

ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

У даному розділі студент повинен навести всі дані, що вибрані ним із табл. 4 та 5 методичних вказівок [1, с. 15, 16] відповідно до свого варіанту. Вихідними даними є:

- район плавання судна;
- розміри (довжина L , ширина B і висота H), м, приміщення, що охолоджується;
- з чим межують огороження приміщення, що охолоджується;
- експлуатаційна швидкість судна w , м/с;
- перевізний вантаж, що швидко псується;
- холодоагент;
- система охолодження.

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ЗОВНІШНІХ І ВНУТРІШНІХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

У залежності від району плавання судна відповідно до додатку 1 вибираються параметри навколишнього середовища (температура $t_{зп}$ і відносна вологість $\phi_{зп}$ зовнішнього повітря, температура заборотної води $t_{зв}$). Відповідно до роду перевізного вантажу (додаток 4), що швидко псується, приймаються оптимальні умови його перевезення (питомий навантажувальний об'єм $g_{пит}$, температура зберігання $t_{п}$, відносна вологість повітря в камері зберігання $\phi_{п}$, число обмінів свіжого повітря на добу $n_{доб}$).

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ У ПРИМІЩЕННЯ, ЩО ОХОЛОДЖУЄТЬСЯ, ТА ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Загальний тепловий потік у приміщення, що охолоджується, приймають рівним максимальній сумі теплових потоків: зовнішніх теплоприпливів (через ізоляційні конструкції огорожень та від сонячної радіації), експлуатаційних теплоприпливів (внаслідок вентиляції приміщення, від працюючих механізмів і освітлювальних приладів, від працюючих людей та при відкриванні дверей) і технологічних теплоприпливів (при термообробці вантажу, що швидко псується; при охолодженні тари; при “диханні” продуктів рослинного походження).

Теплоприпливи через ізоляційні конструкції огорожень $Q_{ог}$ визначаються за рівнянням, Вт,

$$Q_{ог} = k \cdot F \cdot (t_{зов} - t_{п}),$$

де k – коефіцієнт теплопередачі ізоляційної конструкції, Вт/(м²·К);
 F – площа огороження, м²;
 $t_{зов}$ – температура за огороженням, °С;
 $t_{п}$ – температура у приміщенні, що охолоджується, °С.

Коефіцієнт теплопередачі k може бути прийнятий для суднових ізоляційних конструкцій, розташованих у приміщеннях із плюсовими та близькими до нуля температурами, $k = 0,45 \dots 0,70$ Вт/(м²·К), а для конструкцій, розташованих у приміщеннях з низькою температурою, $-k = 0,35 \dots 0,40$ Вт/(м²·К) [4, с. 249] чи розрахований при різниці температур зовні й усередині приміщення у діапазоні $(t_{зов} - t_{п}) = 20 \dots 60$ °С за формулою [6, с. 99], Вт/(м²·К),

$$k = 3,836 / (t_{зов} - t_{п})^{0,578}.$$

Температура за огороженням залежить від розташування приміщення, що охолоджується. Температуру повітря в приміщеннях, що не охолоджуються, приймають рівній температурі зовнішнього повітря, а в робочій зоні машинно-котельного відділення (МКВ) – +45 °С [4, с. 249].

Тепловий потік від сонячної радіації $Q_{рад}$, що надходить у приміщення через зовнішні поверхні судна, визначається з виразу, Вт,

$$Q_{рад} = (k / \alpha_{зов}) \cdot q_{рад} \cdot \epsilon_{рад} \cdot F,$$

де $\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до огороження, Вт/(м²·К), який залежить від швидкості руху повітря щодо судна; ця швидкість приймається рівною експлуатаційній швидкості судна w .

При $w \leq 5$ м/с

$$\alpha_{зов} = 6,16 + 4,19 \cdot w;$$

при $w > 5$ м/с

$$\alpha_{зов} = 7,53 \cdot w^{0,78} \text{ [6, с. 119].}$$

Інтенсивність сонячної радіації $q_{рад}$, Вт/м², що залежить від району плавання судна і розташування поверхні, та коефіцієнт поглинання со-

Таблиця 1

Приклад табличного оформлення розрахунків теплопривливів через огороження та від сонячної радіації

Огородження приміщення	$F, \text{ м}^2$	$k, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	З чим межує огороження	$t_{\text{зовн}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{\text{ог}}, \text{ Вт}$	$\alpha_{\text{зовн}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$q_{\text{рад}}, \text{ Вт/м}^2$	$\epsilon_{\text{рад}}$	$Q_{\text{рад}}, \text{ Вт}$
1. Носова перебірка									
2. Кормова перебірка									
3. Перебірка правого борту									
4. Перебірка лівого борту									
5. Підволока									
6. Палуба									
Разом	—	—	—	—		—	—	—	

Розрахунок холодопродуктивності $Q_{\text{вент}}$, необхідної для охолодження та осушення зовнішнього повітря, що потрапляє у приміщення при вентиляції, здійснюють за формулою, Вт,

$$Q_{\text{вент}} = V_{\text{п}} \cdot n_{\text{доб}} \cdot \rho_{\text{зп}} \cdot (H_{\text{зп}} - H_{\text{п}}) / (24 \cdot 3,6),$$

де $V_{\text{п}}$ – об'єм приміщення, що охолоджується, м^3 ,

$$V_{\text{п}} = L \cdot B \cdot H;$$

$n_{\text{доб}}$ – число обмінів свіжого повітря на добу;

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

$H_{\text{зп}}$ і $H_{\text{п}}$ – ентальпії вологого повітря (зовнішнього та у приміщенні відповідно), кДж/кг .

Значення $\rho_{\text{зп}}$, $H_{\text{зп}}$ і $H_{\text{п}}$ визначають за d - H -діаграмою вологого повітря в залежності від температури і відносної вологості зовнішнього повітря і повітря у приміщенні.

Тепловий потік від приладів освітлення $Q_{\text{осв}}$, Вт,

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F,$$

де $q_{\text{осв}}$ – питомий тепловий потік від світильників, що припадає на 1 м^2 площі підлоги; згідно з [4, с. 251] $q_{\text{осв}} = 4,5 \text{ Вт/м}^2$;
 F – площа підлоги приміщення, що охолоджується, м^2 .

Теплоприпливи від перебування людей $Q_{\text{люд}}$ у приміщенні, що охолоджується, Вт,

$$Q_{\text{люд}} = q_{\text{люд}} \cdot m,$$

де $q_{\text{люд}}$ – тепловий потік від однієї людини; при середній інтенсивності роботи $q_{\text{люд}} = 350 \text{ Вт/людина}$ [4, с. 251];
 m – кількість чоловік, що одночасно працюють у приміщенні, яке охолоджується (як правило, не більше двох чоловіків).

Тепловий потік від відкриття дверей у суміжні приміщення з більш високою температурою $Q_{\text{вд}}$, Вт,

$$Q_{\text{вд}} = q_{\text{вд}} \cdot F,$$

де $q_{\text{вд}}$ – питомі теплоприпливи від відкриття дверей, віднесені до 1 м^2 площі F палуби приміщення.

$$\begin{aligned} \text{При } F < 50 \text{ м}^2: & \quad q_{\text{вд}} = 11 \dots 16 \text{ Вт/м}^2; \\ 50 \leq F < 150 \text{ м}^2: & \quad q_{\text{вд}} = 6,0 \dots 7,5 \text{ Вт/м}^2; \\ F \geq 150 \text{ м}^2: & \quad q_{\text{вд}} = 4 \dots 6 \text{ Вт/м}^2 \text{ [6, с. 122].} \end{aligned}$$

Тепловий потік від продуктів при їхній термічній обробці охолодженням $Q_{\text{обр}}$, Вт,

$$Q_{\text{обр}} = (M_{\text{вант}} - M_{\text{т}}) \cdot (H_{\text{пр.п}} - H_{\text{пр.к}}) / (3,6 \cdot \tau),$$

де $M_{\text{вант}}$ – маса вантажу, що піддається термообробці, кг,

$$M_{\text{вант}} = 1000 \cdot V_{\text{п}} / g_{\text{пит}};$$

$V_{\text{п}}$ – об'єм приміщення, м^3 ;

$g_{\text{пит}}$ – питомий навантажувальний об'єм, $\text{м}^3/\text{т}$;

$M_{\text{т}}$ – маса тари, кг;

$H_{\text{пр.п}}$ і $H_{\text{пр.к}}$ – ентальпії продуктів на початку і в кінці процесу термообробки, кДж/кг;

τ – час термообробки вантажу; приймається рівним 18...20 годин.

Маса картонної тари складає 10 % маси вантажу, дерев'яної (ящики для фруктів) – 20 %, металевої – 10...20 %, скляної – 100 % [6, с. 132].

Значення ентальпій продуктів, що охолоджуються, в залежності від температури вибираються з додатку 5. При цьому початкова температура продуктів, які завантажуються у приміщення, що охолоджується, не повинна перевищувати температуру зберігання більш ніж на 2...4 °С [2, с. 177].

Більшість продуктів надходить у приміщення, що охолоджується, і зберігається в тарі, тому необхідно враховувати теплоприпливи при охолодженні тари Q_T , Вт,

$$Q_T = M_T \cdot C_T \cdot (t_{T.п} - t_{T.к}) / (3,6 \cdot \tau),$$

де C_T – теплоємність тари, кДж/(кг·К);
 $t_{T.п}$ і $t_{T.к}$ – початкова і кінцева температура тари, °С.

Теплоємність тари приймають за матеріалом, з якого вона виготовлена: картонна тара – 1,46 кДж/(кг·К); дерев'яна – 2,50 кДж/(кг·К); металева – 0,46 кДж/(кг·К); скляна – 0,835 кДж/(кг·К) [6, с. 132].

Фрукти, ягоди та овочі при зберіганні виділяють теплоту і вуглекислий газ. Тому для них необхідно визначати теплоту “дихання” $Q_{дих}$, Вт,

$$Q_{дих} = (M_{вант} - M_T) \cdot q_{дих} / 1000,$$

де $q_{дих}$ – питома кількість теплоти, що виділяється рослинними продуктами при “диханні”, Вт/т (додаток 6).

Тепловий потік від працюючих механізмів (електродвигунів і вентиляторів) $Q_{мех}$ знаходять за формулою, Вт,

$$Q_{мех} = \sum N_{ел},$$

де $\sum N_{ел}$ – сума потужностей встановлених електродвигунів, Вт. Вона приймається за прототипом і має уточнюватися після вибору механізмів. У першому наближенні

$$Q_{мех} = \frac{K_{мех}}{100 - K_{мех}} \cdot (Q_{ог} + Q_{рад} + Q_{вент} + Q_{осв} + Q_{люд} + Q_{вд} + Q_{обр} + Q_T + Q_{дих}),$$

де $K_{мех}$ – процентна частка теплоприпливів від працюючих механізмів у загальному тепловому навантаженні холодильної установки. Від розсі-

льних насосів ця частка складає 8...15 %, а від вентиляторів систем повітряного охолодження – 10...20 % [6, с. 121].

Загальний теплопривив визначається як сума всіх складових теплових потоків, Вт,

$$Q_{\Sigma} = Q_{ог} + Q_{рад} + Q_{вент} + Q_{мех} + Q_{осв} + Q_{люд} + Q_{вд} + Q_{обр} + Q_{г} + Q_{дих}.$$

Робоча холодопродуктивність СХУ Q_0 , кВт,

$$Q_0 = K_{зап} \cdot Q_{\Sigma} / 1000,$$

де $K_{зап}$ – коефіцієнт запасу холодопродуктивності, що враховує теплопрививи, які важко розрахувати (через ізоляцію випарників, трубопроводів холодоагенту і розсолу, через нещільності в дверях та люках тощо). Для систем безпосереднього охолодження він приймається рівним 1,04...1,12, а для систем охолодження з проміжним холодоносієм (розсільних) і повітряних – $K_{зап} = 1,06...1,15$ [6, с. 134].

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ, ЇЇ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ; ПОБУДОВА ТЕОРЕТИЧНОГО ЦИКЛУ ПАРОКОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ У H - lgP -ДІАГРАМІ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТУ; РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ЦИКЛУ

При виборі схеми холодильної машини варто виходити з наступних рекомендацій:

– при температурах у приміщенні, що охолоджується, вищих за $t_{п} = -30$ °С, застосовуються одноступінчаті цикли ПКХМ, а при нижчих – двоступінчаті цикли чи одноступінчаті цикли з гвинтовим маслотилозаповненим компресором і проміжним підсмоктуванням пари [6, с. 143];

– схеми ПКХМ без регенерації теплоти (рис. 1, а) застосовують, якщо використовується холодильний агент $R717$ (аміак), із регенерацією (рис. 1, б) – хладон $R12$; для хладона $R22$ регенерація в циклі можлива;

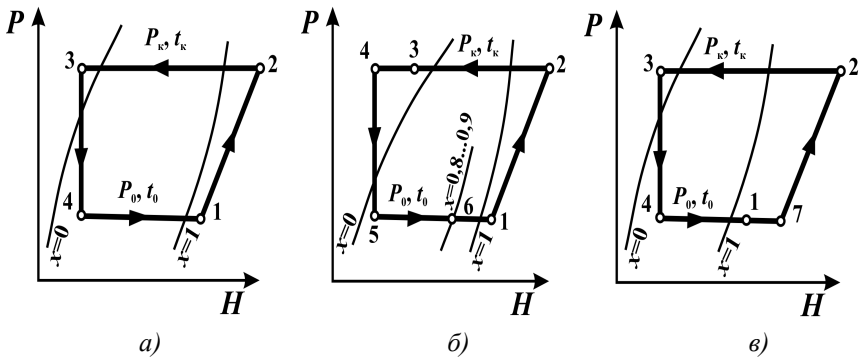


Рис. 1. Цикли парокompресорних холодильних машин:

- а) цикл без регенерації теплоти; б) цикл із регенерацією теплоти; в) цикл із підігрівом пари в електродвигуні герметичного чи безсальникового компресора

– ґрунтуючись на отриманій у розрахунках робочій холодопродуктивності СХУ, заданому холодильному агенті та паспортних значеннях номінальної холодопродуктивності поршневіх холодильних компресорів (додатки 7 та 8), приймають тип компресора: герметичний (позначається буквами ФГВ і ПГ), безсальниковий (ПБ) чи сальниковий (П).

Температуру конденсації холодоагенту t_k вибирають у залежності від температури забортної води $t_{зв}$, °С:

$$t_k = t_{зв} + (6 \dots 12) \text{ } ^\circ\text{C} \quad [3, \text{ с. 419}].$$

Температура переохолодженого холодоагенту t_3 на виході з конденсатора, °С,

$$t_3 = t_{зв} + (3 \dots 4) \text{ } ^\circ\text{C} \quad [6, \text{ с. 143}].$$

Температура кипіння t_0 холодильного агента залежить від температури повітря, що підтримується у приміщенні, та від заданої системи охолодження.

Для безпосередньої системи охолодження, тобто коли холодильний агент кипить у приладі охолодження, що встановлений безпосередньо у трюмі чи провізійній камері, температура кипіння дорівнює, °С:

для батарейної хладонової системи

$$t_0 = t_{\text{п}} - (12 \dots 16) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ [6, с. 170];}$$

для повітряної системи

$$t_0 = t_{\text{п}} - (5 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ [6, с. 59].}$$

Якщо використовується розсільна (із проміжним холодоносієм) система охолодження, то спочатку визначають середню температуру розсолу t_p у приладі охолодження, $^\circ\text{C}$:

для батарейної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (8 \dots 12) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ [6, с. 170];}$$

для повітряної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (5 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ [6, с. 59];}$$

для панельної системи

$$t_p = t_{\text{п}} - (2 \dots 6) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ [6, с. 48].}$$

Далі, задаючись значенням підігріву Δt_p розсолу в приладі охолодження $\Delta t_p \approx 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ [6, с. 44], розраховують температури розсолу на вході та виході з приладу охолодження, $^\circ\text{C}$:

$$t_{p1} = t_p - \Delta t_p / 2;$$

$$t_{p2} = t_{p1} + \Delta t_p.$$

Остаточно температуру кипіння холодоагенту у випарнику знаходять як [3, с. 457], $^\circ\text{C}$,

$$t_0 = t_{p1} - (3 \dots 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура пари на всмоктуванні в компресор t_1 визначається [3, с. 420], $^\circ\text{C}$:

у нерегенеративних циклах ПКХМ

$$t_1 = t_0 + (5 \dots 7) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ – для аміачних машин;}$$

$$t_1 = t_0 + (10 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C} \text{ – для хладонових машин;}$$

у регенеративних циклах ПКХМ

$$t_1 = t_0 + (10 \dots 30) \text{ } ^\circ\text{C}$$

(при цьому для низьких t_0 приймають більші значення перегріву пари на усмоктуванні в компресор).

У герметичних і безсальникових компресорах вбудований електро-двигун і блок циліндрів охолоджуються парами холодоагенту, що при цьому підігриваються до попадання їх у клапанну коробку (лінія 1–7 на рис. 1, в). Температуру початку процесу стискання в компресорі t_7 у першому наближенні приймають [3, с. 421], $^\circ\text{C}$,

$$t_7 = t_1 + (15 \dots 30) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За знайденими характерними температурами будують теоретичний цикл холодильної машини в H – lgP –діаграмі холодильного агента. Побудову здійснюють у такій послідовності:

- за температурою кипіння t_0 і конденсації t_k проводять ізобари P_0 і P_k відповідно;
- за температурою t_1 на ізобарі P_0 в області перегрітої пари відкладають точку 1 (всмоктування в компресор), а за температурою t_3 на ізобарі P_k в області рідини – точку 3 (рідкий холодильний агент на виході з конденсатора);
- якщо до складу ПКХМ входить безсальниковий чи герметичний компресор, на лінії $P_0 = \text{const}$ за температурою t_7 позначають точку 7 (початок процесу стискання);
- із точки 1 для сальникових компресорів чи з точки 7 для безсальникових і герметичних компресорів проводять ізентропу (лінія $S = \text{const}$) до перетинання з ізобарою P_k і знаходять положення точки 2 (кінець процесу стискання холодоагенту в компресорі);
- для регенеративного циклу ПКХМ (рис. 1, б) на ізобарі P_0 в області вологої пари при ступені сухості $x = 0,8 \dots 0,9$ відкладають точку 6 (стан холодоагенту на виході з випарника). Визначають питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник (РТО) $q_{\text{рто}}$, кДж/кг,

$$q_{\text{PTO}} = H_1 - H_6$$

і ентальпію рідкого холодоагенту H_4 у точці 4 (на виході з РТО), кДж/кг,

$$H_4 = H_3 - q_{\text{PTO}}.$$

За цим значенням на ізобарі P_k знаходять положення точки 4;

▪ з точки 3 для нерегенеративного циклу ПКХМ чи з точки 4 для циклу з РТО проводять вертикальну лінію ($H = \text{const}$), що відповідає процесу дроселювання. Перетинання цієї лінії з ізобарою P_0 дає точку 4 для нерегенеративного циклу і точку 5 для циклу з РТО (стан холодильного агента на вході у випарник).

Для подальшого розрахунку холодильної машини та її елементів необхідно скласти таблицю параметрів холодоагенту в основних точках циклу (табл. 2).

Потім визначають показники циклу ПКХМ:

– питома масова холодопродуктивність q_0 , кДж/кг:

$$q_0 = H_1 - H_4 \text{ – для циклу без регенерації теплоти;}$$

$$q_0 = H_6 - H_5 \text{ – для циклу з регенерацією теплоти;}$$

Таблиця 2

Приклад запису параметрів холодоагенту в характерних точках циклу

Параметр та його одиниця виміру	Точка циклу						
	1	2	3	4	5	6	7
Температура t , °C							
Тиск P , МПа							
Ентальпія H , кДж/кг							
Ентропія S , кДж/(кг·К)			—	—	—	—	
Питомий об'єм ν , м ³ /кг		—	—	—	—	—	—

– масова витрата холодильного агента G_0 , кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0;$$

– питома робота стискання в компресорі l , кДж/кг:

$$l = H_2 - H_1 \text{ – для циклу з сальниковим компресором;}$$

$$l = H_2 - H_7 \text{ – для циклу з герметичним чи безсальниковим компресором;}$$

– адіабатна (теоретична) потужність компресора N_a , кВт,

$$N_a = G_0 \cdot l;$$

– питома теплота конденсації q_k , кДж/кг,

$$q_k = H_2 - H_3;$$

– теплове навантаження на конденсатор Q_k , кВт,

$$Q_k = G_0 \cdot q_k;$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник $Q_{рто}$ (для циклу ПКХМ із регенерацією теплоти), кВт,

$$Q_{рто} = G_0 \cdot q_{рто};$$

– теоретичний холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = q_0 / l.$$

РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР КОМПРЕСОРА

При розрахунку холодильного компресора послідовно визначають такі його характеристики:

1) дійсна об'ємна (робоча) продуктивність компресора V_0 , м³/с,

$$V_0 = G_0 \cdot \nu_1;$$

2) відношення тисків у циклі ПКХМ

$$\pi_k = P_k / P_0;$$

3) коефіцієнт подачі компресора λ . Він знаходиться за даними іспитів (рис. 2 чи 3) аналогічних за конструкцією компресорів при характер-

них для розглянутого циклу ПКХМ відношення тисків π_k і холодильно-му агенті або розраховується за загальноприйнятими методиками [3];

4) індикаторний ККД η_i (визначається за рис. 4 і 5 аналогічно коефіцієнту подачі);

5) індикаторна потужність компресора N_i , кВт,

$$N_i = N_a / \eta_i;$$

6) ефективна потужність компресора N_e , кВт,

$$N_e = N_i / \eta_m,$$

де η_m – механічний ККД компресора. Для сучасних компресорів типу П і ПБ механічний ККД практично однаковий та дорівнює $\eta_m = 0,9$ у широкому діапазоні значень π_k . Для суднових герметичних компресорів значення η_m лежить у межах 0,91...0,95 [3, с. 416];

7) для герметичних та безсальникових компресорів підсумковим показником є споживана електрична потужність $N_{ел}$, кВт,

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел},$$

де $\eta_{ел}$ – ККД вбудованого електродвигуна ($\eta_{ел} = 0,81...0,83$ [3, с. 417]).

Тепловий потік від перегріву пари у вбудованому електродвигуні компресора Q_p , кВт,

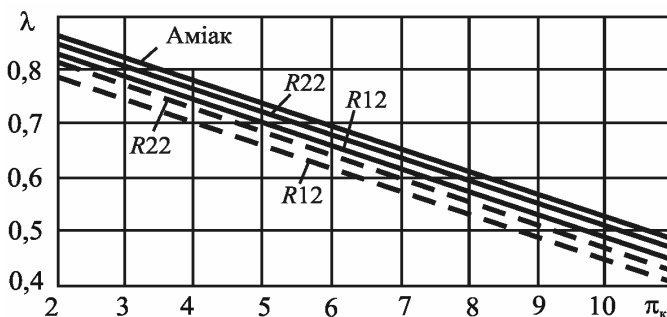


Рис. 2. Залежності коефіцієнта подачі λ від відношення тисків π_k для сучасних поршневих одноступінчатих холодильних компресорів [3, с. 414]

————— – компресор типу П; - - - - - – компресор типу ПБ

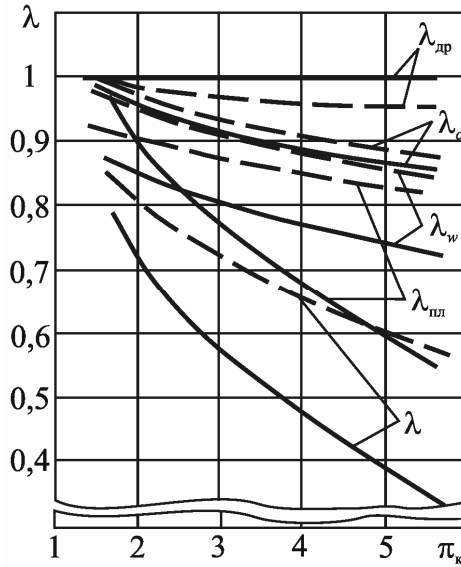


Рис. 3. Залежності коефіцієнта подачі λ і його складових для сучасних суднових герметичних високошвидкісних ($n = 50 \text{ с}^{-1}$) поршневих компресорів [3, с. 414]

- – компресор типу ХГВ-2,2 без кільця, $c = 4 \%$;
 - - - - - компресор типу ФГВ-14,0 з одним поршневим кільцем, $c = 2,5 \%$

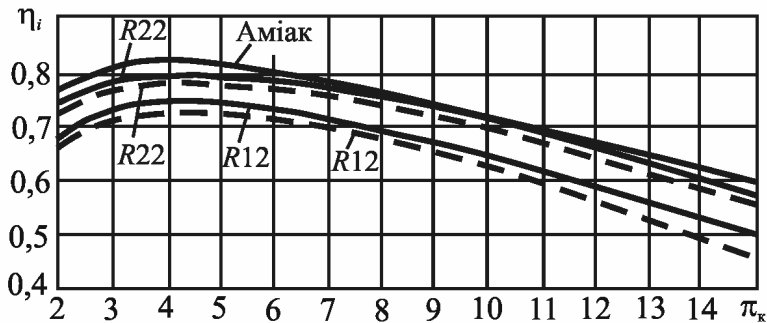


Рис. 4. Залежність індикаторного ККД η_i сучасних поршневих одноступінчатих компресорів типів П (—————) та ПБ (-----) [3, с. 415]

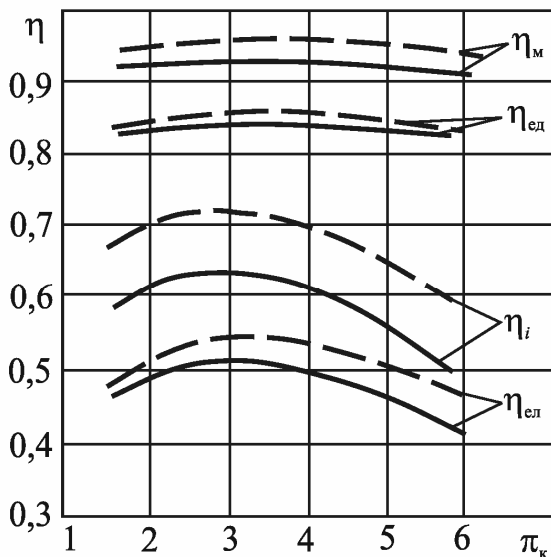


Рис. 5. Залежність електричного ККД η_{el} і його складових для суднових сучасних герметичних високооберткових компресорів [3, с. 416]

————— – компресор типу ХГВ-2,2 без кілець;

----- – компресор типу ФГВ-14,0 з одним поршнеvim кільцем

$$Q_{п} \approx N_{ел} \cdot (1 - \eta_{ел}).$$

Збільшення ентальпії пари ΔH , кДж/кг,

$$\Delta H = Q_{п} / G_0.$$

Ці значення необхідно порівняти з різницею ентальпій ($H_7 - H_1$), узятую з розрахунку циклу. У випадку істотної похибки (більше ніж 10%) варто вибрати нове значення температури початку процесу стискання у компресорі t_7 і повторити розрахунок;

8) секундний об'єм V_h , який описують поршні компресора, м³/с,

$$V_h = V_0 / \lambda;$$

9) стандартизована холодопродуктивність компресора $Q_{0,ст}$, кВт,

$$Q_{0,ст} = Q_0 \cdot (q_{0,ст} \cdot \lambda_{ст} \cdot \nu_1) / (q_0 \cdot \lambda \cdot \nu_{1,ст}),$$

де $q_{0,ст}$, $\nu_{1,ст}$ і $\lambda_{ст}$ – відповідно питома масова холодопродуктивність, питомий об'єм пари на всмоктуванні та коефіцієнт подачі компресора при стандартизованих умовах роботи. Ці умови наведено в примітках до додатків 7 та 8. Для визначення значень $q_{0,ст}$, $\nu_{1,ст}$ і $\lambda_{ст}$ необхідно побудувати цикл ПКХМ для зазначеного холодоагенту при відповідних умовах роботи компресора;

10) за значенням необхідної стандартизованої холодопродуктивності відповідно до додатків 7 та 8 вибирається холодильний компресор і перевіряється за величиною V_h .

ВИБІР ТЕПЛОБІМНИХ АПАРАТІВ

Для вибору теплообмінного апарата необхідно визначити площу його теплопередаючої поверхні $F_{ТА}$, м²,

$$F_{ТА} = 1000 \cdot Q_{ТА} \cdot \eta_{ТА} / (k_{ТА} \cdot \Theta_{ТА}),$$

де $Q_{ТА}$ – теплове навантаження на теплообмінний апарат холодильної установки, кВт (для розсільного випарника, повітроохолоджувача чи охолоджуючої батареї у камері $Q_{ТА} = Q_0$);

$k_{ТА}$ – коефіцієнт теплопередачі апарата, Вт/(м²·К);

$\Theta_{ТА}$ – повна різниця температур, °С;

$\eta_{ТА}$ – коефіцієнт запасу поверхні (на заглушення частини теплообмінних трубок при їхньому ушкодженні); він враховується для конденсаторів $\eta_k = 1,05 \dots 1,10$ [6, с. 156] і для розсільних випарників $\eta_{вип} = 1,05 \dots 1,15$ [6, с. 159].

Значення коефіцієнтів теплопередачі, різниць температур (чи формули для їхнього визначення) і посилання на додатки, за якими можна підібрати відповідний теплообмінний апарат, зведені в табл. 3.

ОПИС СПОСОБУ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТА КОНТРОЛЮ РЕЖИМІВ РОБОТИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ І ТЕМПЕРАТУРИ У ПРИМІЩЕННІ, ЩО ОХОЛОДЖУЄТЬСЯ

Суднова холодильна установка працює при мінливих зовнішніх температурних умовах, що впливають на режим її роботи. Збільшення чи зменшення величини теплових потоків у приміщення, що охолоджується, температури забортної води на вході в конденсатор тощо призводять до встановлення нового режиму роботи СХУ, який відрізняється від оптимального.

Підтримка необхідної температури в холодильній камері (трюмі) при найбільш економічній, безпечній та безвідмовній роботі установки забезпечується регулюванням режимів роботи СХУ. Способи цього регулювання і настроювання приладів автоматики на підтримку необхідної температури зберігання вантажу, що швидко псується, різноманітні і приймаються відповідно до обраної схеми СХУ за рекомендаціями [2; 6; 9 та ін.].

Таблиця 3
Вихідні дані для вибору теплообмінних апаратів СХУ [2-8]

Теплообмінний апарат СХУ	$k_{ТА},$ Вт/(м ² ·К)	$\Theta_{ТА},$ °С	Додаток
Конденсатори водяного охолодження:		$\frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}$,	
- кожухотрубні горизонтальні:			
аміачні	700...1000		9 і 10
хладонові	400...500		11 і 12
- кожухозмієвикові з накатними ребрами	163...430	де $t_{w1} = t_{зв}$; $t_{w2} = t_{зв} + (1...3)$ °С	13
Розсільні випарники:		$\frac{\Delta t_p}{\ln \frac{t_{p2} - t_0}{t_{p1} - t_0}}$	
- кожухотрубні з міжтрубним кипінням холодоагенту:			
аміачні	460...550		14 і 15
хладонові:			16
R22	350...400		
R12	230...350		
- кожухотрубні та кожухозмієвикові з внутрішнім кипінням холодоагенту	290...1000		16 і 17

Продовж. табл. 3

Теплообмінний апарат СХУ	$k_{ТА},$ Вт/(м ² ·К)	$\Theta_{ТА},$ °С	Додаток
Повітроохолоджувачі	17...23	7...10	18
Батарей:			
- ребристі:			19
<i>розсільні</i>	6...12	8...12	
<i>хладонові</i>	4...6	12...16	
- гладкотрубні:			20
<i>розсільні</i>	7...10	8...12	
<i>хладонові</i>	7,5...11,0	12...16	
Регенеративні теплообмінники	100...200	$[(t_3+t_4)-(t_1+t_6)]/2$	21

КРЕСЛЕННЯ ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕЛЕМЕНТАМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ І КОНТРОЛЮ

Відповідно до обраної схеми холодильної машини і прийнятим способом автоматичного регулювання та контролю режимів роботи СХУ необхідно виконати креслення принципової схеми СХУ з елементами автоматичного регулювання і контролю. Креслення повинно бути оформлене на аркушах ватману чи міліметрового паперу формату А3 (297×420 мм) відповідно до вимог ЄСКД. Умовні зображення основних елементів схем СХУ, що використовуються в кресленнях, наведені у додатках 22 і 23.

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

1. Вихідні дані для виконання контрольної роботи

1.1. Район плавання судна – необмежений, а також Чорне море з виходом у тропічні райони.

1.2. Розміри приміщення, що охолоджується (рис. 6):

довжина – $L = 3,5$ м;

ширина – $B = 3,5$ м;

висота – $H = 3,0$ м.

1.3. Із чим межують огороження приміщення:

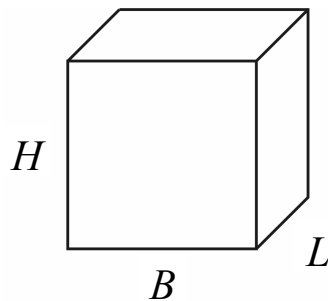


Рис. 6. Розміри приміщення, що охолоджується

- носова перебірка – з машинно-котельним відділенням;
- кормова перебірка – з приміщенням, що не охолоджується;
- перебірка правого борту – із зовнішнім повітрям;
- перебірка лівого борту – з приміщенням, що не охолоджується;
- підволока – із зовнішнім повітрям;
- палуба – з приміщенням, що не охолоджується.

1.4. Експлуатаційна швидкість судна $w = 9,5$ м/с.

1.5. Перевізний вантаж, що швидко псується, – м'ясо охолоджене.

1.6. Холодоагент – R22.

1.7. Система охолодження – безпосередня повітряна.

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

2.1. Параметри навколишнього середовища (додаток 1):

- температура зовнішнього повітря $t_{зп} = 34$ °С;
- відносна вологість зовнішнього повітря $\varphi_{зп} = 70$ %;
- температура забортної води $t_{зв} = 30$ °С.

2.2. Умови перевезення (додаток 4) вантажу, що швидко псується:

- питомий навантажувальний об'єм при судновому укладанні $g_{пит} = 3,5$ м³/т;
- температура зберігання $t_n = -1$ °С;
- відносна вологість повітря в камері $\varphi_n = 80$ %;
- число обмінів свіжого повітря за добу $n_{доб} = 4$.

3. Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджується, і визначення необхідної холодопродуктивності СХУ

3.1. Зовнішні теплоприпливи.

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до огороження приміщення, що охолоджується,

$$\alpha_{зов} = 7,53 \cdot w^{0,78} = 7,53 \cdot 9,5^{0,78} = 43,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Приймаємо:

– коефіцієнт теплопередачі ізоляційної конструкції приміщення, що охолоджується, $k = 0,50$ Вт/(м²·К);

– матеріал зовнішнього огороження зі сторони перебірки правого борту – сталь листова, пофарбована світлою фарбою: $\epsilon_{рад} = 0,30$ (додаток 3);

– матеріал зовнішнього огороження зі сторони підволоки – алюміній сильно окислений, шорсткуватий: $\epsilon_{рад} = 0,46$ (додаток 3).

Результати розрахунків із визначення теплоприпливів через огороження і від сонячної радіації зводимо в табл. 4.

Таблиця 4

Результати розрахунків теплоприпливів через огороження і від сонячної радіації

Огородження приміщення	$F, \text{ м}^2$	$k, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	З чим межує огороження	$t_{\text{зовн}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{\text{от}}, \text{ Вт}$	$\alpha_{\text{зовн}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$q_{\text{рад}}, \text{ Вт/м}^2$	$\epsilon_{\text{рад}}$	$Q_{\text{рад}}, \text{ Вт}$
Носова перебірка	10,50	0,50	МКВ	45	242	—	—	—	—
Кормова перебірка	10,50	0,50	НП	34	184	—	—	—	—
Перебірка правого борту	10,50	0,50	ЗП	34	184	43,6	720	0,30	26
Перебірка лівого борту	10,50	0,50	НП	34	184	—	—	—	68
Підволока	12,25	0,50	ЗП	34	214	43,6	1050	0,46	—
Палуба	12,25	0,50	НП	34	214	—	—	—	—
Разом	—	—	—	—	1222	—	—	—	94

3.2. Теплоприпливи при вентиляції

$$Q_{\text{вент}} = V_{\text{п}} \cdot n_{\text{доб}} \cdot \rho_{\text{зп}} \cdot (H_{\text{зп}} - H_{\text{п}}) / (24 \cdot 3,6) = \\ = 36,75 \cdot 4 \cdot 1,10 \cdot (96,0 - 6,0) / (24 \cdot 3,6) = 168 \text{ Вт},$$

де $V_{\text{п}}$ – об'єм приміщення, що охолоджується,

$$V_{\text{п}} = L \cdot B \cdot H = 3,5 \cdot 3,5 \cdot 3,0 = 36,75 \text{ м}^3.$$

Густина зовнішнього повітря $\rho_{\text{зп}} = 1 / \nu_{\text{зп}} = 1 / 0,91 = 1,10 \text{ кг/м}^3$, ентальпії зовнішнього повітря $H_{\text{зп}} = 96,0 \text{ кДж/кг}$ і повітря в приміщенні $H_{\text{п}} = 6,0 \text{ кДж/кг}$ знаходимо за d - H -діаграмою вологого повітря.

3.3. Тепловий потік від приладів освітлення

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F = 4,5 \cdot 12,25 = 55 \text{ Вт},$$

де $q_{\text{осв}}$ – питомий тепловий потік від світильників, що припадає на 1 м^2 площі підлоги; $q_{\text{осв}} = 4,5 \text{ Вт/м}^2$;

F – площа підлоги приміщення, що охолоджується,

$$F = L \cdot B = 3,5 \cdot 3,5 = 12,25 \text{ м}^2.$$

3.4. Теплоприпливи від перебування людей у приміщенні, що охолоджується,

$$Q_{\text{люд}} = q_{\text{люд}} \cdot m = 350 \cdot 2 = 700 \text{ Вт},$$

де $q_{\text{люд}}$ – тепловий потік від однієї людини ($q_{\text{люд}} = 350 \text{ Вт/людина}$);
 m – число людей, які одночасно працюють у приміщенні, що охолоджується (приймаємо $m = 2$).

3.5. Теплоприпливи від відкриття дверей

$$Q_{\text{вд}} = q_{\text{вд}} \cdot F = 16 \cdot 12,25 = 196 \text{ Вт},$$

де $q_{\text{вд}}$ – питомі теплоприпливи від відкриття дверей (приймаємо $q_{\text{вд}} = 16 \text{ Вт/м}^2$);
 F – площа підлоги, м^2 .

3.6. Тепловий потік від продуктів при їхній термічній обробці охолодженням

$$Q_{\text{обр}} = (M_{\text{вант}} - M_{\text{т}}) \cdot (H_{\text{пр.п}} - H_{\text{пр.к}}) / (3,6 \cdot \tau) = \\ = (10500 - 0) \cdot (316,5 - 278,4) / (3,6 \cdot 18) = 6174 \text{ Вт},$$

де $M_{\text{вант}}$ – маса вантажу, що швидко псується,

$$M_{\text{вант}} = 1000 \cdot V_{\text{п}} / g_{\text{пит}} = 1000 \cdot 36,75 / 3,5 = 10500 \text{ кг};$$

$M_{\text{т}}$ – маса тари; $M_{\text{т}} = 0$ (оскільки охолоджене м'ясо перевозиться у підвішеному стані);

τ – час термообробки вантажу; приймаємо $\tau = 18$ годин;

$H_{\text{пр.п}}$ і $H_{\text{пр.к}}$ – ентальпії продуктів (яловичина) на початку (при $t_{\text{вант.п}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$) та кінці ($t_{\text{вант.к}} = -1 \text{ }^\circ\text{C}$) процесу термообробки; згідно з додатком 5 $H_{\text{пр.п}} = 316,5 \text{ кДж/кг}$ і $H_{\text{пр.к}} = 278,4 \text{ кДж/кг}$.

3.7. Теплоприпливи при охолодженні тари не враховуються, тому що охолоджене м'ясо перевозиться у підвішеному стані:

$$Q_T = 0 \text{ Вт.}$$

3.8. Теплота “дыхання” для продуктів тваринного походження не враховується

$$Q_{\text{дох}} = 0 \text{ Вт.}$$

3.9. Тепловий потік від працюючих механізмів

$$Q_{\text{мех}} = \frac{K_{\text{мех}}}{100 - K_{\text{мех}}} \cdot (Q_{\text{ог}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{вд}} + Q_{\text{обр}} + Q_T + Q_{\text{дох}}) =$$

$$= \frac{20}{100 - 20} \cdot (1222 + 94 + 168 + 55 + 700 + 196 + 6174 + 0 + 0) = 2152 \text{ Вт,}$$

де $K_{\text{мех}}$ – процентна частка теплоприпливів від працюючих механізмів у загальному тепловому навантаженні холодильної установки; для системи повітряного охолодження приймаємо $K_{\text{мех}} = 20 \%$.

3.10. Загальний теплоприплив у приміщення, що охолоджується,

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{мех}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{вд}} + Q_{\text{обр}} + Q_T + Q_{\text{дох}} =$$

$$= 1222 + 94 + 168 + 2152 + 55 + 700 + 196 + 6174 + 0 + 0 = 10761 \text{ Вт.}$$

3.11. Робоча холодопродуктивність СХУ

$$Q_0 = K_{\text{зап}} \cdot Q_{\Sigma} / 1000 = 1,09 \cdot 10761 / 1000 = 11,7 \text{ кВт,}$$

де $K_{\text{зап}}$ – коефіцієнт запасу холодопродуктивності; для повітряних систем охолодження приймаємо $K_{\text{зап}} = 1,09$.

4. Вибір і обґрунтування схеми холодильної машини, її робочих параметрів; побудова теоретичного циклу ПКХМ у H - lgP -діаграмі холодильного агенту; розрахунок показників циклу

4.1. Приймаємо одноступінчатий цикл ПКХМ ($t_n > -30 \text{ }^\circ\text{C}$) з регенерацією теплоти і стисканням хладону $R22$ у безсалніковому компресорі.

4.2. Температура конденсації холодоагенту

$$t_K = t_{\text{зв}} + (6 \dots 12) = 30 + 10 = 40 \text{ }^\circ\text{C.}$$

4.3. Температура переохолодженого холодоагенту на виході з конденсатора

$$t_3 = t_{3в} + (3...4) = 30 + 3 = 33 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.4. Температура кипіння холодильного агента

$$t_0 = t_{п} - (5...6) = -1 - 6 = -7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.5. Температура пари на всмоктуванні у компресор

$$t_1 = t_0 + (10...30) = -7 + 22 = 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.6. Температура початку процесу стискання у компресорі

$$t_7 = t_1 + (15...30) = 15 + 20 = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.7. Будуємо цикл ПКХМ в H - lgP -діаграмі хладону $R22$. Положення точки 4 (рідкий холодильний агент на виході з регенеративного теплообмінника) знаходимо за значенням ентальпії H_4

$$H_4 = H_3 - q_{пто} = 541 - 47 = 494 \text{ кДж/кг},$$

де $q_{пто}$ – питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник (РТО):

$$q_{пто} = H_1 - H_6 = 717 - 670 = 47 \text{ кДж/кг};$$

H_6 – ентальпія парорідинної суміші хладону на вході в РТО; вона знаходиться за діаграмою в точці перетинання ізобари P_0 та лінії постійного ступеня сухості $x = 0,85$.

4.8. Знайдені параметри холодоагенту в характерних точках циклу заносимо у табл. 5.

Таблиця 5
Параметри холодоагенту у вузлових точках циклу

Параметр та його одиниця виміру	Точка циклу						
	1	2	3	4	5	6	7
Температура t , $^\circ\text{C}$	15	104	33	-5	-7	-7	35
Тиск P , МПа	0,394	1,533	1,533	1,533	0,394	0,394	0,394
Ентальпія H , кДж/кг	717	772	541	494	494	670	731
Ентропія S , кДж/(кг·К)	—	1,87	—	—	—	—	1,87
Питомий об'єм v , м ³ /кг	0,065	—	—	—	—	—	—

4.9. Розраховуємо показники циклу ПКХМ:

– питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = H_6 - H_5 = 670 - 494 = 176 \text{ кДж/кг};$$

– масова витрата холодильного агенту

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 11,7 / 176 = 0,0665 \text{ кг/с};$$

– питома робота стискання у компресорі

$$l = H_2 - H_7 = 772 - 731 = 41 \text{ кДж/кг};$$

– адіабатна (теоретична) потужність компресора

$$N_a = G_0 \cdot l = 0,0665 \cdot 41 = 2,73 \text{ кВт};$$

– питома теплота конденсації

$$q_k = H_2 - H_3 = 772 - 541 = 231 \text{ кДж/кг};$$

– теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = G_0 \cdot q_k = 0,0665 \cdot 231 = 15,4 \text{ кВт};$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$Q_{\text{рто}} = G_0 \cdot q_{\text{рто}} = 0,0665 \cdot 47 = 3,13 \text{ кВт};$$

– теоретичний холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = q_0 / l = 176 / 41 = 4,29.$$

5. Розрахунок та вибір компресора

5.1. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_0 = G_0 \cdot v_1 = 0,0665 \cdot 0,065 = 0,00432 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5.2. Відношення тисків у циклі ПКХМ

$$\pi_k = P_k / P_0 = 1,533 / 0,394 = 3,89.$$

5.3. Коефіцієнт подачі компресора (див. рис. 2)

$$\lambda = 0,74.$$

5.4. Індикаторний ККД компресора (див. рис. 4)

$$\eta_i = 0,77.$$

5.5. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 2,73 / 0,77 = 3,55 \text{ кВт.}$$

5.6. Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i / \eta_m = 3,55 / 0,9 = 3,94 \text{ кВт,}$$

де η_m – механічний ККД компресора; $\eta_m = 0,9$.

5.7. Споживана електрична потужність

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ед} = 3,94 / 0,81 = 4,86 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{ед}$ – ККД вбудованого електродвигуна; $\eta_{ед} = 0,81$.

5.8. Тепловий потік від перегріву пари у вбудованому електродвигуні компресора

$$Q_{п} = N_{ел} \cdot (1 - \eta_{ед}) = 4,86 \cdot (1 - 0,81) = 0,923 \text{ кВт.}$$

5.9. Збільшення ентальпії пари

$$\Delta H = Q_{п} / G_0 = 0,923 / 0,0665 = 13,9 \text{ кДж/кг.}$$

5.10. Похибка

$$\delta = \left| \frac{(H_7 - H_1) - \Delta H}{\Delta H} \right| \cdot 100 = \left| \frac{(731 - 717) - 13,9}{13,9} \right| \cdot 100 = 0,72 \text{ \%}.$$

5.11. Секундний об'єм, який описують поршні компресора

$$V_h = V_0 / \lambda = 0,00432 / 0,74 = 0,00584 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5.12. В H - lgP -діаграмі хладону $R22$ будемо цикл ПКХМ для стандартизованого режиму роботи компресора з температурами: кипіння $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$; конденсації $t_k = +30 \text{ }^\circ\text{C}$; пари на всмоктуванні $t_{вс} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$; рідкого холодоагенту на виході з конденсатора $t_3 = t_k = +30 \text{ }^\circ\text{C}$ (додаток 7). Для цього циклу знаходимо:

– питома масова холодопродуктивність

$$q_{0,ст} = H_{1,ст} - H_{4,ст} = 722,7 - 536,4 = 186,3 \text{ кДж/кг};$$

– питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор

$$v_{1,ст} = 0,0907 \text{ м}^3/\text{кг};$$

– тиск кипіння

$$P_0 = 0,2964 \text{ МПа};$$

– тиск конденсації

$$P_k = 1,1913 \text{ МПа};$$

– відношення тисків

$$\pi_k = P_k / P_0 = 1,1913 / 0,2964 = 4,02;$$

– коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda_{ст} = 0,73.$$

5.13. Стандартизована холодопродуктивність компресора

$$\begin{aligned} Q_{0,ст} &= Q_0 \cdot (q_{0,ст} \cdot \lambda_{ст} \cdot v_1) / (q_0 \cdot \lambda \cdot v_{1,ст}) = \\ &= 11,7 \cdot (186,3 \cdot 0,73 \cdot 0,065) / (176 \cdot 0,74 \cdot 0,0907) = 8,76 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

5.14. За необхідною стандартизованою холодопродуктивністю відповідно до додатку 7 вибираємо безсалъниковий холодильний компресор марки ПБ10, що має такі характеристики:

- хід поршня – 45 мм;
- діаметр циліндра – 67,5 мм;
- частота обертання – 24 с^{-1} ;
- кількість циліндрів – 2;
- об'єм, що описують поршні, – $V_h = 0,0077 \text{ м}^3/\text{с}$;
- номінальна холодопродуктивність – $Q_{0,\text{ст}} = 13,0 \text{ кВт}$;
- вага – 130 кг.

6. Вибір теплообмінних апаратів

6.1. Середньологарифмічна різниця температур у конденсаторі

$$\Theta_K = (t_{w2} - t_{w1}) / \ln[(t_K - t_{w1}) / (t_K - t_{w2})] =$$

$$= (32 - 30) / \ln[(40 - 30) / (40 - 32)] = 8,96 \text{ }^\circ\text{C},$$

де t_{w1} і t_{w2} – температури вхідної і вихідної води, що охолоджує конденсатор:

$$t_{w1} = t_{зв} = 30 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2} = t_{w1} + (1 \dots 3) \text{ }^\circ\text{C} = 30 + 2 = 32 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6.2. За табл. 3 для хладонового кожухотрубного горизонтального конденсатора з водяним охолодженням приймаємо коефіцієнт теплопередачі $k_K = 420 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

6.3. Площа теплообміну конденсатора

$$F_K = 1000 \cdot Q_K \cdot \eta_K / (k_K \cdot \Theta_K) =$$

$$= 1000 \cdot 15,4 \cdot 1,10 / (420 \cdot 8,96) = 4,50 \text{ м}^2.$$

6.4. Підбираємо конденсатор марки КТР-4 (додаток 11) із площею дійсної зовнішньої поверхні теплообміну (із зовнішніми накатними ребрами) – $4,8 \text{ м}^2$; діаметром обичайки – 194 мм; довжиною теплообмінних трубок – 1,0 м; кількістю трубок – 23.

6.5. Площа теплообміну повітроохолоджувача

$$F_{\text{по}} = 1000 \cdot Q_0 / (k_{\text{по}} \cdot \Theta_{\text{по}}) = 1000 \cdot 11,7 / (21 \cdot 9) = 61,9 \text{ м}^2,$$

де $k_{\text{по}}$ – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\Theta_{\text{по}}$ – розрахункова різниця температур у повітроохолоджувачі, $^\circ\text{C}$ (див. табл. 3).

6.6. Підбираємо повітроохолоджувач марки ВОР-60 (додаток 18):

- площа теплообмінної поверхні – 65 м^2 ;
- діаметр теплообмінної трубки – $12 \times 1,0 \text{ мм}$;
- крок ребер – $8,0 \text{ мм}$;
- товщина ребер – $0,4 \text{ мм}$;
- площа живого перерізу – $0,238 \text{ м}^2$;
- габаритні розміри:
 - довжина – 1470 мм ;
 - висота – 580 мм ;
 - глибина – 610 мм ;
- вага – 210 кг ;
- потужність нагрівальних елементів для відтаювання – $15,0 \text{ кВт}$.

6.7. Розрахункова різниця температур у регенеративному теплообміннику визначається як різниця між середніми температурами рідини та пари:

$$\Theta_{\text{пто}} = [(t_3 + t_4) - (t_1 + t_6)] / 2 = [(33 + \{-5\}) - (15 + \{-7\})] / 2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6.8. Коефіцієнт теплопередачі регенеративного теплообмінника відповідно до табл. 3 $k_{\text{пто}} = 150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

6.9. Площа теплообмінної поверхні РТО

$$F_{\text{пто}} = 1000 \cdot Q_{\text{пто}} / (k_{\text{пто}} \cdot \Theta_{\text{пто}}) = 1000 \cdot 3,13 / (150 \cdot 10) = 2,09 \text{ м}^2.$$

6.10. Підбираємо горизонтальний регенеративний теплообмінник марки МТФ-П-70А (додаток 21), що має такі характеристики:

- площа поверхні теплообміну – $2,3 \text{ м}^2$;
- умовний прохід лінії:
 - рідинної – 32 мм ;
 - газової – 65 мм ;
- вага – $66,5 \text{ кг}$;
- габаритні розміри ($B \times H \times L$) – $219 \times 330 \times 980 \text{ мм}$.

7. Опис способу автоматичного регулювання та контролю режимів роботи СХУ і температури у приміщенні, що охолоджується

Суднове приміщення 8 (рис. 7), що охолоджується, обслуговується автономною автоматизованою холодильною установкою. Усталена робота СХУ в автоматичному режимі залежить від тиску конденсації, що підтримується за допомогою водорегулювального клапана 3.

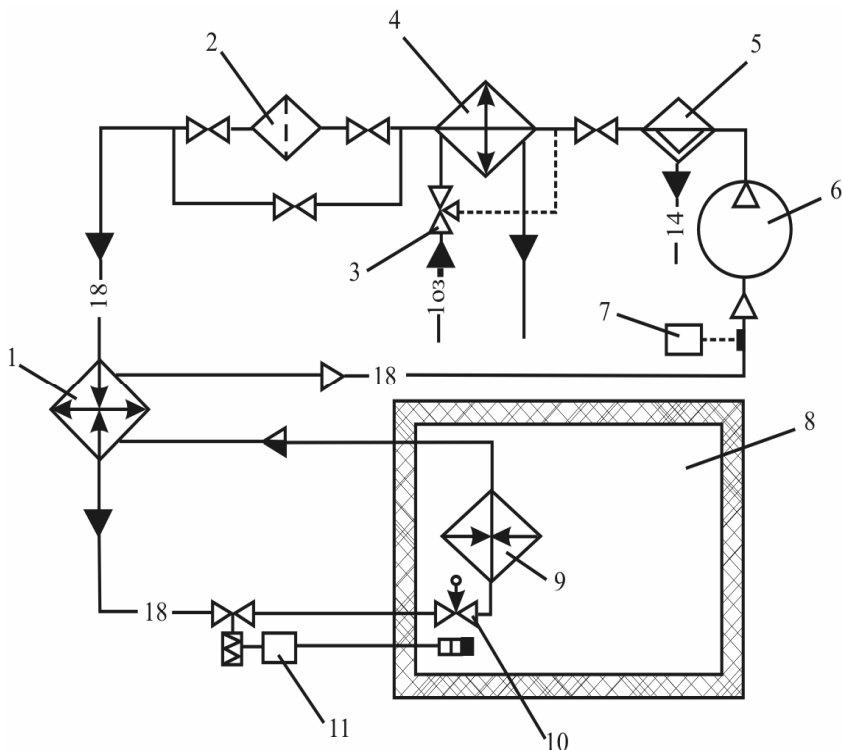


Рис. 7. Принципова схема суднової холодильної установки:

- 1 – регенеративний теплообмінник; 2 – фільтр;
- 3 – водорегулювальний клапан; 4 – конденсатор;
- 5 – мастиловідділювач; 6 – компресор; 7 – реле низького тиску;
- 8 – приміщення, що охолоджується; 9 – повітроохолоджувач;
- 10 – регулювальний клапан; 11 – реле температур

При досягненні заданої температури у приміщенні двопозиційне реле температури 11 посилає сигнал на закриття соленоїдного клапана та вимкання вентилятора повітроохолоджувача 9. При закритті соленоїдного клапана тиск у всмоктувальній магістралі падає і при досягненні заданого низького тиску реле низького тиску 7 дає команду на відключення компресора 6.