МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Український державний морський технічний

університет імені адмірала Макарова

РОЗРАХУНОК СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Рекомендовано Методичною радою УДМТУ

як методичні вказівки

Миколаїв 2003

УДК 621.561.59

Розрахунок суднової холодильної установки/ А.А.Андреєв, І.П.Есін, Ю.В.Захаров, А.О.Моря, М.І.Радченко; За редакцією доктора технічних наук, професора Ю.В.Захарова. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 88 с.

Кафедра кондиціонування та рефрижерації УДМТУ

Наведено зовнішні та внутрішні параметри суднових холодильних установок у залежності від району плавання судна та умов перевезення вантажів, що швидко псуються. Викладено методики розрахунку ізоляції, теплоприпливів у приміщення, що охолоджуються, та холодопродуктивності суднової холодильної установки. Надаються рекомендації щодо вибору систем охолодження та схем парокомпресорних холодильних машин, наводиться методика побудови та розрахунку циклу парокомпресорної холодильної машини. Наводяться рекомендації щодо розрахунку та добирання компресора, основних теплообмінних апаратів холодильної машини і приладів охолодження. Описуються основні способи регулювання температури у приміщенні, що охолоджується, наводяться схеми регулювання, автоматичного захисту та сигналізації суднових холодильних установок. Розрахунки наводяться в обсязі, достатньому для добирання відповідного обладнання, з посиланнями на літературні джерела, а в необхідних випадках доповнюються довідковими матеріалами у вигляді таблиць і графіків, ілюструються чисельними прикладами.

Методичні вказівки призначено для студентів спеціальності 8.090509 "Суднові енергетичні установки та устаткування", що вивчають дисципліну "Холодильна, кріогенна та кондиціонуюча техніка" і виконують із неї контрольну роботу (заочна форма навчання).

Методичні вказівки також рекомендується студентам спеціальності 8.090520 "Холодильні машини та установки" при вивченні дисциплін "Теоретичні основи холодильної техніки", "Холодильна техніка та технологія" і виконанні із цих дисциплін курсових проектів.

Табл. 3, мал. 16, додатк. 11, спис. літ. – 17 найм.

Рецензенти:

І.Є.Марончук, доктор технічних наук, професор;

Ф.О.Чегринцев, кандидат технічних наук, професор.

© Український державний морський технічний університет, 2003

© Видавництво УДМТУ, 2003

С К О Р О Ч Е Н Н Я

АВ – автоматичний вимикач;

АК – автоматичне керування;

В – вентилятор;

Вп – випарник;

ВРВ – водорегулюючий вентиль;

ДРТ – двопозиційний регулятор тиску;

ЕТА – електротеплова аналогія;

ЗВ – забортна вода;

К – компресор;

Кн – конденсатор;

МВ – мастиловідділювач;

МКВ – машинно-котельне відділення;

МО – мастилоохолоджувач;

ПвО – повітроохолоджувач;

ПКХМ – парокомпресорна холодильна машина;

ПО – прилад охолодження;

ПРТ – пропорційний регулятор температури;

РЗ – реле захисту;

РК – регулювальний (дросельний) клапан;

РНТ - реле низького тиску;

РП – реле проміжне;

РТ – реле тиску;

РТО – регенеративний теплообмінник;

САЗ – система автоматичного захисту;

САС – система автоматичної сигналізації;

СВ – соленоїдний вентиль;

СО – система охолодження;

СХУ – суднова холодильна установка;

ТР – температурне реле;

ТРК – терморегулювальний клапан;

Ф-О – фільтр-осушувач;

ХК – холодильний компресор;

ХМ – холодильна машина;

ШМА – швидкоморозильний апарат.

У М О В Н І П О З Н А Ч Е Н Н Я

B – ширина, м;

b – ширина профілю, м; коефіцієнт робочого часу;

C – питома теплоємність, кДж/(кг·К);

d – вологовміст, кг/кг, г/кг;

F – площа поверхні, $м^2$;

f – товщина профілю, м;

G – масова витрата, кг/с;

g – інтенсивність сонячної радіації, $Вт/м^2$;

H – висота, м;

h – висота профілю, м;

I – ентальпія, кДж/кг;

k – коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2·К)$;

L – довжина, м;

l – питома робота, кДж/кг;

m – маса, кг; товщина ізоляції, м;

N – потужність, кВт;

n – кратність вентиляції; число труб теплообмінника; частота обертання вала, $с^{-1}$, об/хв;

P – тиск, МПа;

Q – тепловий потік (теплоприпливи), кВт;

$\boldsymbol{Q_0}$ – холодопродуктивність, кВт;

$\boldsymbol{q}$ – поверхнева густина теплового потоку, Вт/м^2; кількість теплоти на 1 кг продукту, кДж/кг;

$\boldsymbol{q_0}$ – питома масова холодопродуктивність, кДж/кг;

$\boldsymbol{q_v}$ – питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м^3;

$\boldsymbol{r}$ – прихована теплота пароутворення, плавлення, кДж/кг;

$\boldsymbol{S}$ – шпація, м; ентропія, кДж/(кг·К);

$\boldsymbol{T}$, $\boldsymbol{t}$ – температура, К, ^{o}С;

$\boldsymbol{V}$ – об'єм, м^3; об'ємна витрата, м^3/с;

$\boldsymbol{v}$ – питомий об'єм, м^3/кг;

$\boldsymbol{W}$ – експлуатаційна швидкість судна, м/с;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м^2·К);

δ – товщина, м;

ε – холодильний коефіцієнт; коефіцієнт поглинання сонячних променів;

η – ККД; коефіцієнт запасу поверхні;

θ – різниця температур, К, ^{o}С;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); коефіцієнт подачі компресора;

ρ – густина, кг/м^3;

τ – час, с, годин;

φ – відносна вологість, %;

ψ – коефіцієнт одночасної роботи.

1. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Вихідними даними для розрахунку суднової холодильної установки (СХУ) є: район плавання судна, розміри приміщення, що охолоджується; з чим межують огородження приміщення; експлуатаційна швидкість судна; вантаж, що перевозиться та швидко псується; холодоагент; система охолодження. Вони наведені в [3, таблиці 4 та 5] і добираються студентом у залежності від двох останніх цифр його навчального шифру.

2. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЗОВНІШНІХ І ВНУТРІШНІХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

У залежності від району експлуатації судна добираються параметри навколишнього середовища: температура зовнішнього повітря $t_{зп}$, його відносна вологість $\varphi_{зп}$, температура забортної води $t_{зв}$. У довідковій літературі ці дані наводяться для літнього та зимового періодів року. При розрахунку холодильної установки приймаються параметри літнього періоду як найбільш напруженого для роботи СХУ. Для деяких районів світового океану ці параметри наведено в Додатку 1.

Параметри повітря усередині приміщення, що охолоджується, та характеристики вантажу, що перевозиться, добирають за Додатком 2.

3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ У ПРИМІЩЕННЯ, ЩО ОХОЛОДЖУЮТЬСЯ, ТА ВИЗНАЧЕННЯ НЕБХІДНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ УСТАНОВКИ

Холодопродуктивність СХУ Q_0, Вт (кВт), повинна бути достатньою для підтримання у приміщеннях, що охолоджуються, заданих температур у найбільш спекотний період року та для самого несприятливого району плавання судна.

Для визначення необхідної холодопродуктивності установки виконується калоричний розрахунок, тобто визначаються всі зовнішні та внутрішні припливи теплоти у приміщення, що охолоджуються, та у холодильну систему в цілому. У загальному випадку

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (1)$$

де Q_1 – зовнішні теплоприпливи через ізольовані огородження;

Q_2 – внутрішні теплоприпливи від вантажів і продуктів, що обробляються холодом (охолоджуються, заморожуються) та зберігаються;

Q_3 – теплоприпливи, що вносяться зовнішнім повітрям при вентиляції;

Q_4 – експлуатаційні теплоприпливи (від механізмів та інші), що враховуються розрахунком;

Q_5 – інші втрати холоду (теплоприпливи), що важко розрахувати.

Сумарні теплоприпливи, що повинні бути компенсовані холодопродуктивністю СХУ Q_0, є змінними у часі та залежать від кліматичних і технологічних умов, а також від типу рефрижераторного судна. Для транспортних рефрижераторів головною складовою теплоприпливів є Q_1, а для добувних і обробних суден – Q_2.

Одна СХУ може обслуговувати приміщення, що охолоджуються, з різними температурними режимами, які навіть можуть суттєво відріз-

нятися, (наприклад, перевезення фруктів і овочів у одних трюмах, а мороженого м'яса – в інших). Тоді СХУ містить у собі 2 – 3 холодильні машини (ХМ), а отже 2 – 3 і більше холодильних компресорів (ХК).

У даній контрольній роботі передбачається спрощений варіант з одним приміщенням, що охолоджується, однією ХМ і одним ХК.

У загальному випадку робоча холодопродуктивність компресора, Вт,

$$Q_{0к} = Q_0 / b, \qquad (2)$$

де b – коефіцієнт робочого часу компресорів, який для трюмної установки приймається як 1,0; для компресорів, що обслуговують провізійні камери, 0,6...0,8 (при однокомпресорній схемі) та 0,5 (при двокомпресорній); для компресорів, що обслуговують системи попереднього охолодження (риби), льодогенератори, швидкоморозильні апарати, – b=0,92.

3.1. Приміщення, що охолоджуються, та їхня ізоляція

Як приміщення, що охолоджується, у завданні на контрольну роботу пропонується трюм для перевезення вантажів, що швидко псуються, на рефрижераторному судні чи провізійна камера для зберігання продуктів на суднах транспортного флоту (танкерах, суховантажниках, контейнеровозах тощо).

У завданні задаються розміри приміщення, що охолоджується: довжина L, ширина B, висота H (див. рис. 1), а також зазначено, з чим межує огородження приміщення.

Зовнішню температуру поверхонь, що огороджують приміщення, добирають для кожної поверхні окремо в залежності від температури середовища (повітря, води), з яким знаходиться в контакті ця поверхня. Температуру настилу другого дна й обшивки підводної частини борту приймають рівній температурі забортної води, а зовнішню температу-

ру конструкцій, що межують із зовнішнім повітрям, – температурі останнього. Зовнішню температуру поверхонь, що межують з іншими

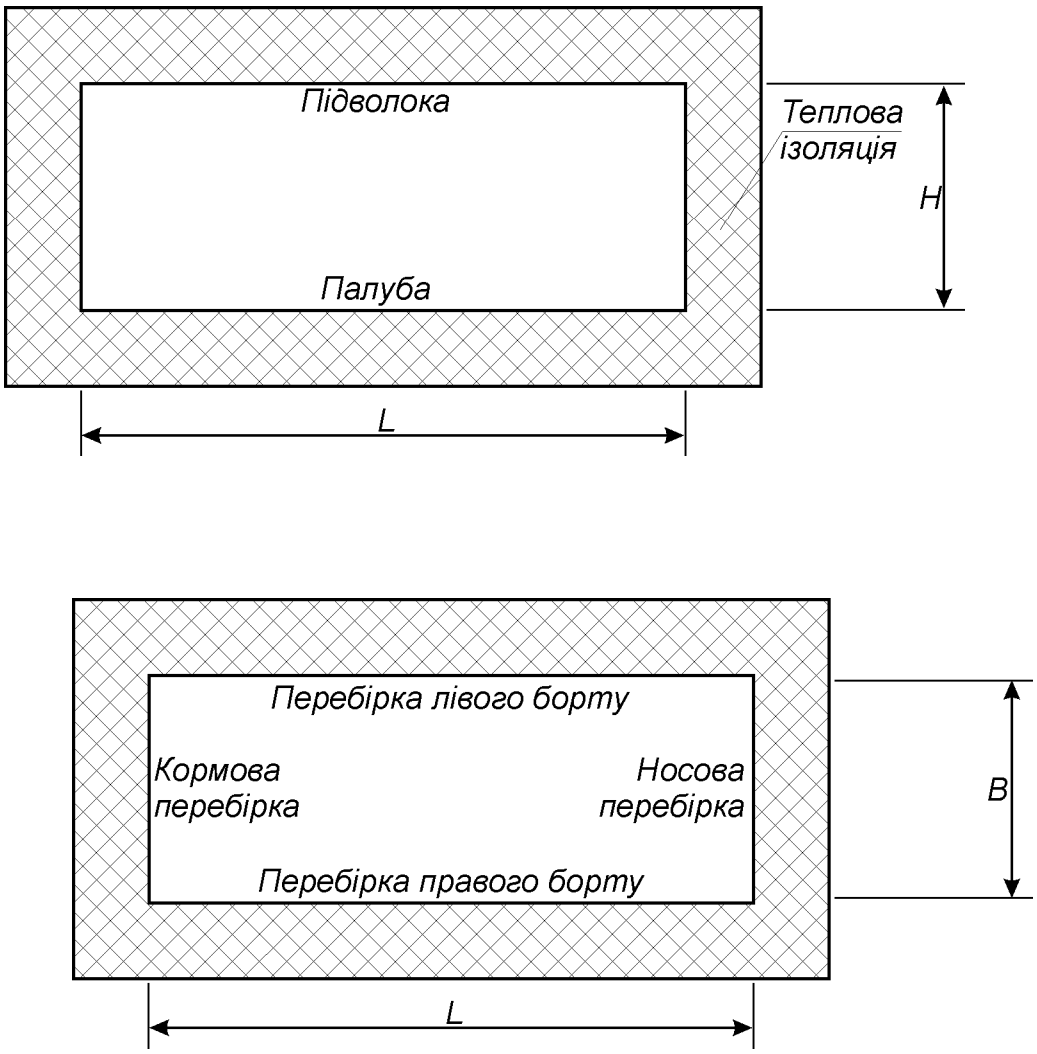


Рисунок 1 – **Ескіз приміщення, що охолоджується**

внутрішніми приміщеннями судна, приймають рівній температурі повітря в цих приміщеннях. Температуру повітря в робочій зоні машинно-котельного відділення (МКВ) у літній період року приймають на 5 ^{o}C вище температури зовнішнього повітря. Проте у верхній зоні МКВ температура повітря, як правило, на 5...7 ^{o}C вище температури в робочій зоні, що повинно бути враховано при розрахунку теплоприпливів у приміщення, що межують із верхньою зоною МКВ.

Під впливом сонячних променів температури відкритої частини палуби та надводної частини борта будуть вищі за температуру зовнішнього повітря:

для палуби $t_{пал} = t_{зп} + \Delta t_{р1}$;

для освітленого сонцем борта $t_{б} = t_{зп} + \Delta t_{р2}$,

де $\Delta t_{р1} = g_{г} \cdot \varepsilon / \alpha_{зовн}$; $\Delta t_{р2} = g_{в} \cdot \varepsilon / \alpha_{зовн}$.

Тут ε – коефіцієнт поглинання сонячних променів зовнішньою поверхнею;

$g_{г}$, $g_{в}$ – інтенсивність сонячної радіації відповідно для горизонтальної та вертикальної поверхонь, Вт/м^2;

$\alpha_{зовн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішніх поверхонь до повітря, Вт/(м^2·К), що залежить від швидкості судна W, м/с:

при $W \le 5$ м/с $\alpha_{зовн} = 6{,}16 + 4{,}19 \cdot W$; (3)

при $W > 5$ м/с $\alpha_{зовн} = 7{,}53 \cdot W^{0{,}78}$. (4)

Значення ε у залежності від матеріалу та характеру поверхні, а також максимальні значення $g_{г}$ і $g_{в}$ наведено в [2, Додаток 4].

Щоб зменшити теплоприпливи від сонячної радіації поверхні суден, що зазнають дії сонячних променів, звичайно покривають світлою фарбою, тоді $\varepsilon = 0{,}3...0{,}4$.

Теплоприпливи від сонячної радіації краще визначати не за максимальним значенням інтенсивності сонячної радіації (що утримується недовго), а за її середньодобовим значенням. Можна приймати приблизно однаковими в будь-яких районах плавання (включаючи тропіки): $g_{г} = 340$ Вт/м^2, $g_{в} = 200$ Вт/м^2 [2].

Основне призначення суднової ізоляції – знизити припливи теплоти в приміщення, що охолоджується.

Основні ізоляційні конструкції можна розділити на три типи (класи):

1) такі, що не прорізаються судновим набором (рис. 2);

2) такі, що перекривають набір (нормальна ізоляція) – рис. 3;

3) такі, що обходять набір (рис. 4).

На рисунках 2 – 4 показано основні розміри, що характеризують ізоляційну конструкцію: ***S*** – шпація (відстань між металевими профілями суднового набору), звичайно ***S*** = 600…900 мм; ***h*** – висота профілю з поличкою (***h*** = 100…200 мм); ***f*** – товщина профілю (***f*** = 5...10 мм); ***b*** – ширина профілю (полички) (***b*** = 50…100 мм).

Конструкції першого класу (що не прорізаються набором) в основному застосовують для ізолювання гладких металевих поверхонь. Оскільки ізоляцію не прорізає сталевий набір корпуса судна, вона складається з матеріалів із близькими коефіцієнтами теплопровідності, що відрізняються один від іншого не більш ніж у 10 разів. Ці конструкції застосовують для ізолювання другого дна, палуб, перебірок із боку гладкої стіни приміщення, а також внутрішніх розподільних перебірок (неметалевих).

Ізоляційні конструкції другого класу прийнято називати нормальними. Їхня відмінна риса полягає в тому, що поверхня ізоляційного матеріалу в усіх випадках не має виступів. У рефрижераторних трюмах найчастіше застосовується нормальна конструкція. Так ізолюють борта, палуби (знизу), перебірки (з боку стояків) та інші стінки, підкріплені звичайним набором.

Конструкції з обходом набору використовують у рефрижераторних трюмах лише для ізолювання високого рамного набору. При великій відстані між рамним набором (не менш 3 – 4 шпацій) обхідна ізоляція збільшує корисну місткість трюму.

Рефрижераторні трюми та провізійні камери звичайно ізолюють найбільш дешевими волокнистими матеріалами, які встановлюють упритул до поверхні, що ізолюють.

Міцність ізоляційних конструкцій забезпечується металевими конструкціями корпусу судна та зашиттям, що прикріплено цвяхами чи шурупами до дерев'яної лати (*рос.* "обрешетника").

У рефрижераторних трюмах ізоляцію другого дна та палуб зашивають сосновими дошками товщиною 40...60 мм. Шви добре законопачують. Поверх дерев'яного настилу встановлюють металеві ванни з листів алюмінієво-магнієвих сплавів товщиною 2 мм.

Ізоляцію бортів, перебірок і підволоків у рефрижераторних трюмах зашивають в один ряд шпунтованими дошками товщиною 16 – 25 мм. Дошки обшивають листами АМг товщиною 1,5...2,0 мм чи оцинкованої сталі товщиною 0,8...1,5 мм. У цьому випадку нема потреби в гідроізоляції покриття та металевих сітках (проти гризунів). Ізоляцію бортів, перебірок і підволоків зашивають також бакелізованою фанерою ФСФ товщиною 10...12 мм, яку облицьовують склопластиком товщиною 4 мм на епоксидній смолі.

На сьогоднішній день на деяких суднах застосовано зашиття трюмів узагалі без шпунтованих дошок, що складається тільки з листів АМг чи обклеєної склопластиком фанери, установлених безпосередньо на лату (брусках).

Перед вибором типу ізоляційних конструкцій огороджень суднових приміщень, що охолоджуються, необхідно ознайомитися з вимогами, які висуваються до матеріалів суднової ізоляції, структури та фізичних властивостей теплоізоляційних матеріалів і конструкцій [2].

Потім вибирають теплоізоляційний матеріал і тип ізоляційної конструкції палуб, бортів, перебірок, підволоків, настилу другого дна. Тип ізоляційної конструкції приймають у залежності від призначення приміщення, розташування (вертикальне чи горизонтальне) поверхні, що ізолюється, теплоізоляційного матеріалу, який застосовується, температури навколишнього середовища в районі плавання судна,

температури та вологості повітря усередині приміщення, що охолоджується, і низки інших факторів.

Далі треба призначити попередні товщини ізоляції на обшивання корпусу ***m***, поверх набору ***l*** і в інших місцях (див. рис. 2 – 4), виходячи з нормативних значень (див. Додаток 3) питомого теплового потоку ***q***, коефіцієнта теплопередачі ***k*** і товщин ізоляції. Обрана товщина ізоляції не повинна бути менше її нормативного значення.

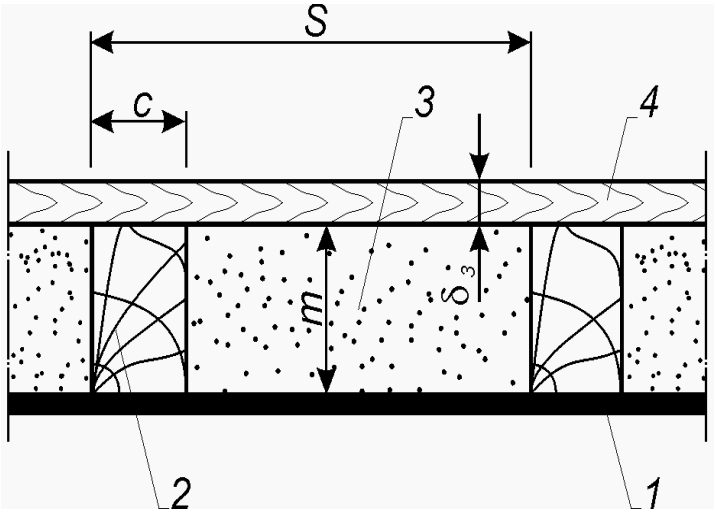


Рисунок 2
Конструкція ізоляції, що не прорізається судновим набором

1 – металева обшивка;

2 – дерев'яний брусок;

3 – матеріал ізоляції;

4 – зашиття

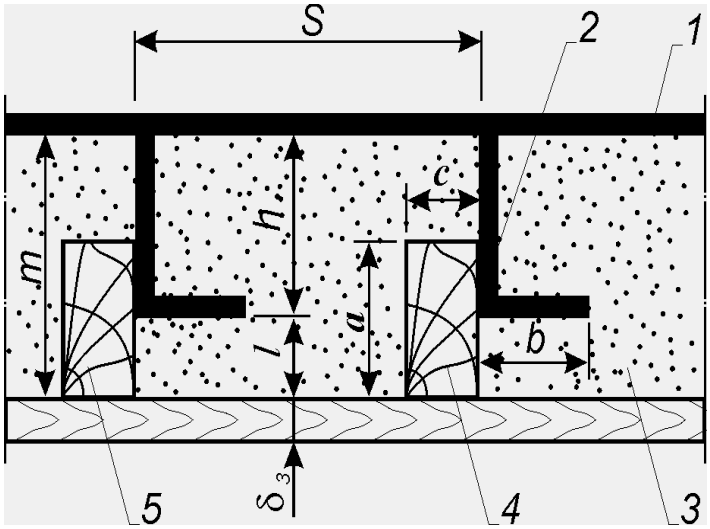


Рисунок 3
Конструкція нормальної ізоляції

1 – металева обшивка;

2 – судновий набір (кутник, тавр, полособульб тощо);

3 – матеріал ізоляціїї;

4 – дерев'яний брусок;

5 – зашиття

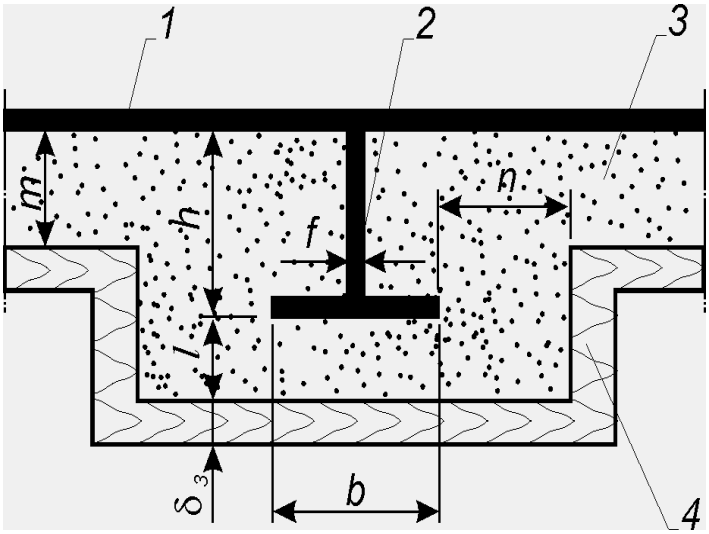


Рисунок 4
Конструкція ізоляції, що обходить набір

1 – металева обшивка;

2 – судновий набір (кутник, тавр, полособульб тощо);

3 – матеріал ізоляції;

4 – зашиття

Незалежно від обраного типу ізоляційної конструкції, необхідно завжди передбачати захист ізоляційного матеріалу від зволоження, механічних ушкоджень, а також зашиття внутрішньої поверхні трюмів (камер) листовим матеріалом, що поліпшує санітарні умови перевезення вантажів.

3.2. Розрахунок теплової ізоляції

Розрахунок теплової ізоляції звичайно зводиться до визначення коефіцієнта теплопередачі чи оптимальної товщини ізоляційного шару. Для розрахунку суднової ізоляції застосовують різні методи. Практичні розрахунки виконують за графіками та діаграмами, отриманими методом електротеплової аналогії (ЕТА) [2].

Коефіцієнт теплопередачі за методом ЕТА визначається як, Вт/(м^2·К),

$$\boldsymbol{k} = (\boldsymbol{\lambda_{із}} / \boldsymbol{S}) \cdot \boldsymbol{\Phi}, \qquad (5)$$

де $\boldsymbol{\lambda_{із}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/(м·К);

$\boldsymbol{S}$ – розмір шпації, м (як уже відзначалося, він може бути прийнятий рівним 0,6...0,9 м);

Ф – критерій (фактор) форми чи формфактор.

Формфактор визначається за графіками у залежності від типу і відносних розмірів конструкції ізоляції.

Відносні розміри конструкції визначають, виходячи з абсолютних розмірів:

$S' = S / h$; $M = m_n / h$; $B = b / h$; $F = f / h$; $L = l_n / h$; $N = n_n / h$,

де h – висота набору;

b – ширина полички профілю;

f – товщина стінки профілю;

m_n, l_n, n_n – приведені розміри товщини ізоляційного шару.

При визначенні приведених розмірів m_n, l_n, n_n дерев'яне зашиття ізоляції заміняють еквівалентним шаром ізоляційного матеріалу товщиною, м,

$$\delta_{е.д} = (\lambda_{із} / \lambda_д) \cdot \delta_з , \qquad (6)$$

де $\delta_з$ – товщина дерев'яного зашиття, м;

$\lambda_д$ – коефіцієнт теплопровідності дерева, Вт/(м·К).

Формфактор для ізоляції, що перекриває набір,

$$\Phi = \Phi_{S'M} \cdot \varphi_B , \qquad (7)$$

Формфактор для ізоляції, що обходить набір,

$$\Phi = \Phi_{S'M} \cdot \varphi_B \cdot \varphi_L \cdot \varphi_N . \qquad (8)$$

Значення величин $\Phi_{S'M}$, φ_B, φ_L і φ_N, що використовуються для розрахунку ізоляції, яка перекриває набір і з обходом набору, наведено на рис. 5 і 6.

Розглянутий метод розрахунку не враховує впливу наявності брусків лати в теплоізоляційній конструкції на величину коефіцієнта теплопередачі k.

Коефіцієнт теплопередачі ізоляційної конструкції з брусками лати, Вт/(м^2·К),

$$k_1 = \beta \cdot k, \qquad (9)$$

де β=1,05...1,15 – для конструкцій ізоляції, що обходить набір;

β=1,1...1,3 – для конструкцій ізоляції, що перекриває набір.

Коефіцієнт теплопередачі розраховується окремо для кожної ізольованої поверхні зі своєю конструкцією ізоляції (борт, перебірка, підволока, палуба).

Розглянемо на прикладах розрахунок коефіцієнта теплопередачі для наведених конструкцій ізоляції.

Приклад 1. Визначити коефіцієнт теплопередачі для конструкції ізоляції, що обходить набір. Абсолютні розміри конструкції (див. рис. 4): h = 200 мм, S = 800 мм, b = 100 мм, m = 150 мм, l = 60 мм, n = = 50 мм, f = 5 мм, $\delta_з$ = 25 мм.

Рішення. Вибираємо матеріал ізоляції – полістирол ПСБ-С, а зашиття – соснові дошки. Відповідно до [2, Додаток 3] приймаємо коефіцієнти теплопровідності:

$$\lambda_{із} = 0{,}046 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_д = 0{,}15 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Визначаємо товщину шару ізоляції, еквівалентного дерев'яному зашиттю

$$\delta_{е.д} = (\lambda_{із} / \lambda_д) \cdot \delta_з = (0{,}046 / 0{,}15) \cdot 25 \approx 8 \text{ мм}.$$

Визначаємо приведені розміри ізоляції

$m_п = m + \delta_{е.д} = 150 + 8 = 158$ мм;

$l_п = l + \delta_{е.д.} = 60 + 8 = 68$ мм;

$n_п = n + \delta_{е.д} = 50 + 8 = 58$ мм.

Обчислюємо відносні розміри конструкції

$$S' = S / h = 800 / 200 = 4; \quad M = m_п / h = 158 / 200 = 0{,}79;$$

$$B = b / h = 100 / 200 = 0{,}5; \quad L = l_п / h = 68 / 200 = 0{,}34;$$

$$N = n_п / h = 58 / 200 = 0{,}29.$$

Згідно з отриманими даними за графіками, наведеними на рис. 5, знаходимо: $\Phi_{S'M} = 7{,}2$; $\varphi_B = 0{,}95$; $\varphi_L = 1{,}0$; $\varphi_N = 1{,}05$.

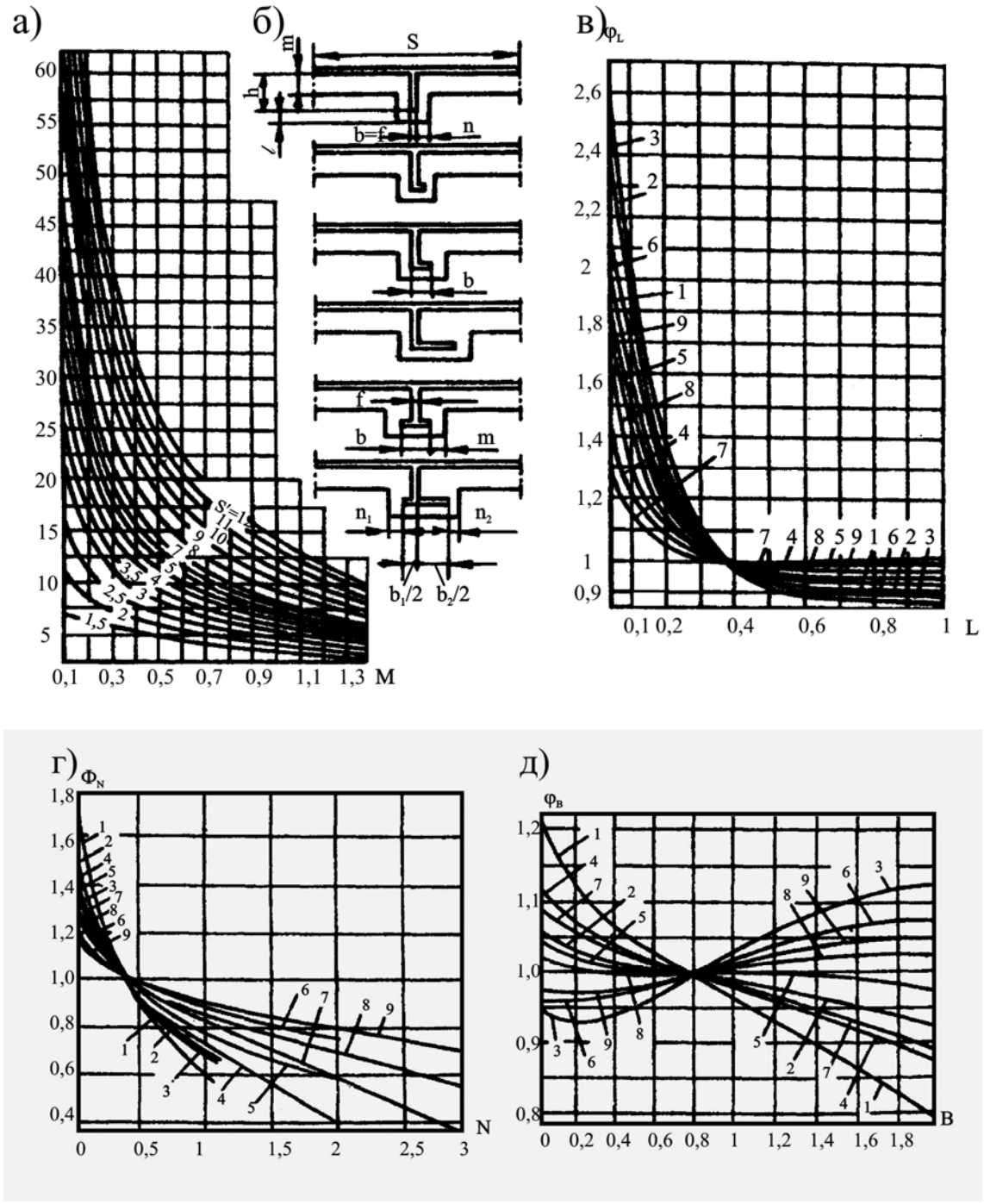


Рисунок 5 – **Графіки для розрахунку ізоляції, що обходить набір:**

а) залежність формфактору від відносної товщини ізоляції;

б) профілі суднового набору; **в, г, д)** залежності відносних коефіцієнтів від відносних розмірів ізоляції для різних розмірів шпації

(S'=S/h; M=m/h; B=b/h; F=f/h; L=l/h; N=n/h) [12]

1 – ***S'***=3, ***M***=0,3; **2** – ***S'***=3, ***M***=0,6; **3** – ***S'***=3, ***M***=0,9; **4** – ***S'***=5, ***M***=0,3; **5** – ***S'***=5, ***M***=0,6; **6** – ***S'***=5, ***M***=0,9; **7** – ***S'***=7, ***M***=0,3;

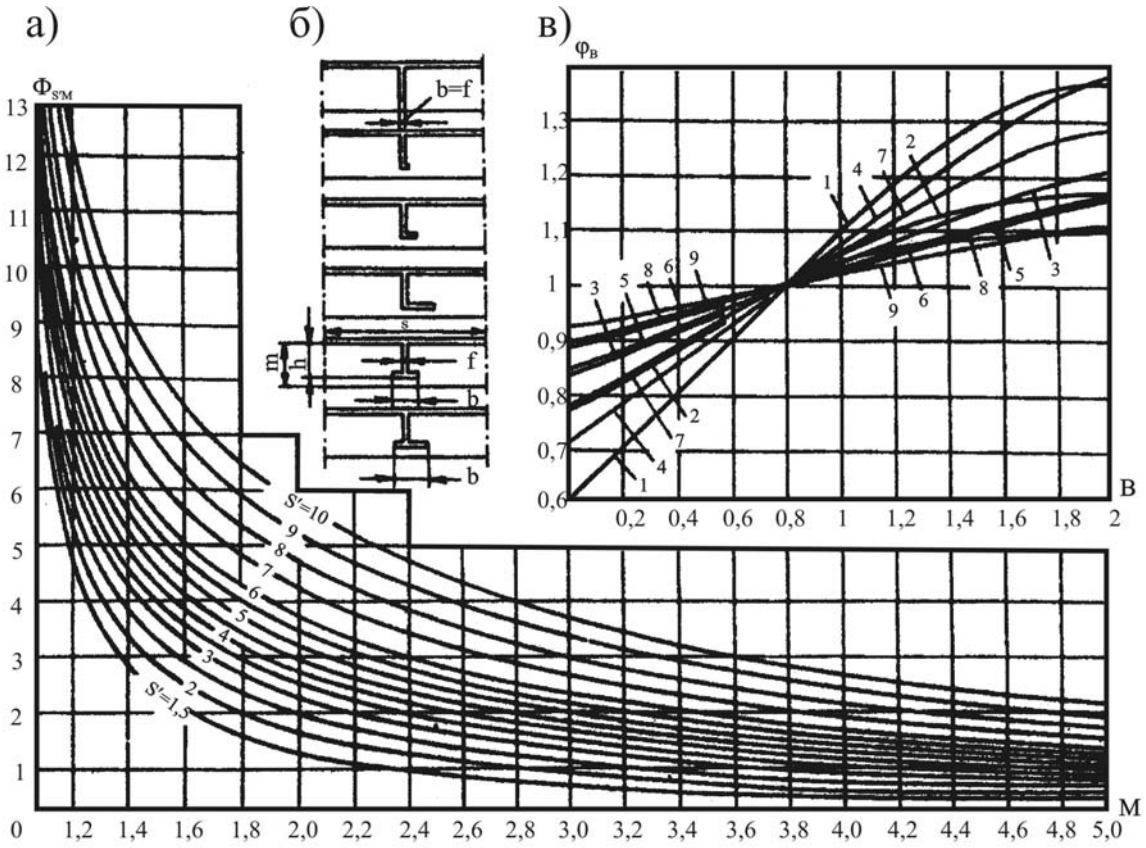


Рисунок 6 – **Графіки для розрахунку ізоляції, що перекриває набір:**
а) залежність формфактору від відносної товщини ізоляції для різних розмірів шпації; **б)** профілі набору; **в)** залежність відносної ширини полички профілю набору від відносних розмірів шпації та товщини ізоляції *(**S'**=**S/h**;* ***M**=**m/h**; **B**=**b/h**; **F**=**f/h**)* [12]

1 – ***S'***=2, ***M***=1,2; **2** – ***S'***=2, ***M***=1,6; **3** – ***S'***=2, ***M***=2; **4** – ***S'***=4, ***M***=1,2;
5 – ***S'***=4, ***M***=1,6; **6** – ***S'***=4, ***M***=2; **7** – ***S'***=6, ***M***=1,2; **8** – ***S'***=6, ***M***=1,6;
9 – ***S'***=6, ***M***=2

Формфактор

$$\boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\Phi}_{S'M} \cdot \varphi_B \cdot \varphi_L \cdot \varphi_N = 7{,}2 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}05 = 7{,}18.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\boldsymbol{k} = (\lambda_{із} / \boldsymbol{S}) \cdot \boldsymbol{\Phi} = (0{,}046 / 0{,}8) \cdot 7{,}18 = 0{,}41 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

З урахуванням бруска лати

$$\boldsymbol{k_1} = \beta \cdot \boldsymbol{k} = 1{,}1 \cdot 0{,}41 = 0{,}45 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Приклад 2. Визначити коефіцієнт теплопередачі для конструкції ізоляції, що перекриває набір (див. рис. 3). Абсолютні розміри конструкції приймаємо такими ж, що й у попередньому прикладі. Приймаємо, що ізоляція на 60 мм перекриває поличку суднового набору (тавра), тобто m=260 мм.

Рішення.

$$m_n = m + \delta_{е.д} = 260 + 8 = 268 \text{ мм};$$

$$S' = S / h = 4; \quad M = m_n / h = 268 / 200 = 1{,}34; \quad B = b / h = 0{,}5.$$

Згідно з отриманими даними за графіками, наведеними на рис. 6, знаходимо:

$$\Phi_{S'M} = 5{,}65; \qquad \varphi_B = 0{,}92.$$

Формфактор

$$\Phi = \Phi_{S'M} \cdot \varphi_B = 5{,}65 \cdot 0{,}92 = 5{,}2.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = (\lambda_{із} / S) \cdot \Phi = (0{,}046 / 0{,}8) \cdot 5{,}2 = 0{,}30 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

З урахуванням бруска лати

$$k_1 = \beta \cdot k = 1{,}1 \cdot 0{,}30 = 0{,}33 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Отримані значення коефіцієнтів теплопередачі для наведених конструкцій ізоляції знаходяться в межах нормативних величин.

3.3. Розрахунок теплоприпливів через ізольовані огородження

Сумарні теплоприпливи через огородження, Вт,

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{n} Q_{1i}, \tag{10}$$

де Q_{1i} – тепловий потік через i-ту поверхню огородження приміщення, Вт;

n – кількість поверхонь огородження; у нашому випадку n=6 (палуба і підволока, дві перебірки бортів, носова та кормова перебірки).

Тепловий потік через i-ту поверхню огородження, Вт,

$$Q_{1i} = k_i \cdot F_i \cdot (t_{зi} - t_{кін}), \tag{11}$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі i-ої поверхні огородження, Вт/(м^2·К);

F_i – площа i-ої поверхні огородження, м^2;

$t_{зі}$ – зовнішня температура i-ої поверхні, ^{o}С;

$t_{кін}$ – температура в приміщенні, що охолоджується, ^{o}С.

За рекомендаціями, наведеними вище, визначається зовнішня температура для кожної поверхні. Якщо поверхня межує із зовнішнім повітрям, то його температура приймається, виходячи з району плавання судна, і з урахуванням сонячної радіації.

Вибирається тип ізоляційної конструкції та її розміри для кожної поверхні, що огороджує приміщення, і розраховується коефіцієнт теплопередачі. Розрахункову площу F_i варто обчислювати як середнє арифметичне між її зовнішньою $F_{зі}$ і внутрішньою $F_{ві}$ поверхнями

$$F_i = 0{,}5 \cdot (F_{зі} + F_{ві}). \qquad (12)$$

Після виконання ескізів кожної ізольованої поверхні її зовнішню площу можна визначити за відомими двома розмірами: L, B чи H. Поверхню $F_{ві}$ треба визначати у світлі, тобто без урахування набору, що виступає за основну ізоляцію [2].

Отримані результати розрахунку рекомендується звести в таблицю за формою табл. 1.

У приміщення, що охолоджується, теплота проникає не тільки через огороджуючі стінки, але й через краї палуб і перебірок, що розділяють суміжні охолоджувані приміщення. Ці палуби та перебірки прийнято називати проміжними. На великих рефрижераторних суднах кількість теплоти, що проникає через них, може досягати 10...20 % теплоти, що проникає через зовнішнє огородження. Розрахунок теплоприпливів через проміжні палуби та перебірки наводиться у спеціальній літературі, а в даній роботі для одиничного приміщення, що охолоджується, може не виконуватися. Пілерси, ділянки щогл, труби, різні металеві стояки також є тепловими містками, що вимагають ізоляції. Пілерси ізолюють цілком на всій висоті чи частково на

кінцях. Втрати холоду пілерсами складають близько 1 % загальних теплоприпливів трюму.

Таблиця 1 **Приклад табличного оформлення розрахунків теплоприпливів через поверхні огородження**

Найменування поверхні	Параметр						
	k_i, Вт/(м^2·К)	$F_{зі}$,м^2	$F_{ві}$, м^2	F_i, м^2	$t_{зі}$, °С	$t_{кін}$, °С	Q_{1i}, Вт
1. Носова перебірка **2.** Кормова перебірка **3.** Перебірка правого борта **4.** Перебірка лівого борта **5.** Підволока **6.** Палуба							
Сумарний теплоприплив у приміщення:							Q_1

3.4. Тепловий потік, який відводиться від вантажів і продуктів, що обробляються

Термічна обробка продуктів може включати такі процеси: охолодження, заморожування та доморожування. Процес охолодження продуктів проходить без зміни агрегатного стану рідини в них. Кількість теплоти, що виділяється при охолодженні продуктів, Вт,

$$Q_2 = m_{пр} \cdot C_1 \cdot (t_{поч} - t_{кін}) / (\tau \cdot 3600), \qquad (13)$$

де $m_{пр}$ – маса продукту, що охолоджується, кг;

C_1 – теплоємність продукту, що охолоджується, Дж/(кг·К);

$t_{поч}$ і $t_{кін}$ – температури продукту до і після охолодження, °С.

Як правило,

$$t_{поч} = t_{кін} + (2...3)\ ^{o}C,$$

хоча вантаж може надходити на судно не тільки охолодженим, але й теплим, тобто таким, що потребує доохолодження під час перевезення (наприклад, банани).

Тривалість охолодження τ, годин, приймають рівною 18...20 годин.

Масу вантажу, що підлягає охолодженню, визначають, виходячи з об'єму приміщення, що охолоджується, V, м^3,

$$V = L \cdot B \cdot H, \qquad (14)$$

де L, B і H – відповідно довжина, ширина та висота приміщення.

Масу вантажу разом з тарою m, кг, можна визначити як

$$m = 10^3 \cdot V / v_в, \qquad (15)$$

де $v_в$ – питомий навантажувальний об'єм, м^3/т, що обирається відповідно до роду вантажу за Додатком 2 даних методичних вказівок.

Маса картонної тари складає 10 % маси вантажу, дерев'яної (ящики для фруктів) – 20 %, металевої – 10…20 %, скляної – 100 %. Тоді маса продукту

$$m_{пр} = m - m_т.$$

Аналогічно визначається тепловий потік, що відводиться при охолодженні тари, Вт,

$$Q_{2т} = m_т \cdot C_т \cdot (t_{поч} - t_{кін}) / (\tau \cdot 3600), \qquad (16)$$

де $C_т$ – теплоємність тари, Дж/(кг·К).

Овочі та фрукти перевозять у ящиках зі щілинами, рідше в кошиках. Щоб уберегти банани від води та взаємного тертя, їх упаковують у поліетиленові мішки.

Яйця перевозять у стандартних ящиках обов'язково окремо від інших вантажів.

Масло перевозять у ящиках, рідше в бочках, і розміщують звичайно у нижніх трюмах як більш важкий вантаж. Його можна перевозити разом із мороженим м'ясом.

Охолоджене м'ясо перевозять тільки в підвішеному стані, для чого до бімсів у поперечному напрямку кріплять знімні рейки чи труби для підвішування на них гаків із тушами.

Морожене м'ясо укладають уздовж судна по батенсам. Туші великої рогатої худоби та свинини можна складати в більш високі штабелі, ніж баранину та телятину, що кладуть звичайно поверх туш великої худоби.

Морожену птицю перевозять у ящиках.

Морожену рибу перевозять у ящиках, картонних коробках і пакетах, іноді у кіпах, тобто зашиваючи у мішковину чи чисту рогожу.

Теплоємкість картонної тари $C_т$=1460 Дж/(кг·К), дерев'яної – $C_т$=2500 Дж/(кг·К), металевої – $C_т$=460 Дж/(кг·К) і скляної – $C_т$=1460 Дж/(кг·К).

Якщо для продуктів відома температура замерзання $t_{зам}$, °С, (кріоскопічна точка – початок заморожування рідкого розчину); прихована теплота плавлення $r_{зам}$, Дж/кг; значення питомих теплоємностей C_1, Дж/(кг·К), до початку заморожування і C_2, Дж/(кг·К), після заморожування, то загальна кількість теплоти Q_2, Вт, яка виділяється продуктом при охолодженні, заморожуванні та подальшому охолодженні до кінцевої температури зберігання, визначається за формулою, Вт,

$$Q_2 = \{m_в \cdot [C_1 \cdot (t_{поч} - t_{зам}) + r_{зам} + C_2 \cdot (t_{зам} - t_{кін})] + m_т \cdot C_т \cdot (t_{поч} - t_{кін})\} / (\tau \cdot 3600), \quad (17)$$

де $m_{пр}$ і $m_т$ – відповідно маса продукту та тари, кг;

$C_т$ – теплоємкість тари, Дж/(кг·К);

τ – тривалість процесу, годин.

Значення $t_{зам}$, C_1, C_2, $r_{зам}$ для деяких продуктів, узяті з [2, 6], наведено в Додатку 2.

Кількість теплоти, яка відводиться від риби, що охолоджується та (чи) заморожується, Вт,

$$\boldsymbol{Q_2} = \boldsymbol{m_{пр}} \cdot (\boldsymbol{I_{поч}} - \boldsymbol{I_{кін}}) / (\tau \cdot 3600), \qquad (18)$$

де $\boldsymbol{I_{поч}}$ і $\boldsymbol{I_{кін}}$ – відповідно початкова і кінцева ентальпія риби, що проходить термообробку, Дж/кг;

τ – час заморожування, годин (τ=18...20 годин).

Значення ентальпії риби при різних температурах наведено в [2, Додаток 5].

Остання формула може бути застосована для розрахунку теплоти, яка відводиться при термообробці й інших продуктів, якщо відомі значення їхніх ентальпій на початку та наприкінці процесу.

Фрукти, ягоди й овочі при зберіганні виділяють теплоту та вуглекислий газ, тому для камер їхнього зберігання варто визначати теплоту "дихання". Для цього можна скористатися спеціальними довідковими таблицями. Наприклад, у [2, Додаток 6] і [6, таблиця 10-11] наведено значення теплоти, що виділяється фруктами й овочами при різних температурах зберігання. Теплоприпливи від овочів і фруктів можна також визначити за емпіричною формулою Дезента, Вт:

$$\boldsymbol{Q_{Ф.О.}} = \boldsymbol{m_{Ф.О.}} \cdot (13{,}4 + 0{,}63 \cdot \boldsymbol{t_{кін}} + 0{,}087 \cdot \boldsymbol{t_{кін}}) \cdot 10^{-3}, \qquad (19)$$

де $\boldsymbol{m_{Ф.О.}}$ – маса фруктів (овочів), кг;

$\boldsymbol{t_{кін}}$ – кінцева температура зберігання, ^{o}C.

3.5. Тепловий потік, що вноситься зовнішнім повітрям при вентиляції

Кількість холоду, необхідного для охолодження й осушення повітря, яке надходить при вентиляції у приміщення, що охолоджується, Вт,

$$\boldsymbol{Q_3} = \boldsymbol{V} \cdot \boldsymbol{n} \cdot \rho_{зп} \cdot (\boldsymbol{I_{зп}} - \boldsymbol{I_{кін}}) / (24 \cdot 3600), \qquad (20)$$

де $\boldsymbol{V}$ – об'єм приміщення, що охолоджується, м^3;

$\boldsymbol{n}$ – кратність вентиляції (число обмінів за добу);

$\rho_{зп}$ – густина зовнішнього повітря, кг/м^3;

$\boldsymbol{I}_{зп}$ – ентальпія зовнішнього повітря, Дж/кг;

$\boldsymbol{I}_{кін}$ – ентальпія повітря в приміщенні, Дж/кг.

Величини ентальпій визначають за ***d-I***–діаграмою вологого повітря. За відомими температурою $\boldsymbol{t}_{зп}$ і відносною вологістю $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря знаходять точку 1 (рис. 7) на діаграмі. Визначають ентальпію $\boldsymbol{I}_{зп}$, а також питомий об'єм $\boldsymbol{v}_{зп}$ у м^3/кг сухого повітря. Густина визначається як, кг/м^3,

$$\rho_{зп} = 1 / \boldsymbol{v}_{зп}.$$

За заданими значеннями температури та вологості в приміщенні, що охолоджується, знаходять точку 2 і визначають $\boldsymbol{I}_{кін}$. Лінія 1-2 умовно зображує процес охолодження й осушення зовнішнього повітря в приміщенні (вона може і перетинати лінію насичення φ=1).

На рис. 8 наведено ***d-I***–діаграму вологого повітря.

3.6. Експлуатаційні теплоприпливи, що враховуються розрахунком

До експлуатаційних теплоприпливів, що враховуються розрахунком, відносяться теплові потоки від: електричних освітлювальних приладів; перебування людей у приміщенні; працюючих механізмів у приміщенні, що охолоджується.

Теплоприплив від освітлювальних приладів, Вт,

$$\boldsymbol{Q}_4` = (\tau_{осв} / 24) \cdot \psi_{осв} \cdot \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{N}_i, \qquad (21)$$

де $\tau_{осв}$ – тривалість роботи світильників протягом доби, годин;

$\psi_{осв}$ – коефіцієнт одночасної роботи світильників ($\psi_{осв}$=0,40...0,75);

$\boldsymbol{N}_i$ – потужність ***i***-го світильника, Вт;

n – кількість світильників.

Теплоприплив від працюючих людей, Вт,

$$\boldsymbol{Q}_4`` = (\tau_{люд} / 24) \cdot \boldsymbol{Z} \cdot \boldsymbol{q}_{люд}, \qquad (22)$$

де $\tau_{люд}$ – час роботи людей у приміщенні, що охолоджується, (як правило, у провізійній камері) протягом доби, годин;

Z – кількість одночасно працюючих людей;

$q_{люд}$ – тепловий потік від однієї людини при середній інтенсивності роботи; $q_{люд}\approx 230\ldots250$ Вт. Менше значення $q_{люд}$ доцільно приймати при відвідуванні приміщення, більше – при роботі в ньому, наприклад, двох чоловік (Z=2), тоді $\tau_{люд}\approx\tau_{осв}$.

Теплоприпливи від працюючих механізмів залежать від того, де розташовані ці механізми. Якщо електродвигун знаходиться в приміщенні, що охолоджується, то і корисна робота, і втрати в двигуні перетворюються в теплоту та передаються повітрю приміщення, Вт:

$$Q_4``` = \psi_{мех} \cdot \sum_{i=1}^{n} N_{дв}, \qquad (23)$$

де $\sum_{i=1}^{n} N_{дв}$ – сумарна потужність усіх двигунів, встановлених у приміщенні, що охолоджується, Вт;

$\psi_{мех}$ – коефіцієнт одночасності роботи механізмів; приймається $\psi_{мех}$=0,4...1,0.

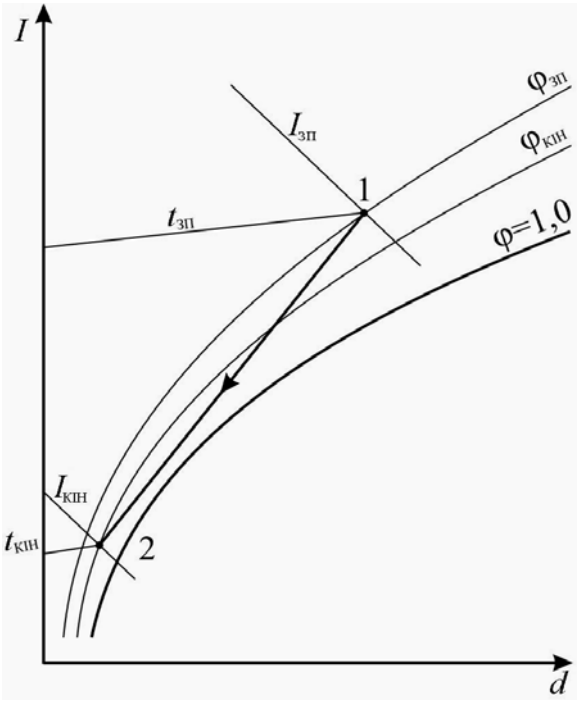


Рисунок 7

Зображення процесу асиміляції зовнішнього повітря з повітрям приміщення в *d-I*–діаграмі

Якщо електродвигуни механізмів (розсільних насосів, вентиляторів тощо) розташовані поза ізольованим контуром приміщення, то теплоприплив виникає в результаті перетворення корисної роботи в теплоту, Вт,

$$\boldsymbol{Q_4}``` = \psi_{\text{мех}} \cdot \sum_{i=1}^{n} (\boldsymbol{N}_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}}), \qquad (24)$$

де $\eta_{\text{дв}}$ – ККД двигуна ($\eta_{\text{дв}}$=0,8...0,9).

У залежності від холодопродуктивності рефрижераторних установок $\sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{N}_{\text{дв}}$≈2...30 кВт. Теплоприплив $\boldsymbol{Q_4}```$ від розсільних насосів складає 8...15 %, а від вентиляторів систем повітряного охолодження 10...20 % загального теплового навантаження установки [2].

3.7. Інші (невраховані) втрати холоду

Інші теплоприпливи, що не піддаються розрахунку, викликані в основному втратами холоду поза приміщенням, що охолоджується: у трубопроводах холодильного агенту та проміжного холодоносія (розсолу чи повітря), через ізольовані поверхні випарників, розсільних на-

сосів, інших апаратів і елементів, а також через нещільності в люках і дверях тощо. Вони приймаються як частка вже розрахованих сумарних теплоприпливів через огородження, тобто, Вт,

$$\boldsymbol{Q_5} = (1{,}15...1{,}20) \cdot \boldsymbol{Q}_1. \qquad (25)$$

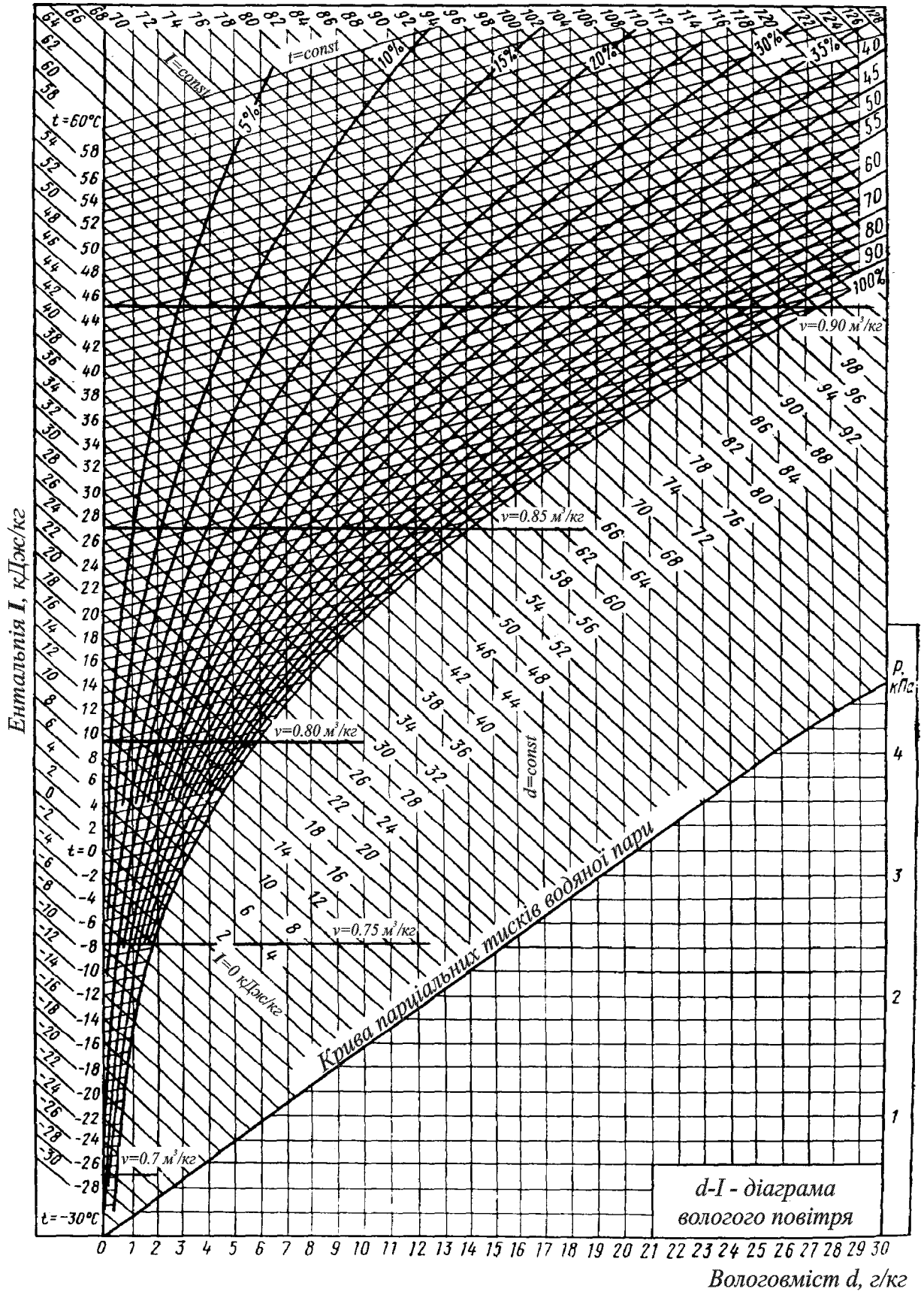


Рисунок 8 – ***d-I*****–діаграма вологого повітря**

4. ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ, ТИПУ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ, РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ І ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Розраховане значення холодопродуктивності установки, температура зберігання вантажів (продуктів), обрані холодоагент, система охолодження та параметри навколишнього середовища є вихідними даними для вибору типу та розрахунку циклу холодильної машини, підбору компресора, теплообмінних апаратів і допоміжного обладнання.

4.1. Вибір системи охолодження

Тип і склад системи охолодження (СО) в основному залежать від роду вантажу та технологічних вимог до його холодильної обробки і зберігання, від типу приміщень, що обслуговуються, чи технологічних комплексів, від призначення судна, району експлуатації та інших факторів. Рішення щодо вибору СО може бути отримано на основі техніко-економічного аналізу для кожного конкретного судна після вивчення переваг та недоліків існуючих СО і прикладів їхнього використання на різних суднах для різних типів приміщень, що охолоджуються, і технологічних комплексів.

Усі системи охолодження можна розділити на дві групи: системи безпосереднього і непрямого (розсільного) охолодження. У першому випадку здійснюється перенос теплоти від вантажу, що охолоджується, до холодоагенту, який кипить у приладах охолодження (ПО) приміщення, що обслуговується. У другому випадку додається процес теплопередачі до проміжного холодоносія (розсолу). Розсіл, що охолоджується у випарнику холодильної машини киплячим холодоаген-

том, подається насосами в розсільні батареї (гладкотрубні чи ребристі, однорядні чи дворядні), які монтуються в трюмах на бортах або ж на підволоці.

Різновидом розсільної СО є панельна (розсільна панельна система охолодження), тому що в каналах ПО (панелей) циркулює розсіл.

Використання систем із проміжним холодоносієм (розсолом) приводить до того, що в розсільних випарниках холодильної машини виникає додаткова різниця температур у межах 4...6 ^{o}C [4], що для підтримки заданих параметрів об'єкта охолодження вимагає відповідного зниження температури кипіння холодоагенту. Це призводить до зменшення питомої масової холодопропродуктивності $\boldsymbol{q_0}$, кДж/кг (найменьшою для *R*12) та збільшення питомої роботи стискання $\boldsymbol{l}$, кДж/кг, що найбільш істотно для *R*717 (аміаку).

У системах безпосереднього та розсільного охолодження здійснюється теплообмін при природному русі повітря за рахунок різниці густин нагрітого та холодного повітря. Ці системи ще називаються системами "тихого" охолодження. Швидкості природного руху повітря недостатньо для швидкого відводу теплоти від вантажу. Тому СО із природною циркуляцією не можуть використовуватися під час перевезення в трюмах особливо "ніжних" продуктів, таких як охолоджене м'ясо (температура зберігання -3…+1 ^{o}C), яйця (-1…+1 ^{o}C) тощо. Ці системи також не можуть інтенсивно відводити теплоту та гази, які виділяються фруктами та овочами при зберіганні, й тому застосовуються тільки для "недихаючих" вантажів.

Примусовий рух повітря можна здійснити вентиляторами, які встановлюють біля поверхні камерного теплообмінника у приміщенні, що обслуговується. У теплообміннику відбувається кипіння холодоагенту або підігрів розсолу за рахунок теплоти, підведеної повітрям, при цьому повітря інтенсивно охолоджується та нагнітається в приміщення. Особливістю цього способу охолодження, який називається

повітряною системою охолодження, є наявність у системі замість батареї іншого теплообмінного апарата – повітроохолоджувача (ПвО), у якому здійснюється охолодження повітря та його циркуляція за допомогою вентилятора. ПвО встановлюються в трюмі чи за його межами (у вигородці). Із трюму повітря відсмоктується вентиляторами та направляється у ПвО, охолоджується в ньому й по нагнітальних каналах повертається в приміщення, що охолоджується. У трюмі може застосовуватися і безканальне розподілення повітря.

Системи повітряного охолодження приміщень, особливо з повітроохолоджувачами безпосереднього охолодження, є найбільш прогресивними.

Досить докладний опис різних систем охолодження, їхніх переваг і недоліків наведено в [2, 4], що дозволяє на підставі порівняльного аналізу вибрати СО для проектуємої холодильної установки.

Розглянемо області застосування різних типів систем охолодження [4].

СХУ трюмів. Усі універсальні рефрижераторні судна оснащені повітряними СО з канальним повітророзподіленням. Ці системи знаходять застосування і для більшості спеціалізованих суден, зокрема рибопромислових усіх типів. У них переважно використовується безпосереднє кипіння *R*22, хоча на суднах старих проектів зустрічаються установки, що використовують *R*12 і навіть аміак (*R*717). При великих розмірах приміщень, що охолоджуються, для зменшення ємності системи холодоагенту нерідко застосовують розсільно-повітряну СО, що використовує *R*22 чи *R*717, чи безпосередню повітряну з *R*22, але при децентралізованому холодопостачанні.

Повітряною безпосередньою СО з *R*22 чи *R*12 також обладнують одиночні рефрижераторні трюми суден-постачальників і невеликі трюми (камери), у яких передбачено заморожування продукції.

На декількох серіях рибообробних та рибодобувних суден використовуються розсільні панельні СО.

Розсільні батарейні СО використовуються головним чином на суднах рибопромислового флоту старої побудови з температурою зберігання до -20 ^{o}C, частіше з *R*717, рідше – із хладонами. Безпосередні батарейні СО можуть використовуватися тільки для одиночних трюмів невеликих розмірів при невеликих внутрішніх теплоприпливах і значних допустимих коливаннях температур зберігання.

У **провізійних камерах** у даний час використовують тільки безпосередню СО з *R*12. Класичною є схема з обслуговуванням "мінусового" (морожена продукція) і "плюсового" (овочі, фрукти, напої, суха провізія) блоків охолоджуваних приміщень окремими компресорно-конденсаторними агрегатами із спільним резервним. Найчастіше в "мінусовому" блоці застосовується батарейна СО, а в "плюсовому" – повітряна. Однак останнім часом спостерігається тенденція використання повітряних СО і в камерах "мінусового" блоку, що дозволяє спростити СХУ та її експлуатацію (відтанення ПвО), зменшити асортимент устаткування, відносно швидко за допомогою резервного агрегату заморожувати продукцію в окремих камерах.

Згідно з протоколом Монреальской конференції 1986 р. випуск *R*12 підлягає повному припиненню виробництва. Альтернативними *R*12 є озонобезпечні холодоагенти *R*134*a*, *R*152*a*, *R*22/*R*142*b* (неазеотропна суміш). Однак налагодження їхнього промислового випуску потребує певного часу і самим реальним замінником *R*12 у даний час, імовірно, виявиться *R*22.

В **установках комфортного кондиціонування повітря** звичайно використовуються системи безпосереднього повітряного охолодження на *R*12 і *R*22.

У **СХУ швидкоморозильних апаратів** (ШМА) повітряного типу найбільш часто використовується безпосередня СО на *R*22 чи

*R*717. У плиточно-контактних ШМА використовується як розсільна, так і безпосередня СО; в останньому випадку застосовують насосну подачу холодоагенту.

Для **установок попереднього охолодження риби** застосовують охолодження забортною водою, що циркулює через випарник та бункери, чи забортною водою, що охолоджується розсільними батареями, встановленими в бункерах.

Льодогенератори лускоподібного льоду працюють із безпосереднім кипінням *R*717 чи *R*22 (рідше *R*12).

4.2. Вибір типу та схеми холодильної машини, її робочий цикл

У суднових холодильних установках переважне поширення отримали одноступінчасті парокомпресорні холодильні машини (ПКХМ). При температурах кипіння холодоагенту нижче -35…-40 ^{o}C можуть застосовуватися двоступінчасті або каскадні ПКХМ.

Вибір схеми ПКХМ, циклу її роботи та холодоагенту ґрунтується на результатах техніко-економічних розрахунків і може бути проведений за [1, 2, 4].

У Додатку 4 наведено умови роботи холодильних машин на суднах, що дає підставу в даній контрольній роботі обмежитися розглядом одноступінчастої ПКХМ. Її принципову схему представлено на рис. 9, а теоретичний цикл – на рис. 10.

Із попереднього розрахунку холодильної установки відомі: температура забортної води $t_{зв}$, температура в приміщенні, що охолоджується, $t_{кін}$ і теплове навантаження на холодильну машину (холодопродуктивність) Q_0. Якщо холодильний агент не заданий, він вибирається на підставі аналізу його позитивних і негативних якостей у залежності від температури кипіння, типу прийнятого компресора та призначення холодильної установки. На даний час у суднових ПКХМ застосовуються такі холодоагенти як *R*22, *R*12 і *R*717. Усе більш широке засто-

сування знаходить хладон *R*22, а також нові перспективні хладони та їхні суміші [1].

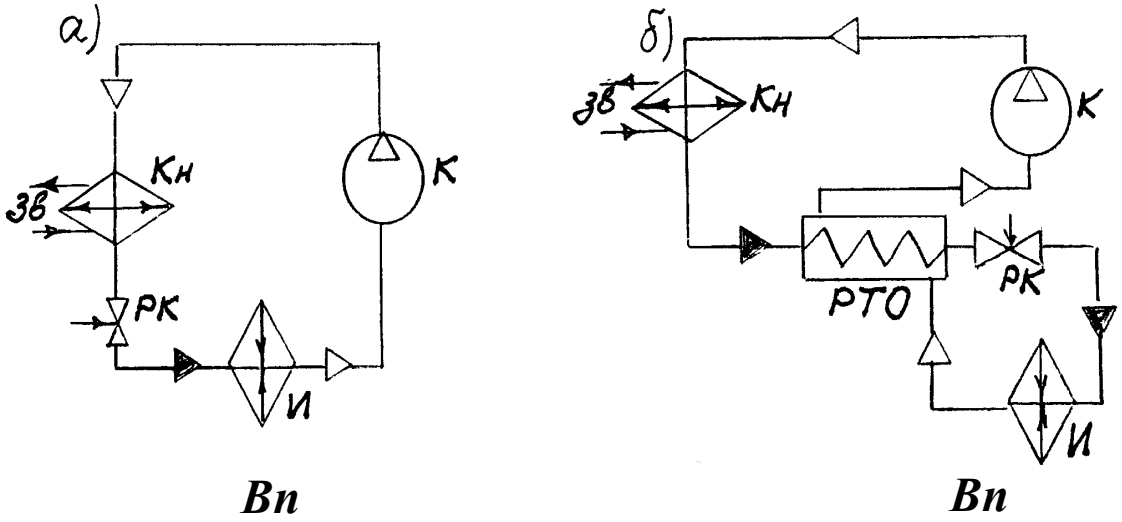


Рисунок 9 – **Принципова схема парокомпресорної ХМ**

а – без регенерації; б – із регенерацією;

К – компресор; Кн – конденсатор; Вп – випарник; РК – регулювальний (дросельний) клапан; РТО – регенеративний теплообмінник; ЗВ – забортна вода

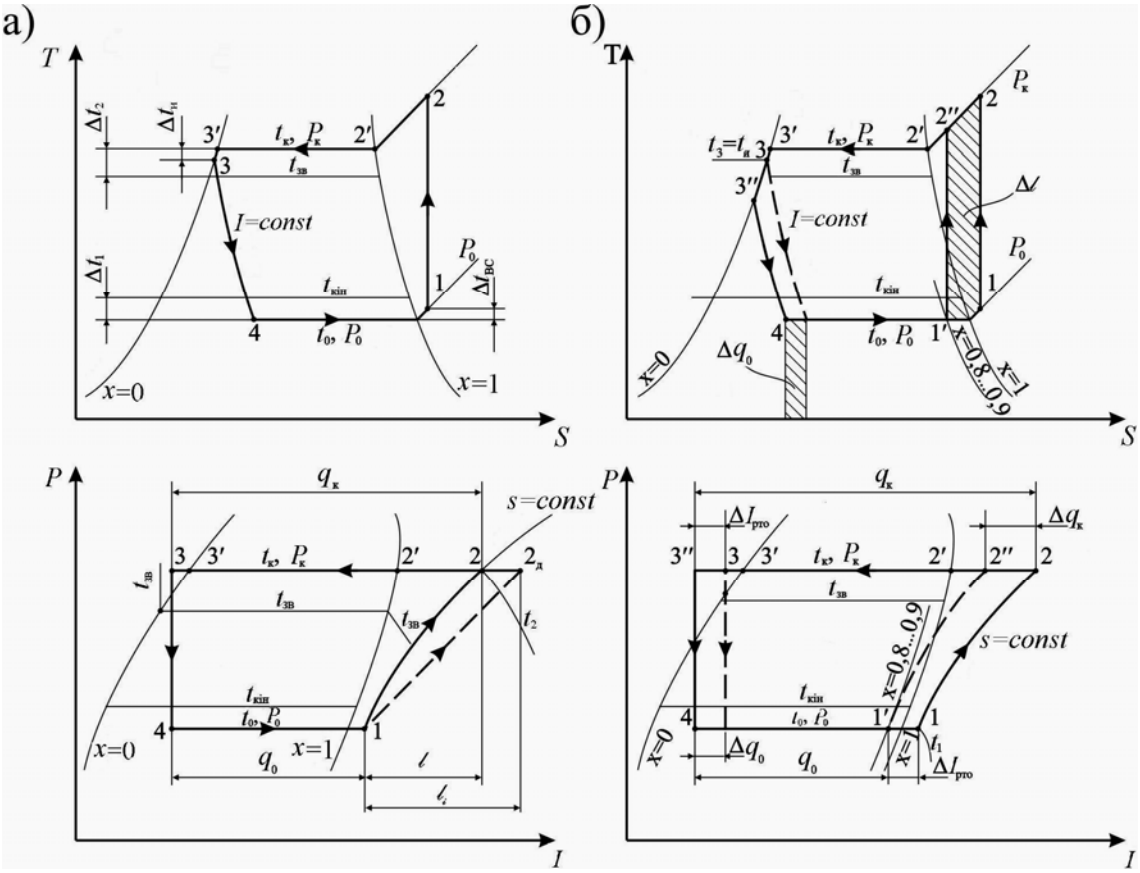


Рисунок 10 – **Теоретичний цикл одноступінчастої ПКХМ**

а) без регенерації; б) із регенерацією

У теплообмінних апаратах холодильної установки неминуча різниця між температурами кипіння холодоагенту t_0 і в охолоджуваному приміщенні $t_{кін}$, а також між температурами конденсації $t_к$ і забортної води $t_{зв}$

$$\Delta t_0 = t_{кін} - \Delta t_1; \quad t_к = t_{зв.} + \Delta t_2$$

Досвід експлуатації показує, що різниця температур дорівнює $\Delta t_1 \approx 7...10$ °С для систем безпосереднього і $\Delta t_1 = 15...16$ °С – для систем розсільного охолодження, коли різниця температур розсолу на вході в розсільний випарник і кипіння холодоагенту складає 4...6 °С.

Температура конденсації холодоагенту $t_к$ залежить від температури забортної води $t_{зв}$, що приймається в залежності від району плавання судна (див. Додаток 1). Різницю температур у конденсаторі

можна прийняти Δt_2=10...12 °С для малих і Δt_2=6...8 °С – для великих холодильних машин з урахуванням того, що при підвищенні $t_к$ збільшуються енерговитрати на установку, проте зменшується поверхня теплообміну конденсатора і його вартість.

Температура переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі t_3 (у літературі з холодильної техніки часто позначається як $t_и$) залежить від типу конденсатора. Звичайно переохолодження у кожухотрубному конденсаторі складає 1...2 °С при Δt_2=6...8 °С. Однак, якщо Δt_2=10...12 °С і в конденсаторі значний стовп рідкого холодоагенту (затоплений конденсатор), можна досягти переохолодження рідкого холодоагенту в ньому до величини $t_к$-t_3=5...6 °С. Значне переохолодження, майже до температури охолоджуючої забортної води, можливе у проточному переохолоджувачі, установленому після конденсатора (у напрямку руху холодоагенту) [1].

Економічно вигідно та сприятливіше для роботи компресора, щоб він усмоктував з випарника злегка перегріті пари. Цей перегрів

$$\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$$

для аміачних машин складає 3...7 °С, а для хладонових машин – від 10 до 15 °С. Менший припустимий перегрів пари в аміачних машинах пояснюється високою температурою пари наприкінці стискання [1].

Перегрів пари на усмоктуванні $\Delta t_{вс}$ у циклах з регенерацією може досягати 30 °С при низьких значеннях t_0, а за умови кондиціонування повітря (t_0=5...7 °С) – $\Delta t_{вс}$=10...15 °С [1, 2].

Перегрів всмоктуваної пари холодоагенту в герметичних і безсальникових компресорах може бути прийнятий у першому наближенні 15...30 °С.

Регенерація в циклі ПКХМ доцільна в тому випадку, коли вона призводить до підвищення економічності роботи машини, тобто коли холодильний коефіцієнт $\varepsilon_р > \varepsilon$. Це буде мати місце при $\Delta q_0/q_0 > \Delta l/l$,

тобто якщо відносний приріст холодопродуктивності перевищує відносне збільшення роботи стискання.

В аміачних машинах регенерація викликає зменшення, а в хладонових (*R*12) і вуглекислотних – підвищення холодильного коефіцієнту. Тому всі машини, що працюють на *R*12, випускаються з регенеративними теплообмінниками. Для *R*22 застосування регенерації практично не змінює холодильний коефіцієнт.

4.3. Побудова циклу ПКХМ в *I-lgP*–діаграмі і його розрахунок

За рекомендаціями, наведеними вище, визначаються температури кипіння t_0 і конденсації $t_к$, а за ними визначаються відповідні тиски P_0 і $P_к$ й наносяться на *I-lgP*–діаграму холодильного агента. Положення точки 1 (див. рис. 10) визначають за тиском P_0 і температурою $t_{вс}$, яка при прийнятому перегріві $\Delta t_{вс}$ визначається як

$$t_{вс} = t_0 + \Delta t_{вс}.$$

При відсутності перегріву її положення визначається за тиском кипіння P_0 на правій пограничній кривій (x=1) чи при прийнятому ступені сухості пари x=0,8…0,9, яка забезпечує кращий теплообмін у випарнику.

У теоретичному циклі приймається, що процес стискання в компресорі здійснюється ізоентропно, тому через точку 1 проводиться ізоентропа (S=*const*) й на її перетині з лінією тиску конденсації ($P_к$=*const*) визначається точка 2. Точки 2′ і 3′ початку та закінчення процесу конденсації лежать на пограничних кривих x=1 і x=0. Точка 3 лежить на лінії постійного тиску $P_к$=*const* і визначається за прийнятою температурою переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі

$$t_3 = t_и = t_к - \Delta t_и.$$

Із точки 3 для циклу без регенерації проводиться лінія постійної ентальпії I=*const* (процес дроселювання в РК) і на її перетині з ізоба-

рою P_0=*const* визначається положення точки 4, параметри якої характеризують стан холодоагенту на виході з РК (на вході у випарник).

Для циклу з регенерацією параметри точки 3 визначаються з урахуванням переохолодження в конденсаторі, а параметри точки 3″ (на виході з регенеративного теплообмінника) – з умови теплового балансу регенеративного теплообмінника (РТО). Відомо, що точки 3′, 3 і 3″ (див. рис. 10, б) лежать на лінії $P_к$=*const* і

$$I_3 - I_{3''} = I_1 - I_{1'},$$

тобто, скільки рідкий холодоагент віддав теплоти при переохолодженні, стільки ж теплоти отримала пара при тиску P_0=*const* у РТО. За прийнятою величиною перегріву пари $\Delta t_{вс}$ визначається збільшення її ентальпії в РТО

$$\Delta I_{рто} = I_1 - I_{1'},$$

де положення точки 1′ може бути прийняте з урахуванням перегріву пари на лінії (трубопроводі), що з'єднує випарник із РТО, чи на правій пограничній кривій (x=1), чи при прийнятому ступені сухості x=0,8...0,9. Тоді

$$I_{3''} = I_3 - \Delta I_{рто},$$

отже, положення точки 3″ на лінії $P_к$=*const* відомо.

Для наступних розрахунків доцільно, користуючись діаграмою стану, скласти таблицю параметрів (t, P, I, v) холодоагенту в основних точках циклу (див. табл. 2).

Аналогічна таблиця складається і для циклу ПКХМ із регенерацією, причому як у простому, так і в регенеративному циклі нас поки цікавить тільки питомий об'єм v_1 усмоктуваної компресором пари у точці 1. Питомий об'єм пари чи рідини в інших точках спеціалістам потрібний буде при розрахунку відповідних трубопроводів і підборі арматури.

Таблиця 2 **Приклад запису параметрів циклу**

Параметр і його одиниця виміру	Точки циклу					
	1	2	2'	3'	3	4
1. Температура t,°С						
2. Тиск P, МПа						
3. Ентальпія I, кДж/кг						
4. Питомий об'єм v, м^3/кг		–	–	–	–	–

Користуючись даними вищенаведеної таблиці, визначають основні показники циклу.

1. Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг:

– для циклу без регенерації (див. рис. 10, а)

$$q_0 = I_1 - I_4; \tag{26}$$

– для циклу з РТО (див. рис. 10, б)

$$q_0 = I_{1'} - I_4. \tag{27}$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м^3,

$$q_v = q_0 / v_1. \tag{28}$$

3. Масова витрата холодоагенту, кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0. \tag{29}$$

4. Дійсна об'ємна витрата пари, усмоктуваної компресором, м^3/с,

$$V_0 = Q_0 / q_v. \tag{30}$$

5. Питома робота компресора, кДж/кг,

$$l = I_2 - I_1. \tag{31}$$

6. Питома теплота, віддана в конденсаторі, кДж/кг,

$$q_к = I_2 - I_{3'}. \tag{32}$$

7. Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l. \tag{33}$$

8. Теплове навантаження на конденсатор, кВт,

$$Q_к = G_0 \cdot q_к. \tag{34}$$

9. Адіабатна потужність компресора, кВт,

$$N_{ад} = G_0 \cdot l. \quad (35)$$

4.4. Підбір холодильного компресора

Вибір типу компресора здійснюється в залежності від призначення холодильної установки, продуктивності компресора і ступеня підвищення тиску $P_к/P_0$ у ньому. У суднових рефрижераторних установках найчастіше застосовують поршневі (Q_0=0,1…300 кВт) і гвинтові (Q_0=110…2850 кВт) компресори, а іноді при дуже великій холодопродуктивності (до 12...19 МВт) – відцентрові. Крім того, у судновій холодильній техніці іноді використовуються ротаційні компресори: з ротором, що котиться, (Q_0 до 2 кВт) і пластинчасті (Q_0=110…535 кВт); останні застосовуються як ступіні низького тиску в дво- і триступінчастих ПКХМ. Холодильні компресори, призначені для роботи в широкому діапазоні тисків усмоктування і нагнітання, вважаються універсальними. Це компресори одноступінчастих холодильних машин.

У [1, Додаток 2] наведені основні параметри сучасних уніфікованих одноступінчастих поршневих холодильних компресорів із даними про холодопродуктивність і номінальну потужність при роботі на хладоні *R*22. Один і той же самий компресор, як правило, може працювати на різних холодоагентах, у широкому діапазоні холодопродуктивності в залежності від t_0, $t_к$, $t_{вс}$ і t_3. Характеристики тих же уніфікованих поршневих компресорів при роботі на хладонах *R*12, *R*22, *R*502 і холодоагенті *R*717 наведено в [14, таблиця І-10].

Якщо для проектуємої установки обрано поршневий компресор, то далі варто визначитися в ступені герметичності компресора.

За ступенем герметичності поршневі холодильні компресори поділяють на герметичні (ПГ) із вбудованим електродвигуном у спільному з компресором герметичному нероз'ємному кожусі, безсальникові (ПБ) із вбудованим електродвигуном, але з роз'ємним кожухом, і сальникові (відкриті) (П). Той самий типорозмір може випускатися у без-

сальниковому та сальниковому варіантах. При роботі на холодоагенті *R*717 застосовуються, як правило, сальникові компресори. Конструкції, особливості роботи та характеристики компресорів різного типу докладно розглянуті в [1, 14], а в Додатках 5, 6 і 7 даних методичних вказівках наведено їхні основні показники.

Розрахункова холодопродуктивність суднової холодильної установки може бути забезпечена одним чи декількома компресорами в залежності від вимог, які висуваються Регістром чи правилами інших морських класифікаційних товариств. Це ж відноситься й до кількості інших механізмів і апаратів холодильної установки [2].

Основні величини, що характеризують розміри і конструктивні параметри поршневого компресора, визначаються за наступними формулами.

Об'єм, описуємий поршнями компресора, м^3/с,

$$V_h = Q_0 / (q_v \cdot \lambda) = V_0 / \lambda = Q_0 \cdot v_1 / (q_0 \cdot \lambda) = G_0 \cdot v_1 / \lambda, \qquad (36)$$

де Q_0 – необхідна робоча холодопродуктивність компресора, кВт;

V_0 і G_0 – дійсна об'ємна, м^3/с, і масова, кг/с, продуктивності компресора;

λ – коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі λ враховує усі об'ємні втрати, тобто втрати продуктивності в реальному компресорі й умовно виражається як добуток чотирьох-п'яти основних коефіцієнтів, формули для розрахунку яких наведено в [1, 14]. На величину цих коефіцієнтів й, як наслідок, коефіцієнта подачі λ, в основному впливають тип компресора (герметичний, безсальниковий, сальниковий), система його охолодження, тип холодоагенту, величина мертвого простору c, частота обертання вала n і ступінь підвищення тиску в компресорі $P_к/P_0$. Тому точно розраховувати λ компресора практично неможливо, і для визначення λ компресора, що проектується, краще скористатися експериментальними за-

лежностями $\lambda=f(P_к/P_0, c, n)$ для однотипних із ним компресорів. Такі залежності наведено в [1, 2, 14].

За величиною V_h може бути підібрано компресор необхідної холодопродуктивності з числа випускаємих промисловістю. Однак краще підбирати компресор за необхідною холодопродуктивністю при певних умовах роботи. Для цього потрібно перерахувати робочу холодопродуктивність компресора $Q_{0р}$ (що визначається за зазначеними вище розрахунковими робочими циклами) на стандартизовані режимні умови. Холодопродуктивність того самого компресора різна при різних умовах роботи, але описуємий поршнями секундний об'єм V_h залишається при цьому незмінним. Тому стандартна холодопродуктивність визначається за очевидною залежністю:

$$Q_{0СТ} = Q_{0р} \cdot q_{vСТ} \cdot \lambda_{СТ} / (q_{vр} \cdot \lambda_р), \qquad (37)$$

де $q_{vСТ}$ і $q_{vр}$ – питомі об'ємні холодопродуктивості відповідно при стандартних і робочих умовах; для *R*717: $q_{vСТ}$=2216 кДж/м^3 при $(P_к/P_0)_{СТ}$=4,94; для *R*12: $q_{vСТ}$=1334 кДж/м^3 при $(P_к/P_0)_{СТ}$=4,07; для *R*22: $q_{vСТ}$=2409 кДж/м^3 при $(P_к/P_0)_{СТ}$=4,05;

$\lambda_{СТ}$ – коефіцієнт подачі компресора при стандартних умовах роботи; визначається як і значення $\lambda_р$, але при $(P_к/P_0)_{СТ}$.

Для одноступінчастих компресорів, що знаходяться в експлуатації, стандартний режим роботи раніше визначався наступними температурами: для аміачних машин t_0=-15 °С, $t_к$=30 °С, $t_{вс}$=-10 °С, $t_з$=25 °С; для хладонових машин t_0=-15 °С, $t_к$=30 °С, $t_{вс}$=15 °С, $t_з$=25 °С.

У нормативних документах на холодильні компресори, що випускаються промисловістю, наводяться номінальна холодопродуктивність і потужність відповідно до стандарту СТ РЕВ 1573-79 [1, Додаток 4]. Специфікаційні режими роботи встановлені для високо-, середньо- і низькотемпературного діапазонів температури кипіння.

Якщо невідомі значення $q_{vСТ}$ і $\lambda_{СТ}$, але відомі специфікаційні холодопропродуктивність і температури, при яких вони отримані, то,

побудувавши цикл ПКХМ, можна визначити значення q_v і λ, що приймаються як стандартні величини. Для компресорів, що випускаються серійно промисловістю, при визначенні робочої холодопродуктивності в необхідному режимі використовують графічні характеристики $Q_0=f(t_0)$ при різних $t_к$. Для деяких компресорів вони наведені в [7, 14].

За величиною V_h чи $Q_{0СТ}$ добирається відповідний компресор. Якщо передбачається проектування нового компресора, то за величиною V_h визначають його діаметр і хід поршня при обґрунтуванні частоти обертання вала і числа циліндрів, як це викладається в [1].

Приклад 3. Розрахувати цикл і підібрати компресор при наступному режимі роботи: холодопродуктивність Q_0=10 кВт; холодоагент *R*22; температура забортної води $t_{зв}$=20 °С; температура в приміщенні, що охолоджується, $t_{кін}$=-13 °С; система охолодження – безпосередня.

Рішення.

Приймаємо одноступінчасту ПКХМ без регенерації.

Температура кипіння холодоагенту, °С,

$$t_0 = t_{кін} - \Delta t_1 = -13 - 7 = -20.$$

Температура конденсації, °С,

$$t_к = t_{зв} + \Delta t_2 = 20 + 10 = 30.$$

Температура перегрітої пари перед компресором, °С,

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{вс} = -20 + 15 = -5.$$

Температура переохолодженого холодоагенту перед регулювальним клапаном (РК), °С,

$$t_3 = t_и = t_к - 2 = 30 - 2 = 28.$$

У ***I-lgP***–діаграмі будуємо теоретичний цикл і за ним визначаємо температуру, тиск, ентальпію у вузлових точках циклу і питомий об'єм пари на усмоктуванні в компресор. Дані зводимо в таблицю 3.

Таблиця 3. **Параметри циклу ПКХМ у його вузлових точках**

Параметр	Вузлова точка циклу						
	1'	1	2'	2	3'	3	4
1. Температура t, °С	-20	-5	30	70	30	28	-20
2. Тиск P, МПа	0,225	0,225	1,28	1,28	1,28	1,28	0,225
3. Ентальпія I, кДж/кг	595	607	614	645	438	435	435
4. Питомий об'єм v, м^3/кг	0,09	–	–	–	–	–	–

При різниці температур в охолоджуваному приміщенні та кипіння Δt_1 у 7 °С і перегріві пари перед компресором $\Delta t_{вс}$=15 °С очевидно, що перегрів здійснюється не у випарнику, а в усмоктувальному трубопроводі й у безсальниковому чи герметичному компресорі. Приймаємо, що процес випару холодоагенту закінчується у випарнику при ступені сухості x=1, і тоді точка 1' лежить на правій пограничній кривій. Знаходимо основні показники циклу і компресора:

- питома масова холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_0 = I_{1'} - I_4 = 595 - 435 = 160;$$

- питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м^3,

$$q_v = q_0 / v_{1'} = 160 / 0{,}09 = 1777{,}8;$$

- масова витрата холодоагенту, кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 10 / 160 = 0{,}0625;$$

- дійсна об'ємна витрата пари, усмоктуваної компресором, м^3/с,

$$V_0 = Q_0 / q_v = 10 / 1777{,}8 = 0{,}005625;$$

- питома робота, що затрачується в компресорі, кДж/кг,

$$l = I_2 - I_1 = 645 - 607 = 38;$$

- питома теплота, що відводиться в конденсаторі, кДж/кг,

$$q_к = I_2 - I_3 = 645 - 435 = 210;$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l = 160 / 38 = 4{,}21;$$

- теплове навантаження на конденсатор, кВт,

$$Q_к = G_0 \cdot q_к = 0{,}0625 \cdot 210 = 13{,}12;$$

- адіабатна потужність компресора, кВт,

$$N_{ад} = G_0 \cdot l = 0{,}0625 \cdot 38 = 2{,}38.$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора. У даному прикладі для безсальникового поршневого компресора, що працює на *R*22, при $P_к/P_0$=1,28/0,225=5,69 по [1] чи [2] (у [2] графіки залежності $\lambda=f(P_к/P_0)$ у більшому масштабі та більш чіткі) знаходимо λ=0,67.

Об'єм, описуємий поршнями компресора, м^3/с,

$$V_h = V_0 / \lambda = 0{,}005625 / 0{,}67 = 0{,}839 \cdot 10^{-2}.$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{СТ}$ при стандартних умовах ($P_к/P_0$ для *R*22 дорівнює 4,05) визначається по [1] чи [2] і дорівнює 0,73.

Стандартна холодопропродуктивність, кВт,

$$Q_{0СТ} = Q_0 \cdot q_{vСТ} \cdot \lambda_{СТ} / (q_v \cdot \lambda) = 10 \cdot 2409 \cdot 0{,}73 / (1777{,}8 \bullet 0{,}67) = 14{,}76.$$

Визначаємо індикаторну (внутрішню) потужність компресора, кВт,

$$N_i = N_{ад} / \eta_i = 2{,}38/0{,}79 = 3{,}01\ ,$$

де η_i – індикаторний ККД, який знаходиться за залежностями, наведеними в [1] чи [2].

Ефективна потужність компресора, кВт,

$$N_e = N_{ад} / \eta_e = N_i / \eta_м = 3{,}01/0{,}9 = 3{,}35\ ,$$

де η_e – ефективний ККД компресора, що враховує внутрішні та механічні втрати

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м.$$

Його значення можуть бути оцінені за графічними залежностями для η_e чи η_i, що наведено у [1, 2].

Для сучасних компресорів типів П и ПБ (сальникові та безсальникові) механічний ККД практично однаковий і дорівнює $\eta_м$=0,9 у ши-

рокому діапазоні значень $P_к/P_0$. Для суднових герметичних компресорів $\eta_м$ лежить у межах 0,91...0,95.

За індикаторним ККД η_i визначають індикаторну (внутрішню) питому роботу стискання в компресорі, кДж/кг,

$$l_i = l / \eta_i = 38/0,79 = 48,1.$$

Знання величини l_i дозволяє врахувати при побудові циклу внутрішні втрати в компресорі, які збільшують теплове навантаження на конденсатор. Точка 2д на ***I-lgP–*** діаграмі (див. рис. 10, а) характеризує параметри стиснутої пари на виході з компресора з урахуванням внутрішніх втрат у ньому.

За розрахованими величинами V_h і $Q_{0СТ}$ по [1, Додаток 2] вибираємо поршневий безсальниковий компресор ПБ14, у якого V_h=1,11·10^{-2} м^3/с, $Q_{0СТ}$=19 кВт. Якщо компресор, що проектується (обирається), буде працювати на *R*12, *R*502, *R*717, то його необхідно вибирати по [14] чи скористатися довідковими даними (каталогами) заводів-виготовлювачів.

5. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ І ПІДБІР ОСНОВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

До основних теплообмінних апаратів холодильної установки відносяться конденсатори, розсільні випарники, батарейні прилади охолодження та повітроохолоджувачі.

5.1. Конденсатори

У суднових холодильних установках знайшли застосування кожухотрубні та кожухозмійовикові горизонтальні конденсатори з водяним охолодженням, конструкцію яких наведено в [1].

Тепловий розрахунок для підбору необхідного конденсатора зводиться до визначення площі теплопередаючої поверхні та витрати холодної води для відведення розрахункового теплового навантаження. Площа теплопередаючої поверхні конденсатора по внутрішньому діаметру трубок, м^2,

$$F_{к.вн} = (Q_к / q_{к.вн}) \cdot \eta_к \,, \qquad (38)$$

де $Q_к$ – теплове навантаження конденсатора, Вт, обумовлене розрахунком циклу холодильної установки

$$Q_к = G_0 \cdot q_к;$$

при цьому бажано обчислювати $q_к$ за формулою: $q_к = I_{2д} - I_3$ (див. рис. 10, а);

$q_{к.вн}$ – поверхнева густина теплового потоку конденсатора, віднесена до внутрішньої (розрахункової) поверхні, Вт/м^2;

$\eta_к$ – коефіцієнт запасу поверхні (на заглушіння ушкоджених трубок), приймається рівним 1,05…1,10.

Поверхнева густина теплового потоку конденсатора, Вт/м^2,

$$q_{к.вн} = k_{вн}\, \theta_к, \qquad (39)$$

де $k_{вн}$ – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, віднесений до внутрішньої поверхні, Вт/(м^2·К);

$\theta_к$ – повна різниця температур у конденсаторі, ^{o}С.

Для горизонтальних кожухотрубних конденсаторів можна приймати: $k_{вн}$=700…1000 Вт/(м^2·К) – для аміачних і $k_{вн}$=1300…1800 Вт/(м^2·К) – для хладонових апаратів [2].

Повна різниця температур у конденсаторі, ^{o}С,

$$\theta_к = (t_{w2} - t_{w1}) / ln[(t_к - t_{w1}) / (t_к - t_{w2})]. \qquad (40)$$

Температура води, що надходить до конденсатору, t_{w1} звичайно дорівнює температурі забортної води $t_{зв}$. Температуру води на виході з конденсатора приймають $t_{w2} = t_{w1} + (2…4)$ °С.

Рекомендована поверхнева густина теплового потоку у конденсаторах типу КТГ дорівнює 4070 Вт/м^2, але може досягати і більш високих значень (до 5250 Вт/м^2); повна різниця температур для них 5...6 °С; швидкість води у трубках 1,5…2,0 м/с.

Поверхнева густина теплового потоку, віднесена до зовнішньої (оребреної) поверхні, хладонових конденсаторів типу КТР складає 3500 Вт/м^2, рекомендована різниця температур між водою і температурою конденсації – 4…5 °С. Для конденсаторів типу МКТНР $q_{к.вн}$ досягає 11600 Вт/м^2 [2].

Найбільш повні дані з $k_{вн}$ і $q_{вн}$ для різних теплообмінних апаратів наведено в [1, Додаток 6].

За розрахованою площею поверхні теплообміну добирають один чи кілька конденсаторів відповідного типу [2, Додатки 8…10]

Об'ємні витрати охолоджуючої води через конденсатор, м^3/с,

$$V_w = 10^{-3} \cdot Q_к / [C_w \cdot \rho_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})], \qquad (41)$$

де C_w – питома теплоємність охолоджуючої забортної (морської) води; C_w=3,93 кДж/(кг·К);

ρ_w – густина води (ρ_w =1025 кг/м^3).

За витратою води, з урахуванням необхідного напору, добирають насоси.

5.2. Розсільні випарники

Основним типом розсільних випарників на суднах є горизонтальні кожухотрубні з міжтрубним кипінням холодоагенту: аміачні типу ИКТ і хладонові типу ИТР.

У суднових умовах найбільш ефективними та зручними в експлуатації виявилися хладонові кожухозмійовикові та кожухотрубні випар-

ники типу ИТВР із кипінням холодоагенту усередині трубок. Найбільш доцільно використовувати їх у низькотемпературних установках, що працюють на *R*22, де як розсіл застосовується водяний розчин $CaCl_2$. Конструкції, умови роботи, методики розрахунку та характеристики випарників, що випускаються промисловістю, наведено в [1, 2].

Площа поверхні теплообміну випарника, м^2,

$$\boldsymbol{F}_{\text{в}} = (\boldsymbol{Q}_{\text{в}} / \boldsymbol{q}_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{в}} , \qquad (42)$$

де $\boldsymbol{Q}_{\text{в}}$ – теплове навантаження на випарник, Вт;

$\boldsymbol{q}_{\text{в}}$ – поверхнева густина теплового потоку випарника, Вт/м^2;

$\eta_{\text{в}}$ – коефіцієнт запасу поверхні на заглушіння частини трубок, приймається рівним 1,05…1,15

Теплове навантаження на випарник, Вт,

$$\boldsymbol{Q}_{\text{в}} = (1{,}05...1{,}15) \cdot \Sigma \boldsymbol{Q}_0, \qquad (43)$$

де $\Sigma \boldsymbol{Q}_0$ – сумарне теплове навантаження розсільних повітроохолоджувачів, розсільних батарей та інших охолоджуючих апаратів, що обслуговуються даним випарником, Вт.

Поверхнева густина теплового потоку, Вт/м^2,

$$\boldsymbol{q}_{\text{в}} = \boldsymbol{k}_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{в}} , \qquad (44)$$

де $\boldsymbol{k}_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплопередачі випарника, віднесений до його відповідної (з боку розсолу) поверхні, Вт/(м^2·К);

$\theta_{\text{в}}$ – середня логорифмічна різниця температур

$$\theta_{\text{в}} = (\boldsymbol{t}_{\text{р1}} - \boldsymbol{t}_{\text{р2}}) / \mathit{ln}[(\boldsymbol{t}_{\text{р1}} - \boldsymbol{t}_0) / (\boldsymbol{t}_{\text{р2}} - \boldsymbol{t}_0)], \qquad (45)$$

де $\boldsymbol{t}_{\text{р1}}$ і $\boldsymbol{t}_{\text{р2}}$ – відповідно температури розсолу на вході у випарник і на виході з нього.

Температура розсолу на виході з випарника, °С,

$$\boldsymbol{t}_{\text{р2}} = \boldsymbol{t}_0 + (3...5)\ ^{\circ}\text{C}$$

і $$\boldsymbol{t}_{\text{р2}} = \boldsymbol{t}_{\text{р1}} - (2...3)\ ^{\circ}\text{C}.$$

Для кожухотрубних аміачних випарників типу ИТГ $\theta_в$=6 °С, $q_в$=2700…3200 Вт/м^2, швидкість розсолу $W_р$=0,75...1,00 м/с, $k_{в.вн}$=450…525 Вт/(м^2·К), охолодження розсолу у випарнику $\Delta t_р$=2...3 °С.

Для хладонових кожухотрубних випарників типу ИТП із мідними трубками та накатними ребрами $q_в$=3500…5800 Вт/м^2.

Для кожухозмійовикових випарників типу ИТВР $q_в$=2300…11000 Вт/м^2.

За обчисленою площею поверхні теплообміну добирають один чи кілька випарників відповідного типу [2, Додатки 12, 13].

Витрата холодоносія, м^3/с,

$$V_р = 10^{-3} \cdot Q_в / [C_р \cdot \rho_р \cdot (t_{р1} - t_{р2})], \qquad (46)$$

де $C_р$ – питома теплоємність, кДж/(кг·К), холодоносія при середній робочій температурі, рівній 0,5·($t_{р1}$+$t_{р2}$);

$\rho_р$ – густина розсолу, кг/м^3, при середній робочій температурі.

Густина та теплофізичні властивості розсолів залежать від концентрації розчину та температури. Наприклад, для розчину хлористого кальцію $CaCl_2$ при концентрації ξ=24 % температура замерзання складає $t_з$=-25,7 °С і в діапазоні температур $t_р$=0…-20 °С густина складає $\rho_р$=1228…1237 кг/м^3, а теплоємність $C_р$=2,94...2,90 кДж/(кг·К). При збільшенні концентрації ξ до 29,9 % температура замерзання складе $t_з$=-55 °С і в діапазоні температур $t_р$=15…-40 °С густина складає $\rho_р$=1286…1315 кг/м^3, а теплоємкість $C_р$=2,79...2,64 кДж/(кг·К).

За витратою розсолу, з урахуванням необхідного напору, добирається один чи кілька розсільних насосів.

У практичних розрахунках для розсолу *NaCl* при робочій температурі від -5 до -20 °С теплоємність холодоносія $C_р$=3,5...3,3 кДж/(кг·К), а для розсолу $CaCl_2$ при робочій температурі від -10 до -40 °С $C_р$=2,8...2,6 кДж/(кг·К) [11].

5.3. Повітроохолоджувачі

На суднах повітроохолоджувачі (ПвО) застосовують для охолодження трюмів і провізійних камер, а також у системах комфортного та технічного кондиціонування. У повітроохолоджувачах здійснюється примусовий рух повітря чи іншого газового середовища в міжтрубно-міжреберному просторі за допомогою електровентиляторів, що дозволяє інтенсифікувати теплообмін. Конструкції, умови роботи, методики розрахунку та характеристики вентиляторів, які випускаються промисловістю, наведено в [1, 2].

При розрахунку повітроохолоджувачів визначається повна зовнішня (з боку повітря) площа теплопередаючої поверхні, м^2,

$$\boldsymbol{F}_{\text{по}} = (\boldsymbol{Q}_0 / [\boldsymbol{k}_{\text{по}} \cdot \theta_{\text{по}}]) \cdot \eta_{\text{по}}\,, \qquad (47)$$

де $\boldsymbol{Q}_0$ – холодопродуктивність повітроохолоджувача, Вт;

$\boldsymbol{k}_{\text{по}}$ – коефіцієнт теплопередачі ПвО, Вт/(м^2·К);

$\theta_{\text{по}}$ – середня різниця температур між циркулюючим повітрям та холодоагентом, що кипить, або розсолом, ^{o}С;

$\eta_{\text{по}}$ – коефіцієнт запасу поверхні, який приймають рівним 1,05…1,10.

Середня різниця температур (температурний напір) для ПвО безпосереднього охолодження, ^{o}С,

$$\theta_{\text{по}} = (\boldsymbol{t}_{\text{п1}} - \boldsymbol{t}_{\text{п2}}) / ln[(\boldsymbol{t}_{\text{п1}} - \boldsymbol{t}_0) / (\boldsymbol{t}_{\text{п2}} - \boldsymbol{t}_0)], \qquad (48)$$

де $\boldsymbol{t}_{\text{п1}}$, $\boldsymbol{t}_{\text{п2}}$ – відповідно, температура повітря на вході та на виході з ПвО, ^{o}С;

$\boldsymbol{t}_0$ – температура кипіння холодоагенту, ^{o}С.

Середня різниця температур для розсільного ПвО, ^{o}С,

$$\theta_{\text{по}} = [(\boldsymbol{t}_{\text{п1}} - \boldsymbol{t}_{\text{р2}}) - (\boldsymbol{t}_{\text{п2}} - \boldsymbol{t}_{\text{р1}})] / ln[(\boldsymbol{t}_{\text{п1}} - \boldsymbol{t}_{\text{р2}}) / (\boldsymbol{t}_{\text{п2}} - \boldsymbol{t}_{\text{р1}})], \qquad (49)$$

де $\boldsymbol{t}_{\text{п1}}$, $\boldsymbol{t}_{\text{п2}}$ – відповідно, температура повітря на вході і виході з ПвО, ^{o}С;

$\boldsymbol{t}_{\text{р1}}$, $\boldsymbol{t}_{\text{р2}}$ – відповідно, температура розсолу на вході і виході з ПвО, ^{o}С.

Як правило, ПвО мають безпосереднє охолодження при кипінні холодоагентів у трубках, рідше – розсільне і у даному навчальному посібнику розсільні ПвО не розглядаються.

Величина $\theta_{по}$ приймається рівною 6...12 °С при $t_0 \approx$-30…-40 °С і $\theta_{по}$=12...18 °С при $t_0 \approx 0$ °С [8].

Повітря у ПвО трюмів (провізійних камер) охолоджується на 2...5 °С, а холодоносій (розсіл) при проходженні у ПвО нагрівається на 2...3 °С [8].

У практичних розрахунках значення коефіцієнта теплопередачі можна приймати за даними [9]:

для гладкотрубних аміачних повітроохолоджувачів з поперечним рухом повітря при швидкості 3...5 м/с – $k_{по} \approx$29...35 Вт/(м^2·К), для оребрених – $k_{по}$=11,6...17,5 Вт/(м^2·К);

для хладонових ПвО з оребреними трубками при коефіцієнті оребренння β=10...15 – $k_{по}$=17,5...23,3 Вт/(м^2·К).

Значення основних показників, що характеризують процеси теплообміну в апаратах ПКХМ наведено в [1, Додаток 6].

За знайденою площею теплопередаючої поверхні добирається один чи кілька повітроохолоджувачів [2, Додаток 1].

Витрата повітря через ПвО, м^3/с,

$$V_{по} = 10^{-3} \cdot Q_0 / [\rho_п \cdot (I_{п1} - I_{п2})], \qquad (50)$$

де $I_{п1}$ і $I_{п2}$ – ентальпія повітря на вході і виході з ПвО, кДж/кг;

$\rho_п$ – густина повітря, кг/м^3, при середній температурі, яка дорівнює $0{,}5\cdot(t_{п1}+t_{п2})$.

За початковою температурою $t_{п1}$ і вологістю φ_1 (рис. 11) знаходиться точка 1, що характеризує параметри повітря на вході в ПвО.

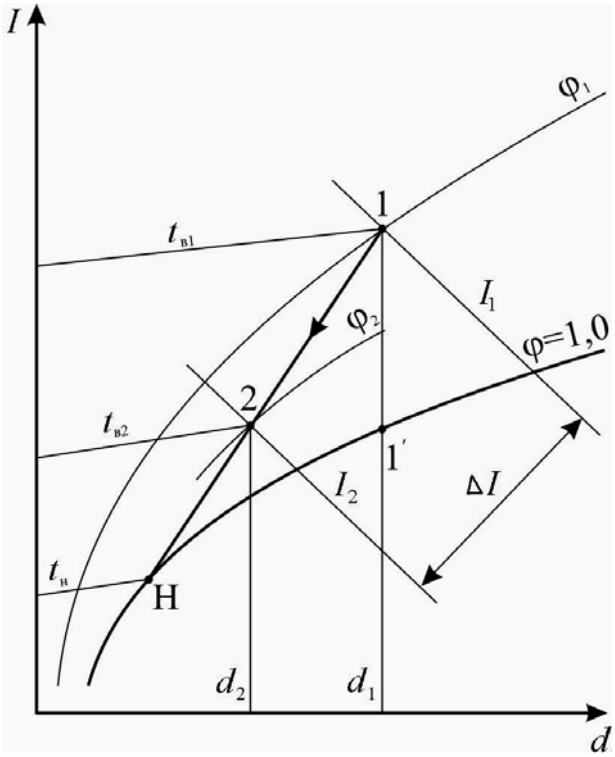


Рисунок 11 –

Процес охолодження повітря у ПвО в *I-d*– діаграмі вологого повітря

Точка Н знаходиться на кривій насичення φ=1,0 (100 %) у місці перетинання з ізотермою $t_н$ – лінією середньої температури поверхні охолодження $t_н = t_0 + (1...3)$ °С [1].

Оскільки температура поверхні $t_н$, як правило, нижче температури точки роси (точка 1′), то одночасно з охолодженням повітря відбувається і його осушення (процеси 1-1′ і 1′-Н). Параметри охолодженого повітря (точка 2) визначаються на лінії 1-Н при заданій температурі $t_{п2}$.

Після цього вибирають електровентилятор чи перевіряють об'ємну витрату, м^3/с, вбудованих у ПвО вентиляторів.

Приклад 4. Визначити площу теплопередаючої поверхні та об'ємну витрату повітря поверхневого повітроохолоджувача для холодоагенту *R*22 Теплове навантаження на ПвО Q_0=15 кВт. Температура повітря в трюмі -18 °С.

Рішення.

Приймаємо: $t_{п1}$=-16 °С, φ_1=80 %, $t_{п2}$=-20 °С, температуру кипіння *R*22 на 10 °С нижче середньої температури повітря t_0=-28 °С, $k_{по}$=17 Вт/(м^2·К), $\eta_{по}$=1,05.

Визначаємо температурний напір ПвО, °С,

$$\theta_{по}=(t_{п1}-t_{п2})/ln[(t_{п1}-t_0)/(t_{п2}-t_0)]=(-16-\{-20\})/ln[(-16-\{-28\})/(-20-\{-28\})]=9,865\approx10.$$

Площа теплопередаючої поверхні, м^2,

$$F_{по} = (Q_0 / [k_{по} \cdot \theta_{по}]) \cdot \eta_{по} = (15000 / [17 \cdot 10]) \cdot 1,05 =92,65.$$

На *I-d*–діаграмі вологого повітря наносимо точку 1 (по $t_{п1}$ і φ_1). Приймаємо $t_п=t_0$+0,5=-27,5 °С і знаходимо точку Н. З'єднуємо точки 1 і Н. На лінії 1-Н при $t_{п2}$=-20 °С знаходимо точку 2 і визначаємо ентальпію і густину повітря: $I_{п1}$=-14 кДж/кг, $I_{п2}$=-19 кДж/кг, $\rho_п$=1,4 кг/м^3.

Витрата повітря через ПвО, м^3/с,

$$V_{по}=10^{-3}\cdot Q_0/[\rho_п\cdot(I_{п1}-I_{п2})]=10^{-3}\cdot15000/[1,4\cdot(-14-\{-19\})]=2,14.$$

Вибираємо два трюмних ПвО марки ВОТ-60 [2, Додаток 1] із площею теплообмінної поверхні кожного 65 м^2.

5.4. Охолоджуючі прилади батарейного типу

Як прилади охолодження в суднових приміщеннях, що охолоджуються, застосовуються батареї, в яких усередині трубок кипить холодоагент (безпосередня батарейна система охолодження) чи циркулює холодний розсіл (розсільна батарейна або панельна системи охолодження).

Особливістю систем батарейного охолодження є мала інтенсивність теплообміну, яка пов'язана з природною конвекцією повітря в приміщенні, що охолоджується, викликаною різницею густин теплого повітря близько від поверхні вантажу та холодного повітря у поверхні

батареї. Швидкість повітря в приміщенні з батарейним охолодженням складає 0,05...0,15 м/с.

Батареї виготовляють із гладких чи оребрених труб. Перевагою гладкотрубних батарей є простота відтанення снігової шуби і велика акумулююча здатність.

Конструкції, умови роботи, методика розрахунку та характеристики хладонових і розсільних батарей наведено в [2].

Тепловий розрахунок охолоджуючих приладів батарейного типу зводиться до визначення загальної поверхні теплообміну, необхідної для відведення теплоприпливів із приміщення, що охолоджується.

Зовнішня охолоджуюча поверхня батарей, м^2,

$$F_{Б} = Q_{0Б} / [k_{Б} \cdot \theta_{Б}] , \qquad (51)$$

де $Q_{0Б}$ – теплове навантаження на прилади охолодження батарейного типу, визначене калоричним розрахунком, Вт;

$k_{Б}$ – коефіцієнт теплопередачі батарей, Вт/(м^2·К);

$\theta_{Б}$ – середня різниця температур між повітрям у приміщенні, що охолоджується, та киплячим холодоагентом (при безпосередньому охолодженні) чи розсолом (при його середній температурі), ^{o}С.

Для орієнтовних розрахунків можна приймати практичні значення коефіцієнтів теплопередачі $k_{Б}$. Так, для гладкотрубних батарей розсільного охолодження в залежності від температури повітря в приміщенні, типу і числа труб, а також з урахуванням інею, що випадає на поверхні теплообміну, $k_{Б}$ можна приймати рівним 7...10 Вт/(м^2·К), а для гладкотрубних батарей безпосереднього охолодження – $k_{Б}$=7,5...11 Вт/(м^2·К) [2].

Коефіцієнт теплопередачі ребристих батарей, віднесений до зовнішньої оребреної поверхні: $k_{Б}$=4...6 Вт/(м^2·К) – для хладонових батарей безпосереднього охолодження і $k_{Б}$=6...12 Вт/(м^2·К) – для розсільних [2].

Середню різницю температур $\theta_Б$ приймають 12...16 °С – для хладонових батарей і 8...12 °С – для розсільних і аміачних батарей безпосереднього охолодження [2].

За обчисленою площею поверхні теплообміну $F_Б$ добирають необхідне число батарей [2, Додаток 14] чи роблять їхній конструктивний розрахунок з урахуванням особливостей приміщення, у якому вони повинні бути розташовані. Для цього розраховують загальну довжину труб батарей, м,

$$L_Б = F_Б / f_Б , \qquad (52)$$

де $f_Б$ – площа поверхні одного погонного метра прийнятої труби, м^2.

У залежності від розмірів приміщення, що охолоджується, передбачуваних місць установки батарей та їхніх конструкцій вибирають довжину одно- чи дворядної батареї $l_Б$, число труб $n_{тр.Б}$ у батареї та визначають число батарей

$$n_Б = L_Б / (l_Б \cdot n_{тр.Б)} , \qquad (53)$$

чи, конструктивно визначивши довжину батареї $l_Б$ і число батарей $n_Б$, визначають число труб у батареях

$$n_{тр.Б} = L_Б / (l_Б \cdot n_Б). \qquad (54)$$

Приклад 5. Визначити площу теплопередаючої поверхні хладонової оребреної однорядної батареї для провізійної камери при: $Q_{0Б}$=6 кВт, довжина камери L=5м, ширина B=4 м, висота H=3 м.

Рішення.

Приймаємо $k_Б$=5,5 Вт/(м^2·К), $\theta_Б$=15 °С. Площа одного погонного метра оребреної труби діаметром 38×3 мм при кроці ребер 20 мм дорівнює 0,76 м^2.

Площа поверхні батарей, м^2,

$$F_Б = Q_{0Б} / [k_Б \cdot \theta_Б] = 600 / [5,5 \cdot 15] = 72,73 \approx 73.$$

Загальна довжина труб батарей, м,

$$L_Б = F_Б / f_Б = 73/0,76 = 96.$$

Приймаємо число батарей $n_Б$=2, довжина труби в батареї $l_Б$=4 м.

Тоді число труб у батареях

$$n_{\text{тр.Б}} = L_{\text{Б}} / (l_{\text{Б}} \cdot n_{\text{Б}}) = 96 / (2 \cdot 4) = 12.$$

Характеристики оребрених труб для виготовлення батарей та повітроохолоджувачів наведено в Додатку 8.

Для практичних розрахунків теплообмінних апаратів парокомпресорних холодильних машин значення основних показників, що характеризують процеси теплообміну, можна взяти з Додатку 6, наведеного в підручнику [1].

6. АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Автоматизація СХУ забезпечує заданий технологічний режим обробки та зберігання вантажів, які перевозяться, з мінімальними експлуатаційними витратами та поліпшенням умов праці обслуговуючого персоналу. У залежності від свого рівня автоматизація може бути повною чи частковою. Повна автоматизація вирішує завдання автоматичного регулювання, автоматичного захисту, сигналізації та контролю. До головних завдань автоматичного регулювання відносяться:

- підтримка заданої температури в охолоджуємому приміщенні, що є основним завданням автоматизації;
- регулювання подачі холодоагенту у випарники;
- регулювання холодопродуктивності компресора.

До допоміжних завдань автоматизації відносяться: регулювання відносної вологості повітря в приміщенні, що охолоджується; підтримка різних температур кипіння у випарниках і тиску конденсації; автоматизація процесів відтанення інею тощо.

Система автоматичного захисту (САЗ) забезпечує вимикання компресора у випадку досягнення граничних значень контрольованих па-

раметрів. САЗ працює разом із системою автоматичної сигналізації (САС), що у залежності від ступеня відхилення регульованого параметра видає попереджувальний сигнал у світловій і звуковій формі.

6.1. Схеми і способи регулювання температури в приміщеннях

У приміщеннях, що охолоджуються, встановлюють датчики температурних реле ТР, що керують соленоїдними вентилями (СВ) подачі холодоагенту до приладів охолодження. ТР малих ХМ (для провізійних камер) може безпосередньо керувати пуском і зупинкою компресора. У великих установках продуктивність компресорів змінюють за сигналом датчика тиску усмоктування. Зменшення теплового навантаження на об'єкт охолодження приводить до зниження тиску усмоктування і регулятор компресора так зменшує його продуктивність, щоб тиск усмоктування залишився тим же.

Деякі засоби регулювання температури в приміщеннях при безпосередньому охолодженні наведено на рис. 12.

Двопозиційна зміна коефіцієнту теплопередачі випарника за рахунок пуску і зупинки вентилятора В (рис. 12, а) дозволяє зменшувати холодопродуктивність у 3...4 рази шляхом зміни коефіцієнта робочого часу вентилятора.

Плавна зміна витрати рідкого холодоагенту здійснюється пропорційним регулятором температури ПРТ (рис. 12, б), у результаті чого змінюється рівень киплячої рідини у випарнику і, отже, зменшується площа поверхні ефективного теплообміну батареї.

На рис. 12, в наведено схему двопозиційної зміни ефективної поверхні теплообміну випарника соленоїдним вентилем СВ на вході, що отримала найбільше поширення. СВ закривається за сигналом від камерного реле температури ТР через проміжне реле РП при досягненні заданої температури у приміщенні, що охолоджується. Після закриття СВ рідина википає, поверхня теплообміну зменшується до нуля. Три-

валість википання залежить від співвідношення ємності випарників і продуктивності компресора, а межі коливання температури в охолоджуваному приміщенні – від настроювання ТР.

Більш точне регулювання температури досягається плавною зміною температури кипіння дроселюванням пари на виході з випарника за допомогою ПРТ (рис. 12, г).

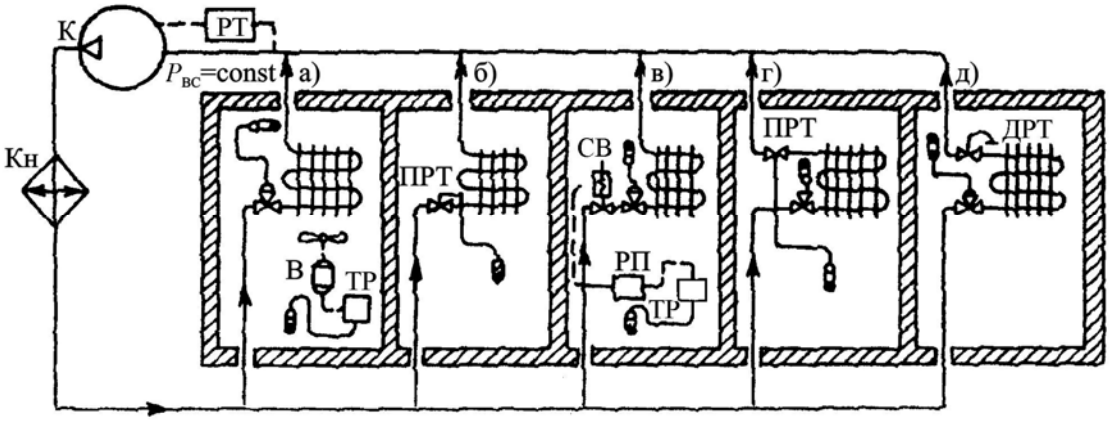


Рисунок 12 – **Схеми способів регулювання температури в камерах безпосереднього охолодження [2]**

Непряме регулювання температури у приміщенні, що охолоджується (рис. 12, д) здійснюється двопозиційним регулятором тиску ДРТ, що перекриває вихід з випарника при зниженні температури в охолоджуваному приміщенні. Тиск і температура кипіння підвищуються, а холодопродуктивність випарника знижується. При цьому способі виникають великі коливання температури в камері.

На рис. 13 показані способи регулювання температури в камерах (охолоджуємих приміщеннях) при розсільній системі охолодження.

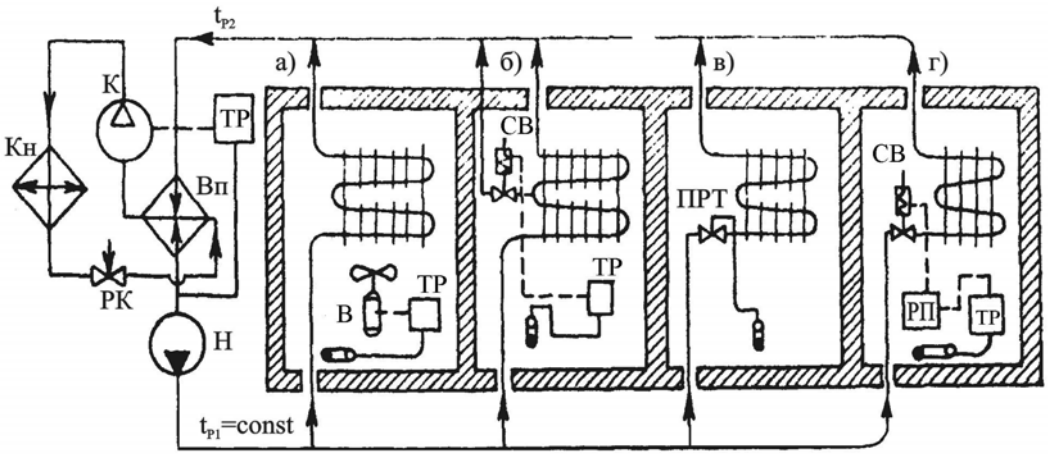


Рисунок. 13 – **Способи регулювання температури в камерах при розсільному охолодженні [2]**

Зміна коефіцієнта теплопередачі залежить від коефіцієнта робочого часу вентилятора (рис. 13, а), зміна площі поверхні теплообміну відбувається при відключенні частини батареї (рис. 13, б), зміна різниці температур – у випадку зміни витрати розсолу (рис. 13, в). Найбільш часто застосовують схему двопозиційної зміни кількості розсолу (рис. 13, г), при цьому середня кількість розсолу, що надходить, залежить від коефіцієнта робочого часу соленоїдного вентиля.

Регулятор ТР змінює продуктивність компресора так, щоб температура розсолу на виході з випарника залишалася незмінною.

Більш докладно аналіз способів і засобів регулювання температури, подачі холодоагенту у випарники і холодопродуктивності компресора представлено у [5], а прилади автоматики наведено у [11].

На рис. 14 навеведено схему системи автоматичного захисту та сигналізації. До складу суднової холодильної установки входять безсальниковий компресор К, конденсатор Кн, регулювальний клапан РК і розсільний випарник Вп. На схемі зв'язки між елементами, розташованими на пульті та щиті, та датчиками на устаткуванні розімкнуті та позначені відповідними цифрами (1...8).

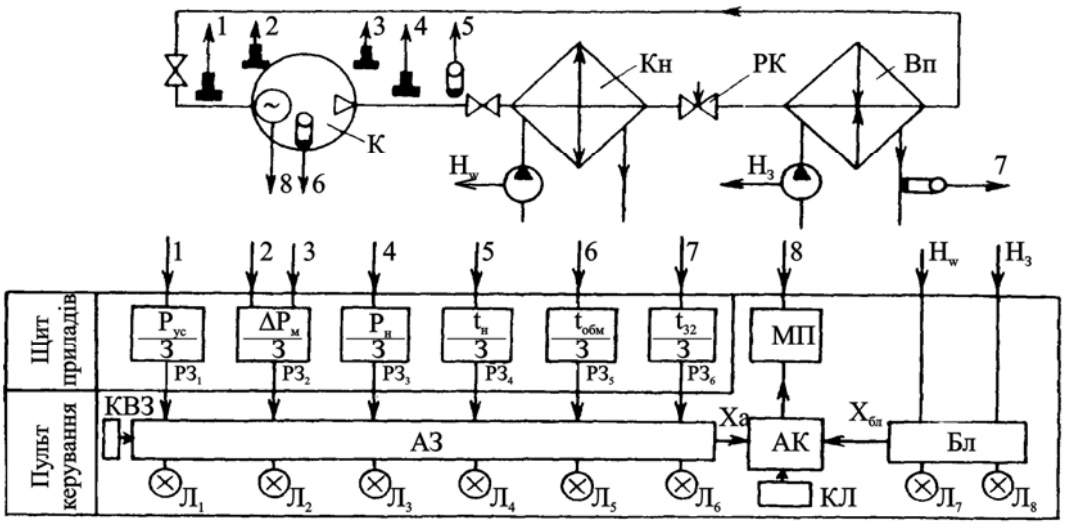


Рисунок. 14 **– Схема системи автоматизованого захисту і сигналізації СХУ [2]**

У САЗ входять шість реле захисту РЗ, що контролюють наступні параметри:

$РЗ_1$ – тиск усмоктування $\boldsymbol{P_{ус}}$. Сигнал подається при надмірному зниженні тиску усмоктування (закриття усмоктувального клапана, забруднення фільтрів і відсутність циркуляції холодоагенту, відсутність теплового навантаження на випарник тощо);

$РЗ_2$ – різницю тисків мастила $\boldsymbol{\Delta P_м}$ на вході в мастильний насос і на виході з нього. Сигнал подається при винесенні мастила з картера компресора (під час запуску компресора $РЗ_2$ автоматично відключається);

$РЗ_3$ – тиск нагнітання $\boldsymbol{P_н}$**.** Сигнал подається при надмірному підвищенні тиску нагнітання внаслідок закриття нагнітального клапана, недостатнього охолодження конденсатора, наявності повітря в системі;

$РЗ_4$ – температуру нагнітання $\boldsymbol{t_н}$. Сигнал подається при надмірному перегріванні пари на виході з компресора;

$РЗ_5$ – температуру обмоток $\boldsymbol{t_{обм}}$ статора убудованого електродвигуна. Сигнал подається при надмірному перегріванні обмоток;

$РЗ_6$ – температуру розсолу $\boldsymbol{t_{р2}}$ на виході з випарника. Сигнал подається при її надмірному зниженні (унаслідок відмовлення системи автоматичного регулювання $\boldsymbol{t_{р2}}$).

Усі реле захисту підключаються до електричної схеми однократної дії АЗ. При спрацьовуванні будь-якого реле схема видає сигнал аварійної зупинки $\mathbf{X_а}$ в схему автоматичного керування АК, що відключає пускач електродвигуна компресора. Одночасно включається одна із сигнальних ламп $Л_1 \ldots Л_8$, що сигналізує про аварійну зупинку та її причину (за номером лампи).

Після спрацьовування захисту компресор не може автоматично включитися в роботу.

Після усунення причини спрацьовування САЗ її можна повернути у нормальний стан кнопкою повернення КПЗ, при натисканні якої звільняється схема АК і дозволяється автоматичний пуск компресора. Сигнальна лампа гасне.

У САЗ входить схема блокування Бл, що сигналом $\mathbf{X_{бл}}$ дозволяє пуск компресора тільки за умови попереднього пуску насосів розсолу $\mathbf{H_3}$ і охолоджуючої води $\mathbf{H}_w$.

У системі є ключ Кл, за допомогою якого компресор можна запустити вручну без захистів або з частиною останніх.

6.2. Типові схеми автоматизації

На рис. 15 показана схема автоматизації хладонової установки холодопродуктивністю близько 4 кВт, розрахованої на безпосереднє охолодження одного чи двох приміщень (камер).

Середня температура в камерах підтримується циклічною роботою компресора, пуск і зупинка якого здійснюється за допомогою реле низького тиску $РТ_н$ (входить у блок РТ). $РТ_н$ настроюють у такий спосіб (з таким розрахунком), щоб середня температура кипіння (за весь цикл) була досить низкою і забезпечувала б підтримку необхідної тем-

ператури в найбільш холодній камері. Якщо при цьому в іншій камері потрібно підтримувати більш високу температуру, то можна зменшити поверхню охолодження в ній шляхом незаповнення випарника Вп, що досягається настроюванням ТРК на підтримку більш високого перегріву.

Тиск конденсації автоматично підтримується в заданих межах водорегулюючим вентилем ВРВ. Можлива установка соленоїдного вентиля, що перекриває подачу води при зупинці компресора К.

Захист від високого тиску здійснюється установкою реле високого тиску $РТ_в$, змонтованого звичайно з $РТ_н$ в одному приладі (типу РТ-1). $РТ_в$ настроюють на вимикання компресора при надлишковому тиску нагнітання 1,0...1,1 МПа. У випадку відмовлення $РТ_в$ (якщо тиск продовжує підвищуватися) при $\boldsymbol{P}_к$=1,6 МПа (70 ^oC) розплавляється спеціальна пробка на конденсаторі і хладон виходить із системи. Захист обмоток електродвигуна від перегріву здійснюється тепловими реле в автоматичному вимикачі АВ (типу АП50-3МТ). Магнітні разціплювачі в ньому (токові реле) захищають від струмів короткого замикання.

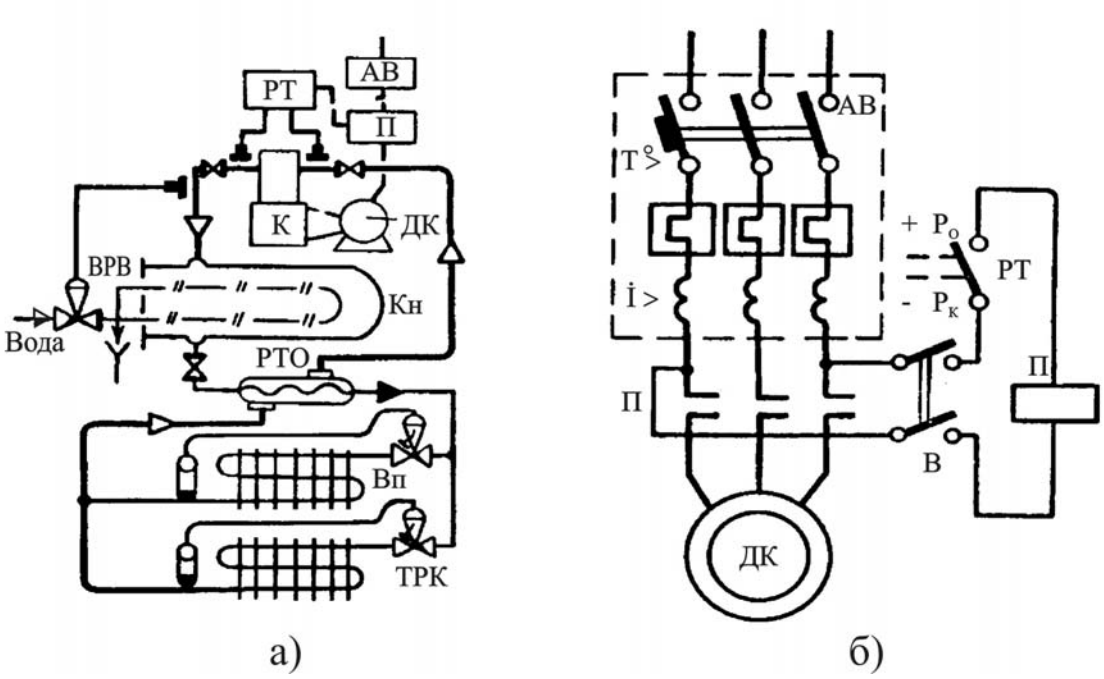


Рисунок 15 – **Схема автоматизації холодильної установки [17]**

а) схема установки; б) електрична схема

Особливу увагу в цій схемі варто звернути на спільну роботу ТРК і $РТ_н$, щоб $РТ_н$ не відключило компресор раніш, ніж відкриється ТРК. Перед включенням компресора тиск у випарнику високий, перегрів майже дорівнює нулю і ТРК закритий. Після включення компресора тиск у Вп різко падає, а температура чутливого патрона ТРК ($t_{вих.в}$) майже не змінюється. Коли перегрів досягає якогось значення Δt_1, ТРК відкривається, при цьому подача в перший момент перевищить теплове навантаження, тиск у Вп стане підвищуватися, а температура вихідної пари і чуттєвого патрона знизиться. Перегрів впаде до значення $\Delta t_2 < \Delta t_1$ і подача буде зменшуватися. До моменту зупинки компресора перегрів попеременно зростає та зменшується, при цьому амплітуда коливань трохи знижується, але перегрів не приймає сталого значення, тому що момент відключення настає раніше. Коливання перегріву в період пуску можна спостерігати навіть візуально: усмоктувальний трубопровід то покривається інеєм, то відтає.

Щоб уникнути зупинки компресора до моменту відкриття ТРК реле тиску настроюють так, щоб тиск усмоктування в момент відключення компресора був хоча б на 0,03...0,04 МПа нижче, ніж тиск у момент відкриття ТРК.

Після зупинки компресора тиск у Вп швидко зростає, тому що кипіння хладону продовжується, перегрів стає рівним нулю і ТРК закривається. При тривалій зупинці тиск у патроні ТРК стає вище ніж у Вп, а, отже, і температура, і цей перегрів може відкрити ТРК і рідина переповнить випарник. Тому, коли машина розрахована на роботу з тривалими зупинками перед ТРК встановлюють соленоїдний вентиль, що закриває прохід рідини після зупинки компресора.

В установках безпосереднього охолодження трьох і більш об'єктів застосування схеми з регулюванням тільки температури кипіння, тобто без роздільного регулювання температури в охолоджуваних об'єктах, викликає звичайно значні відхилення $t_{об}$ від своїх середніх значень унаслідок нерівномірного завантаження камер. Тому застосовують схеми з роздільним регулюванням температури.

У залежності від виду вантажу провізійні камери поділяють на низькотемпературні і високотемпературні, кожна з яких, як правило, обладнана індивідуальними холодильними машинами.

На рис. 16 наведено принципову схему автоматизованої суднової холодильної установки провізійних камер [13]. Перша, друга і третя камери представляють низькотемпературний блок, у яких, відповідно, підтримуються температури: -12, -12 і -4 ^{o}C, а четверта, п'ята і шоста камери відносяться до високотемпературного блоку з температурами в камерах 2, 2 і 10 ^{o}C. Кожна група приміщень обслуговується окремим компресором з усім необхідним устаткуванням і контрольно-вимірювальними приладами. Передбачено перемички, що з'єднують нагнітальні й усмоктувальні магістралі й забезпечують роботу всієї холодильної установки від одного компресора.

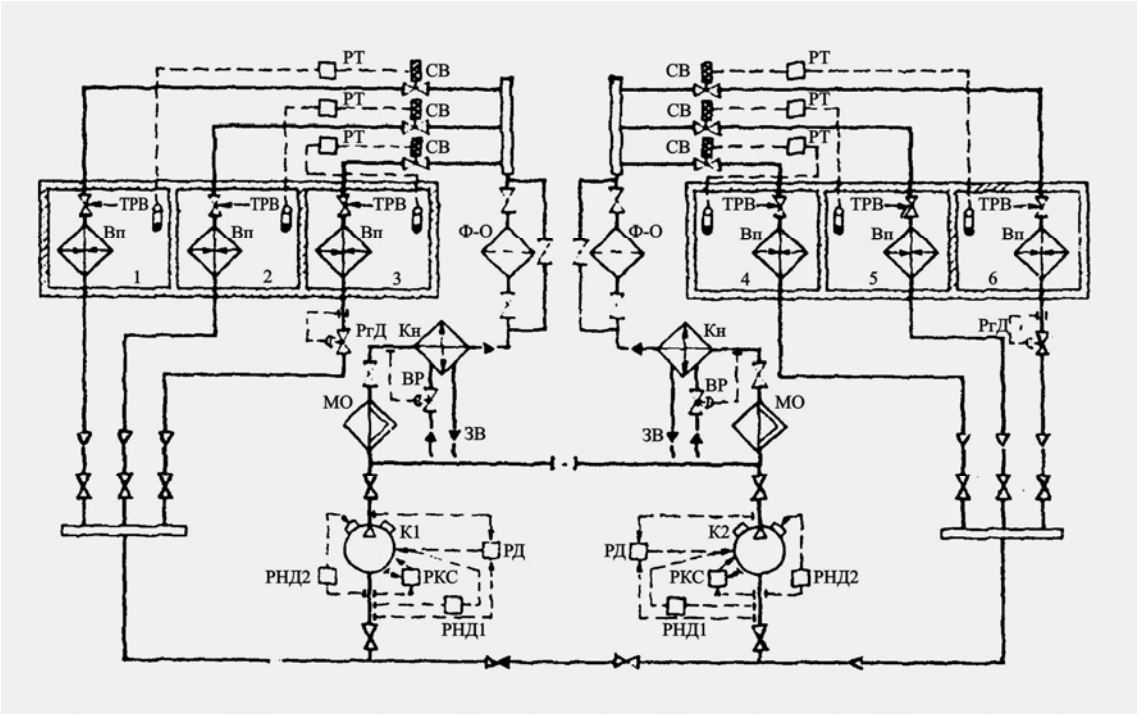


Рисунок 16 **– Принципова схема автоматизації холодильної установки провізійних камер [12]**

РНТ – реле низького тиску; МВ – мастиловідділювач; ВР – водорегулятор; Ф-О – фільтр-осушувач

Якщо одна з камер, що входять у даний контур охолодження, має більш високу температуру, чим інші, то на виході з неї встановлюють регулятор тиску $P_тT$ "до себе". Його призначення – підняти тиск кипіння у випарнику Вп та знизити напір між температурою повітря в камері та температурою кипіння холодоагенту. При досягненні в камері заданої температури реле температури дає імпульс на закриття соленоїдного вентиля СВ і подача холодоагенту в цю камеру припиниться. Сумарна маса пари, що надходить в усмоктувальну магістраль з усіх Вп, зменшиться, і тиск в усмоктувальному колекторі почне знижуватися швидше. Коли він знизиться до $\boldsymbol{P_{2викл}}$, реле низького тиску РНД2 дасть імпульс на відключення циліндра (чи групи циліндрів) компресора, що знизить його продуктивність. Коли в останній камері температура знизиться до заданої й її соленоїдний вентиль закриється,

тиск усмоктування різко знизиться до $\boldsymbol{P_{1\text{викл}}}$ і реле РНТ1 зупинить компресор.

У схемі автоматизації передбачено захист від високого тиску нагнітання та низького тиску усмоктування (за допомогою здвоєного реле тиску РТ), від зниження тиску в системі змащення (установкою РКС) і розвантаження компресора при його пуску.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основна

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с. (1-е изд. – Л., 1972; 2-е изд. – Л., 1979).

2. Судовые холодильные установки: Учебник/ Ю.В.Захаров, А.А.Лехмус, А.А.Сирота, Ф.А.Чегринцев. – Л.: Судостроение, 1986. – 256 с.

Додаткова

3. Андреєв А.А. Програма, методичні вказівки, контрольне завдання та контрольні запитання з дисципліни "Холодильна, кріогенна та кондиціонуюча техніка". – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 20 с.

4. Гапонов С.А., Лехмус А.А., Редькин В.А. Выбор типа установки и разработка системы охлаждения и замораживания для судовых рефрижераторных помещений и технологического оборудования: Учеб. пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 40 с.

5. Гапонов С.А. Разработка схем автоматизации судовых холодильных установок. Ч. 1. Способы и системы регулирования: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. – Николаев: НКИ, 1992. – 45 с.

6. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. Пер. с англ. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. – 520 с.

7. Зеликовский И.Х., Каплан Л.Г. Малые холодильные машины и установки: Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 672 с.

8. Лехмус А.А. Расчёт и подбор холодильного оборудования для провизионных камер и систем кондиционирования воздуха на морских транспортных судах: Учеб. пособие. – Николаев: НКИ, 1977. – 32 с.

9. Сирота А.А. Расчёт и подбор основного и вспомогательного оборудования холодильных установок рефрижераторных судов. Ч. 1. Компрессоры и основные теплообменные аппараты: Учеб. пособие. – Николаев: НКИ, 1980. – 48 с.

10. Сирота А.А. Расчёт теплопритоков и определение холодопроизводительности холодильной установки рефрижераторных судов: Учеб. пособие. – Николаев: НКИ, 1979. – 49 с.

11. Сирота А.А., Моря А.А., Кододьян П.С. Приборы автоматики судовых холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: Метод. указания. – Николаев: НКИ, 1984. – 43 с.

12. Петров Ю.С. Судовые холодильные машины и установки: Учебник. – Л.: Судостроение, 1991. – 400 с.

13. Швецов Г.М., Ладин Н.В. Судовые холодильные установки: Учебник. – М.: Транспорт, 1986. – 232 с.

14. Холодильная техника. Холодильные компрессоры: Справочник. – М.: Лёгкая и пищевая пром-сть, 1981. – 280 с.

15. Холодильная техника. Холодильные машины: Справочник. – М.: Лёгкая и пищевая пром-сть, 1982. – 224 с.

16. Ейдюс А.И. Системы и средства автоматизации судовых холодильных установок. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 192 с.

17. Канторович В.И. Основы автоматизации холодильных установок. – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 278 с.

18. Петров Ю.С., Олейниченко В.Т., Чуркин А.А. Судовые холодильные установки и машины. – М.: Пищевая пром-сть, 1975.

Додаток 1. **Розрахункові значення параметрів зовнішнього повітря (температура $t_{зп}$ і відносна вологість $\varphi_{зп}$) і температури забортної води $t_{зв}$ для морських суден**

Район плавання судна	Літній період			Зимовий період		
	$t_{зп}$, °С	$\varphi_{зп}$, %	$t_{зв}$, °С	$t_{зп}$, °С	$\varphi_{зп}$, %	$t_{зв}$, °С
1. Необмежений (з урахуванням експлуатації в тропіках)	34	70	30	-25	85	0
2. Балтійське море	22	60	16	-23	85	0
3. Чорне море	29	60	27	-15	85	5
4. Азовське море	27	60	25	-21	85	1
5. Каспійське море	30	60	27	-20	85	1
6. Середземне море	30	65	26	-3	70	10
7. Південна частина Берингова моря, південна частина Охотського моря	20	80	11	-20	85	0
8. Північна частина Охотського моря	15	75	11	-40	85	-2
9. Північна частина Японського моря	25	75	20	-23	85	0
10. Жовте море	29	80	26	-13	85	1
11. Моря і райони Атлантичного, Індійського та Тихого океанів у районі від 30° північної широти до 30° південної широти	34	70	30	-	-	-
12. Перська та Оманська затоки	45	40	33	-	-	-
13. Червоне море й Аденська затока	40	50	32	-	-	-

Додаток 2. Умови перевезення вантажів, що швидко псуються, та норми завантаження приміщень, що охолоджуються [2]

Вид вантажу, що перевозиться	Температура зберігання, °С	Відносна вологість повітря, %	Число обмінів свіжого повітря на добу (при вентиляції)	Кратність циркуляції (при повітряному охолодженні) за годину	Теплоємність продуктів, кДж/(кг·К)		Вміст соків у харчових продуктах, %	Температура замерзанням, °С	Прихована теплота плавлення *, кДж/кг	Навантажувальний питомий об'єм (при судновому укладанні), $м^3/т$
					до заморожування	після заморожування				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Банани	+12…+13	85…90	8…24**	75…95**	3,77*					5…8
Бекон та копченості	-3…+2	70…95	1…2	3…5	1,5…2,0					2,2…2,4
Ікра рибна	-6…-4	70…100	2…4	6…8						2,0…2,2
Картопля*	+2,3…+10	85…90			3,6	1,97	78,5	-1,75	263	
Консерви рибні	-5…+1	70…95	Бажано							1,8…2,0
Масло коров'яче в ящиках і бочках	-18…-12	85…90	1…2	2…4	3,10…5,12	2,09…7,04	3	-1	34,9	2,0…2,4
М'ясо морожене навалом	-18…-9	70…95	1…2	4…6	2,18…3,35	1,34…1,80	39…73	-2,25	235	2,3…2,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
М’ясо охолоджене підвішене	-3…+1	70…90	2…4	8…10	2,18…3,35	1,34…1,80	39…73			3,3…3,7
Овочі в ящиках	0…6	70…90	2…4	10…40	3,56…4,10		74…91			3,5…4,0
Птиця морожена*	-18	85…90			3,18	1,55		-2,75	246	
Риба морожена в блоках із підпресовкою (в картонній тарі, у мішках і корзинах)	-25…-18	70…100	1…2	4…6	2,85…3,35	1,59…1,80	60…70			1,8…2,2 (3,0…3,5)
Риба солона в бочках	-6…-1	70…100	Не треба							
Фрукти в ящиках	+2…+4	70…85	2…4	30…40	3,35…3,98		75…90			2,2…2,8
Яйця в ящиках	-1…+1	70…80	2…4	6…8	3,56*	1,88*	70	-0,25		3,0…3,5

Примітки:

* – дані взято з [6];

** – дані взято із: Закшевский Б., Филин С.О. Опыт эксплуатации оборудования судов для перевозки бананов// Холодильный бизнес. – 2000. – №4. – С.30-33.

Додаток 3. Приблизні нормативні значення q_F, k та товщин ізоляційних шарів [10]

Приміщення	Питомий тепловий потік q_F, Вт/м^2	Коефіцієнт теплопередачі k, Вт/(м^2·К)	Товщина основної ізоляції, яка закриває обшивку корпусу між елементами набору, m, мм	Товщина ізоляції під поличкою набору l, мм	Товщина ізоляції під поличкою набору в обхідних конструкціях, n, мм	Товщина ізоляції, яка закриває стінку набору в обхідних конструкціях, p, мм	Товщина ізоляції рибанда m_p, мм	Товщина ізоляції пілерсу або його рибандів $m_{піл}$, мм
Рефрижераторне:								
зовнішнє розташування огородження	12…23	0,29…0,70	200…300	50…75	50	-	-	50…125
проміжне розташування огородження	12…23	0,64…0,93	100…250	50…75	50	-	100…200	50…125
Житлове:								
зовнішнє розташування огородження	12…35	0,7…1,0	50	25…35	15…25	35…50	-	15…30
проміжне розташування огородження	12…35	1,4…29,0	50	25…25	15…25	35…50	25…50	15…30

Примітка: величина $m_{піл} = (0{,}33…0{,}50) \cdot m$.

Додаток 4. Умови роботи холодильних машин на суднах

№ групи	Споживачі холоду	Температура повітря в трюмі чи споживача, °С	Необхідна температура кипіння, °С	Тип холодильної машини	Система охолодження	Холодоагент
I	Установки та апарати для заморожування риби (повітряні, плиточні)	-35	Від -40 до -45	Двоступінчаста	Безпосередня	*R*22
II	Трюми для зберігання:					
	мороженої рибної продукції	Від -25 до -30	Від -35 до -40	Одноступінчаста	Безпосередня, розсільна	*R*22
	м'яса	Від -9 до -18	Від -19 до -28	Те ж саме	Те ж саме	*R*22
	слабосолоної риби	Від -4 до -8	Від -6 до -18	» »	» »	*R*22
	апельсинів	Від +1 до +4	Від -6 до -8	» »	» »	*R*22
	бананів	+12	Від +2 до +4	» »	» »	*R*22
III	Льодогенератори (для приготування лускатого льоду)	Від -23 до -25	Від -28 до -32	» »	Безпосередня	*R*22
IV	Технологічні споживачі	Від 0 до -5	Від -5 до -10	» »	Розсільна	*R*12
V	Системи технічного та комфортного кондиціонування повітря	—	Від 0 і вище	» »	Безпосередня	*R*22
VI	Провізійні камери для зберігання:					
	м'яса, риби	Від -8 до -15*	Від -18 до -20	» »	Те ж саме	*R*12
	овочів, фруктів	Від +2 до +4	Від -6 до -8	» »	» »	*R*12
	масла та жирів	Від -2 до -6	Від -12 до -16	» »	» »	*R*12

* Температуру повітря вибирають у залежності від тривалості зберігання провізії

Додаток 5. Основні параметри уніфікованих одноступінчастих поршневих холодильних компресорів нової градації згідно ОСТ 26.03.943-77 (бази I та II) та ГОСТ 6492-81 (бази III та IV) [14]

База	Тип	Розташування циліндрів	Конструктивні параметри бази				Основні параметри							Основні дані компресорів, які працюють на									
														R22, t_0=-15 °C		R12, t_0=-15 °C		R22, t_0=5 °C		R502, t_0=-35 °C		R717, t_0=-15 °C	
			Діаметр циліндра, мм	Хід поршня, мм	Частота обертання, $с^{-1}$	Кінцева різниця тиску, МПа	Марка	Кількість циліндрів	Об'єм, який описують поршні, $V_т \bullet 10^2$, $м^3/с$	Довжина, мм	Ширина, мм	Висота, мм	Маса, кг	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
I	Герметичний (ПГ)	Горизонтальне																					
			42	32	48	2,06	ПГ5	2	0,411	380	365	480	58	5,8	2,6	3,7	1,77	12,8	4	4,2	3,4		
			42	32	48	2,06	ПГ7	3	0,616	460	450	480	69	8,7	3,9	5,5	2,65	19,2	6	6,3	5,1		
			42	32	48	2,06	ПГ10	4	0,822	425	420	532	76	11,6	5,2	7,4	3,54	25,6	8	8,4	6,8		
II	Безсальниковий (ПБ), Сальниковий (П)	Вертикальне																					
			67,5	45	24	2,06	ПБ5	1	0,385	470	330	450	80	6,5	2,5	4,3	1,7	13	3,3	4,8	3,1		
			67,5	65	24	2,06	ПБ7	1	0,555	485	350	460	85	9,5	3,5	6,2	2,5	18,5	4,8	7	4,5		
			67,5	45	24	2,06	ПБ10	2	0,77	630	360	470	130	13	5	8,6	3,4	26	6,6	9,6	6,2		
			67,5	65	24	2,06	ПБ14	2	1,11	630	380	480	150	19	6,9	12,5	4,9	37,5	9,5	14	9		
			67,5	65	24	2,06	П14	2	1,11	580	380	480	112	20,5	6,7	13,5	4,75	40,5	9,2	15	8,6		
		V-образне	67,5	45	24	2,06	ПБ20	4	1,54	680	550	485	223	26	10	17,3	6,8	52	13,2	19,2	12,5		
			67,5	45	24	2,06	П20	4	1,54	610	550	485	180	28,4	9,1	18,6	6,6	56	12,75	21	12		
			67,5	65	24	2,06	ПБ28	4	2,22	700	565	485	240	38	13,85	25	9,8	75	19	28	18		
			67,5	65	24	2,06	П28	4	2,22	610	565	485	190	41	13,3	27	9,5	81	18,4	30	17		

Продовження Додатка 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
III	Без-сальни-ковий (ПБ), Саль-никовий (П)	V-образне																					
			76	66	24	1,67	ПБ40	4	2,89	1020	620	580	365	42,5	14	27,6	9,5	100	23,5	31,4	18,2		
			76	66	24	1,67	П40	4	2,89	850	620	580	280	44,2	13	28,8	8,8	105	21,7	32,6	16,9	45,7	12,8
		W-образне	76	66	24	1,67	ПБ60	6	4,33	1090	700	685	420	63,7	21	41,4	14,3	150	35	47,1	27,3		
			76	66	24	1,67	П60	6	4,33	885	700	685	330	66,3	19,5	43	13,3	157	32,5	48,9	25,4	68,1	19,2
		VV-образне	76	66	24	1,67	ПБ80	8	5,78	1120	755	650	480	85	28	55,2	19	200	47	62,8	36,4		
			76	66	24	1,67	П80	8	5,78	930	755	650	375	88,4	26	57,6	17,6	210	43,4	65,2	33,8	91,8	25,5
IV		V-образне																					
			115	82	24	1,67	ПБ110	4	8,35	1300	900	800	1000	128	41,5	83	28,2	268	63,5	94	54		
			115	82	24	1,67	П110	4	8,35	950	900	800	770	134	39	87	26,6	280	60	100	51	138	39
		VV-образне	115	82	24	1,67	ПБ220	8	16,7	1460	1140	890	1220	256	83	166	56,4	536	127	188	108		
			115	82	24	1,67	П220	8	16,7	1110	1140	890	1000	268	78	174	53,2	560	120	200	102	276	78

Холодопродуктивність та споживаєма потужність наведені при вказаних t_0 та $t_к$=30 °С, $t_{вс}$=20 °С, $t_з$=25 °С (для *R*717 $t_{вс}$=-10 °С; для *R*22 при t_0=5 °С температура конденсації

Додаток 6. Основні характеристики одноступінчастих поршневих холодильних компресорів, які випускаються в Україні

Марка компресора	Основні параметри								Характеристики при роботі на								Примітки
									*R*12, t_0=-15 °С і $t_к$=30 °С		*R*22, t_0=-15 °С і $t_к$=30 °С		*R*142, t_0=5 °С і $t_к$=60 °С		*R*22, t_0=5 °С і $t_к$=40 °С		
	Розташування циліндрів	Кількість циліндрів	Діаметр циліндру, мм	Хід поршня, мм	Частота обертання валу, $с^{-1}$	Об'єм, який описується поршнями, $V_т \cdot 10^2$, $м^3/с$	Габаритні розміри, мм	Маса, кг	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	
Герметичні компресори																	
ХГВ-2,2	---	1	36	19	50		246х246х345	27							2,56	0,77	
ХГВ-4,5	Кутове під 90°	2	36	19	50		246х246х370	32							5,24	1,5	
ХГВ-9,0	Дворядне під кутом 90°	4	36	19	50		246х246х460	43							10,48	2,9	
ХГВ-14,0	Однорядне	2	50	30	50		296х296х480	56							16,3	4,7	
ХГВ-28,0	Дворядне під кутом 90°	4	50	30	50		326х326х545	75							32,6	9,3	
КХГВ-14,0		2	50	24	66,7										16,8		Працює від мережі з f=400 Гц
Сальникові компресори																	
1П10-2-02	Вертикальне	2	67,5	50	24	0,861	368х324х390	47			12,5	4,22	6,8	2,73			
1П20-2-02	V-образне	4	67,5	50	24	1,72	484х530х426	90			25	8,5	13,8	5,46			

Продовження Додатку 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Безсальникові компресори																	
1ПБ7	Вертика-	2	67,5	50	16	0,572	595x370x455	130	5,06	2,02	8,02	3,2	4,24	2,0			
1ПБ10	льне	2	67,5	50	24	0,861	595x370x455	130	7,56	3,0	11,98	4,8	6,4	3,0			
4ПБ14	V-образне	4	67,5	50	16	1,15	710x540x510	220	10,17	4,07	16,04	6,4	8,48	4,0			
4ПБ20		4	67,5	50	24	1,722	710x540x510	220	15,12	6,0	24	9,6	12,8	6,0			
5ПБ7-2-024	Вертика-	2	67,5	50	16,7	0,572	615x370x455	135	5,43	2,17	8,6	3,07	4,5	2,0			
5ПБ10-2-024	льне	2	67,5	50	25,0	0,861	615x370x455	138	8,46	3,37	13,4	4,8	7,16	3,11			
5ПБ14-2-024	V-образне	4	67,5	50	16,7	1,15	680x540x510	215	10,6	4,24	16,8	5,8	9,31	3,93			
5ПБ20-2-024		4	67,5	50	25	1,72	680x540x510	220	15,4	6,14	24,4	8,8	13,7	5,8			
5ПБ36-2-024	VV-	8	67,5	50	16,7	2,289	925x630x527	367	22,8	9,12	36,2	11,3	18,4	7,0			
5ПБ50-2-024	образне	8	67,5	50	25	3,444	925x630x527	375	31,5	12,5	50	15,6	26,9	9,8			

Компресори працюють також на *R*502.

Додаток 7. Характеристики деяких одноступінчастих поршневих холодильних компресорів, які знаходяться в експлуатації

Марка компресора	Основні параметри								Характеристики при роботі на							
									*R*12		*R*22				*R*717	
									t_0=-15 °C, $t_к$=30 °C		t_0=-15 °C, $t_к$=30 °C		t_0=+5 °C, $t_к$=40 °C		t_0=-15 °C, $t_к$=30 °C	
	Розташування циліндрів	Кількість циліндрів	Діаметр циліндра, мм	Хід поршня, мм	Частота обертання вала, $с^{-1}$	Об'єм, який описують поршні, $V_т \cdot 10^2$, $м^3/с$	Габаритні розміри, мм	Маса, кг	Холодопро-дуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопро-дуктивність Q_0, кВт	Потужність, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт	Холодопродуктивність Q_0, кВт	Потужність N, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ФГ-0,7		2	36	18	24	0,088			0,81	0,35						
ФГ-1,1		2	36	27	24	0,115			1,28	0,55						
ФГ-1,8		2	50	24	24	0,226			2,09	0,9						
ФГ-2,8	Горизонтальне під кутом 90°	2	50	35	24	0,330	400x390x410	60	3,25	1,4						
ФГ-5,6	Горизонтальне рядне, кутове	4	50	40	24	0,76	420x420x520	90	6,3	2,6						
ФГП-2,2	Горизонтальне	1	42	26	24	0,082	248x248x273	27					2,64	0,8		
ФГП-4,5	Горизонтальне опозитне	2	42	26	24	0,168	278x278x308	32					5,07	1,45		

Продовження Додатка 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ФГП-9	Горизонталь-не хресто-образне	4	42	26	24	0,336	298x298x360	50					9,88	2,74		
ФГП-14	Горизонта-льне під кутом 90°	4	50	30	24	0,551	318x318x398	62					16,4	4,76		
ФВ-6	Вертикальне	2	67,5	50	24	0,861	368x324x292	50	6,96	2,5	11,0	4,2				
ФУ-12	V-образне	4	67,5	50	16/24	1,15/ 1,72	474x545x430	90	10,9/14	3,5/5	16,3/22,1	5,6/8				
ФУ-40		4	101, 6	70	16/24	3,63/ 5,45	660x625x710	280	36,1/50,1	11,5/17,5						
2ФВБС4	Вертикальне	2	67,5	50	16	0,572	575x370x440	130	5,22	2,2						
2ФВБС6		2	67,5	50	24	0,861	575x370x440	130	7,19	3,0						
2ФУБС9	V-образне	4	67,5	50	16	1,15	710x540x510	220	10,7	4,15	17,48	6,4				
2ФУБС12		4	67,5	50	24	1,722	710x540x510	220	14,5	6,1	22,10	9,5				
2ФУУБС 18	VV-образне	8	67,5	50	16	2,289	860x610x555	348	20,9	9						
2ФУУБС 25		8	67,5	50	24	3,445	860x610x555	353	29	13						
ФУБС15*	V-образне	4	76	40	11,7/ 15,8/ 23,5	0,84/ 1,153/ 1,708	525x935x560	305	16,24	3/3,6/5,5						
АУ-45		4	82	70	16	2,361	660x625x740	260	22,1	7,6	36,1	10,6			37	10,6
22ФУ-45		4	82	70	24	3,661	660x625x740	260	33,7	11,8	53,6	16,0			55,8	16,0
АУУ-90	VV-образне	8	82	70	16	4,722	1100x910x820	420	44,3	15,2	72,2	21,2			74,5	21,2
22ФУУ-90		8	82	70	24	7,1	1100x910x820	420	67,5	23,6	107,1	32			112	32

* – Тришвидкісний електродвигунАПВ2-70-8/6/4

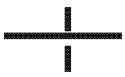
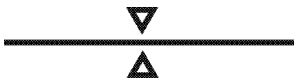
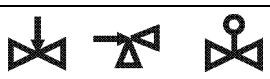
Додаток 8. Характеристики оребрених труб [18]

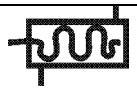
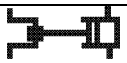
Зовнішній діаметр оребрених труб, мм	Шаг оребрення, мм	Ширина та товщина стрічки, мм	Кількість ребер на 1 м	Довжина стрічки на 1 м, м	Поверхня 1 м оребреної труби, $м^2$	Маса 1 м, кг			Ємність 1 м труби, л
						гладкої труби	стрічки 1 м оребрення	усього	
57	35,7	46×1	28	10,9	1,12	4,62	3,94	8,60	1,96
38	35,7	46×1	28	9,5	0,80	1,98	3,43	5,41	0,88
32	35,7	46×1	28	8,2	0,60	1,65	2,58	4,23	0,59
57	30	30×1	33	12,2	0,70	4,60	2,90	7,50	1,96
38	30	30×1	33	10,1	0,54	1,98	2,39	4,37	0,88
38	20	30×1	50	15,4	0,76	1,98	3,62	5,60	0,88
32	20	30×1	50	14,5	0,69	1,65	3,40	5,05	0,59

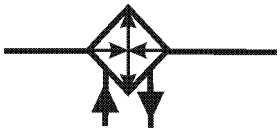
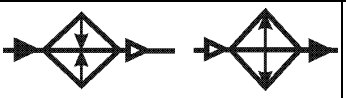
Додаток 9. Основні показники, що характеризують процеси теплообміну в апаратах парокомпресорних холодильних машин [1]

Апарат	Густина теплового потоку, віднесена до оребреної поверхні трубок, q_F, $кВт/м^2$	Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до оребреної поверхні трубок, k, $кВт/(м^2 \cdot К)$	Середній логарифмічний температурний напір θ, К	Швидкість рідини усередені трубок, $W_{вн}$, м/с	Швидкість середовища між трубками $W_{зовн}$, м/с	Коефіцієнт оребрення $\beta = F_{ср}/F_{зовн}$
Конденсатори кожухотрубні та кожухозмійовикові хладонові з ребристими накатними трубками	3,5…5,6	0,6…1,1	4…6	0,5…2,5	Немає даних	2,9…4,0
Випарники кожухотрубні хладонові, затоплені з ребристими (накатними) трубками	1,0…2,5	0,2…0,4	4…6	0,7…2,5	Те ж саме	2,8…4,0
Випарники кожухотрубні та кожухозмійовикові хладонові з кипінням у трубках із внутрішнім оребренням	1,0…5,0	0,3…0,7	8…10	Немає даних	0,2…0,7	Немає даних
Повітроохолоджувачі безпосереднього охолодження з ребристими трубками трюмів та провізійних камер	0,12…0,40	0,015…	7…12	0,1…1,3	2…8	6…24
Батареї безпосереднього охолодження та розсільні ребристі	0,023… 0,09	0,037	7…15	0,1…1,0	Немає даних	8…19
Теплообмінники регенеративні кожухозмійовикові хладонові гладкотрубні	2,5…6,0	0,0035… 0,008 0,12…0,18	20…30	0,8…1,2	6	-

Додаток 10 – Умовні зображення основних елементів схем холодильних установок [11]

Умовні зображення	Елементи схеми
Трубопроводи	
1	Водяний трубопровід
1оз	Трубопровід охолодження забортною водою
1оп	Трубопровід охолодження прісною водою
2	Паровий трубопровід
3	Повітряний трубопровід
11	Аміачний трубопровід
14	Мастильний трубопровід
18	Хладоновий трубопровід
32Х	Трубопровід холодоагенту
32ХН	Трубопровід холодоносія
	З'єднання трубопроводів
	Перехрестя трубопроводів (без з'єднання)
	Ізольовані ділянки трубопроводів
	Фланцеве та штуцерне з'єднання трубопроводів
	Розгалуження, колектор
	Сифони різні (гідрозатвори)
	Злив рідини та випуск газу із системи
	Шайба дросельна, звужуючий витратомірний пристрій
	Клапани запірні: прохідний, кутовий та триходовий
	Клапани регулювальні: прохідний, кутовий та прохідний з дистанційним керуванням

Умовні зображення	Елементи схеми
Арматура трубопроводів	
	Клапани запобіжні: прохідний, кутовий та сигнальний
	Клапани зворотні (неповоротні): прохідний та кутовий (рух робочого середовища від білого до чорного)
	Клапан дросельний
	Клапан редукційний (вершина трикутника у бік високого тиску)
	Засувка
	Манометри: загальне позначення, пружинний, вакуумметр, мановакуумметр, U-образний
	Термометр рідинний
Компресори та насоси	
	Насос із постійним напрямом потоку та постійною подачею
	Насос із реверсивним потоком і постійною подачею
	Компресор та вакуум-насос
	Насос шестеренчастий
	Насос (компресор) гвинтовий
	Насос (компресор) кривошипно-поршневий
	Насос (компресор) лопатевий відцентровий
	Насос водоструйний та пароструйний
	Насос (компресор) ротаційний лопатевий
	Вентилятор відцентровий

Умовні зображення	Елементи схеми
	Вентилятор осьовий
	Двигун приводний
	З'єднання двох валів: глухе та із запобіганням від перевантаження
Апарати та посудини	
	Баки під атмосферним тиском, із тиском внутрішнім, вище та нижче атмосферного
	Акумулятори: пневматичний та гідравлічний (ресивер, балон)
	Фільтр для рідини або повітря
	Волого- або мастиловіддільники з ручним та автоматичним спусканням конденсату або мастила
	Осушувач робочого тіла хімічним способом
	Нагрівач та охолоджувач рідини або газу
	Охолоджувач і нагрівач (зовні ромбу зображається трубопровід охолоджуючого або нагріваючого середовища)
	Випарник і конденсатор
	Форсунка

ЗМІСТ

Скорочення..... 3

Умовні позначення..... 4

1. Вихідні дані для виконання контрольної роботи..... 6

2. Вибір та обґрунтування зовнішніх і внутрішніх параметрів суднової холодильної установки..... 6

3. Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджуються, та визначення потрібної холодопродуктивності установки..... 7

3.1. Приміщення, що охолоджуються, та їхня ізоляція..... 8

3.2. Розрахунок теплової ізоляції..... 14

3.3. Розрахунок теплоприпливів через ізольовані огородження..... 19

3.4. Тепловий потік, який відводиться від вантажів і продуктів, що обробляються..... 21

3.5. Тепловий потік, що вноситься зовнішнім повітрям при вентиляції..... 24

3.6. Експлуатаційні теплоприпливи, що враховуються розрахунком..... 25

3.7. Інші (невраховані) втрати холоду..... 28

4. Вибір і обґрунтування системи охолодження, типу холодильної машини, розрахунок циклу і підбір холодильного компресора..... 30

4.1 . Вибір системи охолодження..... 30

4.2 . Вибір типу та схеми холодильної машини, її робочий цикл..... 34

4.3 . Побудова циклу ПКХМ в ***I***-*lg**P***–діаграмі і його розрахунок..... 38

4.4 . Підбір холодильного компресора..... 41

5. Визначення теплового навантаження і підбір основних теплообмінних апаратів суднової холодильної установки..... 47

5.1. Конденсатори..... 48

5.2. Розсільні випарники..... 49

5.3. Повітроохолоджувачі...…….……. 52
5.4. Охолоджуючі прилади батарейного типу…..……..……..... 55
6. Автоматизація суднової холодильної установки...…….... 58
6.1 . Схеми і способи регулювання температури в приміщеннях…. 59
6.2 . Типові схеми автоматизації…….....……..……..….. 63
Список літератури…….……... 69
Додатки…….....……..... 71

План по УДМТУ, 2003

АНДРЕЄВ Андрій Адольфович, ЄСІН Ігор Петрович,
ЗАХАРОВ Юрій Васильович, МОРЯ Анатолій Олексійович,
РАДЧЕНКО Микола Іванович

РОЗРАХУНОК СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Методичні вказівки/ За редакцією доктора технічних наук, професора Ю.В.Захарова

Редактор Т.І.Нікуліна
Комп'ютерна правка і верстка Т.М.Чередніченко
Коректор Н.О.Шайкіна

Підписано до друку 21.02.2003. Формат 60×84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 0,9. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 200 прим. Вид № 1.
Зам. № 54.
Ціна договірна.

Видавництво УДМТУ. 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5