

5. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО 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, м²,

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

де $Q_{\text{к}}$ – теплове навантаження конденсатора, Вт, обумовлене розрахунком циклу холодильної установки

$$Q_{\text{к}} = G_0 \cdot q_{\text{к}};$$

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

$q_{\text{к.вн}}$ – поверхнева густина теплового потоку конденсатора, віднесена до внутрішньої (розрахункової) поверхні, Вт/м²;

$\eta_{\text{к}}$ – коефіцієнт запасу поверхні (на заглушіння ушкоджених трубок), приймається рівним 1,05...1,10.

Поверхнева густина теплового потоку конденсатора, Вт/м²,

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

де $k_{вн}$ – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, віднесений до внутрішньої поверхні, Вт/(м²·К);

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

Для горизонтальних кожухотрубних конденсаторів можна приймати: $k_{вн}=700\dots1000$ Вт/(м²·К) – для аміачних і $k_{вн}=1300\dots1800$ Вт/(м²·К) – для хладонових апаратів [2].

Повна різниця температур у конденсаторі, °С,

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

Температура води, що надходить до конденсатора, t_{w1} звичайно дорівнює температурі заборотної води $t_{зв}$. Температуру води на виході з конденсатора приймають $t_{w2} = t_{w1} + (2\dots4)$ °С.

Рекомендована поверхнева густина теплового потоку у конденсаторах типу КТГ дорівнює 4070 Вт/м², але може досягати і більш високих значень (до 5250 Вт/м²); 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/м², рекомендована різниця температур між водою і температурою конденсації – 4...5 °С. Для конденсаторів типу МКТР $q_{к.вн}$ досягає 11600 Вт/м² [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, м³/с,

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

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

ρ_w – густина води ($\rho_w=1025$ кг/м³).

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 кожухозміювикові та кожухотрубні випарники типу ИТВР із кипінням холодоагенту всередині 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, м^2 ,

$$F_{\text{в}} = (Q_{\text{в}} / q_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{в}}, \quad (42)$$

де $Q_{\text{в}}$ – теплове навантаження на випарник, Вт;

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

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

Теплове навантаження на випарник, Вт,

$$Q_{\text{в}} = (1,05...1,15) \cdot \sum Q_0, \quad (43)$$

де $\sum Q_0$ – сумарне теплове навантаження розсільних повітроохолоджувачів, розсільних батарей та інших охолоджуючих

апаратів, що обслуговуються даним випарником, Вт.

Поверхнева густина теплового потоку, Вт/м²,

$$q_{\text{в}} = k_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{в}}, \quad (44)$$

де $k_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплопередачі випарника, віднесений до його відповідної (з боку розсолу) поверхні, Вт/(м²·К);

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

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

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

Температура розсолу на виході з випарника, °С,

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

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

Для кожухотрубних аміачних випарників типу ИТГ $\theta_{\text{в}}=6 \text{ } ^\circ\text{C}$, $q_{\text{в}}=2700...3200 \text{ Вт/м}^2$, швидкість розсолу $W_{\text{р}}=0,75...1,00 \text{ м/с}$, $k_{\text{в.вн}}=450...525 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, охолодження розсолу у випарнику $\Delta t_{\text{р}}=2...3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Для хладонових кожухотрубних випарників типу ИТП із мідними трубками та накатними ребрами $q_{\text{в}}=3500...5800 \text{ Вт/м}^2$.

Для кожухозмійовикових випарників типу ИТВР $q_{\text{в}}=2300...11000 \text{ Вт/м}^2$.

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

Витрата холодоносія, м³/с,

$$V_{\text{р}} = 10^{-3} \cdot Q_{\text{в}} / [C_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{р}} \cdot (t_{\text{p1}} - t_{\text{p2}})], \quad (46)$$

де $C_{\text{р}}$ – питома теплоємність, кДж/(кг·К), холодоносія при середній

робочій температурі, рівній $0,5 \cdot (t_{p1} + t_{p2})$;
 ρ_p – 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 $\xi = 24\%$ температура замерзання складає $t_3 = -25,7\text{ }^\circ\text{C}$ і в діапазоні температур $t_p = 0 \dots -20\text{ }^\circ\text{C}$ густина складає $\rho_p = 1228 \dots 1237\text{ кг/м}^3$, а теплоємність $C_p = 2,94 \dots 2,90\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. При збільшенні концентрації ξ до $29,9\%$ температура замерзання складе $t_3 = -55\text{ }^\circ\text{C}$ і в діапазоні температур $t_p = 15 \dots -40\text{ }^\circ\text{C}$ густина складає $\rho_p = 1286 \dots 1315\text{ кг/м}^3$, а теплоємність $C_p = 2,79 \dots 2,64\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

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 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ теплоємність холодоносія $C_p = 3,5 \dots 3,3\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, а для розсолу CaCl_2 при робочій температурі від -10 до $-40\text{ }^\circ\text{C}$ $C_p = 2,8 \dots 2,6\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ [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 електровентилляторів, 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, м²,

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

де Q_0 – холодопродуктивність повітроохолоджувача, Вт;

$k_{\text{по}}$ – коефіцієнт теплопередачі ПвО, Вт/(м²·К);

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

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

Середня різниця температур (температурний напір) для ПвО безпосереднього охолодження, °С,

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

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

t_0 – температура кипіння холодоагенту, °С.

Середня різниця температур для розсільного ПвО, °С,

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

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

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

Як правило, ПвО мають безпосереднє охолодження при кипінні

холодоагентів у трубках, рідше – розсільне і у даному навчальному посібнику розсільні ПвО не розглядаються.

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

для хладонових ПвО з оребреними трубками при коефіцієнті оребрення $\beta = 10...15$ – $k_{\text{по}} = 17,5...23,3$ Вт/(м²·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, 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.

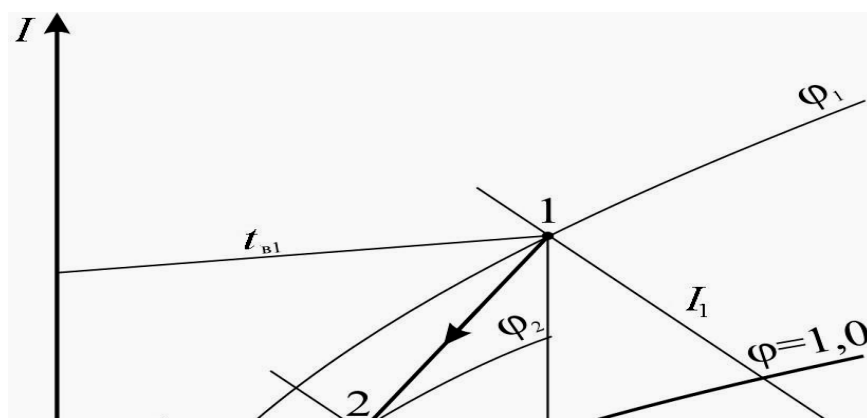


Рис. 11. Процес охолодження повітря у ПвО в $I-d$ -діаграмі вологого повітря

Точка Н знаходиться на кривій насичення $\phi=1,0$ (100 %) у місці перетинання з ізотермою t_n – лінією середньої температури поверхні охолодження $t_n = t_0 + (1...3) ^\circ\text{C}$ [1].

Оскільки температура поверхні t_n , 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_{n2} .

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

Приклад 4. Визначити площу теплопередаючої поверхні та

об'ємну витрату повітря поверхневого повітроохолоджувача для холодоагенту R22. Теплове навантаження на ПвО $Q_0=15$ кВт. Температура повітря в трюмі -18 °С.

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, викликану 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 ,

$$F_B = Q_{0B} / [k_B \cdot \theta_B], \quad (51)$$

де Q_{0B} – теплове навантаження на прилади охолодження

батареїного типу, визначене калоричним розрахунком, Вт;

k_B – коефіцієнт теплопередачі батарей, Вт/(м²·К);

θ_B – середня різниця температур між повітрям у приміщенні, що охолоджується, та киплячим холодоагентом (при безпосередньому охолодженні) чи розсолем (при його середній температурі), °С.

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/(м²·К), а для гладкотрубних батарей безпосереднього охолодження – $k_B=7,5...11$ Вт/(м²·К) [2].

Коефіцієнт теплопередачі ребристих батарей, віднесений до зовнішньої ребреної поверхні: $k_B=4...6$ Вт/(м²·К) – для хладонових батарей безпосереднього охолодження і $k_B=6...12$ Вт/(м²·К) – 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

$$n_{\text{Б}} = L_{\text{Б}} / (l_{\text{Б}} \cdot n_{\text{тр.Б}}), \quad (53)$$

чи, конструктивно визначивши довжину батареї $l_{\text{Б}}$ і число батарей $n_{\text{Б}}$, визначають число труб у батареях

$$n_{\text{тр.Б}} = L_{\text{Б}} / (l_{\text{Б}} \cdot n_{\text{Б}}). \quad (54)$$

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

Рішення

Приймаємо $k_{\text{Б}}=5,5$ Вт/(м²·К), $\theta_{\text{Б}}=15$ °С. Площа одного погонного метра оребреної труби діаметром 38 х 3 мм при кроці ребер 20 мм дорівнює 0,76 м².

Площа поверхні батарей, м²,

$$F_{\text{Б}} = Q_{0\text{Б}} / [k_{\text{Б}} \cdot \theta_{\text{Б}}] = 600 / [5,5 \cdot 15] = 72,73 \approx 73.$$

Загальна довжина труб батарей, м,

$$L_{\text{Б}} = F_{\text{Б}} / f_{\text{Б}} = 73/0,76 = 96.$$

Приймаємо число батарей $n_{\text{Б}}=2$, довжина труби в батареї $l_{\text{Б}}=4$ 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 парокompресорних холодильних машин значення основних показників, що характеризують процеси теплообміну, можна взяти з додатку 6, наведеного в підручнику [1].