

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Кафедра обладнання
харчових технологій

МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК
Для практичних занять з курсу
«Холодильна техніка»

для студентів денної та заочної форми навчання

Тернопіль, 2016

Методичні вказівки розроблені у відповідності з навчальним планом
підготовки фахівців спеціальності:

«Галузеве машинобудування»

Укладач: д.т.н., професор, зав. каф. ОХ Вітенько Т.М.

Рецензент: к.т.н., доцент Шинкарик М. М.

Відповідальний за випуск: д.т.н., професор, зав. каф. ОХ Вітенько Т.М.

Методичні вказівки розглянуті і затверджені на засіданні кафедри
«Обладнання харчових технологій»

Протокол № 7 від «30» _12 2015 р.

Схвалено і рекомендовано до друку методичною радою факультету переробних
і харчових виробництв Тернопільського державного технічного університету
імені Івана Пулюя.

ВСТУП

Невід'ємною частиною технологічних процесів, виробництва харчових продуктів, їх зберігання, транспортування і реалізація є штучний холод. Не менше 40% сільськогосподарської продукції необхідно піддавати холодильній обробці з метою запобігання її псування і зменшення втрат. Вплив холоду у порівнянні з іншими методами консервування харчових продуктів викликає мінімальні зміни їх властивостей: поживної цінності, маси, смаку, зовнішнього вигляду.

До холодильного господарства входять холодильники підприємств м'ясної, молочної, рибної, харчової промисловостей.

Технологічні процеси на холодильниках потребують необхідних знань будови і принципу роботи холодильних установок, особливостей їх експлуатації так як термічна обробка і зберігання харчових продуктів зв'язані з виробництвом і використанням холоду.

За останні п'ять років відбулись значні зміни в холодильному машинобудуванні, номенклатурі холодильного обладнання, типах холодильних машин, і конструкціях теплообмінних апаратів. Відбулись зміни в будові споруд охолодження, всіх теплоізоляційних конструкціях, в схемах автоматизації холодильних установок.

Метою практичного курсу “Холодильна техніка” є вироблення навичок до ведення технічних розрахунків та вибору холодильного обладнання.

Увага приділена розрахункам робочих циклів холодильних машин та теплообмінних апаратів, розглянуті питання розробки структури холодильників, приведено приклади теплотехнічних розрахунків ізоляції і теплотоків приміщень, що охолоджуються, приведено методики і приклади розрахунків основного і допоміжного обладнання холодильних установок.

ЗМІСТ

ВСТУП

СПИСОК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.

1. Дійсні цикли парових холодильних установок.
 - 1.1. Тепловий розрахунок холодильних установок.
 - 1.2. Тепловий розрахунок циклів холодильних установок двоступеневого стиску.
 - 1.3. Приклади розрахунків.
2. Теплообмінні апарати холодильних установок.
 - 2.1. Конденсатори.
 - 2.2. Випарники холодильних установок.
 - 2.3. Камерне обладнання.
 - 2.4. Переохолоджувачі.
 - 2.5. Приклади розрахунків.
3. Допоміжне обладнання холодильних машин.
 - 3.1. Ресивери.
 - 3.2. Відділювачі рідини.
 - 3.3. Проміжні ємкості.
 - 3.4. Масловідділювачі, маслозбірники.
 - 3.5. Зворотні клапани.
 - 3.6. Насоси для води, росолу холодоагенту.
4. Холодильники для харчових продуктів.
 - 4.1. Структура холодильників.
 - 4.1.1. Розпрідільні холодильники.
 - 4.1.2. Структура холодильників мясокомбінатів.
 - 4.1.3. Структура холодильників для овочів і фруктів.
 - 4.1.4. Приклад вибору структури холодильника.
 - 4.2. Теплотехнічний розрахунок ізоляції огороджуваних конструкцій.
 - 4.2.1. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.
 - 4.2.2. Визначення товщини теплоізоляційного шару.

- 4.2.3. Перевірка огорожуючих конструкцій на випадання конденсату.
- 4.2.4. Приклади розрахунків.
- 4.3. Розрахунок тепловитрат в камери холодильників.
 - 4.3.1. Визначення розрахункового теплового навантаження для вибору камерного обладнання.
 - 4.3.2. Розрахунок тепловитрат через огорожуючі конструкції.
 - 4.3.3. Розрахунок тепловитрат від вантажів при холодильній обробці
 - 4.3.4. Розрахунок тепловитрат від вентиляції приміщень.
 - 4.3.5. Розрахунок експлуатаційних тепловитрат.
 - 4.3.6. Визначення навантаження для підбору компресора.
 - 4.3.7. Приклади розрахунків.
- 5. Системи охолодження і типи холодильних установок.
 - 5.1. Безнасосні схеми безпосереднього охолодження.
 - 5.2. Холодильні установки, що працюють на аміаку.
 - 5.3. Насосно-циркуляційні схеми безпосереднього охолодження.
 - 5.4. Схеми з проміжним холодоносієм.

СПИСОК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

V - об'єм, m^3 , або об'ємна витрата, m^3/c ;

v - питомий об'єм, m^3/kg ;

M - маса, kg , або масова витрата, kg/c ;

p - тиск, N/m^2 ;

ρ - густина, kg/m^3 ;

T - температура по шкалі Кельвіна, K ;

T_{nc} - температура навколишнього середовища по шкалі Кельвіна, K ;

t - температура по міжнародній практичній шкалі, 1968р, $^{\circ}C$

μ - маса одного кіломоля, $kg/kmol$;

Q, q - теплота, $kJ, kJ/kg$;

u - внутрішня енергія, kJ/kg ;

L, l - робота, $kJ, kJ/kg$;

l_{\max} - максимальна корисна робота, кДж, кДж/кг;

$l_{ад}$, $l_{із}$ - робота адіабатного чи ізотермічного процесів, кДж/кг;

H - ентальпія, кДж/кг;

S - ентропія, кДж/(кг К);

h' , u' , s' - ентальпія, внутрішня енергія, ентропія насиченої рідини, кДж/кг, кДж/(кг К);

h'' , u'' , s'' - ентальпія, внутрішня енергія, ентропія сухої насиченої пари, кДж/(кгК);

x - вологість пари, кг/кг;

g - теплота пароутворення, кДж/кг;

c - питома масова теплоємність, кДж/(кг К);

k - показник адіабати;

n - показник політропи;

N - потужність, Вт;

η_t - термічний к.к.д. циклу; %

ε - холодильний коефіцієнт циклу;

w - швидкість руху, м/с;

F - площа поверхні, м²;

φ - вологість повітря, %.

1. ДІЙСНІ ЦИКЛИ ПАРОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

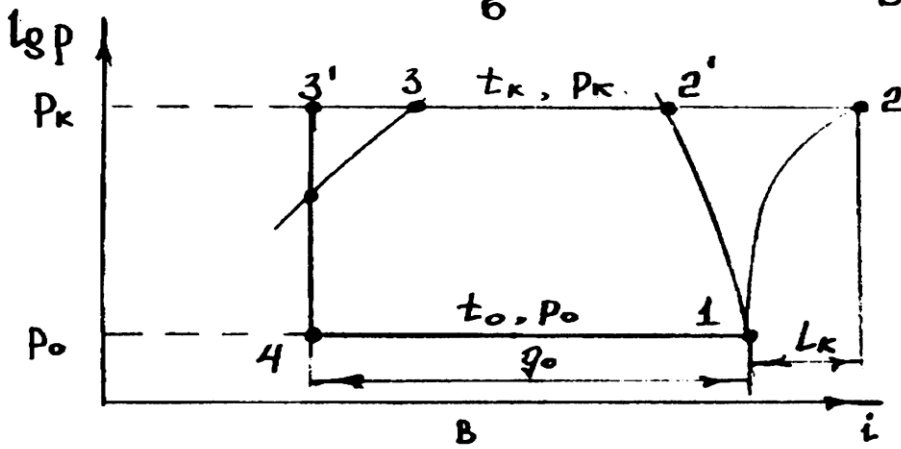
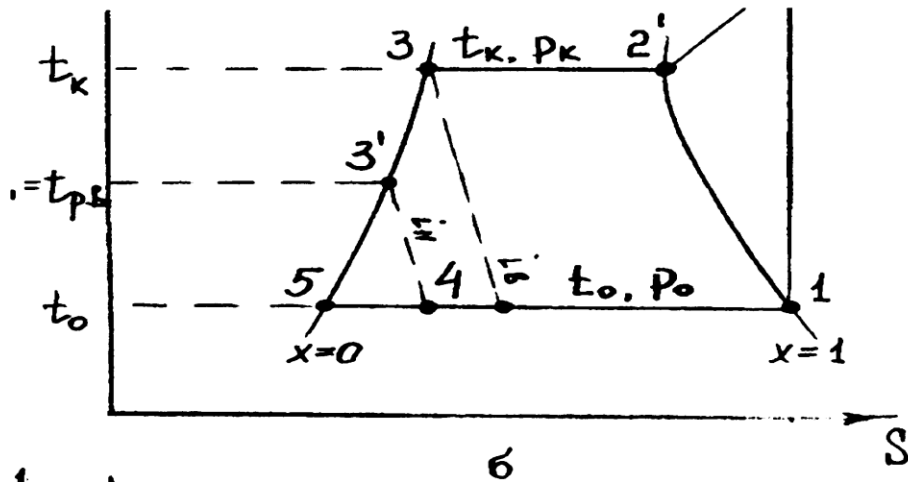
1.1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

Штучне охолодження представляє собою процес перенесення тепла від тіла з низчою температурою до тіла з вищою температурою. Для того, щоб цей процес відбувся, необхідно виконати роботу.

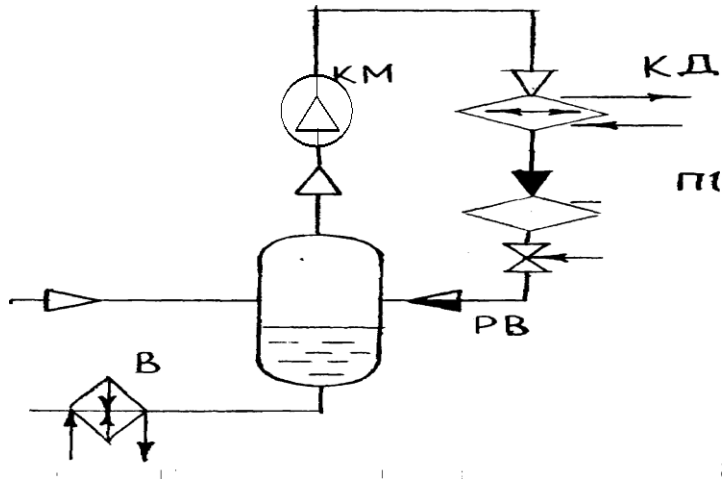
Періодична зміна процесів “розширення — теплообмін — стиснення — теплообмін — розширення” носить назву зворотнього циклу “Карно” за яким працюють холодильні установки.

Теоретичний цикл одноступеневої компресійної холодильної установки відрізняється від зворотнього циклу Карно такими процесами:

1) стиснення парів холодильного агента в компресорі (процес відбувається в зоні перегрітої пари); 2) пониження тиску холодильного агента (здійснюється з застосуванням дроселювання, а не адіабатного розширення); 3) перед дроселюванням температуру холодильного агента понижують. Принципова



(В).



а).

Рис. 1.1.1 Принципова схема і теоретичний цикл роботи одноступеневої холодильної установки. а - принципова схема; б - побудова циклу в діаграмі S-T, в- побудова циклу в діаграмі Iq p - h, В - випарник, ВР - відділювач рідини; КМ компресор; КД - конденсатор; ПО -переохолоджувач; РВ регулюючий вентиль.

схема і теоретичний цикл роботи одноступеневої парової компресійної становки в діаграмах S-T і IqP-h приведені на рис. 1.1.1. (б) і Для побудови циклу в діаграмі S-T, чи Iq p-h необхідно знати температури в характерних точках: кипіння T_0 , конденсації T_k , перед регулюючим вентилем $t_{p.v}$. Орієнтовно ці температури визначають за допомогою залежностей, що ґрунтуються на досвіді експлуатації холодильних установок.

Температуру кипіння t_0 приймають в залежності від температури в приміщенні і способу охолодження. При батарейному охолодженні приміщень $t_0 = t_{п} - (7...10^{\circ}\text{C})$, а при охолодженні приміщень, повітроохолоджувачами $t_0 = t_{в} - (6...8^{\circ}\text{C})$. При охолодженні рідин (холодоносіїв) $t_0 = t_{х.ср.} - (4...6^{\circ}\text{C})$, де $t_{п}$ - температура повітря в приміщенні, що охолоджується; $t_{х.ср.}$ - середня температура холодоносія, $^{\circ}\text{C}$. Температурний напір Δt приймають в діапазоні $7...10^{\circ}\text{C}$, якщо використовується батарейне охолодження приміщень, і $6...8^{\circ}\text{C}$ при охолодженні повітроохолоджувачами. Перепад температур холодоносія у випарнику приймають $2-4^{\circ}\text{C}$.

Температуру конденсації t_k приймають в залежності від температури охолоджуючого середовища. Для конденсаторів, що охолоджуються водою,

$$t_k = t_{w_2} + (2...4 \text{ } ^\circ\text{C}),$$

де t_{w_2} - температура води, що виходить з конденсатора. Різницю між температурами води в конденсаторі $t_{w_2} - t_{w_1}$ приймають рівною $2...5 \text{ } ^\circ\text{C}$ при прямопливній системі водопостачання і використанні дешевої води, а також при наявності її в джерелі водопостачання в достатній кількості. Якщо води недостатньо, або вода дорога, то $t_{w_2} - t_{w_1} = 6...10 \text{ } ^\circ\text{C}$. При цьому температуру t_k в залежності від початкової температури води t_{w_1} можна знайти із співвідношень: $t_k = t_{w_1} + (4...9 \text{ } ^\circ\text{C})$ при наявності достатньої кількості дешевої води; $t_k = t_{w_1} + (8...14 \text{ } ^\circ\text{C})$ при нестачі води.

В повітряних конденсаторах $t_k = t_a + (8...12 \text{ } ^\circ\text{C})$, де t_a - температура повітря, що виходить з конденсатора. Різницю між температурами повітря в конденсаторі $t_{a_2} - t_{a_1}$ приймають рівною $4...6 \text{ } ^\circ\text{C}$. Температура рідкого холодоагента перед регулюючим вентиляем $t_{p.v.} = t_{w_1} + (2...4 \text{ } ^\circ\text{C})$, якщо охолодження відбувається в водяному переохолодженні.

Після побудови циклу в діаграмі ($S-T$, I_q ph) використовують розрахунок основних характеристик холодильної установки. Холодопродуктивність розраховують за формулою (1.1.1)

$$Q_o = q_o M_o = q_v V_o, \text{ кВт}; \quad (1.1.1)$$

де M_o - масова продуктивність компресора, г/с;

q_o q_v -питомі масова і об'ємна холодопродуктивності, кДж/кг і кДж/м³;

V_o - об'єм парів, що засмоктується компресором, м³/с.

$$V_o = M_o * v_1 \quad (1.1.2.)$$

де v_1 -питомий об'єм парів, що засмоктується компресором (питомий об'єм в точці 1), м³/кг.

Теоретичні потужність N_t (кВт), що витрачається в компресорі, визначають з врахуванням масової продуктивності за формулою (1.1.3):

$$N_t = M_o * q_{v.n.} \quad (1.1.3.), \quad \text{де}$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт обраховують з рівняння:(1.1.4.)

$$E=Q_0/Nt \quad (1.1.4.)$$

Робочий цикл парової компресійної установки відрізняється від теоретичного тим, що враховує такі особливості роботи дійсної холодильної установки:

- 1)перегрів парів холодильного агенту при засмоктуванні їх компресором ;
- 2)різницю між процесами стискування в компресорі і адіабатним процесом стискування;
- 3) наявність «мертвої » зони;
- 4)втрати потужності, що визначаються індикаторним к.к.д., механічним к.к.д., к.к.д. передачі.

Коефіцієнт подачі знаходять, як добуток основних коефіцієнтів:

$$\lambda=\lambda_0 * \lambda_{др.} * \lambda_{т} * \lambda_{г} \quad (1.1.5.)$$

де λ_0 - об'ємний коефіцієнт;

$\lambda_{др.}$ - коефіцієнт дроселювання;

$\lambda_{т}$ - коефіцієнт нагріву;

$\lambda_{г}$ -коефіцієнт густини.

Об'ємний коефіцієнт визначається за формулою (1.1.6):

$$\lambda_0=1-C[(P_n/P_{вс})^{1/m}-1] \quad (1.1.6.)$$

де С - коефіцієнт мертвого простору;

$P_n, P_{вс}$ - тиск нагнітання і всмоктування, МПа;

m - показник політропи розширення (для аміачних компресорів $m = 0,95...1,1$; для хладонових $m = 0,95...1$), коефіцієнт дроселювання приймають рівним $0,95...1$.

Коефіцієнти $\lambda_{т}, \lambda_{г}$ залежать від ступеня стискування (рис.1.1.2. і 1.1.3.):

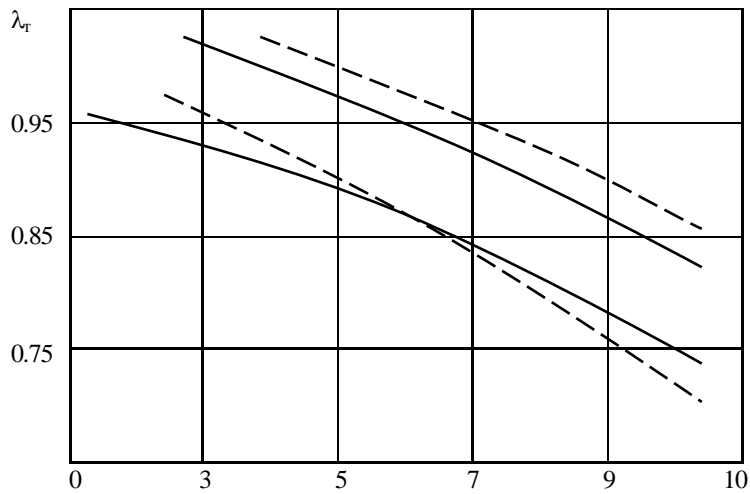


Рис . 1.1.2. Залежність коефіцієнта нагріву λ_t від $\pi=P_k/P_o$ для поршневих компресорів

- 1)-компресори П110І П220(Ду= 115мм; h = 82 мм; $n_u = 4$ і 8; $n_{об} = 24c^{-1}$ з зовнішнім приводом при роботі на хладоні 22);
- 2)-компресор ПВО(Ду=76 мм; h=66 мм; n=8 мм; $n_u=24c^{-1}$ з зовнішнім приводом при роботі на хладоні 22);
- 3)- компресори П110і П220 з зовнішнім приводом на аміаку;
- 4)-компресор ПВО з вмонтованим приводом при роботі на хладоні R22.

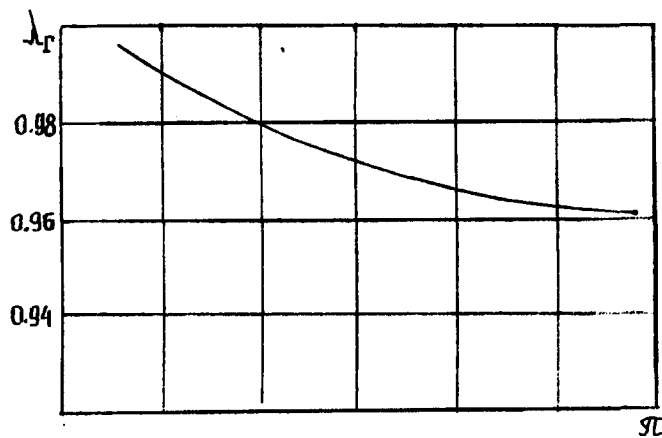


Рис. 1.1.3. Залежність коефіцієнта густини λ_g від $\pi=P_k/P_o$

Холодопродуктивність з врахуванням коефіцієнта подачі визначають за формулою (1.1.7.)

$$Q_o = V_h q_v \lambda \quad (1.1.7)$$

Енергетичні втрати оцінюють індикаторним коефіцієнтом всмоктування:

$$\eta_{i_n} = \lambda_{\tau} + b t_o \quad (1.1.8.)$$

де b - коефіцієнт (для вертикальних і горизонтальних аміачних компресорів відповідно $b = 0.001$ і $b = 0.002$, для хладонових компресорів $b = 0.0025$)

t_o - температура кипіння, °C.

Повну потужність компресора розраховують з врахуванням ефективного к.к. д. або індикаторного коефіцієнта всмоктування і механічного к.к.д.

$$N_c = N_t / \eta_e = N_t / \eta_{i_n} \eta_m \quad (1.1.9.)$$

де η_e - ефективний к.к.д.;

η_m - механічний к.к.д. (для аміачних компресорів $\eta_m = 0.9$)

Потужність на клеммах електродвигуна N_{Σ} визначають за формулою (1.1.10)

$$N_{\Sigma} = N_t = N_t / \eta_e \eta_{\text{ел.дв.}} = N_e / \eta_{\text{ел.дв.}} \quad (1.1.10.)$$

де $\eta_{\text{ел}}$ - електричний к.к.д.;

$\eta_{\text{ел.дв.}}$ - к.к.д., що враховує втрати в електродвигуні. Порівняльну холодопродуктивність $Q_{\text{ост}}$, при відомій робочій холодопродуктивності Q_o , що розрахована для умов, при яких працює компресор, визначають з рівняння (1.1.11.)

$$Q_{\text{ост}} = Q_o q_v m \eta / q_v \eta \quad (1.1.11.)$$

де $q_v m, q_v$ - питома об'ємна холодопродуктивність при порівняльних і робочих умовах.

1.2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК ДВОСТУПЕНЕВОГО СТИСКУ.

В техніці для одержання помірно низьких температур застосовують дво-, три- багатоступеневі холодильні установки. В таких установках тиск підвищується від P_n до P_k послідовно в компресорах першого і другого ступеню. Застосування одноступеневих установок обмежено такими параметрами:

- 1) різницею тисків
- 2) відношенням тисків
- 3) температурою парів холодоагенту в кінці стискування.

Цикли роботи багатоступеневих холодильних установок розрізняються способом проміжного охолодження парів холодоагента між ступенями і способом переохолодження рідкого холодоагента перед регулюючим вентиляем. Проміжне охолодження парів може бути повним і неповним. В першому випадку пара спочатку охолоджується водою в проміжному охолоджувачі, а тоді рідким холодоагентом до стану насичення в проміжній ємності. В другому випадку пара холодоагенту охолоджується тільки водою в проміжному охолоджувачі. Переохолодження рідкого холодоагенту перед регулюючим вентиляем може здійснюватись водою в переохолоджувачі або рідким холодоагентом в проміжній ємності.

Послідовність розрахунку холодильних установок двоступеневого стиску аналогічна до розрахунку одноступеневих установок.

1.3. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

ЗАВДАННЯ №1

Виконати тепловий розрахунок холодильної установки, що працює на R12 по теоретичному циклу без теплообміну, якщо відомо: $Q=4$ кВт; температура повітря в холодильній камері $t_n = 0$ °С, температура води, що подається в конденсатор і переохолоджувач від джерела $t_{w_1} = 18$ °С; в камері передбачене батарейне охолодження.

РОЗВ'ЯЗОК

1. Температуру кипіння t_o холодильного агента в батареях приймаємо на 10°C нижче температури повітря t_p в холодильній камері, а температуру конденсації t_k , на 8°C вище температури води:

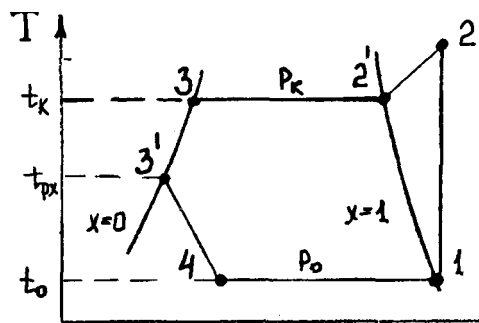
$$t_o = 0 - 10 = -10^\circ\text{C}$$

$$t_k = 18 + 8 = 26^\circ\text{C}$$

2. Температуру рідкого холодоагента T_p , після переохолоджувача приймаємо на 4°C вище температури води :

$$t_{p.x} = 18 + 4 = 22^\circ\text{C}$$

3. За відомими даними $t_o, t_k, t_{p.x}$ будемо теоретичний цикл в діаграмі S-T чи I-g p-i для R12. Потім знаходимо значення параметрів холодоагента в характерних точках циклу:



$$v_1 = 0.08 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$h_1 = 548 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 = 569 \text{ кДж/кг};$$

$$h_3 = 425 \text{ кДж/кг};$$

$$h_4 = 420 \text{ кДж/кг}.$$

4. За даними циклу розраховуємо такі показники:

- питому масову холодопродуктивність:

$$g_o = h_1 - h_4 = 548 - 420 = 128 \text{ кДж/кг};$$

- питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_v = g_o / v_1 = 128 / 0.08 = 1600 \text{ кДж/м}^3;$$

- питому теоретичну роботу стискування:

$$q_{c_T} = h_1 - h_2 = 569 - 548 = 21 \text{ кДж/кг};$$

-тепло, що віддає 1 кг холодоагента в конденсаторі:

$$q = h_2 - h_3 = 569 - 425 = 144 \text{ кДж/кг};$$

-тепло, що віддає 1 кг холодоагента в конденсаторі і переохолоджувачі:

$$q = h_2 - h_3' = 569 - 420 = 149 \text{ кДж/кг};$$

4.1. Складаємо тепловий баланс холодильної машини:

$$q = q_0 + q_{ст} = 128 + 21 = 149 \text{ кДж/кг},$$

4.2. Визначаємо теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_0 / q_{ст} = 128 / 21 = 6.09.$$

Холодильний коефіцієнт установки, що працює по зворотньому циклу Карно при тих самих температурах кипіння і конденсації:

$$\varepsilon_k = T_0 / (T_k - T_0) = (273 - 10) / [(273 + 26) - (273 - 10)] = 7.30$$

5. По відомих значеннях Q_0 , q_0 , V розраховуємо масову продуктивність:

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 4 / 128 = 0.0312 \text{ кг/с};$$

а також об'єм парів, що всмоктуються компресором;

$$V_0 = 0.0156 \cdot 0.08 = 0.00125 \text{ м}^3 / \text{с}; \text{ або}$$

$$V_0 = Q_0 / q_v = 3 / 1600 = 0.00125 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

6. За формулою (1.1.3) визначаємо теоретичну потужність компресора, теплове навантаження на конденсатор і переохолоджувач:

$$N_T = Q_0 / \varepsilon = 4 / 6.09 = 0.656 \text{ кВт або}$$

$$N_T = G_0 q_{вн} = 0.0312 \cdot 21 = 0.656 \text{ кВт } Q_k = G_0 q_k =$$

$$0.0312 \cdot 149 = 4.648 \text{ кВт } Q_k = G_0 q_{по} =$$

$$0.0312 \cdot 5 = 0.156 \text{ кВт}$$

ЗАВДАННЯ №2

Виконати тепловий розрахунок циклу двоступеневої холодильної установки з повним проміжним охолодженням і двоступеневим дроселюванням, якщо відомо, що температура повітря в холодильній камері $t_{п1} = 0^\circ\text{C}$, температура повітря в другій холодильній камері $t_{п2} = -35^\circ\text{C}$, температура води, що

подається в проміжний охолоджувач, конденсатор і переохолоджувач з джерела $t_{w1} = 25^{\circ}\text{C}$, теплове навантаження на випарники $Q_{o1} = 100$ кВт, $Q_{o2} = 150$ кВт. В машині передбачені поршневі компресори.

РОЗВ'ЯЗОК

За заданими температурами повітря в холодильних камерах і охолоджуючої води, що подається в конденсатор, приймаємо такі режими роботи холодильної машини:

Температура кипіння холодоагента у випарнику ступеня низького тиску:

$$t_{o2} = t_{B2} - 10^{\circ}\text{C} = -35 - 10 = -45^{\circ}\text{C}$$

Температура кипіння холодоагента у випарнику ступеня високого тиску :

$$t_{o1} = t_{n1} - 10^{\circ}\text{C} = 0 - 10 = -10$$

Температура конденсації:

$$t_K = t_{w1} + 10^{\circ}\text{C} = 25 + 10 = 35^{\circ}\text{C}$$

Температура переохолодження рідкого холодоагента перед регулюючим вентилем:

$$T_{p.v.} = t_{w1} + 4^{\circ}\text{C} = 25 + 4 = 29^{\circ}\text{C}$$

Температура пари, що виходить з проміжного охолоджувача:

$$T_3 = t_{w1} + 10^{\circ}\text{C} = 25 + 10 = 35^{\circ}\text{C}$$

2. Задаємось тим, що компресори всмоктують насичену пару холодоагента тобто: $t_1 = t_{o2}$; $t_3 = t_{o1}$

3. За отриманими значеннями і будуюмо діаграму в координатах $IgP-h$ (R12)

4. Графічно визначаємо параметри холодильного агента в характерних точках циклу;

- ентальпії парів, що всмоктуються компресором низького тиску $h_1 = 1617$ кДж/кг,

- парів, що всмоктуються компресором високого тиску $h_3 = 1669$ кДж/кг;

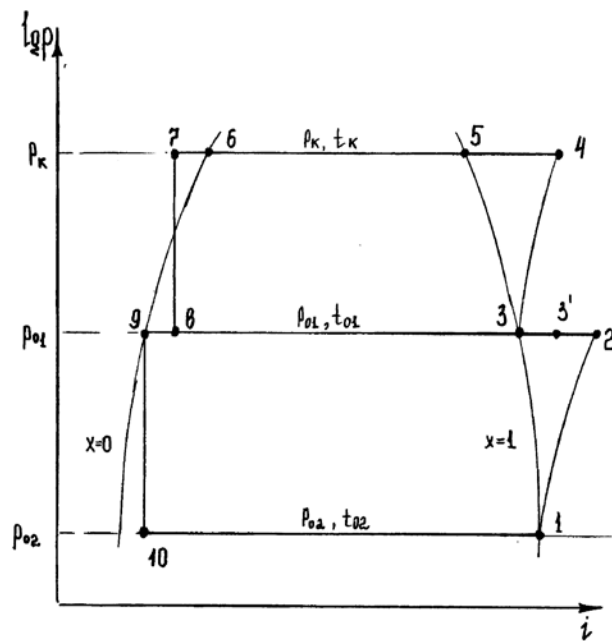


рис. 1.2.1. Цикл роботи двоступеневої холодильної установки згідно завдання.

$p_{o2}=0.29\text{мПа}$

$p_k= 1.35 \text{ мПа}$

- парів в кінці стискування в компресорі низького тиску $h_2= 1836 \text{ кДж/кг}$;

- парів в кінці стискування в компресорі високого тиску $h_4= 1891 \text{ кДж/кг}$;

- парів після проміжного охолодження $h_5= 1780 \text{ кДж/кг}$;

- рідкого холодоагента після конденсатора $h_6 = 588 \text{ кДж/кг}$;

- рідкого холодоагента після переохолоджувача $h_8=h_7 =558 \text{ кДж/кг}$;

- рідкого холодоагенту що поступає в випарник низького тиску $h_9=h_{10}=377 \text{ кДж/кг}$.

Питомі об'єми пари, що засмоктуються компресорами високого $V_3=0.42 \text{ м}^3/\text{кг}$ низького $V_1= 1.96 \text{ м}^3/\text{кг}$ тисків.

Температури пари в кінці стискування в компресорах низького тиску $t_2=60 \text{ }^\circ\text{C}$ і високого тиску $t_4= 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Відносний вміст парів в парорідинній суміші холодоагента після дроселювання в регулюючому вентилі високого тиску $X_8=0.142 \text{ кг/кг}$.

5. Розрахуємо масову витрату холодоагента: що поступає в випарник низького тиску:

$$G_{O2} = Q_{O2} / q_{O2} = Q_{O2} / h_1 - h_{10} = 150 / (1617 - 337) = 0.122 \text{ кг/с};$$

-що поступає в випарник проміжного тиску;

$$G_{O1} = Q_{O1} / q_{O1} = Q_{O1} / (h_2 - h_9) = 100 / (1669 - 337) = 0.0774 \text{ кг/с};$$

-що випаровується в проміжній ємкості при додатковому охолодженні парів після проміжного охолодження:

$$G_{O_{пе}} = Q_{O2} (h_3 - h_3) / (h_3 - h_9) = 0.122 (1780 - 1669) / (1669 - 337) = 0.0105 \text{ кг/с};$$

-що поступає в проміжну ємність:

$$G_{пе} = G_{O2} + G_{O1} + G_{O_{пе}} = 0.122 + 0.0774 + 0.0105 = 0.2099 \text{ кг/с};$$

-що проходить через компресор високого тиску, з врахуванням тих, що утворилися в регулюючому вентилі високого тиску:

$$G = G_{пе} / (1 - X_8) = 0.2099 / (1 - 0.142) = 0.245$$

кг/с.

6. Знаходимо об'єм пари, що поступає в компресор:

$$\text{-низького тиску: } V_{н.т} = G_{O2} * V_1 = 0.122 * 1.96 = 0.239 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{-високого тиску: } V_{в.т} = G * V_3 = 0.245 * 0.42 = 0.103 \text{ м}^3/\text{с};$$

7. Виконаємо розрахунок коефіцієнта подачі компресора:

- низького тиску:

$$\lambda_0 = 1 - C[(P_{O1}/P_{O2})^{1/m} - 1] = 1 - 0.045[(0.29/0.055)^{1/1.05} - 1] = 0.825$$

$$\lambda_{нт} = 0.9 \text{ при: } \Pi_{нт} = P_{O1}/P_{O2} = 0.29/0.055 = 5.29 \quad (\text{див. рис. 1.1.2. , 1.1.3})$$

$$\lambda_{нт} = 0.971, \text{ при: } \Pi_{нт} = P_{O1}/P_{O2} = 5.29$$

$$\lambda_{нт.} = \lambda_0 * \lambda_{др} * \lambda_{т} * \lambda_{т} = 0.825 * 0.97 * 0.9 * 0.971 = 0.699$$

- високого тиску:

$$\lambda_{о.вт} = 1 - C_{ит.}[(P_{к}/P_{O1})^{1/\tau} - 1] = 1 - 0.045[(1.35/0.29)^{1/1.05} - 1] = 0.97$$

$$\lambda_{др.вт.} = \lambda_{др.нт.} = 0.197$$

$$\lambda_{г.вт} = 0.91, \text{ при: } \Pi_{в.т} = P_{к}/P_{O1} = 1.35/0.29 = 4.65 \quad (\text{див. рис. 1.1.2., 1.1.3})$$

$$\lambda_{г.вт} = 0,95, \text{ при: } \rho_{в.т} = 4.65$$

$$\lambda_{вт} = 0.851 * 0.97 * 0.91 * 0.975 = 0.732$$

8. Знаходимо об'єми, що описують поршні і їх відношення:

$$V_{п.нт} = V_{нт} / \lambda = 0.239 / 0.699 = 0.342 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

$$V_{п.вт} = V_{вт} / \lambda = 0.103 / 0.732 = 0.141 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_{п.нт} \cdot \lambda / V_{п.вт} = 0.342 / 0.141 = 2.42$$

9. Розраховуєм теоретичні потужності компресорів низького і високого тисків :

$N_{т.нт}$ і $N_{т.вт}$

$$N_{т.вт} = G \cdot 2(h_2 - h_1) = 0.122 * (1836 - 1617) = 26.7 \text{ кВт}$$

$$N_{т.} = G(h_4 - h_3) = 0.245 (1891 - 1669) = 54.39 \text{ кВт}$$

10. Для визначення ефективності потужності необхідно розрахувати індикаторний механічний к.к.д. компресорів;

$$\eta_{і.нт} = \lambda_{п.нт} + b_{тo2} = 0.9 + 0.001 * (-45) = 0.855$$

$$\eta_{і.вт} = \lambda_{п.вт} + b_{тoі} = 0.91 + 0.001 * (-10) = 0.9$$

$$\eta_{м.нт} = \eta_{м.вт} = 0.9$$

11. Визначимо ефективну потужність і потужність на електродвигуні:

-низького тиску

$$N_{е.нт} = N_{т.нт} (\eta_{і.нт} * \eta_{м.нт}) = 26.72 / (0.855 * 0.9) = 34.72 \text{ кВт}$$

$$\eta_{ел.нт} = 0.68$$

$$N_{сл.нт} = N_{т.нт} / \eta_{ел.нт} = 39,3 \text{ кВт}$$

- високого тиску

$$N_{е.вт} = N_{т.вт} / (\eta_{і.вт} * \eta_{м.вт}) = 54.39 / (0.9 * 0.9) = 67.15 \text{ кВт}$$

$$\eta_{ел.вт} = 0,7$$

$$N_{сл.вт} = M_{т.вт} / \eta_{ел.вт} = 54.39 / 0.7 = 77.7 \text{ кВт.}$$

Навантаження на теплообмінні апарати:

1) на проміжний охолоджувач

$$Q_{п.х.} = Q_{o2}(h_3 - h_1) = 0.122 (1838 - 1780) = 6.83 \text{ кВт}$$

2) на конденсатор

$$Q_{к.} = G(h_4 - h_6) = 0.245 (1891 - 588) = 319,2 \text{ кВт}$$

3) на переохолоджувач рідини

$$Q_{по} = G(h_6 - h_7) = 0.245 (588 - 558) = 7.35 \text{ кВт}$$

2. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

Основними теплообмінними апаратами холодильних установок є конденсатори, випарники, переохолоджувачі, камерне обладнання.

2.1. КОНДЕНСАТОРИ.

Конденсатор служить для передачі теплоти холодильного агенту охолоджуючому середовищу.

По виду охолоджуючого середовища конденсатори поділяють: з водяним і повітряним охолодженням.

До спеціальних конденсаторів відносяться випаровувачі-конденсатори каскадних холодильних машин і конденсатори з охолодженням технологічним продуктом.

По принципу відведення теплоти конденсатори з водяним охолодженням поділяються на: проточні, орошувальні і випаровувальні.

До проточних конденсаторів відносяться : горизонтальні і вертикальні кожухотрубні, пакетно-панельні і елементні.

Вимоги, що ставляться до конструкції конденсатора:

- 1) повинна забезпечувати швидке видалення конденсату з поверхні теплопередачі;
- 2) випуск повітря і других конденсуючихся газів;

3) видалення масла в аміачних апаратах;

КОНДЕНСАТОРИ ВОДЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ.

Для конденсаторів з водяним охолодженням застосовують 2 системи водопостачання: проточну і оборотну.

ГОРИЗОНТАЛЬНІ КОЖУШОТРУБНІ КОНДЕНСАТОРИ.

Використовуються в аміачних і хладонових холодильних системах в великому інтервалі продуктивності.

Розглянемо конструкцію оптичного конденсатора-рисунок .

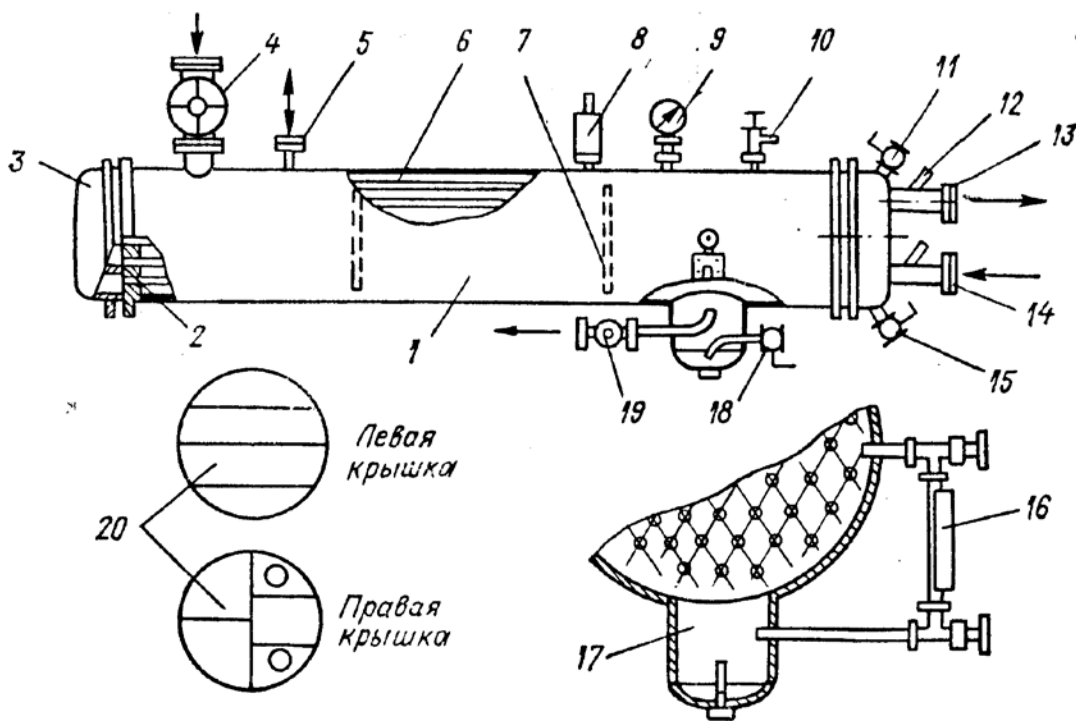


Рисунок .-Горизонтальный кожухотрубный конденсатор.

До циліндричного кожуха-1 з обох сторін приварені трубні решітки-2, в яких розвальцьовані труби-6, що утворюють поверхню теплопередачі. До фланців трубних решіток на болтах прикріпленні кришки-3 з внутрішніми перегородками-20. Пари аміака поступають в верхню частину кожуха через вентиль-4 і конденсуються в міжтрубному просторі апарату. Рідкий аміак виходить з теплозбірника-17 через вентиль-19. Масло, що проходить в конденсатор з парами агента, як більш тяжка осаджується в маслозбірнику-17 і

періодично видаляється через вентиль-18. Всередині корпусу приварені перегородки-7, що запобігають вібрації трубного пучка від пульсації пари. Охолоджуюча вода подається в нижній патрубок-14, проходить всередині труб і виходить через патрубок-13. Конденсатор оснащений патрубком для приєднання врівноважувальної лінії-5, запобіжним клапаном-8, манометром-9, вентиляем для випуску повітря-10, вказівником рівня-9. Вентилі-11 і 15 служать відповідно для випуску повітря і заливу води. В патрубки для води вварені термометрові гільзи-12.

Поверхнева густина теплового потоку, віднесення до площі внутрішньої поверхні, складає для таких апаратів 5800-6500 Вт/м² при середній різниці температур до 60 °С.

Аміачні конденсатори застосовують також для роботи на хладонах R22, але в більшості хладонові машини комплектуються спеціальними апаратами, що мають деякі особливості. Для виготовлення теплопередаючих пучків хладонових конденсаторів застосовують труби з міді МЗ, що мають зовнішні накатні або насадні пластинчасті ребра. Конструкція горизонтального хладонового конденсатора показана на рисунку .

Конденсатори такої продуктивності мають, як правило кожухозмієвидну конструкцію. На рисунку показаний конденсатор КТР-3 з площею зовнішньої поверхні 3 м². Вісім n-подібних труб-4 з стальними оцинкованими ребрами розвальцьовані в трубній решітці-2. Кожух апарата виготовлений з сталюї суцільно натягнутої труби-1 діаметром 194x7 мм і з одної сторони заварений днищем-5. З другої сторони до кожуху кріпиться трубна решітка і чавунна лита кришка-3 з внутрішніми перегородками і двома різьбовими отворами для входу і виходу води, яка протікає в апараті по чотирьом ходам. Нижня частина таких конденсаторів використовується, як реверс для збору рідини, тому її залишають вільною від труб.

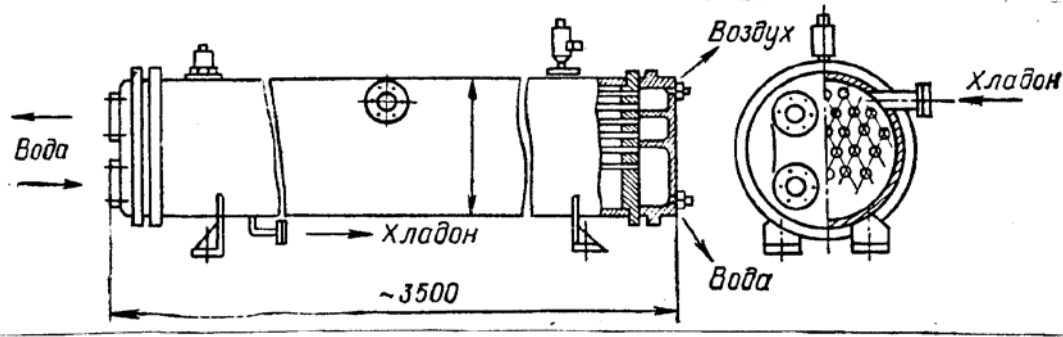


Рисунок . – Горизонтальний кожухотрубний хладоновий конденсатор.

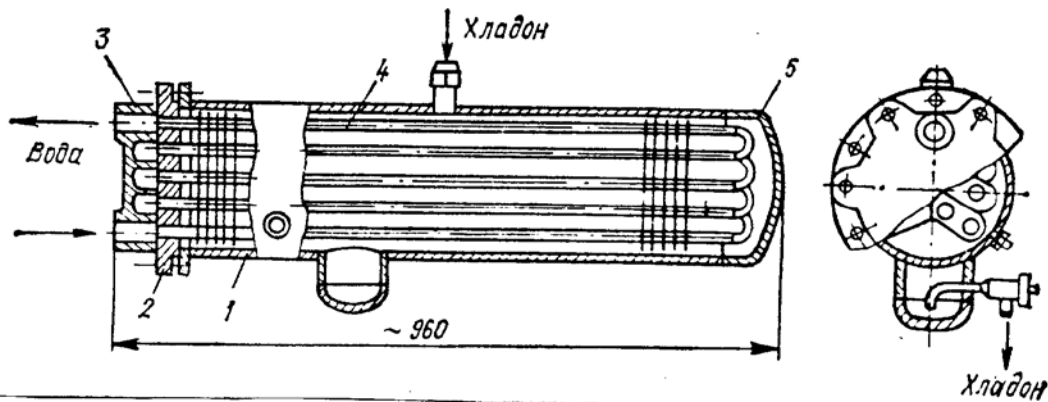


Рисунок –Кожухозмієвідні конденсатори.

ВЕРТИКАЛЬНІ КОЖУХОТРУБНІ КОНДЕНСАТОРИ.

Ці апарати відрізняються від попереднього типу вертикальним розміщенням кожуху і труб (Рисунок 4) і способом розподілення води.

До кожуха-7 з двох сторін приварені трубні решітки-2, в яких розвальцьовані гладкі сталеві труби-3 діаметром 57x3,5 мм.

Пари аміаку поступають в міжтрубний простір через патрубок, що розміщений в верхній частині кожуха. Конденсат стікає по зовнішній поверхні і відводиться через патрубок, вварений на 80 мм вище нижньої трубної решітки. На верхній трубній решітці встановлений водорозподільчий бак-10 з циліндричною перегородкою-12. Охолоджуюча вода подається зверху в кільцевий простір водорозподільчого бака, звідки через прорізи в перегородці поступає до труб теплопередаючого пучка. В кожну трубу встановлена пластмасова насадка-11, на боковій поверхні якої вквані спіральні канали,

завдяки яким вода стікає плівкою по внутрішній поверхні труб, не заповнюючи їх перерізу.

Воздуховідділювач підключається до апарату через патрубок-4, який також служить для періодичного видалення масла, зігнута трубка якого опущена до трубної решітки. Конденсатор має запобіжний клапан-8, вентиль для випуску повітря-9, манометр-6 і патрубок для приєднання зрівноважуючої лінії-5.

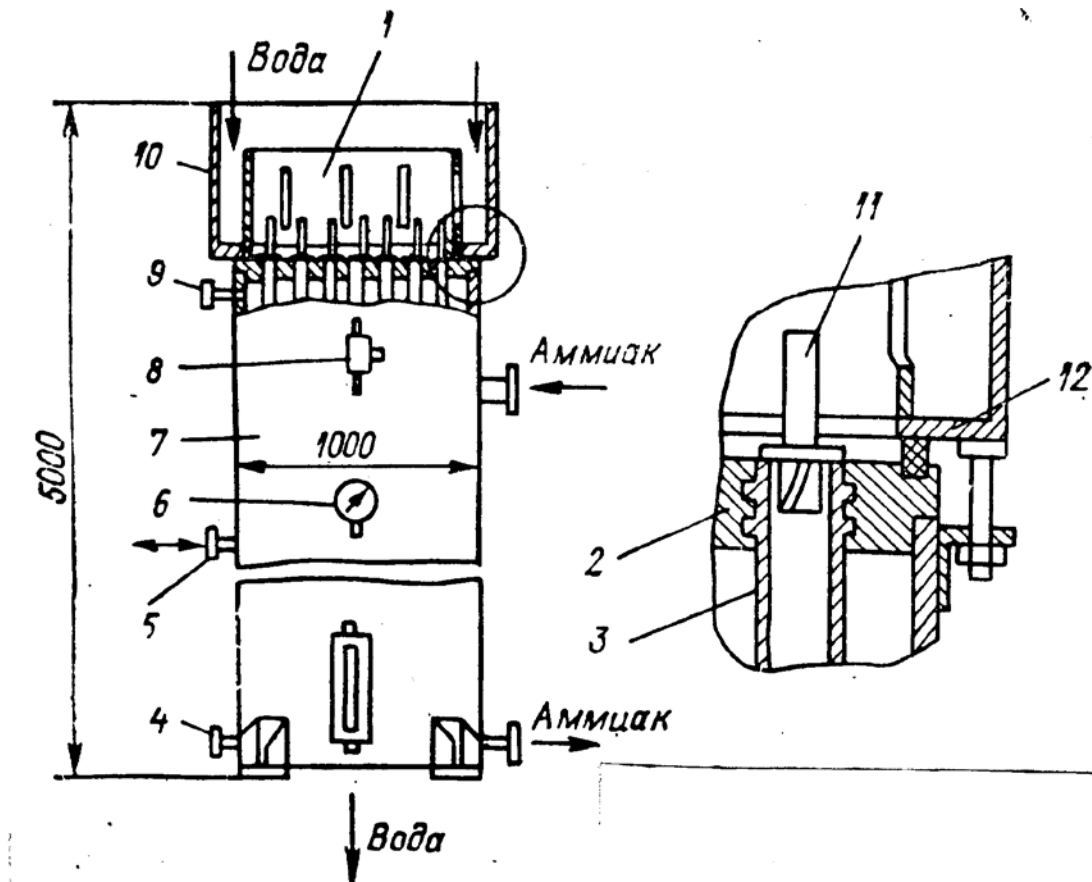


Рисунок 4 – Вертикальний кожухотрубний конденсатор.

ПАКЕТНО – ПАНЕЛЬНІ КОНДЕНСАТОРИ.

Апарат складається з декількох секцій, основними елементами яких є панель-2. Кожна панель утворена двома однаковими листами. Листи зварені між собою суцільним швом. Таким швом, в панелі утворюється ряд вертикальних каналів-1, в яких проходить конденсація аміаку. Вода входить через патрубок-3, проходить між секціями і виходить через патрубок-4. Послідовний рух воли між секціями за допомогою вертикальних щілин між

кромкою і вертикальним стояком рами. Позиції: 5-плоска кромка; 6,7-паровий і рідинний колектори.

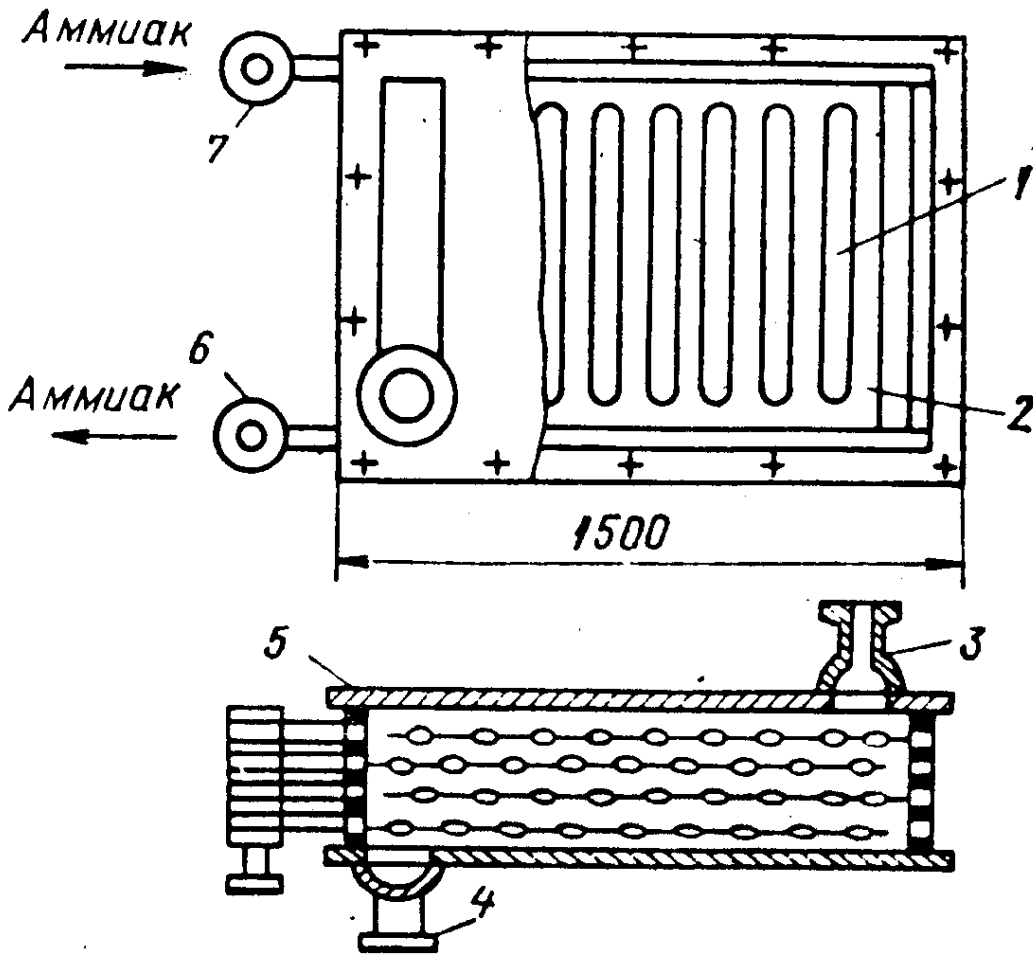


Рисунок - Пакетно-панельний конденсатор.

ОРОШУЮЧІ КОНДЕНСАТОРИ.

Серійний орошуючий конденсатор аміачний (Рисунок 6) являє собою ряд плоских змієвиків (секцій), виконаний з 14 горизонтальних труб діаметром 57x3,5 мм. Пари аміку через патрубок-2 поступають в розподільчий колектор і звідти в нижні труби секцій. По мірі руху вгору аміак конденсується і видаляється через проміжні відводи в вертикальний стояк-6, звідки зливається в реверс-4, з'єднаний з верхньою частиною конденсатора зрівноважуючого лінією-5. Подача парів аміаку в нижню трубу секцій запобігає попаданню масла в верхні труби і зменшує їх термічний опір. Проміжний відвід конденсату з 4, 8, 10, 12 труб кожної секції виключає затоплення нижньої частини змієвика, що підвищує інтенсивність теплопередачі.

Вода подається насосом в водоприйомний бак-1 і далі в водорозподільчі жолоби, що розміщені під кожною секцією. Переливаючись через краї жолобу, вода рівномірно орошує труби і заливається в піддон. З піддону частина нагрітої води в дренаж, а частина після додавання свіжої води йде на рециркуляцію. Розхід орошуючої води, включаючи і свіжу, на кожен секцію складає 10-12 м³/год. До переваг орошувального конденсатора відносять і менший розхід металу; простота в виготовленні і надійність в роботі. Є і суттєві недоліки і громіздкість; необхідність встановлення в відкритому просторі; необхідність доброго нагляду за водорозподільчими пристроями; забруднення орошувальної води.

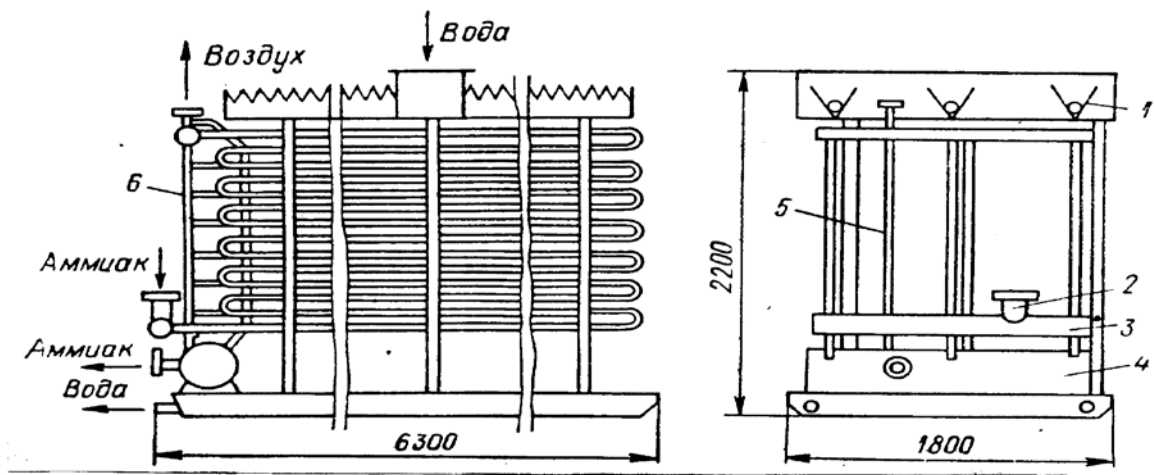


Рисунок – Орошувальний конденсатор.

ВИПАРОВУВАЛЬНІ КОНДЕНСАТОРИ.

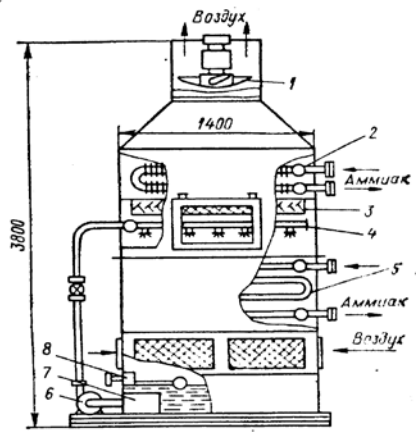


Рисунок 7 – Випаровувальний конденсатор.

В цих конденсаторах вентилятори забезпечують примусовий рух повітря знизу вгору елімінатора. Пари аміаку поступають в конденсатор-2, проходять через

масловідділювач і йдуть в секцію конденсатора-5. Вода з фільтрувальної камери-7 забирається насосом-6 і подається в орошуючий пристрій-4, що виконано в вигляді труби з фортунками або отворами. Вентилятори-1, що встановлені на верхньому конфузурному участку кожуху. Регулюючий клапан-8, для підтримання постійного рівня води.

I. ПОВІТРЯНІ КОНДЕНСАТОРИ.

Хладонові конденсатори для малих і середніх холодильних машин однотипні по конструкції. Апарат складається з одної або декількох секцій, з'єднаних послідовно кулачками або n-колекторами. Пар хладона підводиться зверху до 1 секції або до парового колектора, рідина відводиться знизу з останньої секції або з колектора.

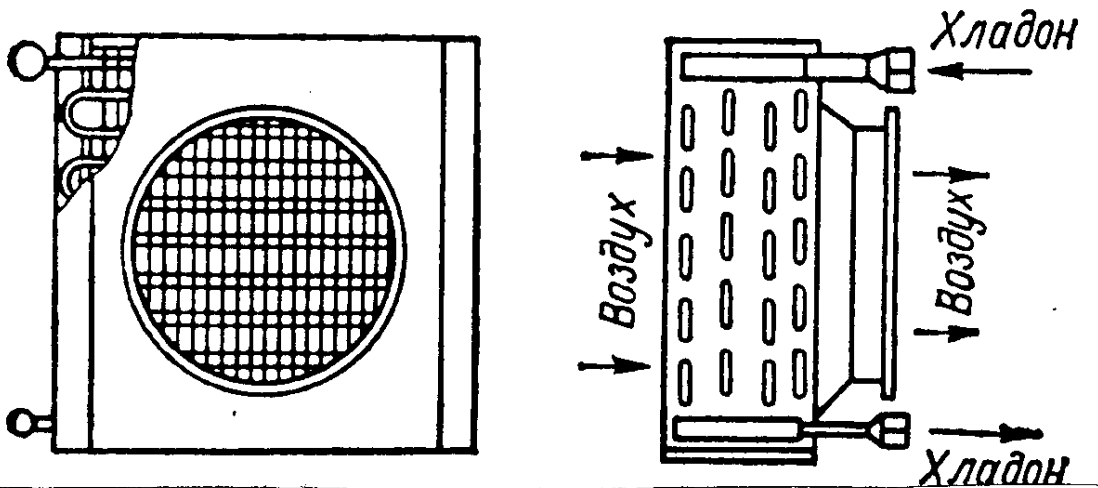
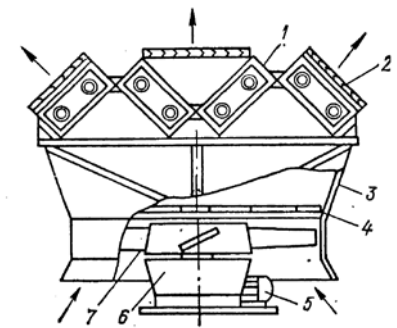


Рисунок 8 – Повітряний хладоновий конденсатор.

Повітряний конденсатор з зигзагоподібним розміщенням секцій.

1 – секції; 2 – жалюзі; 3 – диффузор; 4 – вузол зволоження повітря; 5 –



електродвигун; 6 – редуктор; 7 – колесо вентилятора.

Конденсатори необхідно підбирати по величині дійсного теплового потоку, який визначають при тепловому розрахунку компресора. Тип конденсатора вибирають в залежності від призначення установки, умов постачання водою і якості води з врахуванням кліматичних умов.

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

У випадку прямопливної системи водопостачання з природніх водойм на великих холодильних установках, що працюють на аміаку NH₃, використовують вертикальні кожухотрубні конденсатори.

Для районів з низькою відносною вологістю повітря рекомендується використовувати випарні конденсатори.

Велика кількість малих і середніх холодильних машин, що працюють на хладонах, комплектуються конденсаторами з повітряним охолодженням.

Повітряні конденсатори можна рекомендувати для установок, що працюють при температурі навколишнього середовища 30 °С.

Технічні характеристики горизонтальних кожухотрубних конденсаторів представлені в табл.2.1, вертикальних кожухотрубних – в табл.2.2, горизонтальних кожухотрубних з зовнішнім розташуванням труб, для машин, що працюють на хладонах, табл.2.3, 2.4, для аміачних машин – в табл.2.5.

Таблиця 2.1-Технічні характеристики горизонтальних кожухотрубних конденсаторів.

Конденсатори	Площа	Габаритні розміри				Число труб	Умовні проходи, мм.			Об'єм міжтруб	Маса апарата
		Діаметр, мм.	Довжина, мм.	Ширина, мм.	Висота, мм.		париди, d	риди, ni	води, d2		
марка	поверхні					шт.				-	кг.

	м ²	D	L	B	H			d1		ного про с- тору м.	
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	50	10	1-	0.16	555
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	50	20	70	0.32	595
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	50	20	70	0.39	1040
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	50	20	70	0.52	1440
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	70	25	80	0.53	1550
КТГ-50	50	600	4852	910	1000	216	70	25	80	0.7	1980
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	80	25	100	0.89	2430
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	80	32	125	1.26	3300
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	80	32	125	1.58	4000
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	100	40	200	2.0	5330
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	100	40	200	2.5	6450
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	125	50	250	3.5	9360
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	125	50	250	4.1	10920

Таблиця 2.2 - Технічні характеристики вертикальних кожухотрубних конденсаторів. _____

Конденсатори	Площа поверхні, м ²	Габаритні розміри			Число труб, шт	Діаметр проходу, мм		Об'єм міжтрубного простору	Маса апарата, кг
		діаметр	ширин	висот		пари	Рідин		
Марка		D	B	H					
50КВ	50	700	920	5500	64	70	32	1.12	2490
75КВ	75	800	1020	5500	96	70	32	1.27	3350
100КВ	100	1000	1220	5000	150	80	40	1.8	4650
125КВ	125	1000	1220	6000	150	80	40	2.2	5590

150КВ	150	1200	1450	5000	210	100	50	2.64	6625
250КВ	250	1400	1650	550	312	125	50	3.64	10605

Таблиця 2.3 - Технічні характеристики горизонтальних хладонових кожухотрубних конденсаторів

Конденсатори	Площа зовнішньої поверхні	Діаметр обечайки, мм.	Довжина труб, м	Число труб	Максимальне Наванта-	Число ходів
КТР4	4.8	194	1.0	23	15.4	4,2
КТР-6	6.8	219	15	29	21.5	4,2
КТР-12	118	377;325	1 0:1 2	86	433	4:2
КТР-18	18	377;325	18	86	62.8	4:2
КТР-25	30	404	15	135	105	4
КТР-35	40	404	20	135	140	4
КТР-50	49.6	404	25	135	178	4
КТР-65	62	500	20	210	216	4:2
КТР-85	92.5	500	30	210	322	4:2
КТР-110	107	600	25	293	373	4:2
КТР-150	150	600	35	293	523	2
КТР-200	200	800	3.0	455	698	4:2
КТР- 260	260	800	40	455	1360	2

Таблиця 2.4-Технічні характеристики вертикальних хладонових кожухотрубних конденсаторів.

Конденсатори Марка	Площа пов	Діаметр апа-	Діаметр	Число труб,	Умовні проходи, мм			Габаритні розміри, мм			Об'єм міжтрубного
					па-ри	РІ-ди-	во-ди	дов-жина	ши-рина	ви-сота	
МКНТР-10	10	325	1500	60	25	20	50	1850	530	665	0.0885
МКНТР-16	10	325	1500	90	40	20	65	1850	530	665	0.0795
МКНТР-25	25	377	2000	110	40	32	65	2450	600	700	0.142

МКНТР-40	40	426	2000	174	50	40	100	2500	640	790	0.181
МКНТР-50	50	426	2500	174	50	40	125	3000	640	790	0.2325
МКНТР-60	63	426	2500	218	65	50	125	3000	535	790	0.2125
МКНТР-80	80	530	2000	358	65	50	150	2530	700	930	0.265
МКНТР-100	100	530	3000	358	80	65	150	3050	700	930	0,335
МКНТР-125	125	530	3000	358	80	65	200	3550	700	930	0.411

Таблиця 2.5 Технічні характеристики повітряних аміачних конденсаторів.

жина труб, м	Число рядів труб	Загальна кількість труб	Площа зовнішньої поверхні, м ²	Продуктив- ність венти- лятора, м/год	Кількість вентиляторів, шт
Апарат повітряного охолодження типу (АВМ)					
1.5	4	94	105	7	1
3	4	94	220	14	2
1.5	6	141	160	6	1
Апарати повітряного охолодження горизонтального типу (АВГ)					
4	4	282	875	39 або 75	1
8	4	282	1770	33 або 70	2
4	6	423	1320	28 або 67	1

Розрахунок конденсатора зводиться до визначення площі поверхні теплопередачі, по якій підбирають один чи декілька конденсаторів з сумарною площею поверхні, що рівна розрахунковій.

Розраховують необхідну кількість води чи повітря і вибирають насоси чи вентилятори. Площу поверхні теплопередачі конденсатора $F(m^2)$ визначають за формулою: (2.1.1)

$$F=(Q_k*1000)/(k*\Delta t_{сер}) \quad (2.1.1)$$

де Q_k - сумарний тепловий потік в конденсаторі від всіх груп компресорів, кВт;
 k — коефіцієнт теплопередачі, Вт/($m^2 * K$), табл. 2.6;

$\Delta t_{сер}$ - середня різниця температур між конденсованим холодоагентом і середовищем, К.

Таблиця 2.6-Значення коефіцієнтів теплопередачі для конденсаторів

Тип конденсатора	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 * \text{К})$
Горизонтальний кожухотрубний	
для аміаку	800... 1000
для хладонів	460...580
Зрошуваний для аміаку	700...900
Випарний для аміаку з повітряним охолодженням	465...580
(із вимушеною циркуляцією повітря) для хладонів	20...45

Середню різницю температур можна визначити, як логарифмічну, якщо відношення різниць температур потоків на початку і в кінці процесу більше 2, чи як арифметичну, якщо відношення цих різниць температур менше 2

Логарифмічну різницю температур визначають за формулою (2.1.2)

$$\Delta t_{сер}=(\Delta t_б - \Delta t_м)/(2.3*\lg(\Delta t_б/\Delta t_м)) \quad (2.1.2),$$

де $\Delta t_б$ - більша різниця температур, К;

$\Delta t_м$ - менша різниця температур, К;

Середня арифметична різниця температур визначається за формулою (2.1.3)

$$\Delta t=тк-((t_1-t_2)/2) \quad (2.1.3)$$

де t_k - температура конденсації, К;

t_1 і t_2 - температури води, що поступає в конденсатор, і відводиться з конденсатора, К.

По розрахунковій площі поверхні теплопередачі вибирають конденсатор відповідного типу. Об'єм охолоджуючої води визначають за формулою (2.1.4)

$$V_{\text{вд}} = Q_k / (c * \rho * \Delta t_{\text{вд}}) \quad (2.1.4),$$

де Q_k - сумарний тепловий потік в конденсаторі, кВт;

c -питома теплоємність води ($c = 4.19$ кДж/(кг*К));

ρ густина води ($\rho = 1000$ кг/м³);

$\Delta t_{\text{вд}}$ - нагрів води в конденсаторі, К.

За формулою (2.1.4), можна визначити об'єм повітря для конденсаторів повітряного охолодження. Тоді враховують, що $c = 1$ кДж/(кг*К); для повітря

$\rho = 1,2-1,15$ кг/м³

2.2. ВИПАРНИКИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

Вибір реальних випарників проводять за прийнятою системою охолодження: при закритій системі приймають кожухотрубні випарники, при відкритій - панельні.

Розрахунок виконують з урахуванням основного рівняння теплопередачі

$$Q = k * F * \Delta t_{\text{сер}} * 10^{-3} \quad (2.2.1) \text{ де}$$

Q - теплове навантаження на випарник, кВт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м*К);

F - площа поверхні теплопередачі, м²;

$\Delta t_{\text{сер}}$ - середній логарифмічний температурний напір між холодоносієм і киплячим холодоагентом, °С.

В табл.2.7 приведені наближені значення коефіцієнтів теплопередачі для випарників різних конструкцій,

Таблиця 2.7-Значення коефіцієнтів теплопередачі для випарників.

Тип випарника	К, Вт/(м ² * К)
кожухотрубний аміачний	460...580
хладоновий(R12)	230...350
хладоновий(R22)	350...400
кожухозмійовиковий хладоновий	290... 1000
Панельний аміачний	460...580

Середня різниця температур для установок, що працюють на аміаку NH₃ 5-6 °С, для установок, що працюють на хладачах, в апаратах затопленого типу 6-8 °С, в апаратах з киплячим холодоагентом 8-10 °С. Відповідно питомий тепловий потік $\Delta F = k * \Delta t$, (Вт/м²):

За формулою (2.2.1) розраховують необхідну площу поверхні теплопередачі. Тоді по довідковій літературі підбирають тип випарника.

Масову витрату холодоносія визначають з рівняння матеріального балансу випарника по холодоносію за формулою (2.2.2).

$$V_v = Q_v / (C_p * \rho_p * \Delta t_p) \quad (2.2.2)$$

де

V_v - витрата холодоносія, м³/с;

Q_v - ТЕПЛОВИЙ ПОТІК в випарнику, кВт;

C_p - питома теплоємність холодоносія, кДж/(кг*К);

ρ_p - густина росолу, кг/м³;

Δt_p - різниця температур росолу на вході і виході з випарника, К. Різницю температур росолу на вході і виході з випарника в К приймають в залежності від виду, апаратів охолодження, наприклад:

батареї і повітроохолоджувачі 2 -3

технологічні апарати 4 -6

швидкоморозильні апарати 1

Технічні характеристики випарників приведено в таблицях: панельних - в табл. 2.8; горизонтальних кожухотрубних - в табл.2.9; з киплячим холодоагентом всередині труб - в табл. 2.10.

Таблиця 2.8-Технічні характеристики панельних випарників.

Випарни Марка	Площа, робочої поверхні	Кількість секцій	Габарити			Ємкість по аміаку, м ³
			довжина, мм	ширина, мм	висота, мм	
3оип	30	6x5	3470	575	1050	0.169
40ип	40	8x5	3470	735	1050	0.223
60ип	60	12x5	3670	1060	1050	0.332
30ип	90	18x5	3670	1045	1050	0.497
120ип	120	12x10	6100	1115	1200	0.501
180ип	180	18x10	6100	1625	1200	0.744
240ип	240	24x10	6100	2135	1200	1.008
320ип	320	32x10	6100	2815	1200	1.34

Таблиця 2.9-Технічні характеристики кожухотрубних випарників.

Випар- ники, марка	Площа робочої поверхні,	Габарити				Число труб, шт	Об'єм міжтруб- ного
		діаметр, мм	довжина, мм	ширина, мм	Висота, мм		
ИКТ40	40.7	600x8	3580	1075	1590	216	0.52
ИКТ50	54	600x8	4580	1075	1590	216	0.7
ИКТ65	67.8	600x8	5580	1075	1590	216	0.885
ИКТ90	96.8	800x8	4670	1310	1950	186	1.14
ИКТ110	121	800x8	5670	1310	1950	386	1.58
ИКТ140	154	1000x10	5800	1493	2270	616	2.64
ИКТ180	193	1000x10	5800	1493	2270	616	2.64
ИКТ250	273	1200x12	5920	1788	2670	870	3.8

Таблиця 2.10-Технічні характеристики випарників з киплячим холодоагентом.

Випарники, марка	Площа робочої поверхні,	Діаметр апарата, мм	Довжина апарата, м	Число труб, шт	Число ходів	ємкість по холодоагенту, м ³
ИТВР-5	5	273	1500	64	26	0.0054
ИТВР- 6.3	6.3	273	2000	64	28	0.0072
ИТВР-8	8	325	1500	98	20	0.087
ИТВР-10	10	325	2000	98	22	0.0116
ИТВР-12.5	12.3	325	2500	98	20	0.0145
ИТВР-16	16	325	3000	98	22	0.0175
ИТВР-20	20	426	2000	184	14	0.0216
ИТВР-25	25	426	2500	184	14	0.027
ИТВР-31.5	31.5	426	3000	184	14	0.0324
ИТВР-40	40	530	2500	282	12	0.0412
ИТВР-50	50	530	3000	282	10	0.0495
ИТВР- 63	63	600	2500	416	10	0.061
ИТВР- 80	80	600	3000	416	8	0.072
ИТВР-100	100	700	3000	568	6	0.1
ИТВР-125	700	700	3500	568	6	0.117
ИТВР-160	160	800	3500	750	6	0.154
ИТВР-200	200	800	4000	750	6	0.176

2.3. КАМЕРНЕ ОБЛАДНАННЯ.

Камерне обладнання підбирають у відповідності з прийнятою системою охолодження.

При безпосередньому охолодженні камер використовують батареї, що входять в комплект машини. При росольному охолодженні поверхню батарей визначають розрахунком в залежності відвеличини теплостоків в камеру.

На великих холодильниках в камерах зберігання використовують батареї з трубок чи панельні. Площу поверхні теплообміну батареї $F(m^2)$ визначають за формулою (2.3.1)

$$F=Q_{обл}/(k* \Delta t) \text{ (2.3.1)}$$

де- $Q_{обл}$ - сумарне навантаження на камерне обладнання, що визначають тепловим розрахунком, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі охолодження, $Вт/(m^2 *K)$;

Δt - різниця температур між повітрям в камері і киплячим холодоагентом при безпосередньому охолодженні чи середній температурі холодоносія при росольному охолодженні,

Коефіцієнти теплопередачі приведені в таблиці 2.11

Таблиця 2.11 -Значення коефіцієнтів теплопередачі для батарей.

Вид батарей	Температура повітря в камері	
	0°C	-20°C
Батареї, виготовлені з гладких труб: для стелі	9,8	7,0
Для стін	9,8-14,0	7,0-9,9
Рибристі батареї: для стелі однорядні	5,9-5,1	4,7-4,2
Для стелі дворядні	5,6-4,8	4,4-4,0
Для стін: 4 труби	4,7-4,1	3,6-3,7
8 труб	4,3-3,7	3,4-3,0

Більші значення коефіцієнтів відносяться до батарей з кроком 30 мм, менші - з кроком 20 мм.

Коефіцієнти теплопередачі для батарей з верхньою подачею холодоагента необхідно приймати на 10% меншими від приведених значень.

Мінімальна кількість секцій - дві. Між цими секціями можуть бути вварені середні секції, кількість яких залежить від довжини камери. Кожна батарея має свою площу поверхні теплопередачі.

В першу чергу розташовують батареї на стелі і визначають кількість тепла, що може бути відведена ними. Якщо цих батарей недостатньо, то встановлюють батареї на стіни.

Панельні батареї використовують для довготривалого зберігання неупакованих продуктів, щоб зменшити втрати від усушки. Панельні батареї встановлюють на всю поверхню стелі. Площу поверхні теплопередачі визначають з врахуванням того, що поглинає тепло тільки поверхня, яка обернена в камеру:

$$F_c + F_{ст} = (Q_{заг} - Q_1^П - Q_1^C) / (k * \Delta t) \quad (2.3.2)$$

де F_c - площа поверхні батарей, що розташовані на стелі, m^2 ;

$F_{ст}$ - площа поверхні батарей, що розташовані на стінах, m^2 ;

$Q_{заг}$ - загальна кількість теплових потоків в камеру, Вт;

$Q_1^П$ - теплові потоки через покриття з урахуванням сонячної радіації, Вт;

Q_1^C - теплові потоки через зовнішні стіни з урахуванням сонячної радіації, Вт;

Δt - питомий тепловий потік. $Вт/m^2$ приймають не більше $47 \text{ Вт}/m^2$).

Повітроохолоджувачі встановлюють безпосередньо в камерах і за ними. Повітроохолоджувачі можуть також підвішуватись і при цьому не займати корисної площі. Такі апарати мають площу охолодження $50-250 \text{ м}^2$.

Для установок, що працюють на хладачах повітроохолоджувачі виготовляють з мідних труб. Ребра виготовляють з алюмінію у вигляді пластинок.

Площу поверхні теплопередачі розраховують за формулою (2.3.2), підставивши в неї значення коефіцієнту теплопередачі повітроохолоджувача, що залежить від температури кипіння аміаку (чи холодоносія):

Температура кипіння Т, °С	-40	-20	-15	0 і вище
К, Вт/м ²	11.6	12.8	14.0	17.5

Для гладкотрубних аміачних повітроохолоджувачів $K = 35-43 \text{ Вт/м}^2$. По розрахованій площі поверхні теплопередачі вибирають один чи декілька повітроохолоджувачів з таким розрахунком, щоб розподілення температур по всьому об'єму було рівномірним. Після вибору повітроохолоджувачів необхідно перевірити чи достатня об'ємна подача V_v , (м/с) вентиляторів . Перевірку проводять за формулою (2.3.3)

$$V_v = Q_{\text{обл}} / (\rho_p \cdot (V_2 - V_1)) \quad (2.3.3),$$

Де $Q_{\text{обл}}$ - теплове навантаження на обладнання, Вт;

ρ_p - густина повітря, що виходить з повітроохолоджувача, кг/м³;

$(h_1 - h_2)$ - різниця ентальпій повітря, що входить і виходить з повітроохолоджувача.

Густину і ентальпію повітря на вході і виході визначають по h-s діаграмі для вологого повітря. При виборі камерних приладів охолодження для камер охолодження чи заморожування продуктів необхідно враховувати, що перший період після завантаження продуктів навантаження на обладнання велике. Для того, щоб зменшити ці навантаження збільшують площу приладів охолодження на 30%.

2.4. ПЕРЕОХОЛОДЖУВАЧІ

Для зменшення втрат при дроселюванні рідкого холодоагенту необхідно понизити температуру перед регулюючим вентиляем. Для цього використовують водяні переохолоджувачі, що включають в схему після лінійного ресивера, тоді коли температура води, що поступає в оборотну систему водопостачання, нижче температури води, що поступає в конденсатор.

В схемах з випарним і повітряним конденсатором переохолоджувач не передбачений.

Розрахунок переохолоджувача зводиться до визначення необхідної площі поверхні теплопередачі $F(m^2)$ за формулою (2.4.1):

$$F = Q_{по} / (k * \Delta t) \quad (2.4.1)$$

де $Q_{по}$ - тепловий потік в переохолоджувачі, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м*К) ($K=465-700$ Вт/(м*К));

Δt - середня арифметична різниця температур між холодоагентом і водою, °С,

тепловий потік визначають за формулами (2.4.2.), (2.4.3.):

для одноступеневої машини: $Q_{по} = M(h_3 - h_3)$; (див.рис. 1.1.1)

для двоступеневої машини: $Q_{по} = M(h_6 - h_7)$; (див.рис. 1.2.1)

Переохолоджувач вибирають по значенню сумарного теплового потоку для всіх машин, що включені в схему.

Витрату води на переохолоджувач $V_v (m^3)$ визначають в залежності від теплового потоку і нагріву води за формулою (2.4.4)

$$V_v = Q_{по} / (c * \rho * \Delta t_{вд}) \quad (2.4.4)$$

де $\Delta t_{вд}$ - нагрів води на переохолоджувачі. Технічні характеристики переохолоджувачів приведені в табл.2.12

Таблиця 2.12- Технічні характеристики переохолоджувачів.

Переохолоджувачі, марка	Площа поверхні охолодження, mm^2	Число секцій, шт	Число труб в секції, мм	Розміри, мм		
				висота, мм	загальна довжина, мм	довжина між крайніми трубами, мм
6ПП	5.85	1	12	1380	5200	803
8ПП	7.8	1	16	1690	5200	1025
12ПП	11.7	2	12	1700	5350	803
БПП	15.6	2	16	2010	5350	1095

2.5. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

ЗАВДАННЯ №1

Визначити площу поверхні теплопередачі конденсатора, здійснити його вибір і розрахувати об'ємну витрату охолоджуючої води, якщо відомо, що холодопродуктивність аміачної одноступеневої компресійної установки ($R_0 = 150$ кВт, температура кипіння холодоагенту $t_0 = -20$ °С, температура парів, що засмоктуються компресором $t_{вс} = -15$ °С, температура води, що подається на конденсатор $t_{w1} = 10$ °С.

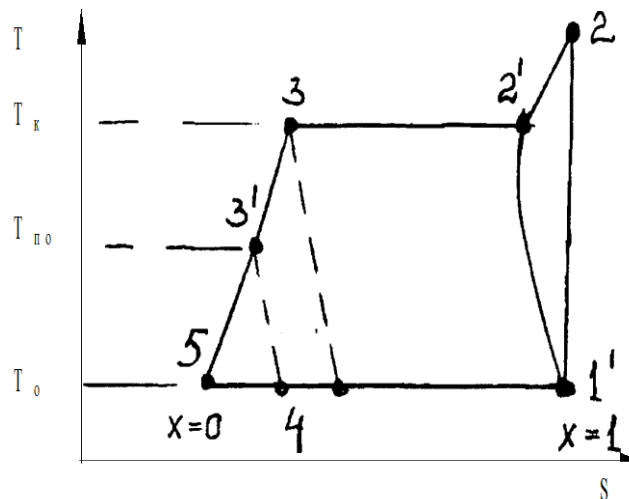
Тип конденсатора - горизонтальний кожухотрубний. Машина працює без переохолоджувача, перегрів парів здійснюється у випарнику.

Розв'язок.

1. Приймаємо, що температура води в конденсаторі підвищується на 8 °С, тоді $t_{w2} = t_{w1} + 8 = 10 + 8 = 18$ °С
2. Температуру конденсації парів холодоагента приймаємо на 4 °С вище від температури води, що виходить з конденсатора:

$$t_k = t_{w2} + 4 = 18 + 4 = 22 \text{ °С}$$

- 2 По відомих значеннях t_0 , $t_{вс}$, t_k будемо цикл одноступеневої аміачної холодильної машини в координатах Р-Н. На основі виконаної побудови



визначаємо ентальпію парів, що засмоктуються компресором, $h_1=1670$ кДж/кг, парів в кінці стиснення $h_2=1894$ кДж/кг, рідкого холодоагенту після конденсації і парорідинної суміші після регулюючого вентиля $h_3 = h_4 = 525$ кДж/кг

4. Розрахуємо масову витрату циркулюючого холодоагенту. Так як перегрів парів холодоагенту здійснюється в випарнику, то $q_0 = h_1' - h_4$.

$$\text{Тоді: } G_0 = Q_0 / (h_1' - h_4) = 150 / (1670 - 525) = 0.131 \text{ кг/с.}$$

5. Потім розраховуємо теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = Q_0 (i_2 - i_3) = 0.131 (1894 - 525) = 179.3 \text{ кВт.}$$

6. По таблицях приймаємо коефіцієнт теплопередачі $K = 800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

7. Пораховуємо середній логарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{\text{сер.}} = (\Delta t_b - \Delta t_m) / (2.3 \cdot \lg(\Delta t_b / \Delta t_m))$$

8. При відомих значеннях Q_k , K , $\Delta t_{\text{сер.}}$ визначимо площу у поверхні теплопередачі:

$$F = (179.3 \cdot 1000) / (800 \cdot 3.85) = 58.2 \text{ м}^2$$

По таблицях підбираємо горизонтальний кожухотрубний конденсатор КГГ-65, $P_k = 65 \text{ м}^2$.

ЗАВДАННЯ №2

Визначити площу поверхні теплопередачі випарника і витрату холодоносія (NaCl), підібрати випарник і насос, якщо одноступенева холодильна установка, що працює на R12 має холодопродуктивність ($Q_0 = 43$ кВт, температура холодоносія, що виходить з випарника $t_{x_2} = -9$ °С).

Розв'язок.

І. Приймаємо перепад температур по холодоносію $\Delta t_{x_1} = 4$ °С. Тоді:

- температура холодоносія на вході в випарник; $t_{x_1} = t_{x_2} + \Delta t_{x_1} = -9 + 4 = -5$ °С;

- середня температура холодоносія:

$$\Delta t_{x_{\text{сер.}}} = (-5 - 9) / 2 = -7 \text{ °С. 4. Знаходимо температуру кипіння холодоагенту:}$$

$$t_0 = \Delta t_{x_{\text{сер.}}} - 5 = -7 - 5 = -12 \text{ °С.}$$

3. Визначимо питому теплоємність холодоносія, враховуючи, що температура замерзання повинна бути не менше ніж на 8 °С меншою від температури кипіння то холодильного агента, або $t_{зам}=t_o-8=-12-8=-20^{\circ}\text{C}$.

Такій умові задовільняє росіл NaCl, що має концентрацію 22.4% і густину $\rho_{хн}= 1170 \text{ кг/м}^3$. При середній температурі $t_{хсер} = -7^{\circ}\text{C}$ і концентрації 22.4% питома теплоємність росолу $c=3,335 \text{ кДж/(кгК)}$.

4. Приймаємо кожухотрубний випарник і по таблиці знаходимо

$$k=230 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

5. Визначимо температурний напір $\Delta t_{сра}=t_{сер}-t_o=-7-(-12)=5^{\circ}\text{C}$.

6. Площа поверхні теплопередачі випарника

$$F_{в}=Q_o/(k \cdot \Delta t_{сра})=(43 \cdot 10^3)/(230 \cdot 5)=37.4 \text{ м}^2$$

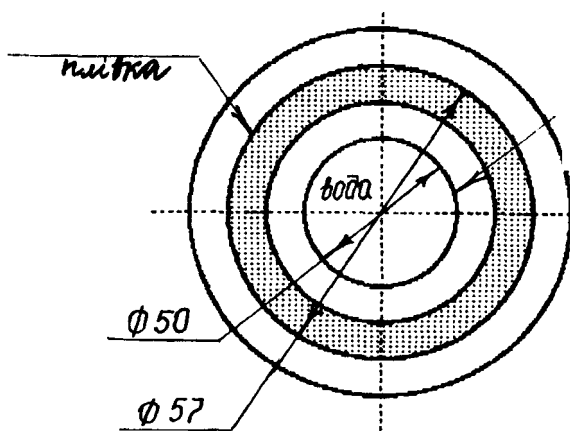
7. Масова і об'ємна витрати холодоносія:

$$G_{хн}=Q_o/C_{хн} (t_{хн1} - t_{хн2})=43/(3.345 \cdot 4) = 3.22 \text{ кг/с};$$

$$V_{хн}=G_{хн}/\rho_{хн}=3.22/1170=0.00275 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По довідковій літературі вибираємо відцентровий насос марки 1,5К-8/19а, що має подачу $V= 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$.

ЗАВДАННЯ №3



Як змінюється коефіцієнт теплопередачі в умовах теплопередачі в вертикальному кожухотрубному конденсаторі між холодоагентом і водою, що рухається по внутрішній поверхні труб, якщо через деякий час експлуатації з'явиться додатковий термічний опір зі сторони холодоагента у вигляді масляної плівки товщиною $\delta_m = 0.1 \text{ мм}$, $\lambda_m = 0.14 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, а зі сторони води - у вигляді шару водяного каменю товщиною $\delta=1\text{мм}$ ($\lambda_{ст} = 2.2 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$).

Кожухотрубний конденсатор виготовлено зі сталевих труб діаметром 57x3.3 мм ($\lambda_{ст}=46.5 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$)

Коефіцієнти тепловіддачі зі сторони конденсуючого аміаку до зовнішньої поверхні труб $k_a = 5200 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$, від внутрішньої поверхні труб до води $-k_a = 4200 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Розв'язок.

Згідно схеми коефіцієнт тепловіддачі можна визначити підставляючи відомі дані. Одержимо:

$$k = 1 / ((1/4200) + (0.0035/46.5) + (1/5200)) = 1977 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$k_1 = 1 / ((1/4200) + (0.0035/46.5) + (1/5200) + (0.0001/0.14)) = 597 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Тобто при наявності забруднень коефіцієнт теплопередачі в 3.31 рази менше. Цей факт обов'язково слід врахувати при розрахунках поверхні теплопередачі конденсаторів і інших апаратів холодильних установок.

ЗАВДАННЯ №4

Визначити площу поверхні теплопередачі батареї камери зберігання морожених вантажів з температурою повітря $t_{п} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплове навантаження на обладнання $Q_{обл} = 28180 \text{ Вт}$. Розмір камер 24x12 м.

Розв'язок.

Батареї для стелі зручно розташувати між балками. Відповідно довжина батареї не повинна бути більшою 10м.

Батареї виготовляють із стандартних секцій. Приймаємо батареї з двох колекторних секцій СК з 6 труб і однієї середньої секції СС. Довжина секцій СК 2750 мм, секції СС = 4500 мм. Загальна довжина батареї $l_b = 2 \cdot 2750 + 4500 = 6150$ 1000 мм. Ширина батареї з 6 труб 1500 мм. Площа поверхні батареї, якщо крок ребер 30 мм:

$$F_b = 2 \cdot 21.5 + 35.7 = 78.4 \text{ м}^2$$

Визначимо необхідну площу поверхні батареї:

$$F=28180/(4.7 \cdot 10)= 600\text{м}^2$$

Кількість батарей, що необхідно розмістити в камері визначим як відношення необхідної робочої площі поверхні, до площі поверхні одної батареї:

$$n=600/78.7=7.6$$

Приймаєм 8 батарей.

3.ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

Допоміжне обладнання –(ресивери, відділювачі рідини, масловідділювачі, маслозбірники,проміжні ємкості) забезпечують стабільність і безпечність роботи холодильної установки.

3.1.РЕСИВЕРИ.

В схему холодильної установки в залежності від вибраної системи охолодження можуть бути включені циркуляційні, лінійні, дренажні і захисні ресивери. Правильний вибір з місткості ресиверів забезпечує безпечну роботу системи. У відповідності з правилами техніки безпеки на аміачних холодильних установках місткість ресиверів потрібно визначити виходячи з таких міркувань.

1.Лінійні ресивери повинні містити аміаку не менше 30% об'єму батарей і повітроохолоджувачів в автоматизованих насосно-циркуляційних системах з верхньою подачею аміаку в прилади охолодження. При наявності на трбопроводах приладів охолодження, соленоїдних вентилів, об'єм ресивера можна зменшити до 30% об'єму батарей і повітроохолоджувачів.

2.Циркуляційні ресивери повинні бути розраховані на робочий об'єм рідкого аміаку, що зливається з приладів охолодження. Ця кількість рідкого холодогену складає не менше 30% від загальної кількості холодоагенту в випарній системі.

3. Дренажні риверсивери повинні забезпечувати можливість зливу аміаку з приладів охолодження самої великої камери зберігання чи заморожування.

4. Захисні ресивери в бензонасосних системах повинні вмещувати не менше 30% рідини, яка міститься в приладах охолодження, в випадку викиду її з батарей при підвищених теплових навантаженнях. В схемах з регулюванням заповнення охолоджуючих приладів по перегріву пари можна встановлювати один захисний ресивер. Якщо неможливо забезпечити вихід перегрітої пари з охолоджуючих приладів, то потрібно вмикати два ресивери, які будуть працювати по чергово.

При визначенні розрахункового об'єму ресиверів всіх типів потрібно враховувати. Що заповнення їх при будь-яких обставинах не повинно перевищувати 80% об'єму. Тому у відповідності з вимогами правил техніки безпеки розрахунковий об'єм всіх типів ресиверів збільшують на 20%.

Визначити місткість різних видів ресиверів можна за формулами(3.1.1.-3.1.4.)

Лінійні ресивери:

а) в насосно-циркуляційних системах з верхньою подачею аміаку в прилади охолодження об'єм лінійного ресивера $V_{л.р.}$:

$$V_{л.р.} = 0.5V_{вип}, \quad (3.1.1.)$$

де $V_{вип}$ – об'єм випарної системи, m^3 ;

0.5- коефіцієнт, що враховує ному заповнення ресивера при експлуатації(50% від об'єму);

б) в насосно-циркуляційних системах з нижньою подачею аміаку і в безнасосних системах при відсутності соленоїдних вентилів на всмоктуючих трубопроводах батарей об'єм лінійного ресивера:

$$V_{л.р.} = 1.45V_{вип}, \quad (3.1.2.)$$

а при наявності соленоїдних вентилів об'єм лінійного ресивера визначають так само, як для систем з верхньою подачею аміаку в прилади охолодження.

Об'єм циркуляційних ресиверів в насосно-циркуляційних системах визначають за формулами(3.1.3):

$$V_{ц.р}=(V_6K_1=V_{пов}K_2)K_1K_2K_3K_4K_5K_6K_7M \quad (3.1.3.)$$

Значення коефіцієнтів К приведені в табл.3.1. Об'єм дренажного ресивера розраховують за формулою(3.1.4.):

$$V_{д.р}=1.2(V_{\sigma}+V_{пов})/0.8 \cdot 1.5(V_{\sigma}+V_{пов}) \quad (3.1.4.)$$

де V_{σ} -об'єм батареї найбільшої камери, м³;

$V_{пов}$ -об'єм повітроохолоджувачів даної камери, м³;

0.8-норма заповнення дренажного ресивера

1.2-коефіцієнт запасу.

В насосно-циркуляційних системах об'єм дренажного ресивера може бути прийнятий по об'єму найбільшого циркуляційного ресивера.

Значення коефіцієнтів для бензонасосних схем приведенні в табл.3.1.

Таблиця 3.1.- значення коефіцієнтів К для бензонасосних схем охолодження.

№ Коефіцієнта	Що враховує	В насосно-циркуляційних схемах		В бензонасосних схемах
		При нижній подачі холодоагента	При верхній подачі холодоагента	
K1	Об'єм заповнення труб батарей	0.7	0.25	0.7
K2	Об'єм заповнення Повітреохолоджувачів	0.7	0.5	0.7
K3	Кількість аміаку, що відводиться з приладів охолодження	0.3	-	0.3
K4	Міскість колекторів і трубопроводів	1.2	1.2	1.1
K5	Робоче заповнення ресиверів для			

	забезпечення стійкості роботи насосів:			
	Горизонтальних	1.25	1.25	1.05
	Вертикальних	1.55	1.55	1.2
К6	Допустиме заповнення ресиверів:			
	Горизонтальних	1.25	1.25	1.25
	Вертикальних	1.45	1.45	1.45
К7	Запас місткості	1.2	1.2	1.2

Об'єм випарної системи складається з об'єму батарей, повітроохолоджувачів і зливних трубопроводів(в бензонасосних системах, де регулювання заповнення батарей і повітроохолоджувачів виконується по перегріву парів на виході з приладів охолодження, у всмоктуючому трубопроводі рідкий аміак відсутній).

Об'єм батарей V_b (в m^3) чи повітроохолоджувачів розраховують в залежності від довжини труб батарей і об'єму 1 м труби:

$$V_b = L \times V \quad (3.1.5.)$$

де L-довжина труб батареї чи повітроохолоджувача, м;

V-об'єм 1м труби, m^3 .

Всі ресивери комплектуються запобіжними клапанами, манометрами моновакуумметрами, запірними вентилями і показчиками рівня.

На лінійних ресиверах крім вказаної арматури повинні бути встановлені сигналізатори максимального(80%) і мінімально-допустимого(20%) положення рівня.

Циркуляційні ресивери, що виконують одночасно функції відділювачів рідини, повинні мати прилади, що регулюють поступлення рідкого холодоагенту в посудину, прилади, що вимикають компресор при небезпечному підвищенні рівня рідини. Якщо циркуляційні ресивери не виконують функцій відділювача рідини, то на них встановлюють прилади, що регулюють поступлення рідини в ємкість, і лампові сигналізатори граничного рівня.

При розміщенні лінійного ресивера нижче конденсатора повинна бути передбачена газова рівноважна лінія.

В якості лінійних ресиверів використовують горизонтальні циліндричні ємкості. Ресивери марки РВ можуть бути використані при робочому тиску 1.8МПа (18 кгс/см²) в діапазоні температур від +15 до +45⁰С. Ресивери марки РВ укомплектовані трубчастими повітроохолоджувачами для видалення з системи газів, що не конденсуються. Об'єм ресивера (в м³) відповідає цифрі в марці апарату.

Технічні характеристики лінійних ресиверів марки РВ приведені в табл.3.2. Наприклад: оболонка ресивера 0.4 РВ виконана з труби діаметром 426x10мм; запобіжні клапани на ресиверах 3.5РВ і 5РВ мають діаметр умовного проходу Ду=25 мм; на інших апаратах Ду=15 мм.

Таблиця 3.2-технічні характеристики лінійних ресиверів.

Ресивери, марка	Рзміри, мм			Маса кг	Ресивери, марка	Розміри,мм			Маса кг
	DxS	L	H			DxS	L	H	
0.4РВ	426x10	362 0	570	4 1 0	2.5РВ	800x8	579 0	810	1035
0.75Р В	600 x8	319 0	500	4 3 0	3.5РВ	1000x10	489 0	950	1455
1.5РВ	800 x8	379 0	810	7 0 0	5РВ	1200x12	548 0	950	2225

Ресивери марки РД, що представляють собою також горизонтальний зварний циліндричний резервуар, можуть бути використані в якості циркуляційних, захисних чи дренажних. Використовують горизонтальні циркуляційні чи захисні ресивери разом з відділювачами рідини, з якими їх з'єднують рівноважною лінією. Робочий тиск ресиверів до 1.5МПа (15 кгс/см²), діапазон температур +40 : 50⁰С.

Технічні характеристики дренажних ресиверів марки РЛ приведені в табл.3.3.

Таблиця 3.3-технічні характеристики дренажних ресиверів.

Ресивери марка	Розміри, мм			Маса, кг
	DxS	L	H	
0,75РД	600x8	3000	500	430
1,5РД	800x8	3600	810	700
2,5РД	800x8	5730	810	1030
3,5РД	1000x10	4825	950	1450
5РД	1200x12	5340	950	2220

На великих холодильних установках доцільне використання апаратів, що виконують одночасно функції циркуляційних ресиверів і відділювачів рідини. Для цього призначені ресивери дренажні вертикальні циркуляційні марки РДВ. Ці ж апарати можна використовувати в якості захисних ресиверів в безнасосних схемах.

Апарат призначений для роботи при тисках не більше 1.5 МПа в діапазоні температур +40°C÷50°C.

Запобіжний клапан на ресивері 1.5 РДВ має діаметр умовного проходу $D_u=15\text{мм}$, на інших апаратах $D_u=5\text{мм}$.

Технічні характеристики дренажних вертикальних циркуляційних ресиверів марки РДВ приведені в табл.3.4.

Таблиця3.4.-Технічні характеристики дренажних вертикальних ресиверів

Ресивери марка	Розміри, мм			Ємкість, м ³	Маса, кг
	DxS	H	B		
1,5РДВ	800x8	3880	1116	1,68	785
2,5РДВ	1000x10	3990	1320	2,70	1285
3,5РДВ	1200x12	3565	1524	4,55	2000
5РДВ	1200x12	4560	1524	4,55	2000

2.ВІДДІЛЮВАЧІ РІДИНИ.

Відділювачі рідини включають в схему для захисту компресорів від попадання в них рідкого холодоагенту і, відповідно, від гідравлічного удару. В сучасних схемах відділювачі рідини оснащені автоматичними приладами, що вмикають компресор при небезпечній зміні рівня рідини в посудині. В насосно циркуляційних схемах (в безнасосних схемах при регулюванні заповнення приладів охолодження по перегріву пари при нормальній експлуатації в посудині не повинно бути рідини) вся рідина, що поступає в посудину зливається в ресивер.

Підбирають відділювач рідини по діаметру всмоктуючого патрубку компресора. На кожну температуру кипіння підбирають окрему посудину, що обслуговує всю випарну систему.

Рідина відділяється від пари внаслідок різкої зміни швидкості і напрямку руху холодоагенту. Швидкість пари в посудині повинна бути не більше 0.5 м/с.

Відділювач рідини представляє собою зварний вертикальний циліндричний резервуар, що має патрубок і штуцера для приєднання рідинної і парової лінії аміаку, врівноважуючої лінії, автоматичних приладів і манометра.

Відділювачі рідини розраховані на робочий тиск не більше 1.5 МПа робочий діапазон температур +40÷50°C.

Технічні характеристики відділювачів рідини приведені в табл.3.5

Таблиця 3.5- Технічні характеристики відділювачів рідини.

Відділювачі рідини, марка	Розміри, мм				Маса, кг
	DxS	D	B	H	
700ЖГ	426x10	70	890	1750	201
100 ОЖГ	500x8	100	980	2060	244
1250Ж	600x8	125	1080	2100	313
1500Ж	800x8	150	1280	2710	543

200 ОЖ	1000x10	200	1490	2815	946
250 ОЖ	1000x10	250	1564	2870	926
300 ОЖ	1200x12	300	1772	2975	137

3.3. ПРОМІЖНІ ЄМКОСТІ.

Повне проміжне охолодження пари після ступеня низького тиску в двоступеневій холодильній машині досягається в проміжній ємкості в результаті кипіння в ній рідини при проміжному тиску.

Внаслідок кипіння цієї ж рідини переохолоджується холодоагент, що проходить по змійовику перед регулюючим вентиляем. Проміжні ємкості із змійовиком (теплообмінником) застосовують в схемах двоступеневого стикування з повним проміжним охолодженням і одноступеневим дроселюванням. Рівень рідини в ємкості підтримує регулятор рівня. На ємкості встановлюють також прилади автоматичного захисту компресора від гідравлічного удару.

Проміжні ємкості підбирають по діаметру всмоктуючого патрубка ступеня високого тиску. При цьому швидкість пари в перерізі ємкості повинна бути не більше 0.5 м/с. Швидкість рідкого агента в змійовику 0.4-0.7 м/с. Коефіцієнт теплопередачі змійовика 580-700 Вт(м² К).

Проміжні ємкості марки ИСз представляють собою зварну вертикальну циліндричну ємкість з штуцерами і патрубками для підведення і відведення холодоагенту, приєднання ліній рівноваги і приладів автоматики, запобіжного клапана, манометра. Робочий тиск до 1.5МПа, температура в корпусі від +40 до -30°С.

Всі проміжні ємкості мають запобіжні клапани з діаметром умовного проходу Ду=25мм.

Характеристики проміжних ємкостей ПСз приведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 –Технічні характеристики проміжних ємкостей

Проміжні ємкості, марки	Розміри, мм			Площа робочої поверхні змійовика, м ²	Об'єм апарата, м ³	Маса, кг
	DxS	D	H			
40ПСз	426x10	70	2390	1,75	0,22	330
60ПСз	600x8	150	2800	4,3	0,67	570
80ПСз	800x8	150	2920	6,3	1,15	800
100ПСз	1000x10	200	2940	8,6	1,85	1230
120ПСз	1200x12	300	3640	10	3,3	1973

Рис. 3.1. Проміжна ємкість СПА 600.

1-щит приладів, 2-з'єднувальна трубка; I-патрубок входу газоподібного аміаку з н.т. Ду₂100, II-патрубок до всмоктуючого трубопроводу з в.т. Ду₂; IV-патрубок входу рідкого аміаку Г2у15; V-патрубок зливу рідкого аміаку Ду20; VI-патрубок входу рідкого аміаку в змійовик Ду25; VII-патрубок виходу рідкого аміаку із змійовика Ду₂25; VIII-патрубок входу рідкого аміаку Ду20; IX-патрубок входу газоподібного аміаку вд. Ду₂100; X-патрубок зливу масла Ду₂20.

Агрегати двоступеневого стискування АД 130-7-4 і АД90-3 комплектуються проміжними ємкостями марки СПА600(рис.3.1.).

Основні розміри проміжної ємкості марки СПА600:DxS=600X8мм, H=2200 мм.

3.4. Масловідділювачі і маслозбірники.

Масловідділювачі призначені для відділення масла, що виноситься з компресора разом з парами холодоагенту. Більш повно відділяється масло від холодоагенту в апаратах з охолодженням. Охолодження може здійснюватися водою (апарати марки МОВ) або аміаком (барботажні апарати марки ОММ).

Більш сучасними є масловідділювачі циклонного типу, які забезпечують високу ступінь відділення масла. Підбір масловідділювачів виконується по діаметру нагнітаючої патрубка компресора. В даний час всі агрегати як одноступеневого так і двоступеневого стиску, що працюють на аміаку, мають масловідділювачі.

Масловідділювачі циклонного типу випускають марок: 65 МОі100МО; Барботажного типу -50 ОММ, 80ОММ, 100ОММ 125ОММ, 200ОММ, 300ОММ, з водяним охолодженням марок: МОВ-32М, МОВ-40Б, МЛВ-50. Цифра в позначенні відповідає діаметру нагнітаючого патрубка.

Маслозбірники призначені для перепуску в них масла з апаратів і подальшим видаленням його з системи при низькому тиску. Вони дозволяють зменшити втрати аміаку і забезпечити безпеку обслуговування. Перед випуском мастила апарат відключають від лінії високого тиску і підключають до всмоктуючої лінії перед відділювачем рідини. Маслозбирач являє собою зварну вертикальну циліндричну ємкість, призначену для роботи під тиском не більше 1.8МПа в діапазоні температур -40°C $+150^{\circ}\text{C}$.

Кількість маслозбірників визначають числом і розмірами апаратів, що обслуговуються. На великих установах доцільно мати один маслозбірник на кожну випарну систему. Технічні характеристики маслозбірників марки СМ приведені в табл.3.7.

Таблиця 3.7.-Технічні характеристики маслозбірників

Маслозбірники, марка	Розміри, мм			Об'єм, м ³	Маса, кг
	DxS	B	H		
150СМ	159x4,5	600	770	0,08	18,5

300СМ	325x9	765	1270	0,07	92
500СМ	516x8	960	1870	-	-

3.5. Зворотні клапани.

В автоматизованих холодильних установках згідно правил техніки безпеки на нагнітаючому трубопроводі кожного компресора повинен бути встановлений зворотній клапан, який запобігав би руху зворотнього потоку аміаку з конденсатора у випадку зупинки чи аварії компресора крім клапанів встановлених на нагнітаючому трубопроводі кожного компресора, перед конденсатором встановлюють загальний зворотній клапан.

Правила техніки безпеки рекомендують застосування безшумних зворотніх клапанів. Зворотні клапани з демпферним пристроєм ОКД бувають кутові і прямоточні з діаметром умовного проходу 100, 125, 150 і 200мм. Клапани КН призначені для роботи при тиску 1.8 Мпа.

3.6 НАСОСИ ДЛЯ ВОДИ, РОСОЛУ І ХОЛОДОАГЕНТУ

Циркуляція води чи росолу в системі здійснюється відцентровими насосами типу К(консольні), технічні характеристики яких приведені в табл.3.8

Таблиця 3.8- Технічні характеристики консольних насосів.

Марки насосів	Діаметр робочого колеса	Продуктивність		Повний напір	К.К.Д.	Потужність вала насоса
	Мм	м ³ /год	Л/С	ММ ст.р.аміаку	%	КВт
1,5-8/19б(1,5К-6б)	105	9,4	2,6	116	49	0,6
1,5-8/19а(1,5К-6а)	115	10,0	2,8	140	51	0,9
1,5К-8/19(1,5К-6)	128	10,8	3,0	174	55	1,0

2К-20/18б(2У-9а)	106	16,6	4,6	120	60	0,8
2К-20/18а(2К-9а)	118	18,0	5,0	140	65	1,1
2К-20/18(2К-9)	128	19,8	5,5	180	68	1,6
2К-20/30б(2К-6б)	132	19,8	5,5	200	65	1,8
2К-20/30а(2К-6а)	148	22,4	6,2	250	66	2,5
2К-20/30(2К-6)	162	23,4	6,5	285	64	2,8
3К-45/30а(3К-9а)	143	39,6	11,0	210	70	3,1
3К-45/30(3К-9)	168	50,4	14,0	280	72	5,5
4К-90/20а(4К-18а)	136	65,0	18,0	185	78	4,5
4К-90/20(4К-18)	148	83,0	23,0	220	81	6,3

Для насосів, марки яких наведені вище, допустима вакууметрична висота всмоктування 60кПа (6 м в.ст.); допустимий напір 0.2МПа(2кг/см²); частота обертання вала 48.4 1/с(2900 об/хв).

Вибирають насос або по його графічній характеристиці, або по табл.3.8. Характеристика являє собою графік залежності напору, потужності і к.к.д. насосу від його продуктивності при повній частоті обертання колеса насоса.

Для того щоб вибрати марку насоса, потрібно знати дві величини: продуктивність насосу і необхідний напір.

Характеристики відцентрових насосів приведено на рис.3.2.

Рис 3.2. Характеристики відцентрових насосів.

а- насоси 2.5 К – 8/19(1СК-6); б – насоси 2К-20/18(26-6) при частоті обертання $n=2900$ об/хв. Продуктивність насоса для росолу визначається за формулою (3.6.1.):

$$V= Q_0/\rho_p C_p (tp_2-tp_1) \quad (3.6.1.)$$

де V -продуктивність насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

ρ_p - густина росолу, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_p -питома теплоємність росолу $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

t_{p2}, t_{p1} - температури росолу на вході і виході в випарник, $^{\circ}\text{C}$;

Q_0 - холодопродуктивність установки, якщо циркуляція росолу в системі відбувається лише одним насосом, кВт .

Продуктивність насоса в зворотній системі визначається (для охолодження конденсаторів) за формулою (3.6.2.)

$$V_{\text{вд}} = Q_k / C_{\text{вд}} \rho_{\text{вд}} \Delta t_{\text{вд}} = Q_k / 4190 (t_{\text{вд}2} - t_{\text{вд}1}) \quad (3.6.2)$$

де Q_k -теплота конденсації, кВт ;

$C_{\text{вд}}$ -питома теплоємність води, $\text{кДж}/\text{кг}$;

$\rho_{\text{вд}}$ -густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$

$t_{\text{вд}2}, t_{\text{вд}1}$ - початкова і кінцева температури води, $^{\circ}\text{C}$.

Для збільшення надійності роботи системи часто встановлюють резервні росольні і водяні насоси тієї ж марки, що і основні. Резервні насоси включають в схему паралельно основним, а на трубопроводах встановлюють запірну арматуру для перимикання насосів.

Напір насоса. В розімкнутій системі (наприклад, в зворотній системі з градирньою) напір насоса який є вище рівня всмоктуючої рідини повинен дорівнювати сумі геометричних висот всмоктування і нагнітання h_v і h_n :

$$H = H_{\text{гв}} + H_{\text{гн}} + h_v + h_n \quad (3.6.3)$$

Якщо ж насос встановлений нижче рівня всмоктуючої рідини :

$$H = H_{\text{гв}} - H_{\text{гн}} + h_v + h_n \quad (3.6.4)$$

Для нормальної роботи форсунок в градирні вода повинна подаватися до них з деяким надлишковим напором $h_f = (0.5-0.8) \cdot 10, \text{Н}/\text{м}^2$. В цьому випадку для правої частини рівнянь (3.6.3.) і (3.6.4.) потрібно додавати h_f .

В замкненій циркуляційній системі напір насоса повинен бути рівний сумі гідравлічних втрат в системі або трохи перебільшувати її:

$$H = h_v + h_n \quad (3.6.5.)$$

Якщо замкнена система складається з декількох паралельних кілець, то при підборі насоса напір приймають рівним сумі гідравлічних втрат в кільці, що має найбільший опір.

Споживна потужність визначається за формулою (3.6.6.)

$$N=VH/1000\eta \quad (3.6.6.)$$

де N- споживна потужність, кВт;

V-об'ємна витата рідини, м³/с;

H- повний напір, Па4

η -к.к.д. насоса, для великих насосів = 0.8-0.9, для малих=0.6-0.7.

якщо насоси з'єднані з електродвигуном муфтою, потужність двигуна визначають за формулою(3.6.7.)

$$N_{дв} =K \cdot N \quad (3.6.7.)$$

де K- коефіцієнт запасу потужності лектордвигуна, технічні характеристики яких приведені в табл.3.9.

Насоси встановлюють як найближче до циркуляційного ресивера. Щоб не виникло википання рідини, необхідно мати надлишковий тиск на вході в насос по відношенні до тиску в циркуляційному ресивері. У відповідності з рекомендаціями величина напору на всмоктуванні насосу (без врахування опору всмоктуючого трубопроводу) повинна складати: для насоса ЦНТ-70М- не менше 1.5 м.ст. рідкого аміаку в діапазоні продуктивності від 3 до 12 м³/год і при температурі аміаку від 0°С до -40°С;для насоса ЦНТ-68 не менше 1.5 м.ст. рідини при продуктивності до 20 м³/год напір 1.5м допустимий лише при температурі аміаку вище -20°С. При більш низьких температурах напір на всмоктуванні повинен бути збільшений до 3.5 м.ст. рідкого аміаку.

Таблиця 3.9.- Технічні характеристики герметичних електронасосів.

Показники	Аміачні електронасоси			
	1.25ХГ-6-2.8 (ЦНГ-70М-1)	1.5ХГ-6x2-2.8-2 (ЦНГ-70М-2)	1.5ХГ-6x32.8-2 (ЦНГ-70М-3)	2ХГ-4-4.5-2 (ЦНГ-60)
Продуктивність м ³ /год	5.5-1.2	5.5-1.2	5.5-1.2	12-28
Напір, м.ст. рідкого аміаку	19-15	38-28	55-45	48-41
Число ступеней	1	2	3	1
Частота обертання	49.5	49.5	49.5	49.5
Потужність, кВт	2.8	2.8	2.8	5.5

Для створення напору вісь всмоктуючого патрубку насоса повинна бути нижча мінімально можливого рівня в циркуляційному ресивері на величину h :

$$H = h_p + h_v \quad (3.6.8.)$$

де h_p -необхідний напір на всмоктуванні;

h_v - сума втрат на тертя в трубопроводі і в місцевих опорах.

Щоб величина була мінімальною всмоктуючий трубопровід роблять більшого діаметру (швидкість аміаку не більше 0.5 м/с) і меншої довжини. Для зменшення величини місцевих опорів кількість вентилів і поворотів на трубопроводі повинно бути мінімальним.

Схема приєднання насоса до циркуляційного ресивера приведена на рис.3.3. Насос під'єднують окремим маслосбірником, що встановлений нижче всмоктуючого патрубка.

Змащення і охолодження насоса виконується рідким аміаком, який проходить всередині насоса і по трубопроводу діаметром $Dy=25$ відводиться від задньої кришки зворотно у всмоктуючий канал лінії всмоктування.

Щоб гарантувати наявність рідини в порожнині електронасоса, на виході рідини з задньої кришки встановлений поплавковий регулятор рівня (ПРУ), що відключає насос при пониженні рівня рідкого аміаку в колонці. Крім цього для запобігання виходу насосу з ладу встановлено реле контролю змазки (РКЗ), відрегульоване на різницю тисків, рівну 0.8 від напору.

4.11. Розподільні холодильники

В розподільних холодильниках обробка вантажів відбувається в обмежених розмірах і тому потужність пристроїв для охолодження і заморожування невисока. Орієнтовно структуру ємкості розподільного холодильника можна прийняти згідно таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Структура розподільних холодильників

НАЗВА КАМЕР	КІЛЬКІСТЬ І МІСТКІСТЬ КАМЕР (В % ВІД ЗАГАЛЬНОЇ ПЛОЩІ) РОЗПРИДІЛЬНИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ			
	12-125	250,400,700	1500,3000, 5000	10000 І БІЛЬШЕ
ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ОХЛОДЖЕНИХ	-	-	-	3-5/10
ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ МОРОЖЕНИХ	1-2/60-75	2-3/50-65	4-7/75	6-8/75
УНІВЕРСАЛЬНІ	1-2/40-25	2-3/50-35	2-3/25	4-6/15
МОРОЗИЛЬНІ	—	—	1-2/ до 0,6	2-3/ до 0.3

Розподільний холодильник складається з наступних відділень: головного корпусу, блока службових приміщень, машинного відділення, склада,

конденсаторного відділення з насосною станцією оборотного водопостачання, побутового корпусу. Холодильники місткістю до 5000 тон проектують одноповерховими, а місткістю більше 5000 тон - двоповерховими. Ширину камер приймають від 6 до 18 м при відношенні ширини до довжини не більше 1:3. Місткість кожної камери повинна бути не менше 50 і не більше 1000 тонн. Висоту приміщень одноповерхових холодильників місткістю 1500 тон і більше приймають рівною 6 метрів і більше, місткістю від 125 до 1500 тон - 4,8 метра, а місткістю 125 тон і менше - 3,6 метра.

Висоту поверхів багатоповерхових холодильників приймають рівною 4,8; 5,4; 6 метрів. Висота підвального поверху повинна бути не менше 3,6 метра.

ПОРЯДОК СКЛАДАННЯ СТРУКТУРИ ХОЛОДИЛЬНИКА ПРОВОДЯТЬ В ТАКІЙ ПОСЛІДОВНОСТІ

1. Згідно таблиці 4.1 визначають місткість і орієнтовну кількість камер.
2. Визначають загальну будівельну площу складу охолодження і його камер $F_{\text{хол}}$ за формулою (4.1.1.)

$$F_{\text{хол}} = F_{\text{кзб}} + F_{\text{к.о}} + F_{\text{доп.}} \quad (4.1.1.)$$

де $F_{\text{кзб}}$ - будівельна площа камер зберігання, м^2 (без підвісних шляхів), яку визначають за формулою (4.1.2.)

$$F_{\text{кзб}} = \frac{V_{\text{к}}}{Q_{\text{г}} \cdot h_{\text{в}} \cdot \beta} \quad (4.1.2.)$$

де $V_{\text{к}}$ - місткість камер зберігання і універсальних камер, м³;

$Q_{\text{г}}$ - норма завантаження на 1 м³ об'єму, що для умовного вантажу приймають 0,35 т/м³; []

$h_{\text{в}}$ - висота штабеля, м.

Висоту штабеля вибирають згідно таблиці 4. 2, [].

Таблиця 4.2 - Конструкційні особливості камер охолодження

ПОКАЗНИК	КАМЕРИ УМОВНОЮ МІСТКІСТЮ, Т			
	12-125	250-1000	1500-5000	10000 І БІЛЬШЕ
Висота приміщень одноповерхових	3.6	4.8	6.0-7.2	7.2 і більше
Висота h _в , м	2.0-3.0	3.5-4.5	5.0-6.0	6.0 і більше
Відношення площі допоміжних приміщень до площі камер зберігання		0.4-0.3	0.4-0.3	0.25 і менше

β - коефіцієнт використання будівельних площ камери (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 Значення коефіцієнта використання будівельних площ

ПЛОЩА КАМЕР, М ²	β
до 100	0.7-0.75
від 100 до 400	0.75- 0.8
більше 400	0.8- 0.85

Об'єм завантаження камер в м³ визначають за формулою(4.1.3.)

$$V_3 = F_{кзб} \beta h_v \quad (4.1.3.)$$

Площу камери зберігання $F_{кзб}$ (в м²) охолодженого м'яса, що обладнані підвісними шляхами визначають за формулою (4.1.4.)

$$F_{кзб} = 1.2B_k / 0.25 \quad (4.1.4.)$$

де 1.2- коефіцієнт перерахунку від завантаження на підвісні шляхи до завантаження на 1 м² будівельної площі, т/м²; 0,25 - завантаження на 1м підвісного шляху т/м.

Площу камер холодильної обробки визначають за формулою (4.1.5.)

$$F_{ко} = M_\tau / 24q_f \quad (4.1.5.)$$

де M - добова продуктивність камер охолодження чи заморожування, т/добу;

τ - тривалість обробки;

qf - норма завантаження на 1 м^2 в залежності від розташування продукції, т/м^2

На підвісних шляхах $qf = 0,15-0,2 \text{ т/м}^2$

В контейнерах $qf = 0,3-0,6 \text{ т/м}^2$

На стелажах $qf = 0,3 \text{ т/м}^2$

Попередній план зручно складати по числу будівельних прямокутників n

:

$$n = F_{\text{буд}} / f_{\text{буд}}, \quad (4.1.6.)$$

де $F_{\text{буд}}$ - будівельна площа камер різного призначення, м^2 ;

$f_{\text{буд}}$ - площа одного прямокутника.

Для одноповерхових холодильників малої місткості приймають

$f_{\text{буд}} = 6 \times 6$; або $f_{\text{буд}} = 6 \times 12 \text{ м}^2$;

для середніх і великих 6×12 ; $6 \times 18 \text{ м}^2$, а для двоповерхових холодильників: $6 \times 6 \text{ м}^2$.

Після складання попереднього плану складу охолодження на план наносять машинні відділення, службові приміщення, автомобільну і залізничну платформи. Площу службових приміщень приймають $(0,2-0,4) F_{\text{охол}}$, а площу машинного відділення $(0,05-0,35) F_{\text{охол}}$.

Ширину корпусу машинного відділення і службових приміщень приймають для холодильників місткістю до 125 тон - 6 метрів, при місткості більше 125 тон - 12 метрів і більше.

4.1.2. ПЛАНИ ХОЛОДИЛЬНИКІВ М'ЯСОКОМБІНАТІВ

Холодильники м'ясокомбінатів (рис.4.1.2.) є частиною промислового підприємства, тому розташування холодильника по відношенню до інших будівель і його внутрішній план підпорядковується загальній технології виробництва.

Рисунок 4.1.2. Промисловий холодильник м'ясокомбінату.

I - камера заморожування м'яса; II - камера охолодження м'яса; III - камера зберігання охолодженого м'яса; IV-камера зберігання мороженого м'яса; V -камера зберігання морожених вантажів; VI-зберігання сировини; VII-виробництво блоків; VIII-камерара охолодження субпродуктів; IX - камера зберігання охолоджених вантажів; X-тамбур; XI-камера заморожування субпродуктів;XII-камера зберігання мороженого м'яса; XIII -заморожування товарів; XIV-вагова; XV-експедиція; XVI - розпрідільний коридор;XVII - трансформаторний коридор; XVIII - компресорна; XIX - агрегатна; XX - трансформаторна; XXI-щитова; XXII-залізнична платформа; XXIII-автомобільна платформа.

Умовну місткість холодильника визначають за формулою (4.1.7.):

$$V_x=40\Pi \quad (4.1.7.)$$

де Π - змінна продуктивність комбіната, т в зміну;

40 - розрахункове число змін.

Наприклад при м'ясокомбінаті виробничістю 50 тон в зміну передбачають холодильник місткістю 2000 тон.

В якості розрахункової приймають двохзмінну роботу комбіната на протязі доби.

Основну площу холодильника займають камери охолодження і заморожування м'яса і його короткотривалого зберігання. Загальну продуктивність камер охолодження приймають рівною добовій продуктивність комбіната. Площу камер розраховують за формулою (4.1.5.).

Ширину камер приймають не більше 6 метрів, висоту 3,5 -3,6 м. Довжину приймають такою, щоб місткість камери була не більше 4-годинної продуктивності цеха забою худоби.

Зберігання охолодженого м'яса здійснюється в 1-2 камерах. Місткість камер приймають з умов розташування 1-2 добового об'єму м'яса цеху забою худоби. Площу камер зберігання охолодженого м'яса розраховують за формулою (4.1.2.). Камери повинні бути прохідними.

До складу холодильника входить також камера зберігання холодильних вантажів в контейнерах. Площу камери визначають за формулою (4.1.2.), при цьому приймають $Q_{gr} = 0.15-0.2 \text{ т/м}^2$; $h_{в} = 3.6 \text{ м}$; $\beta = 0.65-0.75$.

Зберігання мороженого м'яса здійснюють при $t = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Площу цих камер розраховують за формулою (4.1.2.), приймають, що $Q_{gr} = 0.35 \text{ т/м}^3$; $h_{в} = 5.5 \text{ м}$. Місткість камер повинна бути не більша 1000 т.

Крім основних до складу холодильника входять: універсальні камери, камери зберігання ферментної сировини, камери зберігання охолоджених і заморожених субпродуктів. Згідно рис. 4.1.2. м'ясо і м'ясопродукти з м'ясожирового корпусу поступають в розподільний коридор XVI. Звідси основну частину м'яса відправляють на заморожування і охолодження, відповідно в камери I і II, а меншу частину м'яса і субпродукти в камери VII, VIII, IX. Охолоджене м'ясо по коридору VII направляють в камери зберігання охолодженого м'яса III, а морожене - в камери зберігання мороженого м'яса IV, XII. По транспортним коридорам XVII вантажі направляють для переробки і реалізації.

4.1.3. СТРУКТУРА ХОЛОДИЛЬНИКІВ ДЛЯ ФРУКТІВ І ОВОЧІВ

Такі холодильники призначаються для зберігання фруктів і винограду пізніх сортів, і короткотривалого зберігання ягід ранніх сортів. Місткість спеціальних холодильників визначають з розрахунку 0,35 тон на 1 м^3 вантажного об'єму, при цьому камери попереднього охолодження враховують як камери зберігання.

Рисунок 4.1.3. - План холодильника для фруктів.

а - місткістю 1000т з регенерованим газовим середовищем (РГС); б - місткістю 5000 т; 1-камери з РГС; II-камери холодильні; IV - апаратні відділення; V -станція газових середовищ; VI-насосна; VII-електрощитова; VIII-трансформаторна; IX-навіси; X-битові приміщення; XI-приміщення обробки плодів; 1-апарат очистки А025; 2-генератор нейтральних середовищ ГНС2Б;

3,4-колектор; 5-компресорно-конденсаторний агрегат; 6-шафа керування; 7-повітреохолоджувач; 8-газодувка; 9 - градирня; 10-лінія обробки плодів.

Холодильники для фруктів проектують місткістю 500, 1000,2000, 3000, 5000, 10000 т, а холодильники з регульованим газовим середовищем - 500, 1000 т. В звичайних холодильниках місткістю 2000 т і більше для зберігання фруктів в газовому середовищі відводять 20-30 % місткості.

Типова структура холодильника представлена на рис. 4.1.3.

Місткість окремих камер зберігання і камер з регенерованим газовим середовищем РГС приймають в залежності від загальної місткості:

Загальна місткість холодильника, т	Місткість одної камери, т
до 2000	200
від 3000 до 5000	до 6000
більше 5000	до 1000

Площу холодильних камер розраховують за формулою (4.1.2). Сітку колон приймають 6X12: або 6X18, висоту камер - 6 м. В холодильниках місткістю 2000 передбачають цех товарної обробки площею 20-30% від площі камер.

Вантажі доставляють на автомобілях, а з холодильника транспортують

авторефрижераторами. В такому випадку передбачають автомобільну платформу.

У відділі допоміжних приміщень розташовують машинне відділення, станцію газових середовищ.

Послідовність розрахунку холодильника для фруктів і овочів така як для розподільного холодильника.

4.1.4. ПРИКЛАД ВИБОРУ СТРУКТУРИ ХОЛОДИЛЬНИКА

Завдання: Скласти структуру розподільного холодильника, умовною місткістю 3000 т.

Розв'язок:

1. Вибираємо структуру холодильника. Згідно Таблиці 4.1. він включає 4-7 камер зберігання морожених продуктів (75%), 2-3 універсальні камери (25%) і 1-2 морозильні камери добової продуктивності до 0,6% загальної місткості.

2. Розмір стінки колон приймаємо 6X12 метрів.

3. Приймаємо, що в структурі холодильника повинен бути передбачений один коридор шириною 6 метрів.

4. Визначимо необхідну площу основних камер (умовну місткість приймаємо згідно таблиці 4.1, значення h_a - по таблиці 4.2.

а) камери зберігання морожених продуктів:

$$F_{\text{мп}} = 0,75 \times 3000 / 0,35 \times 5,5 \times 0,8 = 1461 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників визначаємо за формулою (4.1.6.)

$$n = 1461 / 72 = 20,3 \text{ (приймаємо 21)}$$

б) камери універсальні:

$$F_{\text{ун}} = 0,25 \times 3000 / 0,35 \times 5,0 \times 0,8 = 536 \text{ м}^2 \text{ (6 прямокутників).}$$

в) морозильні камери:

$$F_{\text{ко}} = 0,006 \times 3000 \times 24 / 0,15 \times 24 = 120 \text{ м}^2 \text{ (2 прямокутника).}$$

5. Розраховуємо загальну площу основних камер зберігання:

$$F_{\text{кзб}} = 1461 + 536 = 1997 \text{ м}^2.$$

Знаходимо площу допоміжних приміщень:

$$F_{\text{доп}} = 0,35 \times F_{\text{кзб}} = 0,35 \times 1997 = 700 \text{ м}^2.$$

7. Розраховуємо необхідну площу складу охолодження:

$$F_{\text{охол}} = 1997 + 120 + 700 = 2817 \text{ м}^2 \text{ (39 прямокутників).}$$

8. На папір наносимо контур складу охолодження у вигляді прямокутників довжиною кратною 6 метрам а шириною кратною 12 метрам. Цій умові відповідає прямокутник, що містить 10 будівельних прямокутників по довжині та 4 - по ширині.

Приймаєм, що платформи будуть розташовуватись вздовж довгої сторони прямокутника. Відповідно, транспортний коридор повинен іти в напрямку, перпендикулярному платформам і знаходитись в середині охолоджуючого складу. Приймаємо, що машинне відділення розташовується з лівої сторони охолоджуючого складу.

9. Розміщуємо в контурі охолоджуючого складу спочатку камери зберігання морожених продуктів, тобто вони займають більшу частину площі. З них 1-2 камери доцільно розміщувати поблизу морозильних камер, а решту у вигляді блоку. Виходячи з необхідної площі розміщуємо в правій стороні 4 камери зберігання морожених вантажів загальною площею 19 прямокутників. Один відводимо під камеру дефектних вантажів. Отриманий блок камер відділяємо транспортним коридором (рис.4.1.4).

Рисунок 4.1.4.- План розподільного холодильника.

1-4, 12-камери зберігання морожених продуктів; 5 - камера дефективних вантажів; 6,7 - універсальні камери, 8-камера завантажувально-розвантажувальна; 9, 10 - морозильні камери; 11-камера заморожування і зберігання продуктів; 13 - експедиція; 14-транспортний коридор; 15-тамбур; 16-машиноапаратне відділення; 17-службові приміщення; 18 - автомобільна платформа; 19-залізнична платформа; 20-конденсаторна з насосною.

10.Зліва від транспортного коридора розміщуємо дві універсальні камери по 4 будівельних прямокутника кожна, 2 морозильні камери 12X6 м кожна і при них завантажувально-розвантажувальну камеру. Площу, що залишилась використовуємо для морозильної камери фасованого масла і камери зберігання морожених вантажів.

11 .Машинне відділення розташовують біля морозильних камер.

Площа машинного відділення:

$$F_{\text{мв}} = 0.1 \times F_{\text{охол}} = 0.1 \times 2817 = 282 \text{ м}^2 \text{ (4 прямокутника).}$$

Площа службових приміщень:

$$F_{\text{сл}} = 0.3 \times F_{\text{охол}} = 0.3 \times 2817 = 845 \text{ м}^2 \text{ (12 прямокутників)}$$

12. Наносимо на план машинне і службове приміщення, автомобільну платформу шириною 7,5 метра, залізничну платформу шириною 0,12 метра (рис.4.1.4).

Наступним, другим етапом проектування холодильників є розрахунок ізоляцій.

4.2. Теплотехнічний розрахунок ізоляції огорожуючих конструкцій

4.2.1. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі.

Загальний коефіцієнт теплопередачі багат шарової огорожуючої конструкції з послідовно розміщеними шарами розраховують за формулою(4.2.1.)

$$k_0 = 1/R_0 = 1 / ((R_H + \Sigma R_i + R_B) + R_{вн}) \quad (4.2.1.)$$

де R_0 - загальний опір теплопередачі багат шарової конструкції, м².К/вт;

R_H - опір тепловіддачі відповідно з зовнішньої або більш теплої сторони огороження, м²К/Вт, який визначається за формулою:

$$R_H = 1 / \alpha_H$$

R_i - опір теплопровідності і-го побудованого шару конструкції (крім шару теплоізоляції), м² К/Вт, його розраховують за формулою(4.2.3.)

$$R_i = \delta_i / \lambda_i \quad (4.2.2)$$

R_B - опір тепловіддачі з внутрішньої сторони огороження,

$$R_B = 1 / \alpha_B \quad (4.2.4)$$

$R_{із}$ - опір теплопровідності термоізоляційного шару,

$$R_{із} = \delta_{із} / \lambda_{із} \quad (4.2.5)$$

$\alpha_{вн}$, α_B - коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої і внутрішньої сторони огороження, Вт/(м Кг)

σ_i -товщина побудованих шарів конструкції, м;

λ_i -коєфіцієнт теплопровідності побудованих шарів конструкції, Вт/(м²К);

$\delta_{\text{из}}$ - товщина теплоізоляційного шару, м;

$\lambda_{\text{из}}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного шару, Вт/(м²К);

Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі приведені в табл. 4.4

Таблиця 4.4 - Значення коефіцієнтів тепловіддачі для стін і внутрішніх поверхонь приміщень.

Поверхні	Коефіцієнт тепловіддачі α ,	Опір тепловіддачі, $R_{в} \text{ м}^2\text{К/Вт}$
Зовнішні поверхні стін і дахових покрить	23	0.043
Внутрішні поверхні приміщень без циркуляції повітря (при батарейному охолодженні камер) -стіни	8 6	0.125 0.167-0.143
Внутрішні поверхні приміщень із зменшеною циркуляцією повітря (збе-	9	0.111
Внутрішні поверхні приміщень з інтенсивною циркуляцією повітря (камери охолодження і заморожу-	11	0.091

4.2.2. Визначення товщини теплоізоляційного шару.

Чим більше значення коефіцієнта теплопередачі ко огороження, тим більше теплоти буде проникати в робочий об'єм холодильника. Це викликає необхідність в більш потужній, а відповідно, і більш дорогій холодильній установці. Зменшити тепловиток можна шляхом збільшення її товщини (великі значення $L_{із}$). При цьому зростають витрати на теплоізоляцію. Тому при проектуванні охолоджуючих конструкцій холодильника доцільно приймати таку теплоізоляцію і, відповідно, таке розрахункове значення k_0 , щоб річні, початкові і експлуатаційні витрати були мінімальними. Це значення k_0 називають економічно доцільним ($k_0^{ек}$). Розрахунок $k_0^{ек}$ достатньо складний, так як для цього необхідно знати вартість обладнання, теплоізоляції, електроенергії, тривалість роботи холодильної установки і т. д. Значення цих

величин різні для холодильників різної ємкості і призначення. Тому величиною $k_0^{ек}$ в теперішній час користуються при техніко-економічному порівнянні холодильників різної будови, а при звичайних розрахунках товщини теплоізоляції користуються нормативними значеннями $k_0^{пр}$, які в середньому близькі до $k_0^{ек}$ і водночас однакові для холодильників всіх видів і розмірів.

Таблиця 4.5- Значення коефіцієнтів теплопередачі для стін і покриттів.

Середньо-річна температура повітря в районі Будівництва, °С	Значення коефіцієнтів теплопередачі для зовнішніх стін і шарів покриттів $k^{пр}$, Вт/(м ² К) при внутрішній температурі, °С						
	-40 -	-25 + -20	-15+-10	-4	0	4	12
0 і нижче	0.21	0.26	0.33	0.47	0.52	0.58	0.70
	0.20	0.24	0.30	0.40	0.44	0.47	0.52
Вище 0	0.20	0.23	0.28	0.35	0.40	0.44	0.64
	0.19	0.22	0.27	0.33	0.37	0.42	0.52
+0 і вище	0.19	0.21	0.23	0.28	0.30	0.35	0.52
	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	0.33	0.47

Примітка:

1. В чисельнику наведено значення коефіцієнтів теплопередачі для зовнішніх стін, в знаменнику - для шарів покриттів без горищ.
2. Для шарів покриттів з горищами коефіцієнт теплопередачі слід приймати на 10% більше, ніж для шарів покриттів без горищ.
3. Якщо покриття екрануються панельними батареями, то коефіцієнт теплопередачі слід збільшити на 20%.

Значення $k_0^{пр}$ для зовнішніх стін і шарів покриттів без горищ приведені в табл. 4.4 для внутрішніх стін і перегородок, які відділяють охолоджувані приміщення від неохолоджуваних і неопалюваних, а також для підлог, які нагріваються на ґрунтах - в табл.4.5. Значення коефіцієнтів $k_0^{пр}$ для приміщень з температурами, не вказаними в табл. 4.4 і табл.4.5 приймають інтерполяцією. Значення $k_0^{пр}$ для перегородок між охолоджуваними приміщеннями приведені в табл.4.6.

Таблиця 4.6- Значення коефіцієнтів теплопередачі для внутрішніх стін і підлоги.

Температура повітря в робочому приміщенні, °С	Коефіцієнти теплопередачі k_0^{np} , Вт ² / м ² К)	
	Внутрішні стіни і перегородки, які відділяють охолоджувальні приміщення від неохолоджувальних і неопалювальних	Обігрівні підлоги на ґрунті
Від -30 до -20	0.1-0.28	0.21
-10	0.33	0.29
Від -4 до 4	0.41-0.52	0.41

Примітка. При розміщенні підлоги на ґрунті з зовнішньої сторони конструкції немає середовища, яке рухається, тому конвективний теплообмін відсутній і термічний опір переходу теплоти від ґрунту до конструкції рівний нулю ($1/Lu=0$)

Таблиця 4.7- Значення коефіцієнтів теплопередачі.

Температура повітря в більш теплому приміщенні	Коефіцієнти теплопередачі k_0^{np} , Вт/(м ² К) для внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових шарів між робочими приміщеннями при температурі повітря в більш холодному приміщенні					
	-30	-20	-10	-4	4	12
-30	0.58	-	-	-	-	-
-20	0.50	0.58	-	-	-	-
-10	0.37	0.41	0.58	-	-	-
4	0.28	0.33	0.41	0.58	-	-
4	0.24	0.26	0.30	0.47	0.58	-
12	0.21	0.22	0.26	0.41	0.52	0.58
18	0.20	0.21	0.23	0.35	0.47	0.52

Ці огорожуючі конструкції потребують перевірки на відсутність конденсації вологості на поверхні конструкції з теплої сторони.

Знаючи k_0^{np} необхідну товщину теплоізоляційного шару можна визначити за формулою(4.2.5)

$$\delta = \lambda \cdot [1/k_0 - (1/\lambda_H + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_n)] \quad (4.2.5)$$

Позначення k_0 , $\lambda_{\text{вн}}$, δ_i , λ_i , $\alpha_{\text{в}}$ - приведені вище.

Після розрахунку товщини ізоляційного шару, у випадку використання плитних матеріалів, може виявитися, що розрахункова величина не відповідає стандартній товщині плит, які випускаються. В такому випадку необхідно прийняти товщину ізоляційного шару кратну стандартній товщині плит. Округлення товщини ізоляційного шару виготовляється, як правило, в сторону збільшення з тим, щоб дійсне значення коефіцієнта теплопередачі було не більше потрібного згідно таблиць (в іншому випадку потрібна перевірка на випадання вологи).

Ящо прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від розрахункової більш ніж на 10%, то слід визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі за формулою (4.2.6)

$$k_0^{\text{пр}} = 1 / [1 / \alpha_n + (\sum \delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_n) + \delta / \lambda] \quad (4.2.6)$$

де $\delta_{\text{із}}$ - прийнята товщина теплоізоляційного шару

Перевірка огорожуючих конструкцій на випадання конденсату. Умови невинпадання конденсата.

Якщо товщина теплоізоляції недостатня, то температура поверхні огороження зі сторони приміщення з більш високою температурою може опуститися нижче температури точки роси повітря у цьому приміщенні $t_{г.р.}$ і на поверхні огороження випадає конденсат у вигляді роси або інію. Це приводить до перезволоження огорожуючих конструкцій і їх прискореному руйнуванню. Тому при різниці температур у суміжних камерах вище 10°C перегородки перевіряють на випадання конденсата. Таку ж перевірку виконують і для зовнішніх стін і перекриттів в камерах з позитивними температурами (наприклад, у фруктосховищах) при розрахунковій зимовій температурі зовнішнього повітря. Температуру внутрішньої поверхні огорожуючої конструкції визначають за формулою (4.2.7)

$$t_{в} = t_{п} - ((t_{п} - t_{н}) / (R_0 \cdot \alpha_{в})) \quad (4.2.7)$$

Щоб не проходило випадання конденсата, повина дотримуватись умова:

$$t_{п} > t_{г.р.}$$

де $t_{п}$ - температура повітря в камері з вищою температурою;

$t_{н}$ - температура повітря в камері з нижчою температурою.

Температуру точки роси повітря визначають по h-d діаграмі при розрахункових значеннях $t_{п}$, $\varphi_{п}$ - повітря в приміщенні з більш високою температурою.

4.2.3. Приклади розрахунків.

ЗАВДАННЯ 1.

Визначити товщину теплоізоляційного шару огорожуючих конструкцій камер розпрідільного холодильника ємкістю 3000 т.

Розв'язок.

Вибираємо будівельні конструкції будівлі. Приймаємо, що будівля холодильника - каркасного типу із уніфікованих збірних залізобетонних елементів; колони перерізом 400x400 мм, стропильні балки односкатні довжиною 12 м і висотою 890 мм. Висота камер до низу балок -6м. Покриття

типу без горища. Кровельні плити - ребристі, довжиною 6 м і товщиною полки 35 мм.

Приймаємо, що всі зовнішні стіни будівлі виготовлені із вертикальних залізобетонних панелей з обігрівачем із пінопласту полістірольного ПСБ-С. Виняток складає стіна між камерами і корпусом машинного відділення і службових приміщень, яка згідно із протипожежними вимогами виготовляється масивною, наприклад, цегляною, товщиною 380 мм.

Для розрахунку товщини теплоізоляційного шару огорожень необхідно знати температуру повітря в середині камер, а для зовнішніх стін ще й середньорічну температуру зовнішнього повітря. Середньорічну температуру зовнішнього повітря приймаємо для м. Тернополя 4.8 °С. Товщину теплоізоляційного шару огорожень розраховуємо тільки для двох камер: морозильної і зберігання морозених вантажів. Теплоізоляцією в універсальних камерах приймаємо такою ж, як і в камерах зберігання морозильних вантажів, так як воно розраховується на режим з найбільш низькою температурою (-20°С). В інших камерах теплоізоляцію стін можна прийняти аналогічною, оскільки ці камери займають невелику площу порівняно із загальною площею холодильника.

Зовнішня стіна морозильної камери. Склад стіни показаний в таблиці 4.8.

Температура повітря в камері $t_{г} = -30^{\circ}\text{C}$, охолодження здійснюється повітроохолоджувачами, відповідно, циркуляція повітря посилена. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камери з $t_{г} = -30^{\circ}\text{C}$ холодильника розміщеного в південній кліматичній зоні $k_0^{\text{пр}} = 0.19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ згідно табл. 4.5. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо по табл. 4.4. $\alpha_{\text{м}} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $\alpha_{\text{в}} = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Визначаємо термічні опори окремих шарів будівельної конструкції: $R_i = \delta_i / \lambda_i$.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів цих шарів приймаємо по таблицях.

Результати обчислень заносимо в табл.4.8. Підраховуємо сумарний термічний

опір всіх шарів, крім теплоізоляції. Для нашого прикладу він рівний: $\Sigma \delta_i/\lambda_i = 0,546 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ (див .табл.4.8)

Необхідну товщину ізоляційного шару визначаємо за формулою (4.2.5)

$$\delta = 0.05 \left(\frac{1}{0.19} - \left(\frac{1}{23} + 0.546 + \frac{1}{11} \right) \right) = 0.05 (5.26 (0.043 + 0.546 + 0.091)) = 0.05 (5.26 - 0.68) = 0.229 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 250 мм (два шари по 100 мм і один 50 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від необхідної більш ніж на 10 мм., за формулою (4.2.6) визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_o^D = 1 / (0.68 + (0.25/0.05)) = 0.18 \text{ т}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Зовнішня стіна камери зберігання морожених вантажів. Необхідний коефіцієнт теплопередачі стіни згідно табл.4.5.

$$k_o^{mp} = 0.21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішньої поверхні приймаємо $K_0 = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, так як камера охолоджується батареями при природній циркуляції повітря. Сумарний термічний опір шарів конструкції (крім теплоізоляції $\delta_i/\lambda_i = 0.108 \text{ м}^2\text{К/Вт}$). Необхідну товщину теплоізоляції знаходимо за формулою (4.2.5)

$$\delta = 0.05 \left(\frac{1}{0.21} - \left(\frac{1}{23} + 0.108 + \frac{1}{8} \right) \right) = 0.05 (4.76 - 0.043 + 0.108 + 0.125) = 0.05 (4.76 - 0.28) = 0.224 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 225 мм (два шари по 100 мм і один 25 мм). Оскільки прийнята товщина ізоляції мало відрізняється від необхідної приймаємо:

$$K_o^D = k_o^{mp} = 0.21 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}.$$

$\Sigma \delta_i/\lambda_i$ - термічним опором дуже тонких шарів (наприклад, 1 шар пергаміна) можна знехтувати.

Визначимо необхідну товщину ізоляційного шару

$$S = 0.05 \cdot \left(\frac{1}{0.2} - \left(\frac{1}{23} + 0.079 + \frac{1}{7} \right) \right) = 0.05 \cdot (5 - (0.043 + 0.079 + 0.143)) = 0.05 \cdot (5 - 0.265) = 0.237 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляційного шару 250 мм (два шари на 100 мм і один - 50 мм). Врахуємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі

$$k_0^D = 1 / (0.265 + (0.25/0.05)) = 0.19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

При більш точному розрахунку товщини теплоізоляційного шару для морозильних камер $k_0^{\text{пр}} = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ замість $0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$], виходить, що для цих камер необхідна була б ізоляція товщиною 300 мм. Однак, оскільки площа цих камер невелика, деяке збільшення тепловитоків через покриття (на 10%) допустиме.

Підлоги охолоджуваних приміщень

Теплоізоляцію підлог приймаємо однаковою для всіх ізоляційних приміщень. В якості розрахункової конструкції приймаємо конструкцію підлоги в камерах зберігання морозених вантажів (див.табл.4.8). В розрахунках враховуємо тільки шари, які лежать вище бетонної підготовки з нагрівачами пристроями.

Необхідний коефіцієнт теплопередачі підлоги для морозильних камер ($t_b = -30^\circ\text{C}$) і камер зберігання морозених вантажів ($t_b = -30^\circ\text{C}$ і -20°C) згідно табл.4.8 $k_0^{\text{пр}} = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Коефіцієнт тепловіддачі поверхні підлоги α приймаємо рівним $7 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$). Термічний опір шарів конструкції (крім теплоізоляції) згідно табл.4.8 $\sum \delta_i/\lambda_i = 2.43 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Визначимо необхідну товщину ізоляційного шару

$$\begin{aligned} \delta &= 0.05 \cdot ((1/0.21) - ((1/7) + 2.43)) = 0.05 \cdot (4.76 - 2.57) = \\ &= 0.05 \cdot 2.19 = 0.110 \text{ м} \end{aligned}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150 мм (один шар товщиною 100 мм і один шар 50 мм).

Розрахуємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі

$$k_0^D = 1 / (2,57 + (0.150 / 0.05)) = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Внутрішні стіни.

Приймаємо, що стіни охолоджуваних приміщень і вантажного коридора виконані із керамзитобетонних панелей товщиною 240 мм з теплоізоляцією з плит пінопласта полістірольного марки ПСБ-С. Необхідний коефіцієнт теплопередачі $k_0^{\text{пр}} = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ (див.табл.4.7)

Визначимо необхідну товщину ізоляції для внутрішньої стіни:

$$\delta_s = 0.05 \cdot ((1/0.28) - ((1/8) + 0.543 + (1/8))) = 0.05 (3.57 - 0.79) = 0.139 \text{ м.}$$

Приймаємо теплоізоляційний шар товщиною 150 мм (один шар 100 мм і один шар 50 мм).

Розрахуємо дійсний коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін

$$k_0^D = 1 / (0,79 + (0.150 / 0.05)) = 0,26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Внутрішні перегородки.

Приймаємо, що всі внутрішні перегородки між камерами виконані залізобетонними товщиною 80 мм з теплоізоляційними плитами з пінопласта полістірольного марки ПСБ-С (конструкція аналогічна зовнішнім панелям). Товщину теплоізоляційного шару приймаємо в залежності від температур в камерах, які розділяються перегородкою. Для перегородок між камерами з однаковими температурами, наприклад між універсальними камерами, згідно табл. 4.7 $k_0^{\text{пр}} = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Коефіцієнти тепловіддачі по обидві сторони перегородки приймаємо однаковими:

$$\alpha = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

Визначимо необхідну товщину теплоізоляційного шару

$$\delta_s = 0.05 \cdot (1/0.58 - (1/8 + 0.080/1.80 + 0.004/0.3 + 0.020/0.98 + 1/9)) = 0.05 \cdot (1.72 - 0.3) = 0.071 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 75 мм.

Дійсний коефіцієнт теплопередачі:

$$k_0^D = k_0^{np} = 0,58 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Перегородку між морозильною і універсальною камерами необхідно розрахувати на найбільш важкий режим, коли універсальна камера використовується для зберігання охолоджених вантажів ($t_b = 0^\circ\text{C}$). В цьому випадку згідно табл.4.7 $k_0^{np} = 0,26 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

$$\delta_s = 0.05 \cdot (1/0.26 - (1/11 + 0.080/1.86 + 0.004/0.3 + 0.020/0.98 + 1/9)) = 0.079 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляції $\delta_{iz} = 80 \text{ мм}$. Дійсний коефіцієнт теплопередачі

$$k_0^D = k_0^{np} = 0.26 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Поскілки прийнята товщина теплоізоляції менше необхідної і різниця температур в суміжних камерах більш 10°C , необхідно провести перевірку на випадання конденсата на поверхні перегородки в камері з більш високою температурою (в універсальній камері).

Щоб не було вологовипадання, температура поверхні перегородки в цій камері та повинна бути вище температури точки роси внутрішнього повітря т/г.р. По діаграмі h-d встановлюємо, що при $\tau_n = 0^\circ\text{C}$ і $\tau_n = 0^\circ$ $\phi_n = 90\%$ $t_{т.р} = -1^\circ\text{C}$.

Температуру поверхні визначаємо за формулою (4.2.7)

$$\tau_b = 0 - (0 + 30) / ((1/0.26) \cdot 9) = -0.9^\circ\text{C}$$

Так як температура внутрішньої поверхні перегородки $\tau_b = -0.9^\circ\text{C}$ вище температури точки роси $t_{т.р} = -1.5^\circ\text{C}$, випадання конденсата не відбудеться. Тобто товщина теплоізоляційного шару прийнята правильно.

Третім етапом проектування холодильників є розрахунок теплов потоків, який виконується для правильного вибору холодильного обладнання.

4.3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПОТОКІВ В КАМЕРИ ХОЛОДИЛЬНИКІВ.

4.3.1. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОГО ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ ВИБОРУ КАМЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ.

Для підтримання заданої температури в охолоджуваному приміщенні (наприклад, в камері холодильника) необхідно, щоб всі теплов потоки відводились камерним обладнанням - батареями і повітро-охолоджувачами (рис. 4.31)

При визначенні такого навантаження враховують наступні теплов потоки: через огорожуючі конструкції приміщення – Q_1 ; від продуктів (вантажів) або матеріалів при їх холодильній обробці (охолодженні, заморожуванні, доморожуванні) - Q_2 , з зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень – Q_3 , від різних джерел при експлуатації камер - Q_4 , від фруктів і овочів в процесі "дихання", необхідного для життєдіяльності клітин- Q_5 .

Кожен із цих видів теплов потоків, як правило, неперервно змінюється, причому їх максимальні значення не співпадають по часу. Тому для точного визначення величини максимуму результуючого теплов потоку в камеру і часу його початку необхідно побудувати графіки зміни кожного із теплов потоків на протязі довгого періоду (літньо-осінній період, на протязі року) і просумувати їх. Однак, такий метод достатньо складний. Тому на практиці користуються методикою розрахунку, при якій всі теплов потоки вважаються постійними у часі і припадають на літній період року.

Навантаження на камерне обладнання визначають як суму всіх теплов потоків в дану камеру, так як камерне обладнання повинне забезпечити відведення теплоти при самих несприятливих умовах.

$$\Sigma Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5=Q_3 \quad (4.3.1.)$$

Навантаження на обладнання в універсальних камерах (наприклад, з $T_{п}=0/20^{\circ}\text{C}$) визначають окремо при обох розрахункових температурах повітря в камері (при 0 і -20°C). По навантаженню при $t_{п} = 0^{\circ}\text{C}$ підбирають повітроохолоджувачі, а по навантаженні (при $t_{п} = -20^{\circ}\text{C}$) -підбирають батареї.

В холодильниках з великою кількістю камер повний розрахунок теплотоків можна виконати тільки для декількох найбільш характерних камер, а для інших камер теплототи можна розраховувати по питомих навантаженнях, віднесених до 1м^2 підлоги, отриманих в результаті розрахунку характерних камер.

Одночасно з балансом теплотоків має місце і баланс вологопоступлень в камеру і вологовідведення з неї у вигляді роси або снігової шуби, які випадають теплопровідній поверхні приладів охолодження. Вологопоступлення враховують в основному при проектуванні холодильників для фруктів і овочів.

4.3.2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПОТОКІВ ЧЕРЕЗ ОГОРОДЖУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ

Теплототи через огороджуючі конструкції Q_1 визначають як суму теплотоків (через стінки, перегородки, перекриття або покриття, через підлоги, заглиблені стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур ззовні огороження і всередині огороджуючого приміщення Q_{1T} , а також теплотоків в результаті дії сонячної радіації Q_{1c} , через покриття і зовнішні стіни:

$$Q_1=Q_{1T}+Q_{1c} \quad (4.3.2)$$

Теплототи через стіни, перегородки, перекриття або покриття Q_{1T} , (в кВт) розраховують за формулою (4.3.3)

$$Q_{1T}=k_D F \cdot \Theta \cdot 10^{-3}=k_D \cdot F(t_H - t_B) \quad (4.3.3)$$

де k_D - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, який визнається при розрахунках товщини ізоляційного шару Вт/см^2); F -розрахункова площа поверхні огороження, м^2 ; Θ -розрахункова різниця температур (температурний напір), $^\circ\text{C}$; t_n -розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, $^\circ\text{C}$; t_p - розрахункова температура повітря всередині охолоджуваного приміщення, $^\circ\text{C}$.

При розрахунках площі поверхні стін і перегородок довжину зовнішніх стін некутових приміщень визначають як відстань між осями внутрішніх стін; кутових приміщень - як відстань від зовнішньої поверхні зовнішніх стін до осі внутрішніх. Довжину внутрішніх стін визначають як відстань між внутрішньою поверхнею зовнішніх стін і віссю внутрішніх, а висоту стін - як відстань від рівня чистої підлоги даного поверху до рівня чистої підлоги верхнього поверх або до верху засипки покриття. Площу стелі і підлоги визначають як діючі довжини камери на ширину, які вимірюються між, осями внутрішніх стін або від внутрішньої поверхні зовнішніх стін до осі внутрішніх.

З достатньою точністю всі розміри приміщень в плані можна визначити між координаційними осями (тобто без врахування товщини стін). При цьому похибка при визначенні площі огорожуючих конструкцій в порівнянні з більш точним методом, вказаним вище, не перевищує 5%. Лінійні розміри приймають із заокругленням до 0,1м, а площу - до $0,1 \text{ м}^2$. Температуру t_p , приймають у відповідності з рекомендаціями.

При розрахунках теплостоків через зовнішні огороження температуру зовнішнього повітря t_3 приймають по таблицях. При розрахунках теплостоків через внутрішні огорожі (стіни і перегородки), які відділяють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймають температуру даного приміщення.

При розрахунках теплостоків через внутрішні огорожі, які виходять в неохолоджуючі приміщення (коридори, вестибюлі, тамбури), температурний

напір Q приймають як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін: $0,7(t_3-t_n)$, якщо ці приміщення суміщаються із зовнішнім повітрям, і $0,6(t_3-t_n)$, якщо не суміщаються.

Теплопотік через підлогу яка має опалювальні пристрої (в кВт), розміщену на ґрунті і, визначають за формулою (4.3.4)

$$Q_{1T} = k_D F (t_r - t_B) \cdot 10^{-3}, \quad (4.3.4)$$

де k_D - коеф. теплопередачі конструкції підлоги;

t_r - середня температура поверхні пристрою для опалювання ґрунту (при електроопалюванні $t_r=1^\circ\text{C}$, при опалюванні гарячим повітрям $t_r =3^\circ\text{C}$).

Якщо підлоги, які розміщені на ґрунті, не мають опалювальних пристроїв, теплопотік через них визначають сумуванням тепловтрат через умовні зони шириною 2м (рис. 1.2,а) за формулою (4.3.5)

$$Q_{1T} = \sum k_{ym} F (t_r - t_B) \cdot m \cdot 10^{-3} \quad (4.3.5)$$

де k_{um} умовний коеф. теплопередачі, який відповідає відповідній зоні підлоги, Вт/(м²-К). Для підлоги без теплоізоляції для I, II, III зон $k_{um}=0,47; 0,23; 0,12$; для IV $k_{um} =0,07$;

F -площа відповідної зони підлоги, м²; площу ділянки підлоги розміром 2х2, яка примикає до кута зовнішніх стін (заштрихована ділянка), враховують двічі.

Коефіцієнт m , який характеризує відносне зростання термічного опору при наявності ізоляції, визначають за формулою. (4.3.6.)

$$m = 1 / (1 + 1,25 (\delta_1 / \lambda_1 + \dots + \delta_m / \lambda_m)) \quad (4.3.6.)$$

де δ - товщини окремих шарів конструкції підлоги, м; λ - коефіцієнти теплопровідності матеріалів, які складають конструкцію підлоги, Вт/(м² К).

Для неізольованих підлог, які лежать на ґрунті, $m= 1$. Теплопотоки через заглиблені неізольовані стіни підвальних приміщень визначають, як для

неізолюваних підлог, а відповідні зони вираховують як продовження підземної частини зовнішніх стін .

Теплопотік від сонячної радіації через зовнішні стіни і покриття холодильників Q_{1c} (в·кВт) визначають за формулою (4.3.7)

$$Q_{1c}=k_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3} \quad (4.3.7)$$

де k_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огорожі, Вт/(м²к);

F - площа поверхні огороження, яка опромінюється сонцем, м²;

Δt_c - надлишкова різниця температур, яка характеризує дію сонячної радіації в літній час, °С.

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розміщення холодильника (географічної широти), характеру поверхні і орієнтації її по сторонах горизонту.

Для плоскої покрівлі надлишкова різниця температур залежить тільки від тону фарби і не залежить від орієнтації і широти. Для плоских темних покрівель надлишкову різницю температур приймають 17,7 °С, при світлих тонах 14,9°С. Для шатрових покрівель надлишкову різницю температур (в °С) приймають в залежності від географічної широти: для південної зони 15, середньої 10, північної 5.

Для зовнішніх стін надлишкову різницю температур можна прийняти по табл. 4.3.1.

Таблиця 4.3.1. Значення надлишкової різниці температур для стін

Стіна	Надлишкова різниця температур (в °С) при орієнтації по									
	Південь			ПС	ПЗ	Схід	Захід	Пн.	Пн.	Півні
	Географічна широта									
	40°С	50°С	60°С	від 40°С до 60°С						
Бетонна	5.9	8.0	9.8	8.8	10.0	9.8	11.7	5.1	5.6	0
Цегляна	6.6	9.1	11.0	9.9	11.7	11.0	13.2	5.8	6.3	0

Пофарбона вапном або покрита	3.6	4.9	6.0	5.4	6.0	6.0	12	3.2	3.5	0
Покрита штукатуркою в	5.1	7.1	8.5	7.7	8.8	8.5	10.2	4.5	4.9	0
Облицьована білими	2.3	3.2	3.9	3.5	4.0	3.9	42	2.0	22	0

В розрахунках враховують теплоту сонячної радіації, яка проникає через покрівлю і одну із стін, що з найбільшою поверхнею, або несприятливо орієнтовану (зверніть увагу: сама велика надлишкова різниця температур характерна для стін, обернених на захід).

Як вже було відмічено, теплотоки розраховують для кожної камери. Але слід мати на увазі, що огорожі мають різну конструкцію і різні коефіцієнти теплопередачі, розміри, температури ззовні огорожень. Тому необхідно вести розрахунок по кожній огорожі окремо.

По кожній камері визначають сумарний теплостік через огороження. При визначенні теплостіків через внутрішні огороження може виявитися, що частина теплостіків має від'ємний знак, тобто теплота з розраховуваної камери виходить в сусідню з більш низькою температурою. Такі теплостіки не враховують.

4.3.3. Розрахунок теплостіків від вантажів при холодильній обробці.

При холодильній обробці продуктів (охолодженні, заморожуванні і доморожуванні) кожен кілограм продукту виділяє теплоту в кількості $q = \Delta h$ кДж/кг. Крім того, якщо проходить холодильна обробка продуктів в тарі, то необхідно додати теплоту, яка виділяється при її охолодженні.

Теплостік $Q_{2пр}$ (в·кВт) при охолодженні і доморожуванні продуктів в камерах зберігання визначають за формулою (4.3.8)

$$Q_{2\text{пр}} = M_{\text{пр}} \cdot \Delta h (10^3 / 24 \cdot 3600) \quad (4.3.8)$$

де $M_{\text{пр}}$ - добове надходження продуктів, т/доб.;

Δh - різниця питомих ентальпій продуктів, які відповідають початковій і кінцевій температурам продукту, значення яких приймається по таблицях, кДж/кг.

При цьому передбачається, що продукти надходять в камеру рівномірно на протязі доби і за 24 год. встигають зменшити свою температуру до температури в камері. Початкова температура продуктів приймається згідно завдання.

Добове надходження продуктів в камери зберігання розподільних і промислових холодильників складає 8% місткості камер, якщо вона менше 200 т. і 6% місткості камери в холодильниках, призначених для зберігання продуктів, об'ємом >200 т.

Теплопотік від продуктів $Q_{2\text{пр}}$ (в кВт) при холодильній обробці в камерах охолодження і замороження періодичної дії визначається за формулою (4.3.9)

$$Q_{2\text{пр}} = 1,3 M_{\text{пр}} i (10^3 / \tau_{\text{обр}} \cdot 3600) \quad (4.3.9)$$

де 1,3- коефіцієнт, що враховує нерівномірність теплового навантаження;

$M_{\text{пр}}$ -добове надходження продукту в камеру, т/доб;

Δh - різниця питомих ентальпій продукту до і після обробки, кДж/кг;

$\tau_{\text{обр}}$ - тривалість холодильної обробки, год/доб (звичайно вона менша тривалості циклу).

Теплопотоки від фруктів і овочів при "диханні" Q_5 враховують тільки на спеціалізованих холодильниках для зберігання фруктів і овочів. Теплопотік Q_5 (в кВт) можна визначити за формулою (4.3.10)

$$Q_5 = V_k (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_{xp}) \cdot 10^{-3} \quad (4.3.10)$$

V_k - місткість камери, т,

q_n, q_{xp} - тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання, Вт/т;

Теплопотік від тари Q_{2m} (в кВт) визначається за формулою (4.3.11)

$$Q_{2m} = M_m \cdot C_m \cdot (t_1 - t_2) \cdot 10^{-3} / (24 \cdot 3600), \quad (4.3.11)$$

M_m - добове надходження тари, яке приймається пропорційно добовому надходженню продукту, т/доб;

C_m - питома теплоємність тари, кДж/(кг К);

t_1, t_2 - початкова та кінцева температури тари (приймаються рівними початковій та кінцевій температурі продукту), °С.

Маса тари складає від 10% до 20% маси вантажу, для скляної тари -50%. Масу дерев'яних ящиків для фруктів приймають рівною 20% маси фруктів.

Питому теплоємність тари (в кДж/(кг-К)) приймають в залежності від її матеріалу:

- для дерев'яної і картонної тари $C_m = 2,3$;
- металічної $C_m = 0,5$;
- скляної $C_m = 0,8$.

4.3.4. Розрахунок тепловитоків від вентиляції приміщень.

Теплопотік від зовнішнього повітря при вентиляції слід враховувати тільки при проектуванні спеціалізованих холодильників і камер для зберігання фруктів. Теплопотік від зовнішнього повітря Q_3 (в кВт) розраховують за формулою: (4.3.12)

$$Q_3 = M_{B3} \cdot (h_3 - h_k), \quad (4.3.12)$$

де M_{B3} - масова витрата вентиляційного повітря, кг/с;

h_3, h_k - питомі ентальпії зовнішнього повітря і повітря в камері, кДж/кг .

Масову витрату вентиляційного повітря M_B (в кг/с) визначають, виходячи із необхідності забезпечення кратності повітрообміну декількох об'ємів на добу:

$$M_B = V_k \cdot a \cdot \rho_n / (24 \cdot 3600) \quad (4.3.12.)$$

де V_k – об'єм вентиляційного приміщення, m^3 ;

a - кратність повпрообміну;

ρ_n - густина повітря при температурі і відносній вологості повітря в камері, kg/m^3 .

В камерах з регульованим газовим середовищем вентиляцію передбачають обов'язково. Однак, в ці камери подається газова суміш, тепловитік якої необхідно враховувати в якості Q_3 . Камера харчових відходів повинна мати витяжну вентиляцію, яка забезпечує кратність повітрообміну до об'ємів за годину.

4.3.5. Розрахунок експлуатаційних тепловитіків

Ці тепловитіки виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів і відкривання дверей.

Тепловитік від освітлення q_1 (в кВт) розраховують за формулою (4.3.14.)

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3} \quad (4.3.14.)$$

де A - теплота, яка виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на $1 m^2$ площі підлоги, Wt/m^2 ;

F - площа камери, m^2 . З врахуванням коефіцієнту одночасності включення можна приймати для складських приміщень (камер зберігання) $A=2,3 Wt/m^2$, для камер холодильної обробки, експедицій, завантажувально-розвантажувальних приміщень $A=4,7 Wt/m^2$.

Тепловитік від перебування людей q_2 (в кВт):

$$q_2 = 0.35 \cdot n \quad (4.3.15.)$$

де $0,35$ - тепловиділення одної людини при важкій праці, кВт,

n - число людей, які працюють в одному приміщенні.

Число людей n приймають в залежності від площі камери: при площі камери до 200 м^2 - 2-3 людини; якщо більше 200 м^2 - 3-4 людини.

Теплопотік від працюючих електродвигунів q_3 (в кВт) при розміщенні електродвигунів в охолоджувальному приміщенні визначають за формулою (4.3.16.)

$$q_3 = N_B, \quad (4.3.16.)$$

де N_B - сумарна потужність електродвигунів. В попередніх розрахунках потужність встановлюваних електродвигунів (в кВт).

можна орієнтовано приймати по даних, приведених нижче:

камери зберігання	2-4 кВт
камери охолодження і універсальні	3-8 кВт
камери заморожування	8-16. кВт

Чим більша камера, тим більша встановлена потужність електродвигунів. При розміщенні електродвигунів поза робочі приміщенням слід враховувати ККД електродвигуна $\eta_E = 0,8 \dots 0,9$ за формулою (4.3.17.)

$$Q_3 = N_E \cdot \eta_E, \quad (4.3.17)$$

Теплопотік при відкриванні дверей q_4 (в кВт) розраховують за формулою (4.3.18.)

$$q_4 = K \cdot F \cdot \Delta T \quad (4.3.18)$$

де K - питомий приток теплоти при відкриванні і дверей, Вт/м^2 (табл.4.3.2.) F - площа камери, м^2 .

Експлуатаційні теплотоки визначаються, як сума теплотоків(в кВт) окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (4.3.19)$$

Таблиці 4.3.2- Значення притоку тепла від відкритих дверей.

Приміщення	Теплопотік (в Вт\м ²) при висоті камер		
	до 50	50-150	більше 150
Камери охолодження м'яса	23	12	10
Камери зберігання охолоджених	29	15	12
Камери заморожування	32	15	12
Камери зберігання морожених	22	12	8
Камери завантажувально-	78	38	20
Камери зберігання фруктів	10	5	4
Цех товарної обробки фруктів	46	23	12

*При іншій висоті камер значення тепловотоку слід змінити пропорційно висоті .

4.3.6. Визначення навантаження для підбору компресора.

Компресор (або декілька паралельно ввімкнених компресорів) підбирають на групу камер, які мають приблизно однакові температури. Не виключається можливість використання одного компресора, який працює на камери з сильно відмінними температурами, але це потребує застосування спеціальних приладів і повинно бути оправдано економічно.

Навантаження на компресор $Q_{км}$ складається із всіх видів тепловотоків, але в ряді випадків їх можна враховувати не повністю, а частково, в залежності від типу і призначення холодильника.

При охолодженні однієї-двох камер все тепло, відведене камерним обладнанням, переходить в навантаження на компресор. Тому при проектуванні холодильника з децентралізованим холодопостачанням приймають $Q_{км} = \Sigma Q$

В холодильнику з більшою кількістю камер при визначенні $Q_{км}$ враховують неспівпадання навантажень $Q_{1км}$ і $Q_{2км}$ в часі. При найбільш точних розрахунках будують графіки зміни Q_1+Q_2 для кожної камери на протязі літньо-осіннього періоду, потім будують графік зміни суми тепловотоків Q_1+Q_2 в часі, в якості

розрахункового значення навантаження на компресор приймають максимальне значення по графіку.

По другому методу такі притоки через огорожуючі конструкції приймають в розмірі 100% - від Q_1 . Теплопотоки від вантажів при їх холодильній обробці розраховують по видам холодильної обробки за формулами (4.8) і (4.9), а добове надходження вантажів в камери зберігання розподільного холодильника (в тонах на добу) визначають за формулою (4.3.20)

$$M=U\delta V_k/365 \quad (4.3.20)$$

де U - кратність вантажообігу (1 / годину), приймається для камер зберігання морожених вантажів $U=3$, для камер охолодження $U=5$

δ - коефіцієнт нерівномірності надходження продуктів, який рівний 1,5 при розрахунку надходження охолоджених вантажів і 2,5 - морожених;

V_k - місткість камер зберігання морожених чи охолоджених вантажів (окремо).м³

Добове надходження вантажів в морозильні камери приймають в розмірі 100% продуктивності цих камер.

По третьому (наближеному, але достатньо точному) методу навантаження на компресори $Q_{2км}$ можна приймати в розмірі 50-70% сумарного навантаження ΣQ_2 , для камер зберігання і 100% — для морозильних камер.

Для промислових холодильників м'ясо- і рибокомбінатів навантаження на компресори визначають при літній розрахунковій температурі. При цьому приймають $Q_{1км} = (0,85 / 0,9) Q_{1з}$ а $Q_{2км} = Q_{2з}$.

На холодильниках для фруктів слід врахувати, що навантаження в період збирання фруктів, пов'язане з їх охолодженням, значно більше, ніж при довшому зберіганні, для якого $Q_{2км} = 0$.

Теплопотоки від вентиляції Q_3 і від фруктів при "диханні" Q_5 , характерних для фруктосховищ і спеціалізованих камер на розподільчих холодильниках, враховують повністю.

Навантаження на компресори від експлуатаційних теплопотоків розраховують в розмірі 50-75% максимальних значень: $Q_{2км} = (0,5/0,75) \cdot Q_{2з}$.

Розрахункову (потрібну) холодопродуктивність для вибору компресорів (на кожну температуру кипіння окремо) визначають за формулою (4.3.21)

$$Q_{от} = k \sum Q_{км} \quad (4.3.21)$$

де k - коефіцієнт, враховує втрати в трубопроводах і апаратах холодильної установки,

$\sum Q_{км}$ - сумарне навантаження на компресор для даної температури кипіння.

При безпосередньому охолодженні k приймають в залежності від температури кипіння t_0 .

$t_0, ^\circ\text{C}$	-40	-30	-10
k	1.1	1.07	1.05

При розсольному охолодженні $k=1,12$.

При наявності в складі холодильника універсальних камер ($t_n=0/-20$) компресор низького тиску вибирають по навантаженню, обчисленому з врахуванням роботи цих камер при $t_n=-20^\circ\text{C}$, а компресор високого тиску з врахуванням роботи камер при $t_n=0^\circ\text{C}$.

Компресор вибирають з запасом по продуктивності, щоб коефіцієнт робочого часу для компресорів на габаритних холодильниках був не меншим 0,9 (розрахунковий час роботи 22 год. на добу).

4.3.7. Приклад розрахунку.

ЗАВДАННЯ

Визначити теплотоки в охолоджувані приміщення і навантаження на компресори холодильника місткістю 3000 т.

Планування камер холодильника подані вище.

1. Визначаємо теплотоки через огорожуючі конструкції. Розміри огорож в плані і площу камер приймаємо по осях колон, висоту стін - на 1,2м вище відмітки низу будівельної балки (тобто 7,2 м.), площу дверей камер приймаємо рівною 6 м . Значення коефіцієнтів теплопередачі огорожуючих

конструкцій розраховують згідно описаних вище методик. Для визначення теплотоків від сонячної радіації через стіни, приймаємо орієнтацію будівлі холодильників: наприклад, автомобільною платформою на північ. Приймаємо також, що покрівля світла (тобто $\Delta t_c = 14,9^\circ\text{C}$)

Розрахунок теплотоків виконуємо за формулами (4.3.1)-(4.3.19) для літнього періоду. Теплототи в універсальні камери з $t_n = 0/-20^\circ\text{C}$ розраховуємо при обох температурах внутрішнього повітря. Результати розрахунку занесемо в таблицю 4.3.3, де приведено розрахунок лише для декількох характерних камер.

2. Розраховуємо теплототи від вантажів при холодильній обробці.

Камера №1. Теплотік від м'яса при доморожуванні визначаємо за формулою (4.3.8). Добове надходження вантажу (яловичина морожена) приймаємо рівним 6% дійсної місткості камери. При цьому приймаємо $V = 0,8\%$; $h_{\text{пр}} = 5,5 \text{ м}^2$. Температура вантажу, що надходить, $t_1 = -8^\circ\text{C}$; що виходить $t_2 = -20^\circ\text{C}$.

Значення питомих ентальпій м'яса, що відповідають цим температурам, приймаємо:

$h_1 = 39,4 \text{ кДж}$; $h_2 = 0 \text{ кДж}$. Тривалість холодильної обробки 24 год.

$$M_B = 0,06 V_{\text{вк}} q_v = 0,06 \cdot 360 \cdot 0,8 \cdot 5,5 \cdot 0,32 = 33,2 \text{ т};$$

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} = (33,2 \cdot 39,4 \cdot 10^3) / 24 \cdot 3600 = 15,1 \text{ кВт}.$$

Камера №6. При використанні цієї камери в якості камери зберігання морожених вантажів ($t_B = -20^\circ\text{C}$) теплотік Q_2 розраховуємо так, як і для камери №1

$$M_B = 0,06 V_{\text{вк}} q_v = 0,06 \cdot 1267 \cdot 0,35 = 26,6 \text{ т/доб.};$$

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} = (2,6 \cdot 39,4 \cdot 10^3) / 24 \cdot 3600 = 12,1 \text{ кВт}. \quad (3.1)$$

При $t_n = 0^\circ\text{C}$ теплотік від охолоджуваного вантажу (сир в кадках) розраховуємо аналогічним чином, але при цьому слід врахувати, що продукт

надходить в тарі (кадки дерев'яні), масу якої приймаємо рівною 20% маси вантажу $t_1 = 12^\circ\text{C}$, $t_2 = 0^\circ\text{C}$, $h_1 = 300$ кДж, $h_2 = 344$ кДж/кг

Маса тари:

$$M_T = 0.20 \cdot 54 = 10.8 \text{ т}$$

$$M_{\text{вп}} = 0.06 \cdot 288 \cdot 0.8 \cdot 5.5 \cdot 0.71 = 54.0 \text{ т}$$

Маса продукту:

$$M_{\text{пр}} = 54 - 10.8 = 43.2 \text{ т}$$

$$Q_{2\text{пр}} = (43.2 \cdot 44 \cdot 1000) / (24 \cdot 3600) = 22.0 \text{ кВт}$$

$$Q_T = (10.8 \cdot 2.3 \cdot 12 \cdot 1000) / (24 \cdot 3600) = 3.5 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 22.0 + 3.5 = 25.5 \text{ кВт}$$

Камера №9. Теплопотоки від вантажу (яловичина в металевих ємностях) при заморожуванні розраховуємо за формулою (4.3. 2).

Тривалість циклу заморожування (оборотність камери) приймаємо рівною 24 год. Згідно таблиць $t_1 = 4^\circ\text{C}$, $t_2 = 8^\circ\text{C}$, $T_{\text{обр}} = 20$ год/доб. По додатках знаходимо $h_1 = 246$; $h_2 = 39,4$ кДж/кг, відповідно, $\Delta h = 206,6$ кДж/кг. Питома теплоємність тари $C_m = 0,5$ кДж/(кгК), охолодження - до температури камери, тобто до -30°C .

Добову виробничість камери знаходимо за формулою:

$$\begin{aligned} M_b &= F_{\text{ох}} \cdot q_F \cdot 24/\tau = 72 \cdot 0.3 \cdot 24/24 = 21.6 \text{ т/добу}; \\ M_T &= 0.1 \cdot M_{\text{пр}} = 0.1 \cdot 21.6 = 2.2 \text{ т/добу}; \\ M_{\text{пр}} &= 21.6 - 2.2 = 19.4 \text{ т/добу}; \\ Q_{2\text{пр}} &= (1.3 \cdot 19.4 \cdot 206.6 \cdot 10^3) / (20 \cdot 3600) = 72.4 \text{ кВт}; \\ Q_{2\text{пр}} &= (1.3 \cdot 2.2 \cdot 0.5 \cdot (4+30) \cdot 10^3) / (20 \cdot 3600) = 0.7 \text{ кВт}; \\ Q_2 &= 72.4 + 0.7 = 73.1 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Теплопотоки від вантажів в інших камерах розраховуємо аналогічним чином.

3. Експлуатаційні теплопотоки розраховуємо за формулами (4.3.14-

4.3.19). Результати розрахунків заносимо в табл. 4.3.5

4. Отримані значення $Q_{1об}$, $Q_{2об}$, $Q_{4об}$ теплов потоків сумуємо по температурах кипіння (табл. 4.3.6). Із табл. 4.3.6. видно, що значення питомого навантаження на камерне обладнання, віднесенні до 1 м^2 площі камери $q_F = \Sigma Q_N / F_K$. Для однотипних камер значення Q близькі між собою. Тому достатньо було детально розрахувати Q_n для 5-6 характерних камер (наприклад, №1; 11; 6; 13; 9), а для інших однотипних камер прийняти ΣQ пропорційно їх площі.

5. Розрахуємо навантаження на компресори (по спрощеній методиці):

а) при підтриманні в камерах температури $t_n = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;

- навантаження на компресори, що працюють при температурі кипіння -40°C , буде становити

$$\Sigma Q_{-40} = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + 0.7 \Sigma Q_4 = 5,3 + 146,2 + 0,7 \cdot 23,8 = 168,2 \text{ кВт};$$

при температурі кипіння $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Sigma Q_{-30} = \Sigma Q_1 + 0.6 \Sigma Q_2 + 0.7 \Sigma Q_4 = 43.5 + 0.6 \cdot 67 + 0,7 \cdot 39,3 = 111,2 \text{ кВт}; \text{ пр}$$

при температурі кипіння $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Sigma Q_{-30} = 9.7 + 0.7 \cdot 27.3 = 59.4 \text{ кВт};$$

б) при підтриманні в універсальних камерах $t_n = -20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Sigma Q_{30} = 168.2 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q_{30} = (43.5 + 14.5) + 0.6 \cdot (67 + 24.2) + 0.7 \cdot (39.3 + 12.0) = 148 \text{ кВт}.$$

Навантаження на компресори при $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ приймаємо по варіанту б), при $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ - по варіанту а), а значить, визначимо розрахункову (необхідну) холодо продуктивність для вибору компресорів:

$$Q_{(-40)} = 1.1 \cdot 168.2 = 185 \text{ кВт};$$

$$Q_{(-30)} = 1.07 \cdot 148.6 = 159 \text{ кВт};$$

$$Q_{(-30)} = 1.05 \cdot 59.4 = 62 \text{ кВт}.$$

Останнім етапом проектування холодильників є вибір типу холодильних установок і систем охолодження.

5. СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ І ТИПИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.

5.1. Безнасосні схеми безпосереднього охолодження.

В малому холодильному обладнанні застосовують комплексні холодильні машини.

Холодні установки підбирають по холодопродуктивності, а схема розподілення холодильного агента по охолоджуючим приладам визначається заводськими умовами.

Холодильна машина може бути вибрана для охолодження одного чи декількох об'єктів. Якщо декілька об'єктів, що охолоджуються, обслуговуються одним агрегатом, то можливі два варіанта регулювання: з загальним і роздільним регулюванням.

В централізованому обладнанні, яке обслуговує декілька камер з приблизно однаковими температурами і тепловими навантаженнями, передбачати окреме регулювання температури в кожній камері недоцільно.

Якщо ж централізоване обладнання обслуговує об'єкти з різними температурами (різниця до 10°C) чи з суттєво різним навантаженням, то необхідно застосовувати окреме регулювання температури в кожному об'єкті. Для цього в кожному об'єкті встановлюють камерне реле температури і соленоїдний вентиль. Компресор припиняє роботу при розмиканні контактів реле температури, тобто тоді, коли досягнута задана температура в усіх камерах. Вмикається компресор при замиканні контактів любого реле подачі холодоагенту в камері.

5.2. Холодильні установки, що працюють на аміаку.

На холодильниках застосовують безнасосні схеми з нижньою подачою

аміаку в прилади охолодження.

Застосовування безнасосних схем обмежене, їх необхідно використовувати для холодильників ємкістю до 600 тон.

На більш великих холодильниках утруднене рівномірне розподілення аміаку по охолоджуючим приладам при великих випарних системах. Можуть бути використані два вида схем:

- з верхнім розташуванням відділювача рідини, в яких заповнення охолоджуючих приладів аміаком забезпечуються за рахунок стовпа рідини (рис. 1,а);

- з нижнім розташуванням відділювача рідини, в яких заповнення охолоджуючих приладів аміаком забезпечуються за рахунок різниці тисків конденсації і кипіння

В схемах з верхнім розташуванням відділювача рідини живлення охолоджуючих приладів ведеться через відділювач рідини.

Подача аміаку у відділювач рідини повинна бути автоматизована, щоб виключити переповнення ємкості. З метою безпеки в схему доцільно вводити захисні ресивери, які встановлюються на різній висоті: для переливання аміаку з відділювача рідини у верхній захисний ресивер, а при переповненні останнього- з нього в нижній.

В схемах з нижнім розташуванням відділювача рідини заповнення охолоджуючих приладів регулюється по перегріву пари на виході з них. Відділювач рідини в цій схемі виконує тільки захисні функції.

В схемі необхідно передбачити лінію перетискування аміаку з захисних ресиверів в випарну систему.

Безнасосні схеми можна використовувати як в одноступінчатому так і в двоступінчатому обладнанні. При цьому необхідно мати на увазі, що при зниженні тиску в системі сильніше виявляються її недоліки: важкість рівномірного розподілу холодоагенту по охолоджуючим приладам, досягнення заданих температур в об'єктах, що охолоджуються.

5.3. Насосно-циркуляційні схеми безпосереднього охолодження.

В теперішній час переважно розповсюджені насосно-циркуляційні схеми.

Насосно-циркуляційні схеми проектують як з верхньою, так і з нижньою подачею(рис.5.3.1).В сучасних умовах обидві схеми можна рахувати рівноправними.

Якщо вибрана схема з верхньою подачею, необхідно проробити питання про можливість зливання холодоагента в циркуляційний ресивер з батареї при зупинці(перекриття подачі холодоагенту в дану батарею).

Це дуже важливо на одноповерхових холодильниках, якщо апаратне відділення знаходиться на першому поверсі і апарати розташовані з охолоджуючими приладами.

Необхідно мати на увазі, що в підвальних поверхах багатоповерхових холодильників не вдається застосувати схему з верхньою подачею із-за відсутності різниці між батареями і циркуляційним ресивером.

Трубопроводи: I- до компресора; II- від компресора; III- гарячої пари від масло відділювача; IV- випуску аміаку з запобіжних клапанів; V- випуску масла. Дуже важливо правильно розташувати аміачні насоси по відношенню до циркуляційних ресиверів. Робочий рівень рідини в циркуляційному ресивері повинен бути вище всмоктуючого пуптрубки на 1,5-3 м в залежності від температури кипіння: чим нижча температура кипіння, тим більша різниця в рівнях. Для насосно-циркуляційних схем з нижньою подачею приймають насоси з подачею, що в 5-6 разів перевищує розрахункові витрати аміаку.

В схемах з верхньою подачею аміаку краткість циркуляції слід приймати в залежності від довжини шланга:

Довжина шланга,м	60	100	160	200	260
Краткість циркуляції	15	9	7	5	2

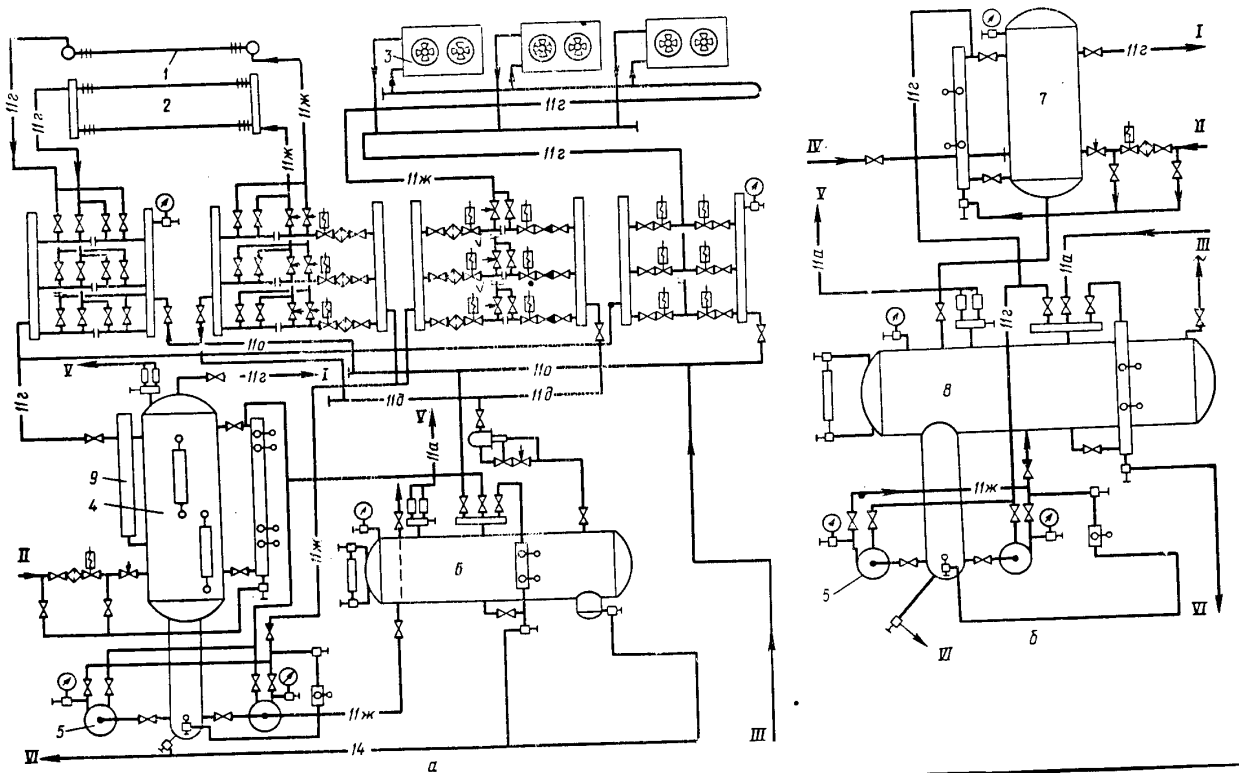


рис.5.3.1. Насосно-циркуляційна схема : а). з верхньою подачею холодоагента
б). з нижньою подачею холодоагента.

Насосно-циркуляційні схеми безпосереднього охолодження можуть бути використані як в одноступінчатих, так і в двоступінчатих установках. При застосуванні насосно-циркуляційних схем зниження тиску в низькотемпературному обладнанні не впливає на різноманітність розподілення холодоагенту по приладам охолодження, так як подача забезпечується циркуляційним насосом.

5.4. Схеми з проміжним холодоносієм

Обладнання росольного охолодження застосовують на малих

холодильниках ємкістю 12, 25, 50т, та на деяких холодильниках для зберігання фруктів, особливо в сільській місцевості.

Застосування обладнання з використанням проміжного холодоносія повинно бути в кожному конкретному випадку виправлено технологічно.

Для охолодження холодоносія у випарниках використовують холодильні машини, які працюють на аміаку чи на холодоносіях.

В якості холодоносіїв застосовують воду, водяні розчини хлористого кальцію і рідше, хлористого натрію.

Для довготривалої безперервної роботи важливо правильно вибрати концентрацію росолу: так, щоб запобігти замерзанню в трубах кожухотрубного випарника. Температуру замерзання росолу приймають на 8-10° С нижче температури кипіння холодоагенту. В випаровувачах відкритого типу замерзання не приводить до руйнування апарату, а тому можна зменшити цю різницю на 5° С.

В теперішній час найбільш розповсюдженим холодоносієм для отримання температур 0° С є водний розчин хлористого кальція.

Росоли викликають посилену корозію, що приводить до необхідності частої заміни труб. З метою збільшення терміну служби охолоджуючих приладів рекомендується застосовувати менш корозійно-активні речовини, наприклад, водяний розчин етиленгліколя. Крім сильної корозії, яка характерна для расольних схем, у них є ще один великий недолік, пов'язаний з необхідністю працювати при низьких температурах кипіння, а відповідно, з більшою витратою енергії. Тому такі схеми використовуються рідко.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н.Я.Барулин. Применение холода в пищевой промышленности. -М.: Пищевая промышленность, 1979. -312.
2. Н.Д.Кочетков. Холодильная техника. -М.: Пищевая промышленность, 1966. -280.
3. Б.Г.Маринюк Аппараты холодильных машин. -М.: Пищевая промышленность, 1995. -315.
4. В.Ф.Лебедев. Холодильная техника. -М.: Агропромиздат, 1986. -335.
5. Б.К.Явнель. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. -М.: Агропромиздат, 1989.
6. Е.С.Курилев. Холодильные установки. -М.: Агропромиздат, 1975. -622.
7. З.С.Шлипченко. Насосы, компрессоры, вентиляторы. -К.: Техника, 1976. -622.
8. И.С.Падылькес. Свойства холодильных агентов. -М.: Агропромиздат, 1974. -180.
9. Э.Альмаши. Быстрое замораживание пищевых продуктов. -М.: Легкая и пищевая промышленности, 1981. -407.
10. А.Т.Ионов. Автоматизированные, роторные, морозильные агрегаты для замораживания пищевых продуктов. -М.: Пищевая промышленность, 1981. -175.
11. Рой Дж.Досаат. Основы холодильной техники. -М.: Агропроиздат, 1984, -412.
12. Ю.И.Фримштейн. Промышленные холодильные установки. -М.: Пищевая промышленность, 1974. -430,
13. Богданов С.М., Куприянова. Задачник по термодинамическим расчётам в пищевой и холодильной промышленности. -М.: Пищевая промышленность, 1983.-215.
14. М.Бежанншвили. Холодильные компрессоры. Справочник. -М.: Легкая промышленность, 1981. -450.

Друк ФОП Паляниця В.А.

Свідоцтво про реєстрацію № 924385 від 18.08.2008 р.

М. Тернопіль, віл. Б. Хмельницького,9а, оф.38.

Тел.. (0352)528-777.