

рокому діапазоні значень P_k/P_0 . Для суднових герметичних компресорів η_m 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_{0CT} по [1, Додаток 2] вибираємо поршневий безсальниковий компресор ПБ14, у якого $V_h=1,11 \cdot 10^{-2}$ м³/с, $Q_{0CT}=19$ кВт. Якщо компресор, що проектується (обирається), буде працювати на R12, R502, R717, то його необхідно вибирати по [14] чи скористатися довідковими даними (каталогами) заводів-виготовлювачів.

5. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ І ПІДБІР ОСНОВНИХ ТЕПЛОБМІННИХ 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, m^2 ,

$$F_{к.вн} = (Q_{к} / q_{к.вн}) \cdot \eta_{к}, \quad (38)$$

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, $Вт/м^2$,

$$q_{к.вн} = k_{вн} \theta_{к}, \quad (39)$$

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

$\theta_{к}$ – повна різниця температур у конденсаторі, $^{\circ}С$.

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

Повна різниця температур у конденсаторі, $^{\circ}С$,

$$\theta_{к} = (t_{w2} - t_{w1}) / \ln[(t_{к} - t_{w1}) / (t_{к} - t_{w2})]. \quad (40)$$

Температура води, що надходить до конденсатору, t_{w1} звичайно дорівнює температурі забортної води $t_{зв}$. Температуру води на виході з конденсатора приймають $t_{w2} = t_{w1} + (2...4) ^\circ\text{C}$.

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 $5...6 ^\circ\text{C}$; швидкість води у трубках $1,5...2,0 \text{ м/с}$.

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 – $4...5 ^\circ\text{C}$. 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, $\text{м}^3/\text{с}$,

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

де C_w – питома теплоємність охолоджуючої забортної (морської) води; $C_w=3,93 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;

ρ_w – густина води ($\rho_w=1025 \text{ кг/м}^3$).

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

5.2. Розсільні випарники

Основним типом розсільних випарників на судах 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 R22, 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, m^2 ,

$$F_B = (Q_B / q_B) \cdot \eta_B, \quad (42)$$

де Q_B – теплове навантаження на випарник, Вт;

q_B – поверхнева густина теплового потоку випарника, $Вт/м^2$;

η_B – коефіцієнт запасу поверхні на заглушіння частини трубок, приймається рівним 1,05...1,15

Теплове навантаження на випарник, Вт,

$$Q_B = (1,05...1,15) \cdot \Sigma Q_0, \quad (43)$$

де ΣQ_0 – сумарне теплове навантаження розсільних повітроохолоджувачів, розсільних батарей та інших охолоджуючих апаратів, що обслуговуються даним випарником, Вт.

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

$$q_B = k_B \cdot \theta_B, \quad (44)$$

де k_B – коефіцієнт теплопередачі випарника, віднесений до його відповідної (з боку розсолу) поверхні, $Вт/(м^2 \cdot K)$;

θ_B – середня логорифмічна різниця температур

$$\theta_B = (t_{p1} - t_{p2}) / \ln[(t_{p1} - t_0) / (t_{p2} - t_0)], \quad (45)$$

де t_{p1} і t_{p2} – відповідно температури розсолу на вході у випарник і на виході з нього.

Температура розсолу на виході з випарника, $^{\circ}C$,

$$t_{p2} = t_0 + (3...5) ^{\circ}C$$

$$\text{і } t_{p2} = t_{p1} - (2...3) ^{\circ}C.$$

Для кожухотрубних аміачних випарників типу ИТГ $\theta_{\text{в}}=6$ °С, $q_{\text{в}}=2700\dots3200$ Вт/м², швидкість розсолу $W_{\text{р}}=0,75\dots1,00$ м/с, $k_{\text{в.вн}}=450\dots525$ Вт/(м²·К), охолодження розсолу у випарнику $\Delta t_{\text{р}}=2\dots3$ °С.

Для хладонових кожухотрубних випарників типу ИТП із мідними трубками та накатними ребрами $q_{\text{в}}=3500\dots5800$ Вт/м².

Для кожухозмійовикових випарників типу ИТВР $q_{\text{в}}=2300\dots11000$ Вт/м².

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

Витрата холодоносія, м³/с,

$$V_{\text{р}} = 10^{-3} \cdot Q_{\text{в}} / [C_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{р}} \cdot (t_{\text{р1}} - t_{\text{р2}})], \quad (46)$$

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

$\rho_{\text{р}}$ – густина розсолу, кг/м³, при середній робочій температурі.

Густина та теплофізичні властивості розсолів залежать від концентрації розчину та температури. Наприклад, для розчину хлористого кальцію CaCl_2 при концентрації $\xi=24$ % температура замерзання складає $t_{\text{з}}=-25,7$ °С і в діапазоні температур $t_{\text{р}}=0\dots-20$ °С густина складає $\rho_{\text{р}}=1228\dots1237$ кг/м³, а теплоємність $C_{\text{р}}=2,94\dots2,90$ кДж/(кг·К). При збільшенні концентрації ξ до 29,9 % температура замерзання складе $t_{\text{з}}=-55$ °С і в діапазоні температур $t_{\text{р}}=15\dots-40$ °С густина складає $\rho_{\text{р}}=1286\dots1315$ кг/м³, а теплоємність $C_{\text{р}}=2,79\dots2,64$ 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 $C_{\text{р}}=3,5\dots3,3$ кДж/(кг·К), а для розсолу CaCl_2 при робочій температурі від -10 до -40 °С $C_{\text{р}}=2,8\dots2,6$ кДж/(кг·К) [11].

5.3. Повітроохолоджувачі

На судах 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, m^2 ,

$$F_{\text{по}} = (Q_0 / [k_{\text{по}} \cdot \theta_{\text{по}}]) \cdot \eta_{\text{по}}, \quad (47)$$

де Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача, Вт;

$k_{\text{по}}$ – коефіцієнт теплопередачі ПвО, Вт/($m^2 \cdot K$);

$\theta_{\text{по}}$ – середня різниця температур між циркулюючим повітрям та холодоагентом, що кипить, або розсолем, $^{\circ}C$;

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

Середня різниця температур (температурний напір) для ПвО безпосереднього охолодження, $^{\circ}C$,

$$\theta_{\text{по}} = (t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}) / \ln[(t_{\text{п1}} - t_0) / (t_{\text{п2}} - t_0)], \quad (48)$$

де $t_{\text{п1}}$, $t_{\text{п2}}$ – відповідно, температура повітря на вході та на виході з ПвО, $^{\circ}C$;

t_0 – температура кипіння холодоагенту, $^{\circ}C$.

Середня різниця температур для розсільного ПвО, $^{\circ}C$,

$$\theta_{\text{по}} = [(t_{\text{п1}} - t_{\text{р2}}) - (t_{\text{п2}} - t_{\text{р1}})] / \ln[(t_{\text{п1}} - t_{\text{р2}}) / (t_{\text{п2}} - t_{\text{р1}})], \quad (49)$$

де $t_{\text{п1}}$, $t_{\text{п2}}$ – відповідно, температура повітря на вході і виході з ПвО, $^{\circ}C$;

$t_{\text{р1}}$, $t_{\text{р2}}$ – відповідно, температура розсолу на вході і виході з ПвО, $^{\circ}C$.

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

Величина $\theta_{\text{по}}$ приймається рівною 6...12 °С при $t_0 \approx -30 \dots -40$ °С і $\theta_{\text{по}} = 12 \dots 18$ °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 – $k_{\text{по}} \approx 29 \dots 35$ Вт/(м²·К), для орєб-рених – $k_{\text{по}} = 11,6 \dots 17,5$ Вт/(м²·К);

для хладонових ПвО з орєб-реними трубками при коефіцієнті орєб-рення $\beta = 10 \dots 15$ – $k_{\text{по}} = 17,5 \dots 23,3$ Вт/(м²·К).

Значення основних показників, що характеризують процеси тепло-обміну 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, м³/с,

$$V_{\text{по}} = 10^{-3} \cdot Q_0 / [\rho_{\text{п}} \cdot (I_{\text{п1}} - I_{\text{п2}})], \quad (50)$$

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

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м³, при середній температурі, яка дорівнює $0,5 \cdot (t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}})$.

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

Рішення.

Приймаємо: $t_{n1}=-16$ °С, $\phi_1=80$ %, $t_{n2}=-20$ °С, температуру кипіння R22 на 10 °С нижче середньої температури повітря $t_0=-28$ °С, $k_{no}=17$ Вт/(м²·К), $\eta_{no}=1,05$.

Визначаємо температурний напір ПвО, °С,

$$\theta_{no}=(t_{n1}-t_{n2})/\ln[(t_{n1}-t_0)/(t_{n2}-t_0)]=(-16-\{-20\})/\ln[(-16-\{-28\})/(-20-\{-28\})]=9,865\approx 10.$$

Площа теплопередаючої поверхні, м²,

$$F_{no} = (Q_0 / [k_{no} \cdot \theta_{no}]) \cdot \eta_{no} = (15000 / [17 \cdot 10]) \cdot 1,05 = 92,65.$$

На *I-d*-діаграмі вологого повітря наносимо точку 1 (по t_{n1} і ϕ_1). Приймаємо $t_n=t_0+0,5=-27,5$ °С і знаходимо точку Н. З'єднуємо точки 1 і Н. На лінії 1-Н при $t_{n2}=-20$ °С знаходимо точку 2 і визначаємо ентальпію і густину повітря: $I_{n1}=-14$ кДж/кг, $I_{n2}=-19$ кДж/кг, $\rho_n=1,4$ кг/м³.

Витрата повітря через ПвО, м³/с,

$$V_{no}=10^{-3} \cdot Q_0 / [\rho_n \cdot (I_{n1}-I_{n2})]=10^{-3} \cdot 15000 / [1,4 \cdot (-14-\{-19\})]=2,14.$$

Вибираємо два трюмних ПвО марки ВОТ-60 [2, Додаток 1] із площею теплообмінної поверхні кожного 65 м².

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, m^2 ,

$$F_B = Q_{об} / [k_B \cdot \theta_B], \quad (51)$$

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

k_B – коефіцієнт теплопередачі батарей, $Вт/(m^2 \cdot K)$;

θ_B – середня різниця температур між повітрям у приміщенні, що охолоджується, та киплячим холодоагентом (при безпосередньому охолодженні) чи розсолем (при його середній температурі), $^{\circ}C$.

Для орієнтовних розрахунків можна приймати практичні значення коефіцієнтів теплопередачі k_B . 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_B можна приймати рівним 7...10 $Вт/(m^2 \cdot K)$, а для гладкотрубних батарей безпосереднього охолодження – $k_B=7,5...11$ $Вт/(m^2 \cdot K)$ [2].

Коефіцієнт теплопередачі ребристих батарей, віднесений до зовнішньої оребреної поверхні: $k_B=4...6$ $Вт/(m^2 \cdot K)$ – для хладонових батарей безпосереднього охолодження і $k_B=6...12$ $Вт/(m^2 \cdot K)$ – для розсільних [2].

Середню різницю температур θ_B 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_B 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,

$$L_B = F_B / f_B, \quad (52)$$

де f_B – площа поверхні одного погонного метра прийнятої труби, м².

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

$$n_B = L_B / (l_B \cdot n_{\text{тр.Б}}), \quad (53)$$

чи, конструктивно визначивши довжину батареї l_B і число батарей n_B , визначають число труб у батареях

$$n_{\text{тр.Б}} = L_B / (l_B \cdot n_B). \quad (54)$$

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

Рішення.

Приймаємо $k_B=5,5$ Вт/(м²·К), $\theta_B=15$ °С. Площа одного погонного метра оребреної труби діаметром 38×3 мм при кроці ребер 20 мм дорівнює 0,76 м².

Площа поверхні батарей, м²,

$$F_B = Q_{0Б} / [k_B \cdot \theta_B] = 600 / [5,5 \cdot 15] = 72,73 \approx 73.$$

Загальна довжина труб батарей, м,

$$L_B = F_B / f_B = 73/0,76 = 96.$$

Приймаємо число батарей $n_B=2$, довжина труби в батареї $l_B=4$ 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-