_{\partial} - 1) + d_3 + 2(l_{mp} - d_3). \quad (11)$$

Коли загальна кількість труб в апараті перевищує число 127, з'являється можливість розміщення додаткового числа труб на шести сегментних площадках за межами найбільшого шестикутника. Ця кількість труб становить 10...18% від числа труб, розміщених у межах найбільшого шестикутника.

В багатоходових апаратах необхідно передбачити розподіл труб по ходах і установку відповідних перегородок у камерах. При цьому загальна кількість труб у межах даного діаметра трубних решіток зменшиться, тому що частина плити буде зайнятою перегородками. Найчастіше застосовуються хордові (паралельні) і радіальні перегородки.

У випадку наявності перегородок внутрішній діаметр апарата визначається залежністю:

$$D_e = 1,13l_{mp} \sqrt{\frac{n_0}{\psi} \sin \phi_0}, \quad (12)$$

де ψ – коефіцієнт заповнення трубної решітки;

ϕ_0 – кут, що утворюється центральними лініями трубних рядів.

Коефіцієнт заповнення трубної решітки для одноходових апаратів 0,8...0,9, для багатоходових 0,6...0,8.

Кут, утворений центральними лініями трубних рядів (рис. 2) визначається після ескізного компоновання трубної решітки. При навчальних розрахунках можна прийняти $\phi_0 = 60^\circ$.

При розміщенні труб по концентричних колах коефіцієнт

заповнення трубних решіток необхідно зменшити на 5...10%, а при розміщенні по сторонах квадратів – на 15%.

Після розрахунків по формулах (11) і (12) потрібно округлити більше одержане число до найближчого з уніфікованих діаметрів (зазвичай до числа кратного 20 або 50 мм)

При конструюванні багатходових апаратів необхідно викреслити трубні решітки в масштабі, нанести розташування перегородок у кожній камері, уточнити розташування труб і конструктивно визначити остаточні розміри апарата. На кресленні необхідно вказати загальну кількість труб, діаметр труби, довжину апарата та інші розміри.

Корпус теплообмінників, як правило, виготовляється зварної конструкції. Товщину стінки корпусу визначаємо з формули, мм:

$$\delta = \frac{p_k D_e}{2\mu|\sigma|_p - p_k} + \delta_k, \quad (13)$$

де p_k – розрахунковий тиск в порожнині корпусу, МПа;

D_e – внутрішній діаметр корпусу, мм;

μ – коефіцієнт міцності зварних швів, $\mu = 0,8...1,0$;

δ_k – додаткова товщина, що враховує корозію, $\delta_k = 1...3$ мм;

$|\sigma|_p$ – допустимі напруження розтягу матеріалу корпусу, МПа:

$$|\sigma|_p = \frac{\sigma_e}{n_{zn}}, \quad (14)$$

де σ_e – межа міцності матеріалу корпусу, МПа;

n_{zn} – коефіцієнт запасу міцності корпусу, $n_{zn} = 3,5...4,0$.

Значення допустимих напружень можна прийняти з табл.1

Визначену товщину стінки потрібно округлити до цілого числа.

Таблиця 1

Допустимі напруження розтягу/згину для деяких марок сталей

Температура стінки, °С	Допустимі напруження розтягу/згину, МПа				
	Ст. 3	Ст. 5	Сталь 10	Сталь 20	X18H10T X18H12T
20	125/145	135/155	125/145	145/165	145/170
25	105/120	120/140	110/130	130/150	125/150
30	95/105	105/120	100/120	115/135	120/145

Товщина трубних решіток визначається з виразу, мм:

$$h = \sqrt{\frac{K\Delta p(D_e^2 - n_0 d_e^2)}{|\sigma|_3 \chi}} + \delta, \quad (15)$$

де K – коефіцієнт закріплення ($K \sim 0,162$);

Δp – перепад тиску по боках трубних решіток, МПа;

$|\sigma|_3$ – допустимі напруження згину, МПа (таблиця 1);

χ – коефіцієнт ослаблення трубних решіток отворами.

Перепад тиску дорівнює різниці між тиском в корпусі і трубах:

$$\Delta p = p_\kappa - p_{mp}. \quad (16)$$

Коефіцієнт ослаблення трубних решіток визначається з виразу:

$$\chi = \frac{l_{mp} - d_3}{l_{mp}}. \quad (17)$$

Товщина сталевих трубних решіток, виходячи з надійного розвальцьовування труб, повинна бути більшою, ніж знайдена з виразу, мм:

$$h_{\min} = 5 + 0,125d_3. \quad (18)$$

Крім того, рекомендується перевірити ромбічну ділянку трубних решіток на згин по рівнянню, МПа:

$$\sigma_3 = \frac{\Delta p}{3,6 \left(\frac{1 - 0,7d_3}{l'} \right) \left(\frac{h}{l'} \right)^2} \leq |\sigma|_3, \quad (19)$$

де l' – середнє арифметичне сторін розташування труб, мм:

$$l' = 0,5(l + 0,5l + l \cos 30^\circ) = 1,183l. \quad (20)$$

Осьове зусилля, що виникає внаслідок різниці тисків у внутрішній порожнині корпусу і зовні, Н:

$$F_Q = 0,785(D_6^2 - n_0 d_3^2) p_\kappa + 0,785 n_0 d_6^2 p_{mp}. \quad (21)$$

Площа перерізу труб і корпусу по формулах, мм²:

$$f_{mp} = 0,785 n_0 (d_3^2 - d_6^2), \quad (22)$$

$$f_\kappa = 0,785 (D^2 - D_6^2), \quad (23)$$

де D – зовнішній діаметр корпусу, мм, $D = D_6 + 2\delta$.

Зусилля в трубах і корпусі, що виникають від різниці тиску в трубному і міжтрубному просторах, Н:

$$F_{mp} = \frac{F_Q f_{mp} E_{mp}}{f_{mp} E_{mp} + f_\kappa E_\kappa}, \quad (24)$$

$$F_\kappa = \frac{F_Q f_\kappa E_\kappa}{f_{mp} E_{mp} + f_\kappa E_\kappa}, \quad (25)$$

де E_{mp} і E_κ – модулі пружності матеріалу труб і корпусу.

При сталевих трубах і корпусі можна прийняти значення модуля пружності першого роду:

$$E_m = E_\kappa = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

Внаслідок дії різниці температур (труби нагріваються більше ніж корпус) в трубах і корпусі виникають температурні осьові зусилля. Ці сили однакові по величині, але різні по напрямку. Для корпусу сила позитивна, а для труб вона негативна (труби стають стисненими).

Осьові зусилля в трубах і корпусі, Н:

$$F' = -F'_{mp} = \frac{(\alpha_{mp} \Delta t_{mp} - \alpha_\kappa \Delta t_\kappa) f_{mp} E_{mp} f_\kappa E_\kappa}{(1 + \alpha_\kappa \Delta t_\kappa) (f_{mp} E_{mp} + f_\kappa E_\kappa)}, \quad (26)$$

де F' – осьова сила, що виникає в трубах і корпусі, Н;

α_{mp} і α_κ – термічні коефіцієнти лінійного розширення

матеріалів труб і корпусу, для сталі $\alpha = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ м/}^\circ\text{С}$;

Δt_{mp} і Δt_κ – різниці температур між робочими

температурами труб та корпусу і температурою навколишнього середовища, °С:

$$\Delta t_{mp} = t_{mp} - t_c, \quad (27)$$

$$\Delta t_k = t_k - t_c. \quad (28)$$

f_{mp} і f_k – площі поперечних перерізів всіх труб і корпусу, мм².

Сумарні зусилля в трубах і корпусі, Н:

$$F_{cmp} = F_{mp} + F'_{mp}, \quad (29)$$

$$F_{ck} = F_k + F'_k. \quad (30)$$

При підстановці сили F_{mp} в формулу (29) потрібно враховувати її знак (-) з формули (26).

Перевіряється міцність кріплення труб у трубних решітках залежно від способу їх закріплення:

- при розвальцьовуванні труб:

$$F_s = \frac{F_{cmp}}{\pi d_s n_0} \leq |F_s|, \quad (31)$$

де F_s – зусилля, що приходить на одиницю довжини периметра розвальцьовування, Н/м;

$|F_s|$ – допустиме зусилля, $|F_s| = 40 \dots 70$ кН/м;

- при пайці або приварюванні труб:

$$\sigma_{zp} = \frac{F_{cm}}{\pi d_s h_n n_0} \leq |\sigma|_{zp}, \quad (32)$$

де $|\sigma|_{zp}$ – допустимі напруження зрізу в зварному або паяному шві, Па;

h_n – глибина пропайки або проварки, м.

Допустимі напруження зрізу можна прийняти:

– для зварних швів $|\sigma|_{zp} = 0,8 \dots 0,9 |\sigma|_p$;

– паяних м'якими припоями $|\sigma|_{zp} = 0,5 \dots 0,6 |\sigma|_p$;

– паяних твердими припоями $|\sigma|_{zp} = 0,65 \dots 0,75 |\sigma|_p$.

Напруження в перерізах труб і корпусу можна визначити (з урахуванням знаків зусиль) з виразів, МПа:

$$\sigma_{mp} = \frac{F_{cmp}}{f_{mp}}, \quad (33)$$

$$\sigma_{\kappa} = \frac{F_{\kappa}}{f_{\kappa}}. \quad (34)$$

Визначені значення напружень не повинні перевищувати допустимих напружень розтягу для матеріалів труб і корпусу.

Після розрахунку по його результатам потрібно зобразити ескіз трубної решітки теплообмінника з постановкою основних потрібних розмірів (рис. 3).

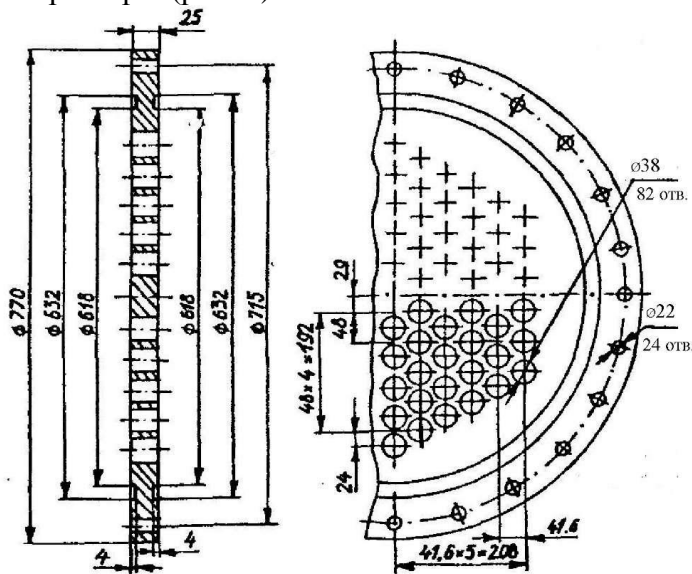


Рис. 3. Ескіз трубної решітки кожухотрубного теплообмінника

При компоунванні кожухотрубного апарата необхідно враховувати умови стікання з труб конденсату. Апарат потрібно розташовувати так, щоб кути, утворені однією діагоналлю шестикутника з вертикаллю, а інші з горизонталлю (рис. 2), визначалися з виразу:

$$\varphi = \arcsin \frac{d_3}{2l_{mp}}, \quad (35)$$

$$\varphi' = 30^\circ - \varphi. \quad (36)$$

Хід роботи

1. Вивчити дану інструкцію.
2. З таблиці варіантів вибрати вихідні дані.
3. Виконати розрахункову схему конденсатора
4. Визначити відсутні величини для розрахунків.
5. Виконати розрахунок і підбір конденсатора.
6. Надати технічні характеристики конденсатора.
7. Зробити висновки.

Форма звіту

Тема:

Мета:

Вихідні дані (таблиця).

Розрахункова схема конденсатора.

Теоретичні розрахунки конденсатора.

Підбір конденсатора.

Технічні характеристики конденсатора (таблиця).

Ескіз трубної решітки

Варіанти завдань для роботи

Варіант	Площа теплообміну, А, м ²	Пропускна спроможність V, дм ³ /с	Швидкість руху продукту v, м/с	Тиск, МПа		Матеріал труб і корпусу
				в трубах, р _{тр}	в корпусі р _к	
1	17,0	16,00	0,38	0,150	0,440	Ст. 5
2	17,1	16,05	0,39	0,154	0,444	Ст. 3
3	17,2	16,10	0,40	0,158	0,448	Сталь 10
4	17,3	16,15	0,41	0,162	0,452	Сталь 20
5	17,4	16,20	0,42	0,166	0,456	X18H10T
6	17,5	16,25	0,43	0,170	0,460	X18H12T
7	17,6	16,30	0,44	0,174	0,464	Ст. 5
8	17,7	16,35	0,45	0,178	0,468	Ст. 3
9	17,8	16,40	0,46	0,182	0,472	Сталь 10
10	17,9	16,45	0,47	0,186	0,476	Сталь 20

Контрольні запитання.

1. Вказати принцип дії та область застосування кожухотрубних теплообмінників
2. Навести класифікацію теплообмінників.
3. По яких основних схемах розташовують труби на трубних решітках теплообмінника?
4. Які основні матеріали застосовують для виготовлення деталей трубчастих теплообмінників?
5. Як визначається довжина пучка труб для теплообмінного процесу?
6. Порядок визначення число ходів в апараті.
7. Які зусилля виникають в трубах і корпусі?
8. Як визначають напруження в трубах і корпусі?
9. Від чого залежить температура конденсації ?
10. Від чого залежать витрати розсолу?

Терміни

Авторефрижератори – автотранспортні засоби, які укомплектовані холодильними агрегатами або холодоагентами (у випадку з евтектичними установками), що поглинають тепло для підтримки у вантажному відсіку необхідного температурного режиму. У якості авторефрижераторів можуть використовуватися: легкові та напівлегкові автомобілі, а також вантажні автомобілі з ізотермічними (теплоізованими) фургонами, які виготовляються з безкаркасних сендвіч-панелей. Залежно від розмірів авторефрижератора, компресор у холодильній установці може бути встановлений безпосередньо на двигуні автомобіля, мати привід від двигуна, працювати від електромотора або ж від автономного дизельного двигуна внутрішнього згоряння.

Випарник – теплообмінний апарат холодильної установки, в якому здійснюється охолодження теплоносія за рахунок кипіння холодоагенту, забираючи при цьому тепло з навколишнього середовища.

Компресор – машина у складі холодильного агрегату (установки), яка стискує і направляє пари холодоагенту під тиском з випарника в конденсатор. Процес перекачування супроводжується підвищенням температури і створенням необхідної різниці тисків.

Конденсатор – теплообмінний апарат холодильної установки, в якому здійснюється конденсація (скраплення) пари холодоагенту, що надходить із компресора. При цьому конденсатор віддає тепло в навколишнє середовище.

Вентиль регулюючий – спеціальний вентиль для дроселювання рідкого холодоагенту (з високого або проміжного тиску до тиску кипіння) і заповнення холодоагентом випарника.

Зворотний клапан – клапан, що перешкоджає зворотному руху холодоагенту, наприклад, з конденсатора в нагнітальний трубопровід компресора.

Холодильний переохолоджувач – теплообмінний апарат холодильної установки для охолодження холодильного агента

після його конденсації

Охолоджувальні пристрої – теплообмінні апарати (батареї, повітроохолоджувачі) для відведення теплоти з охолоджувальних приміщень.

Прилади автоматики – прилади, за допомогою яких здійснюється керування (регулювання, сигналізація і захист) роботою елементів холодильної установки без втручання обслуговуючого персоналу.

Показчик рівня – прилад, що візуально показує висоту рівня рідини в теплообмінному апараті (посудині).

Промисловий холод – холодильне обладнання, яке використовується для підтримки заданої температури в спеціальних приміщеннях – холодильних камерах. Це, зокрема, холодильне обладнання для складів: на основі моноблоків або спліт-систем; систем холодопостачання; чілери; спеціальне обладнання (наприклад, холодильні установки промислові для зберігання зернових).

Спліт-система – вид холодильного обладнання, що складається із двох блоків: зовнішнього – компресорно-конденсаторного агрегату, який, як правило, встановлюється зовні будинку або приміщення, і внутрішнього – випарного, призначеного для встановлення безпосередньо в приміщенні. У спліт-системах є можливість не тільки охолодження, але й нагрівання повітря, компресор може переміщати газ у зворотному напрямку – у випадку перемикання системи на обігрівання випарювання фреону буде відбуватися в зовнішньому блоці, а конденсація – у внутрішньому.

Транспортний холод – усі види транспортних засобів, обладнаних холодильними установками. Автомобілі – авторефрижератори – використовуються в якості пересувного холодильного обладнання.

Холодоагент – робоча речовина в холодильному агрегаті, функція якого – переносити тепло від випарника до конденсатора, змінюючи свій агрегатний стан через різницю тисків. Випаровуючись, холодоагент забирає тепло від охолоджуваного об'єкта і віддає його в навколишнє

середовище. У якості холодоагентів можуть використовуватися різні рідкі речовини: фреон, аміак, вода або водяний розчин етиленгліколя.

Холодильна камера – тип холодильного обладнання, яке складається з холодильної установки і сендвіч-панелей. Його призначення – зберігання, охолодження і заморожування продуктів при заданих кліматичних параметрах.

Холодильна установка – це комплекс обладнання, який використовується для зберігання при низьких температурах, штучного охолодження або заморожування продуктів харчової промисловості. Цей комплекс складається з холодильного агрегату і допоміжних пристроїв. Враховуючи принцип роботи, часто живляють термін компресорна холодильна установка.

Холодильний цикл – термодинамічний цикл, що використовується в холодильній машині.

Холодильна техніка. Область техніки, предметом якої є штучне охолодження.

Основні типи холодильних установок: рефрижератори, моноблоки, спліт-системи, чілери, системи холодо-постачання. Також виділяють холодильні вітрини для квітів і продуктів харчування, спеціальне обладнання для зберігання зернових, винні агрегати та ін.

З погляду температурного режиму виділяють: середньо- і низькотемпературні установки (або морозильні камери промислові).

За своєю продуктивністю установки можуть бути великими, середніми і малими.

Оцінюючи потужність, використовують терміни малий холод (установки потужністю до 25 кВт), середній холод (25...300 кВт), великий холод (установки, потужність яких перевищує 300 кВт).

Залежно від холодоагенту, який використовується, розрізняють фреонові холодильні установки, аміачні, вуглекислотні, етанові, пропанові, а також – на сумішах холодильних агентів.

Холодильне обладнання – обладнання, яке дозволяє

автоматично підтримувати певний температурний режим, а також – чистоту, відносний рівень вологості та швидкість руху повітря. Його основу становлять холодильні машини, а саме обладнання використовується в закритих приміщеннях або термоізованих камерах. Незважаючи на те, що холодильне і кліматичне обладнання відрізняється в плані застосування і температурного діапазону, воно має єдині принципи дії та схожу конструкцію. На відміну від кліматичного обладнання, де ціль – підтримка комфортних умов для людини, холодильне обладнання використовується з метою підтримки необхідних умов для зберігання продуктів харчування, рослин, лікарських препаратів, хімічних речовин та ін.

В основі принципу дії такого обладнання – парокомпресійний цикл, тобто безперервний процес випарювання і конденсації рідкої речовини. Холодоагент у пароподібному стані засмоктується з випарника в компресор, де стискується під тиском, одночасно нагріваючись. Потім він виштовхується в конденсатор, де, за рахунок низького тиску, перетворюється в рідину і віддає отримане тепло в зовнішнє середовище. З конденсатора холодоагент надходить по дроселю у випарник, знову ж, піддаючись високому тиску. У випарнику, за рахунок різкого зниження тиску, речовина випаровується до газоподібного стану, одночасно забираючи тепло від стінок випарника. У результаті чого і відбувається охолодження. Необхідна різниця тисків досягається за допомогою дроселюючого пристрою (він же – терморегулюючий розширювальний вентиль або капіляр).

Холодильний агрегат – холодильне обладнання, яке складається з компресора, нагнітального трубопроводу (дроселя, капіляра або терморегулюючого розширювального вентиля), конденсатора і ресивера разом із приводом (як правило, це – електродвигун) компресора.

Усі ці комплектуючі часто поєднують в один компактний агрегат, який називають холодильним або компресорно-конденсаторним (вживають також термін «компресорні агрегати холодильні»). Його функція – забезпечувати

охолодження за рахунок безперервного циклу випарювання та конденсації холодоагенту, де компресор виступає як зона низького тиску, а конденсатор – високого. Компресорні холодильні агрегати (вони ж – компресорно-конденсаторні або пароконпресійні) малої і середньої продуктивності (від 150Вт до 30кВт) часто устатковані герметичними компресорами із вбудованими електродвигунами.

Найчастіше агрегат використовується як базова частина в складі холодильної установки, але може являти собою і автономне обладнання (див. рефрижератор).

Чілер – холодильне обладнання, яке використовується для охолодження рідин, найчастіше – води. Стандартний чілер складається з пароконпресійного холодильного агрегату, використовуваного для зниження температури рідкого середовища.

Фанкойл – вентиляторний доводчик (англ. Fan coil unit, від fan – вентилятор і coil – теплообмінник; це крайовий елемент систем кондиціонування повітря типу чиллер-фанкойл, призначений для рециркуляції і охолодження повітря в приміщенні з кондиціонером. Теплоносієм служить охолоджувана вода або незамерзаючий водний розчин етиленгліколю.

Дросельний вентиль – спеціальний вентиль (клапан), який використовується в холодильних агрегатах і теплових насосах, в якому відбувається процес дроселювання, тобто незворотного розширення рідини з пониженням тиску і температури. В результаті дроселювання частина рідини перетворюється в пару, причому її ентальпія залишається незмінною.

Батарей – теплообмінний пристрій із гладких і ребристих труб для охолодження при природній циркуляції повітря.

Вентиль запірний – вентиль, що служить для відкривання або закривання проходу холодоагенту або холодоносія.

Клапан запобіжний – клапан, що відкривається при підвищенні тиску в апараті (посудині) або батареї вище тиску випробування на щільність із метою перепуску холодоагенту на сторону низького тиску або випуску в атмосферу.

Ресивер лінійний – посудина для приймання рідкого холодоагенту, що надходить із конденсатора.

Ресивер дренажний – посудина для тимчасового приймання рідкого холодоагенту з охолоджувальних пристроїв і апаратів (посудин) холодильної установки (при відтаюванні, ремонті і т.д.).

Ресивер циркуляційний – посудина, що служить у якості ємності рідкого холодоагенту, який подається насосом у випарну систему, а потім повертається з неї.

Сторона низького тиску – частина холодильної машини (установки), що перебуває під тиском усмоктування (від регулюючого вентиля до усмоктувального патрубка компресора).

Сторона високого тиску – частина холодильної машини (установки), що перебуває під тиском нагнітання (від компресора до регулюючого вентиля).

Холодоносій – речовина для відведення теплоти від охолоджуваних об'єктів і передачі його холодильному агентові (наприклад, розсіл, вода).

Холодильний агент (холодоагент) – робоча речовина холодильного циклу.

Повітроохолоджувач – теплообмінний пристрій з ребристих труб для охолодження приміщень при примусовій циркуляції повітря.

Охолодження – це процес відбору тепла від об'єкту, що призводить до зниження температури або зміни агрегатного стану фізичного тіла. Розрізняють природне і штучне охолодження.

Природне охолодження – це відведення тепла від охолоджуваного тіла в навколишнє середовище. При цьому способі температуру охолоджуваного тіла можна понизити тільки до температури навколишнього середовища. Це найпростіший спосіб охолодження без витрати енергії.

Штучне охолодження – це охолодження тіла нижче температури навколишнього середовища. Для штучного охолодження застосовують холодильні машини або холодильні

установки. При цьому способі охолодження необхідно затратити енергію.

Штучне охолодження безпосереднє – відведення теплоти від об'єкта охолодження безпосередньо холодильним агентом.

Штучне охолодження холодоносієм – відведення теплоти від об'єкта охолодження холодоносієм.

Заморожування – перетворення основної маси вологи, що втримується в об'єкті охолодження, у кригу.

Холодопродуктивність – кількість теплоти, що відбирається за одиницю часу штучним охолодженням.

Питома холодопродуктивність – відношення холодопродуктивності до споживаної потужності.

Шуба снігова – шар замерзлої вологи на охолоджувальній поверхні.

Відтаювання – видалення снігової шуби з елементів холодильної машини підведенням теплоти.

Вологий хід холодильного компресора – режим роботи парового холодильного компресора, при якому пара в компресорі містить частину рідкого холодильного агента.

Сухий хід холодильного компресора – режим роботи парового холодильного компресора, при якому пара в компресорі перебуває в перегрітому стані.

Література

1. А.П. Еркин, А.М. Коренев, В.П. Харитонов. Устройство и эксплуатация холодильных установок, Пищевая промышленность. -М.: 1980. -310 с.

2. В.Н. Канторович, И.М. Гиль. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. -М.: Агропромиздат, 1985. - 320 с.

3. Н.Д. Кочетков. Холодильная техника. Машиностроение. -М.: 1966, 405 с.

4. Н.Г. Лашутина. Холодильная техника в мясной и молочной промышленности, -М.: Агропромиздат, 1989. -173 с.

5. С.С. Червяков, А.И. Куликовский. Основы холодильного дела, -М.: Высшая школа, 1988. -142 с.

6. Ф.Е. Мещеряков. Основы холодильной техники и холодильной технологии. -М.: Пищевая промышленность, 1975. -560 с.

7. Справочник. Применение холода в пищевой промышленности. -М.: Пищевая промышленность, 1975. -271 с.

8. В.В. Мухин. Кондиционирование воздуха в пищевой промышленности. -М.: Пищепромиздат, 1963. -458 с.

9. А.А. Душин. Санитарно-технические устройства и вентиляция. -К.: Будівельник, 1976. -350 с.

10. Справочник. По теплоснабжению и вентиляции. К.: Будівельник, 1976. -350 с.

11. М.П. Калинушкин. Вентиляторные установки. -М.: Высшая школа, 1967. -258 с.

12. Сборник научных трудов. Системы тепловлажностной обработки воздуха при хранении пищевых продуктов. -М.: 1984. -55 с.

13. Свердлов Г.З. , Явнель Б.К., «Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.» М. 1989 с,95-101

14. Явнель Б.К., «Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха.» М. 1986 с,73-78

Навчальне видання

Гурський П.В.
Богомолов О.В.
Бредихін В.В.
Денисенко С.А.
Іващенко С.Г.
Токолов Ю.І.
Заїка В.П.
Шерстюк В.С.
Кісь В.М.
Лук'янов І.М.

Кондиціювання та холодозабезпечення переробних і
харчових виробництв

Практикум

Комп'ютерний набір та верстка: Гурський П.В., Заїка В.П.

ХНТУСГ, кафедра ОПХВ, 61002, м.Харків, вул. Мироносицька 92, кім. 204

Формат 60×84 1/16 Підписано до друку 17.01.2019.
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Таймс.
Обл.-вид. арк. 7.35. Ум. друк, арк. 14.88.
Зам.№_1701_Наклад 100 прим.

Надруковано в друкарні ТОВ «Діса плюс»
61029. Харків, шосе Салтівське. буд. 154.
Тел.(о57) 768-03-15, e-mail:disadruk@gmail.com
Свід. суб вид. справи ДК № 4047 від 15.04.11.