

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ
ДИСЦИПЛІНИ**

ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Ступінь: бакалавр

**Кривий Ріг
2020**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун

ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Методичні рекомендації для вивчення дисципліни

Ступінь: бакалавр

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних
дисциплін та обладнання
Протокол № 8
від «20» січня 2020 р.

Схвалено навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 5
від «28» лютого 2020 р.

Кривий Ріг
2020

Омельченко О.В., Л.О. Цвіркун

О 57 Холодильні установки [Текст] : метод. рук. до вивч. дисц. / О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун; Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, каф. загальноінженерних дисциплін та обладнання. – Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2020. – 60 с.

Методичні рекомендації призначені для студентів всіх форм навчання і покликані допомогти студентам організувати вивчення дисципліни «Холодильні установки» завдяки інформації щодо змісту модулів та тем дисципліни, планів практичних занять, завдань для самостійного вивчення та розподілу балів за видами робіт, що виконуються студентами протягом вивчення дисципліни. Методичні рекомендації містять перелік питань для підготовки до підсумкового контролю та перелік основної та додаткової літератури

УДК 621.56/.59(072)

© Омельченко О.В., Цвіркун Л.О., 2020
© Донецький національний університет економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
ЧАСТИНА 1. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ».....	6
ЧАСТИНА 2. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПІДГОТОВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ.....	11
Змістовий модуль 1. Холодильні установки з системами безпосереднього охолодження та з проміжним рідким холодоносієм.....	12
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок	30
ЧАСТИНА 3. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ.....	39
Змістовий модуль 1. Холодильні установки з системами безпосереднього охолодження та з проміжним рідким холодоносієм.....	40
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок	53

ВСТУП

Основною метою вивчення дисципліни є формування у студентів професійних компетентностей, необхідних у практичній діяльності в області використання штучного холоду та розрахунку й підбору обладнання холодильних установок.

Головне завдання навчальної дисципліни полягає в ознайомленні студентів з системами холодильних установок, визначенні параметрів та підбору обладнання; сфер використання штучного холоду та оцінці ефективності обраних технічних рішень.

Предмет: вивчення методів розрахунку параметрів обладнання холодильних установок.

ЧАСТИНА 1.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ

1. Опис навчальної дисципліни

Найменування показників	Характеристика навчальної дисципліни
Обов'язкова (для студентів спеціальності "назва спеціальності") / вибіркова дисципліна	Обов'язкова для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
Семестр (осінній / весняний)	весняний
Кількість кредитів	7,5
Загальна кількість годин	225
Кількість змістових модулів	2
Лекції, годин	60
Практичні / семінарські, годин	30
Лабораторні, годин	-
Самостійна робота, годин	135
Тижневих годин для денної форми навчання:	
аудиторних	6
самостійної роботи студента	9
Вид контролю	екзамен

2. Програма навчальної дисципліни

Ціль – формування у студентів професійних компетентностей, необхідних у практичній діяльності в області використання штучного холоду та розрахунку й підбору обладнання холодильних установок.

Завдання: ознайомлення з системами холодильних установок, визначення параметрів та підбір обладнання; сфер використання штучного холоду та оцінка ефективності обраних технічних рішень.

Предмет: вивчення методів розрахунку параметрів обладнання холодильних установок.

Зміст дисципліни розкривається в темах:

1. Схеми вузла подачі холодоагенту у випарну систему.
2. Підтримання температури в охолоджувальних об'єктах.
3. Аналіз холодильних систем.
4. Виробництво аміаку.
5. Безнасосні аміачні системи.
6. Насосно-циркуляційні системи охолодження.
7. Тенденції розвитку аміачних холодильних систем.
8. Термопресор, як проміжний охолоджувач. Гідроциклони. Схеми машинних відділень.
9. Децентралізовані системи охолодження.
10. Схеми підключення конденсаторів різних типів, які працюють паралельно.

11. Особливості фреонових систем. Запобігання витіканню холодоагенту у фреонових системах.
12. Волога та повітря у фреонових системах.
13. Масла у фреонових системах.
14. Підведення фреону до випарників. Масловідділення у фреонових системах.
15. Розведення трубопроводів. Особливості циркуляції маслофреонових сумішей.
16. Доцільність систем з проміжним рідким холодоносієм.
17. Системи трубопроводів для рідких холодоносіїв.
18. Сушильні камери.
19. Штучні крижані катки та льодові арени.
20. Концентрування виморожуванням.
21. Холодильний транспорт.
22. Установки швидкого заморожування.

3. Структура навчальної дисципліни

Назви змістових модулів і тем	Кількість годин (денна форма навчання)				
	усього	у тому числі			
		лекц.	пр./сем.	лаб.	СРС
1	2	3	4	5	6
Змістовий модуль 1. Холодильні установки з системами безпосереднього охолодження та з проміжним рідким холодоносієм					
Тема 1. Схеми вузла подачі холодоагенту у випарну систему	10	4	-	-	6
Тема 2. Підтримання температури в охолоджувальних об'єктах.	10	2	2	-	6
Тема 3. Аналіз холодильних систем.	10	4	-	-	6
Тема 4. Виробництво аміаку.	8	2	-	-	6
Тема 5. Безнасосні аміачні системи.	12	2	4	-	6
Тема 6. Насосно-циркуляційні системи охолодження	10	2	2		6
Тема 7. Тенденції розвитку аміачних холодильних систем	8	2	-		6
Тема 8. Термопресор, як проміжний охолоджувач. Гідроциклони. Схеми машинних відділень	12	2	4		6
Тема 9. Децентралізовані системи охолодження.	8	2	-		6
Тема 10. Схеми підключення конденсаторів різних типів, які працюють паралельно	10	2	2		6
Тема 11. Особливості фреонових систем. Запобігання витіканню холодоагенту у фреонових системах.	8	2	-		6
Тема 12. Волога та повітря у фреонових системах	8	2	-		6

Тема 13. Масла у фреонових системах	12	4	-		8
Тема 14. Підведення фреону до випарників. Масловідділення у фреонових системах	12	2	4		6
Тема 15. Розведення трубопроводів. Особливості циркуляції маслофреонових сумішей	8	2	-		6
Тема 16. Доцільність систем з проміжним рідким холодоносієм	8	2	-		6
Тема 17. Системи трубопроводів для рідких холодоносіїв	10	4	-		6
Разом за змістовим модулем 1	164	42	18	-	104
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок					
Тема 18. Сушильні камери.	12	2	4	-	6
Тема 19. Штучні крижані катки та льодові арили.	12	2	4	-	6
Тема 20. Концентрування виморожуванням.	10	4	-	-	6
Тема 21. Холодильний транспорт.	13	6	-	-	7
Тема 22. Установки швидкого заморожування.	14	4	4	-	6
Разом за змістовим модулем 2	61	18	12	-	32
Усього годин	225	60	30	-	135

4. Теми семінарських/практичних/лабораторних занять

№ з/п	Тема практичного заняття	Кількість годин
1	Практична робота 1. Визначення розмірів камер холодильної установки для заморожування продуктів харчування.	2
2	Практична робота 2. Розрахунок оребреної батареї із круглими ребрами	4
3	Практична робота 3. Конструктивний розрахунок випарників.	2
4	Практична робота 4. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу.	4
5	Практична робота 5. Розрахунок теплообмінника первинного контуру.	2
6	Практична робота 6. Розрахунок камери з теплозахисною сорочкою.	4
7	Практична робота 7. Визначення теплоти конденсації при різних режимах роботи холодильної установки.	4
8	Практична робота 8. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін холодильної установки.	4
9	Практична робота 9. Розрахунок переохолодження рідкого аміаку.	4
Всього		30

5. Розподіл балів, які отримують студенти

A) вид контролю: екзамен

Відповідно до системи оцінювання знань студентів ДонНУЕТ, рівень сформованості компетентностей студента оцінюються у випадку проведення

екзамену: впродовж семестру (50 балів) та при проведені підсумкового контролю - екзамену (50 балів).

Оцінювання студентів протягом семестру

№ теми семінарського/практичного заняття	Аудиторна робота				Позааудиторна робота	Сума балів
	Тестові завдання	Ситуаційні завдання, задачі	Обговорення теоретичних питань теми	ПМК	Завдання для самостійного виконання	
Змістовий модуль 1						
Тема 1			2		2	4
Тема 2			2		3	5
Тема 3			2		3	5
Тема 4			2		2	4
Тема 5			2		2	4
Тема 6			2	5	3	10
Разом за змістовим модулем 1			12	5	15	32
Змістовий модуль 2						
Тема 7			2		2	4
Тема 8			3		2	5
Тема 9			2		2	4
Разом за змістовим модулем 2			7	5	6	18
Усього годин			19	10	21	50

Загальне оцінювання результатів вивчення навчальної дисципліни

Оцінка		
100-бальна шкала	Шкала ECTS	Національна шкала
90-100	A	5, «відмінно»
80-89	B	4, «добре»
75-79	C	
70-74	D	
60-69	E	3, «задовільно»
35-59	FX	2, «незадовільно»
0-34	F	

**ЧАСТИНА 2.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПІДГОТОВКИ ДО
ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ**

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ З СИСТЕМАМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА З ПРОМІЖНИМ РІДКИМ ХОЛОДНОСИЄМ

Тема 1. Визначення розмірів камер холодильної установки для заморожування продуктів харчування

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Що таке холодильна потужність холодильної установки?
2. Як розраховують значення холодильного коефіцієнта?
3. Дайте характеристику холодогентів.
4. У чому полягає особливість охолодження за допомогою холодоносія?
5. З якою метою використовують штучний холод на переробних підприємствах?
6. Які властивості льоду надають можливість використовувати його для охолодження?
7. Який процес використовують для утворення криогенних температур?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад 1. Визначити розміри камер для заморожування м'яса і його зберігання у замороженому стані.

Розв'язування

Відомо, що кількість м'яса, що піддається однофазному заморожуванню в камерах на підвісних вантажних шляхах, дорівнює 15 т на добу. Заморожування м'яса здійснюється при температурі повітря $t = -35\text{ }^\circ\text{C}$ і швидкості його руху $\omega = 0,8\text{ м/с}$. Для підтримки заданої температури і швидкості руху повітря камери обладнано підвісними повітроохолоджувачами. Тривалість процесу заморожування $\tau_z = 23\text{ год}$, тривалість циклу $\tau_{\text{ц}} = 30\text{ год}$. Загальна маса мороженого м'яса, що надходить на зберігання в штабелі, $E_3 = 5000\text{ т}$.

На заморожування надходять яловичі напівтуші (60%) і свинячі (40%), і враховуємо, що тривалість заморожування свинячих напівтуш становить 80% тривалості заморожування яловичих напівтуш.

Розраховуємо будівельну площу камер заморожування м'яса, з огляду на те, що $q_i = 0,25\text{ т/м}^3$, $\tau_{\text{ц}} = 30\text{ год}$, $K_{\text{буд}} = 1,2$

$$F'_{\text{буд.зам}} = \frac{(15 \cdot 0,6) \cdot 30}{0,25 \cdot 24} \cdot 1,2 + \frac{(15 \cdot 0,6) \cdot (30 \cdot 0,8)}{0,25 \cdot 24} \cdot 1,2 = 82,8\text{ м}^2$$

Площа камер заморожування в осях сітки колон становить:

$$F'_{\text{буд.зам}} = 1,07 \cdot F_{\text{буд.зам}} = 1,07 \cdot 8,28 = 88,5 \text{ м}^2$$

Отже, необхідна кількість будівельних квадратів дорівнює:

$$n = \frac{F'_{\text{буд.зам}}}{f} = \frac{88,5}{36} = 2,45$$

Приймаємо $n = 3$, кількість камер заморожування - $n = 2$. Отже, загальна площа камер заморожування становить:

$$\Sigma F_{\text{зам}} = 3 \cdot 36 = 108 \text{ м}^2$$

Будівельну площу камер зберігання мороженого м'яса в штабелі і необхідну кількість будівельних квадратів визначаємо з урахуванням норми завантаження, $q_v = 0,35 \text{ т/м}^3$, висоти штабеля $h_{\text{ван}} = 5,6 \text{ м}$, коефіцієнта використання площі $\beta_f = 0,8 * i$ $f = 36 \text{ м}^2$

$$F_{\text{буд.зб.зам.}} = \frac{E}{q_v h_{\text{ван}} \beta_f} = \frac{500}{0,35 \cdot 5,6 \cdot 0,8} = 319 \text{ м}^2$$

$$F'_{\text{буд.зб.зам.}} = 1,04 \cdot F_{\text{буд.зб.зам.}} = 1,04 \cdot 319 = 331,7 \text{ м}^2$$

Для зручності виконання планування холодильника приймаємо, що будівельна площа камер зберігання мороженого м'яса становить 10 квадратів.

Приймаємо одну камеру зберігання мороженого м'яса загальною площею

$$\Sigma F_{\text{зб.зам.}} = 360 \text{ м}^2$$

При цьому дійсна ємність камери схову дорівнює:

$$E'_{\text{зам}} = \frac{360 \cdot 0,35}{1,04} = 775 \text{ т (за завданням } E_3 = 500 \text{ т).}$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. № 3, 8	Вар. № 4, 9	Вар. № 5, 10	Вар. № 6, 11
Кількість м'яса, що піддається однофазному заморожуванню, т	15	20	13	16	17	18
Температурі повітря заморожування, $t^{\circ}\text{C}$	-35	-35	-30	-28	-26	-26
Швидкість руху повітря ω , м/с	0,8	0,7	0,6	0,6	0,9	0,8
Тривалість процесу заморожування, τ_3 , год	23	22	24	20	23	24
Тривалість циклу $\tau_{\text{ц}}$, год.	30	32	32	30	32	34

Тема 2. Розрахунок оребреної батареї із круглими ребрами

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. У чому полягає особливість фазового перетворення речовин?
2. Що таке абсолютна термодинамічна температура?
3. Що таке термодинамічна система?
4. Що таке оборотний процес і цикл?
5. Назвіть основні способи отримання низьких температур і надайте їх порівняльну характеристику.
6. У чому полягає фізична сутність ефекту Джоуля — Томпсона?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад 1. Визначити розміри камер для заморожування м'яса і його зберігання у замороженому стані.

Розв'язування

При проведенні розрахунків приймемо наступні параметри:

- теплове навантаження $Q_0 = 500 \text{ Вт}$;
- температура повітря в охолоджуваному об'єкті $t = 2 \text{ }^\circ\text{C}$;
- відносна вологість повітря в охолоджуваному об'єкті $\varphi_K = 90\%$;
- діаметр ребра $D_p = 0,098 \text{ м}$;
- зовнішній діаметр труби $d = 0,038 \text{ м}$;
- товщина стінки труби $\delta_{TP} = 0,0025 \text{ м}$;
- товщина ребра $\delta_p = 0,0001 \text{ м}$;
- крок ребер $u = 0,019 \text{ м}$;
- крок труб $S_1 = 0,2 \text{ м}$.

Коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні дорівнює:

$$\beta = \frac{(f + f_{TP})}{f_{BH}} = \frac{0,013 + 2,15 \cdot 10^{-3}}{1,97} \cdot 10^{-3} = 7,69,$$

де f_{BH} — площа внутрішньої поверхні труби на довжині кроку ребер, рівна:

$$f_{BH} = \pi \cdot d_{BH} \cdot u_p = 3,14 \cdot 0,033 \cdot 0,019 = 1,97 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

f_p - площа зовнішньої поверхні ребра, обумовленої по формулі:

$$f = 0,5\pi \cdot (D_p^2 - d_H^2) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_p = \\ = 1,57 \cdot (0,098^2 - 0,038^2) + 3,14 \cdot 0,098 \cdot 0,001 = 0,013 \text{ м}^2;$$

f_{TP} - площа зовнішньої поверхні труби між суміжними ребрами, рівна:

$$f_{TP} = \pi \cdot d_H \cdot (u_p - \delta_p) = 3,14 \cdot 0,038 \cdot (0,019 - 0,001) = 2,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

При роботі батареї в умовах осадження інею на її поверхні попередньо повинна бути задана гранична товщина інею, що осів 5цц.

Коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні з урахуванням прийнятої товщини інею $\delta_{ин} = 0,006$ м дорівнює:

$$\beta' = \frac{(f' + f_{TP}')}{f_{BH}} = \frac{0,019 + 9,42 \cdot 10^{-3}}{1,97} \cdot 10^{-3} = 10,12,$$

де f — площа зовнішньої поверхні інею на ребрі, рівна:

$$f' = 0,5\pi \cdot [(D_p + 2\delta_{ин})^2 - (d_H + 2 \cdot \delta_{ин})^2] + \pi \cdot (D_p + 2\delta_{ин}) \cdot (\delta_p + 2\delta_{ин}) = \\ = 1,57[(0,098 + 2 \cdot 0,006)^2 - (0,038 + 2 \cdot 0,006)^2] + 3,14(0,098 + 2 \cdot 0,006) \cdot \\ \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,006) = 0,019 \text{ м}^2$$

де f'_{TP} - площа зовнішньої поверхні інею на трубі між суміжними ребрами дорівнює

$$f'_{TP} = \pi \cdot (d_H + 2 \cdot \delta_{ин}) \cdot [u_p - (\delta_p + 2 \cdot \delta_{ин})] = \\ = 3,14 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,006) \cdot [(0,019 - (0,001 + 2 \cdot 0,006))] = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Задаємося температурою кипіння холодильного агенту

$$t_0 = t - (7/10) = 2 - 10 = -8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Задаємося температурою поверхні охолодження приладу (інею)

$$t = t_0 + (1/6) = -8 + 3,5 = -4,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря визначимо з рівняння:

$$Nu = 3 \cdot (Gr \cdot Pr)^n = 0,54 \cdot (1,79 \cdot 10^6 \cdot 0,708)^{0,25} = 18,1$$

де Nu - число Нуссельта,

Pr - число Прандтля,

Gr - число Грасгофа, рівне:

$$Gr = gL^3 \cdot \beta_B \cdot \frac{(t_K - t_H)}{v_B^2} = 9,81 \cdot 0,11^3 \cdot 3,65 \cdot \frac{10^{-3}(2 + 4,5)}{(13,2 \cdot 10^{-6})^2} = 1,79 \cdot 10^6,$$

де g - прискорення вільного падіння, $\text{м}^2/\text{з}$,

v_B - кінематична в'язкість повітря при визначальній температурі, $\text{м}^2/\text{з}$,

L - визначальний розмір, м,

$\beta_B = (273,16 + t_m)^{-1}$ - коефіцієнт об'ємного розширення повітря, $^\circ\text{C}^{-1}$.

У рівнянні для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі як визначальні параметри прийнятий діаметр ребра з урахуванням товщини інею $L = D_p + 2 \delta_{ин}$ і температура повітря $0,5 \cdot -(t_K + t_H) = -0,5^\circ\text{C}$.

Значення коефіцієнта C і показника ступеня n вибираємо з наведеної в

таблиці 2.1 їхньої залежності від величини добутку $(Gr \cdot Pr) = 1,27 \cdot 10^6$.

Таблиця 2.1

$(Gr \cdot Pr)$	C	n
$1 \cdot 10^3 / 5 \cdot 10^2$	1,180	0,125
$5 \cdot 10^2 / 2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
$2 \cdot 10^7 / 1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,330

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі до поверхні батареї (інею) дорівнює:

$$\alpha_k = Nu \cdot \frac{\lambda_B}{L} = 18,1 \cdot 2,34 \cdot \frac{10^{-2}}{0,11} = 3,85 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт вологовипадіння дорівнює:

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{(Q_C + Q_{\text{ВЛ}})}{Q_C} = 1 + \frac{Q_{\text{ВЛ}}}{Q_C} = 1 + [(d_k'' \cdot \varphi_k - d_H'') / (t_K - t_H)] \cdot \frac{(r - i_H)}{C_p} = \\ &= 1 + [(4,42 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 2,62 \cdot 10^{-3}) / (2 + 4,5)] \cdot \frac{2835 + 9,4}{1,012} = 1,58, \end{aligned}$$

де Q_C - тепловий потік, переданий сухим шляхом, Вт;

$Q_{\text{ВЛ}}$ - тепловий потік, переданий вологим шляхом, Вт;

d_k - вологовміст насиченого повітря при температурі в охолоджуваному об'єкті, кг/кг;

d_H - вологовміст повітря при температурі поверхні батареї (інею) і $\varphi = 100\%$, кг/кг; $i = 2,09 \cdot t_H$ кДж/кг - ентальпія інея;

$c_p = c_p + 1,87 \cdot d_m$ - питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К);

c_p - питома теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·К);

d_m - вологовміст повітря при визначальній температурі, кг/кг; r - питома теплота фазового переходу, кДж/кг. При $t_H < 0$ $r = 2835$ кДж/кг.

Променистий коефіцієнт тепловіддачі до поверхні батареї інею дорівнює:

$$\begin{aligned} \alpha_L &= C_0 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \psi \cdot \frac{\left[\left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_H}{100} \right)^4 \right]}{(t_K - t_H)} = \\ &= 5,67 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,33 \cdot \frac{\left[\left(\frac{275,15}{100} \right)^4 - \left(\frac{268,65}{100} \right)^4 \right]}{2 + 4,5} = 1,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

де $C_0 = 5,67$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}^4$) - коефіцієнт випромінювання поверхні абсолютно чорного тіла,

ε_1 і ε_2 - відповідно ступінь чорноти тіл, що беруть участь в теплообміні (поверхня прибору охолодження (інея) і внутрішніх огорожень і вантажів);

T_K і T_H - відповідно, абсолютні температури камери і поверхні охолоджуючого пристрою;

K, ψ - коефіцієнт опромінення.

Загальний коефіцієнт опромінення ψ залежить від взаємного екранування ребер і затінення ними труб одиночної труби ψ_1 і взаємного розташування оребрених труб у батареї ψ_2 і дорівнює:

$$\psi = \psi_1 \cdot \psi_2 = 0,38 \cdot 0,87 = 0,33$$

Загальний сумарний коефіцієнт тепловіддачі визначається коефіцієнтами тепловіддачі через конвекцію і випромінювання і дорівнює:

$$\alpha_{\text{заг}} = \alpha_{\text{до}} \cdot \xi + \alpha_{\text{л}} = 3,85 \cdot 1,58 + 1,25 = 7,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням термічного опору прийнятої товщини шару інею буде таким:

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{заг}}} + \delta_{\text{ін}}/\lambda_{\text{ін}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{7,3} + 0,006/0,2 \right)^{-1} = 5,99 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо так:

$$E = \frac{th(mh)}{mh} = \frac{th(0,65)}{0,65} = 0,88,$$

де $mh = \sqrt{2\alpha_{\text{пр}}/(\delta_{\text{р}}\lambda_{\text{р}})} \cdot h$ — безрозмірний комплекс,

$\delta_{\text{р}}$ — товщина ребра;

$\lambda_{\text{р}}$ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра, Вт/(м К),

h — умовна висота ребра, м.

Умовна висота круглого ребра дорівнює:

$h = h \cdot [1 + 0,805 \cdot \log(D_{\text{р}}/d_{\text{н}})] = 0,03[1 + 0,805 \cdot \log(0,098/0,038)] = 0,04$ м,
де $h = 0,5 \cdot (D_{\text{р}} - d) = 0,5 \cdot (0,098 - 0,038) = 0,03$ м — висота ребра.

Безрозмірний комплекс дорівнює:

$$mh = \sqrt{2 \cdot 5,99 / (0,001 \cdot 45)} \cdot 0,04 = 0,65$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби, дорівнює:

$$\alpha_{\text{усл}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot [(f_{\text{п}} \cdot E/f_{\text{н}}) + f_{\text{ТР}}/f_{\text{н}}] =$$

$$= 5,99 \cdot [(0,013 \cdot 0,88/0,01515) + 2,15 \cdot 10^{-3}/0,01515] = 5,43 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $f = f + f_{\text{ТР}} = 0,01515$ м² - зовнішня поверхня ребристого елемента.

Щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби, дорівнює:

$$\alpha_{\text{вн}} = \alpha_{\text{заг}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) \cdot \beta' = 6,93 \cdot (2 + 4,5) \cdot 10,12 = 455,9 \text{ Вт/м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні холодоагенту (аміаку) дорівнює:

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 \cdot t_0) \cdot q_{\text{вн}}^{0,25} = (103,2 - 0,19 \cdot 8) \cdot 455,9^{0,25} = 470 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні батареї (інею), без обліку малого термічного опору стінки труби дорівнює:

$$K_H = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{усл}}} + \frac{\beta'}{\alpha_0} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{5,43} + 10,12/470 \right)^{-1} = 4,86 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, дорівнює:

$$q = K_H \cdot (t - t_0) = 4,86 \cdot (2 + 8) = 48,6 \text{ Вт/м}^2$$

Розрахункова різниця температур повітря камери й поверхні інею дорівнює:

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_{\text{заг}}} = \frac{48,6}{7,3} = 6,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

Відносна погрішність прийнятих і розрахункового температурних напорів становить:

$$[(\Delta t_2 - \Delta t_1)/\Delta t_2] \cdot 100\% = [(6,66 - 6,5)/6,66] \cdot 100\% = 2,4\% \leq 10\%,$$

де $\Delta t_1 = t - t = 2 + 4,5 = 6,5 \text{ }^\circ\text{C}$ - прийнята різниця температур.

Площа зовнішньої поверхні батареї (інею) дорівнює:

$$F_{\text{ни}} = \frac{Q_0}{q} = \frac{500}{48,6} = 10,3 \text{ м}^2.$$

Площа зовнішньої поверхні батареї без інею буде наступною:

$$F_H = F_{\text{ни}} \cdot \frac{\beta}{\beta'} = 10,3 \cdot \frac{7,69}{10,12} = 7,83 \text{ м}^2.$$

Сумарна довжина труб батареї дорівнює:

$$L = \frac{F_H}{\pi \cdot d_B \cdot \beta} = \frac{7,83}{3,14 \cdot 0,033 \cdot 7,69} = 9,83 \text{ м.}$$

Приймаємо конструкцію батареї з 4-ма шлангами по її висоті при сумарній довжині труб $L = 10 \text{ м}$. Тоді довжина батареї складе $L_B = 10/4 = 2,5 \text{ м}$.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. № 3, 8	Вар. № 4, 9	Вар. № 5, 10	Вар. № 6, 11
Теплове навантаження, Q_0 , Вт	500	500	600	550	350	450
Температура повітря в охолоджуваному об'єкті, t , $^\circ\text{C}$	2	3	2	0	1	3
Відносна вологість повітря в охолоджуваному об'єкті, φ_K , %	90	90	100	80	75	100
Діаметр ребра, D_p , м	0,098	0,096	0,085	0,079	0,092	0,064
Зовнішній діаметр труби, d , м	0,038	0,036	0,045	0,055	0,032	0,026
Товщина стінки труби, δ_{TP} , м	0,0025	0,0010	0,0015	0,0020	0,0025	0,0037

Тема 3. Конструктивний розрахунок випарників

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Сформулюйте визначення процесу випарювання і вкажіть на яких фізичних явищах базується цей процес.

2. З якою метою перед випарником встановлюється дросель (регулювального вентиля)?

3. Яке призначення випарника і де він встановлюється в холодильних машинах?

4. З якою метою в холодильних машинах встановлюється регулювальний вентиль перед випарником?

5. Назвіть причини зниження температури кипіння холодоагенти у випарнику.

6. Які існують типи випарників?

7. Який тип випарника є більш ефективним?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад. Виконати конструктивний розрахунок випарників за умови, що розміщення труб у трубних решітках апарата по сторонах рівностороннього трикутника із діаметром труби 0,025 м, число ходів по теплоносію $z = 8$

Розв'язування

Визначаємо крок труб

$$S_1 = 1,3 d_n = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325 \text{ м.},$$

довжину труб апарата

$$L_1 = F_{BH} / (\pi \cdot d_{BH} \cdot n_1 \cdot z):$$

$$\text{- для R717 - } L_1 = 86,1 / (3,14 \cdot 0,02 \cdot 26 \cdot 8) = 6,6 \text{ м};$$

$$\text{- для R22 - } L_1 = 80,2 / (3,14 \cdot 0,02 \cdot 26 \cdot 8) = 6,14 \text{ м}.$$

При виборі основних розмірів трубних решіток і діаметра обичайки може бути використаний наступний підхід.

Загальне число зруб в апаратах дорівнює $n = n_1 \cdot z = 26 \cdot 8 = 208$ од.

Вибираємо найближче сумарне число труб в апараті $nm = 217$ шт. Використовуючи варіант неповного заповнення трубних грат при відсутності

одного верхнього ряду труб, визначаємо конструктивне число труб $n = mn - a = 217 - 9 = 208$ шт, де $a = 9$ од. — число труб верхнього ряду пучка. Для прийнятого значення вибираємо кількість труб, то перебувають на більшій діагоналі пучка, $m = 17$ шт.

Внутрішній діаметр обичайки (кожуха апарата) дорівнює:

$$D_{\text{вн}} = m \cdot S_1 = 17 \cdot 0,0325 = 0,55 \text{ м,}$$

де $S_1 = 1,3 \cdot dn = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325$ м — шаг труб.

Перевіряємо відношення $L_1/D_{\text{вн}}$, для якого рекомендується значення, що, перебуває в межах $3,5=12$:

- для R717 — $L_1/D_{\text{вн}} = 6,6/0,55 = 12$;

- для R22 — $L_1/D_{\text{вн}} = 6,14/0,55 = 11,2$.

Конструкції аміачного й фреонового кожухотрубних затоплених випарників відповідають рекомендованому відношенню $L_1/D_{\text{вн}}$.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 3.

Таблиця 3

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. № 3, 8	Вар. № 4, 9	Вар. № 5, 10	Вар. № 6, 11
діаметр труби, м	0,016	0,025	0,032	0,04	0,016	0,032
число ходів по теплоносію	15	11	5	7	12	9

Тема 4. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. За якими основними ознаками класифікують випарні апарати?
2. Які переваги мають пристрої для випарювання рідин з застосуванням вакууму?
3. В чому полягають переваги багатокорпусних випарних установок у порівнянні з однокорпусними?
4. Поясніть принцип дії і конструкцію однокорпусного випарного апарата безперервної дії з центральною циркуляційною трубою
5. Область застосування кожухотрубних теплообмінників?
6. Як змінюється передача тепла, якщо застосовується примусовий обдув випарника в порівнянні з роботою випарника в нерухомому повітрі?
7. Що відбувається, якщо пар холодоагенту не видаляється з випарника?

2. *Опитування.*

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад 1. Виконати розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу виходячи з наступних даних: холодовидатність апарата $Q_0 = 180$ кВт; температура повітря в камері $t = -2$ °С. Геометричні розміри гладких труб: зовнішній діаметр труби $d = 0,025$ м; внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}} = 0,020$ м; холодоносний агент R717 та R22.

Розв'язування

Розрахункова холодовидатність апарата визначається кількістю теплоти Q_0 , яку необхідно відвести від охолоджуваного об'єкта. З врахуванням теплопритоків на шляху руху холодоносія між охолоджуваним об'єктом і випарником, теплового еквівалента роботи, витраченої на циркуляцію холодоносія, і тепловтрат апарата в навколишнє середовище значення холодовидатності приймають рівним:

$$Q_{0P} = \left(\frac{1,1}{1,2}\right) \cdot Q_0 = 1,1 \cdot 180 = 198 \text{ кВт.}$$

Для заданих температурних умов в охолоджуваному об'єкті ($t = -2$ °С) середня температура холодоносія дорівнює $t = t - (7/10) = -2 - 8 = -10$ °С.

Температуру кипіння агента t_0 приймаємо на 5°С нижче середньої температури холодоносія $t_0 = -10 - 5 = -15$ °С.

Приймаємо підохолодження холодоносія в апараті $\Delta t = 4$ °С і визначаємо його температуру на вході $t_1 = t + 0,5 \cdot \Delta t_s = -10 + 0,5 \cdot 4 = -8$ °С та на виході з апарату $t_2 = t_s - 0,5 \cdot \Delta t_s = -10 - 0,5 \cdot 4 = -12$ °С.

Середня логарифмічна різниця температур у випарнику становить:

$$\theta_L = (t_1 - t_2) / \ln[(t_1 - t_0)/(t_2 - t_0)] = 4 / \ln[(-8 + 15)/(-12 + 15)] = 4,72 \text{ °С}$$

Теплофізичні параметри холодоносія (поліпропілен) визначаємо з таблиць роботи при середній температурі $t = -10$ °С і концентрації ξ , що відповідає температурі його замерзання $t_3 = t_0 - (5/8) = -15 - 5 = -20$ °С:

$\nu = 4,852 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda = 0,424$ Вт/(м · К) — коефіцієнт теплопровідності;

$c_p = 3,86$ кДж/(кг · К) — питома теплоємність;

$\rho = 1030$ кг/м³ — щільність;

$Pr = 45,5$ - число Прандтля.

З рівняння теплового балансу випарника визначаємо масову витрату холодоносія:

$$G_s = \frac{Q_0}{\left[(C_p \cdot (t_1 - t_2)) \right]} = \frac{198}{[3,86 \cdot (-8 + 12)]} = 12,8 \text{ кг/с}$$

Приймаючи величину швидкості холодоносія $\omega_s = 1,5 \text{ м/с}$, визначаємо кількість труб в одному ході апарата:

$$n_1 = \frac{4G_s}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \rho \cdot \omega_s} = 4 \cdot \frac{12,8}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1030 \cdot 1,5} = 26,4 \text{ од.}$$

Значення n , округляємо до цілого значення $n_1 = 26 \text{ од.}$ і уточнюємо швидкість руху холодоносія ω_s :

$$\omega_s = \frac{4G_s}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \rho \cdot n_1} = 4 \cdot \frac{12,8}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1030 \cdot 26} = 1,52 \text{ м/с}$$

Режим руху теплоносія визначається значенням числа Рейнольдса:

$$Re = \omega_s \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{\nu} = 1,52 \cdot \frac{0,02}{4,852} \cdot 10^{-6} = 6256,6.$$

Число Нусельта пов'язане з ним вираженням:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{пер}} = 0,021 \cdot 6256,5^{0,8} \cdot 45,5^{0,43} \cdot 0,88 = 103,9.$$

Звідси може бути знайдений коефіцієнт тепловіддачі на стороні теплоносія:

$$\alpha_s = Nu \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} = 103,9 \cdot \frac{0,424}{0,02} = 2202,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Щільність теплового потоку на стороні теплоносія, віднесена до внутрішньої поверхні апарата, дорівнює:

$$q_{\text{вн}} = \theta_s / \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \text{ Вт/м}^2$$

Тоді одержуємо:

для аміачних випарників (R717):

$$q_{\text{вн}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha_s} + 0,7 \cdot 10^{-3}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{2202,7} + 0,7 \cdot 10^{-3}} = 866,6 \cdot \theta_s \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

для хладонових випарників (R22):

$$q_{\text{вн}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{\alpha_s} + 0,5 \cdot 10^{-3}} = \frac{\theta_s}{\frac{1}{2202,7} + 0,5 \cdot 10^{-3}} = 1048,2 \cdot \theta_s \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

де δ_3/λ_3 — термічний опір забруднень, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

$\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ — термічний опір стінки труби, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

θ_s – різниця між температурами внутрішньої стінки і руби і теплоносія, °С.

Сумарний опір забруднень і стінки труби $\delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_3/\lambda_3$ приймаємо рівним: для аміачних випарників $(0,7-0,9) \cdot 10^{-3}$ (м² · К)/Вт; для хладонових випарників зі сталевими гладкими трубами $(0,45-0,6) \cdot 10^{-3}$ (м² · К)/Вт.

Щільність теплового потоку на стороні агента, віднесена до внутрішньої поверхні апарата, дорівнює:

$$q_{вн} = \alpha_0 \cdot \theta_0 \cdot \frac{d_H}{d_{вн}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

де θ_0 - різниця між температурами зовнішньої стінки труби й агента, °С
 α_0 - коефіцієнт тепловіддачі на стороні агента, Вт/(м² · К);

При кипінні агента на пучках гладких труб щільність теплового потоку визначається з виражень:

при кипінні R717:

$$q_{вн} = 580 \cdot \theta_0^{1,667} \cdot \frac{d_H}{d_{вн}} = 580 \cdot \theta_0^{1,667} \cdot \frac{0,025}{0,02} = 725 \cdot \theta_0^{1,667} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

при кипінні R22:

$$\begin{aligned} q_{вн} &= C_0^4 \cdot [F(\pi)]^4 \cdot (R_z/R_{z0})^{0,8} \cdot \theta_0^4 \cdot \varepsilon_{\pi}^4 \cdot \frac{d_H}{d_{вн}} = \\ &= 4,74^4 \cdot 0,2618^4 \cdot (4/1)^{0,8} \cdot \theta_0^4 \cdot 1,7^4 \cdot \frac{0,025}{0,02} = 75,05 \cdot \theta_0^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \end{aligned}$$

де $C_0 = 4,74$ — коефіцієнт, що враховує властивості R22;

$F(\pi) = 0,2618$ при $\pi = P_0/P_k = 3,03/49,9 = 0,06$; $R_z = 4$ мкм і $R_{z0} = 1$ мкм - відповідно, середні висоти нерівностей на шорсткуватій і еталонній поверхнях сталевих труб;

$\varepsilon_{\pi} = 1,7$ – коефіцієнт, що враховує вплив числа рядів труб у пучку.

За допомогою довідникових даних визначаємо щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні відповідного апарата: для аміачного $q_{вн} = 2300$ Вт/ м²; для фреонового $q_{вн} = 2470$ Вт/ м². Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні $\kappa_{вн} = q_{вн}/\theta_0$, дорівнює: для R717 $\kappa_{вн} = 2300/4,72 = 487,3$ Вт/(м² · К); для R22 $\kappa_{вн} = 2470/4,72 = 523,3$ Вт/(м² · К). Коефіцієнт тепловіддачі па стороні агента $\alpha_{0вн} = q_{вн}/\theta_0$ дорівнює: для R717 $\alpha_{0вн} = 2300/2 = 1150$ Вт/(м² · К); для R22 $\alpha_{0вн} = 2470/2,37 = 1042$ Вт/(м² · К).

Площа внутрішньої поверхні апарата $F_{вн} = Q_0/q_{вн}$ дорівнює:

- для K717 $F_{вн} = 198 \cdot 10^3/2300 = 86,1$ м²;

- для R22 $F_{вн} = 198 \cdot 10^3/2470 = 80,2$ м².

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 4.

Таблиця 4

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
холодовидатність апарата Q_0 , кВт	150	210	200	160	170	190
температура повітря в камері t , °С	-5	-2	-7	-1	-4	-3

Тема 5. Розрахунок теплообмінника первинного контуру

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Наведіть класифікацію теплообмінників
2. За якими ознаками можна класифікувати теплообмінні апарати?
3. Чим відрізняються змієвикові теплообмінники від спіральних?
4. Чим відрізняються пластинчасті теплообмінники від теплообмінних апаратів з сорочками?
5. У чому переваги і недоліки багатোধодових кожухотрубчасті теплообмінників в порівнянні з одноходовою?
6. Що таке первинний і вторинний теплоносії?
7. Що таке життєвий цикл теплообмінного апарату?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад. Для проведення розрахунку теплообмінника первинного контуру необхідні наступні вихідні дані: теплове навантаження Q , кВт; температура на вході $T_{БС1}$ °С; температура побутових стоків на виході, $T_{БС2}$ °С; температура води на вході в теплообмінник, $T_{В1} = 10$ °С; обсяг бака акумулятора БА-1 V, м³; пікове надходження побутових стоків $G_{БС}$, м³/година; час заповнення бака τ , година.

Розв'язування

Розрахункова схема теплообміну представлена на рисунку 5.1.

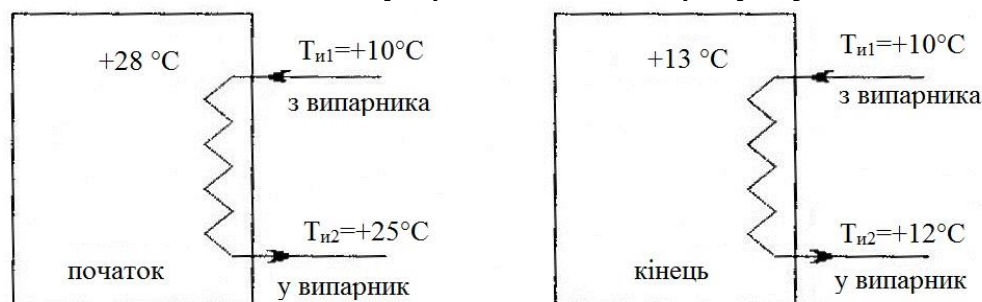


Рис. 5.1. Розрахункова схема теплообміну

Середня різниця температур у процесі теплообміну в баку визначається по залежності

$$\Theta = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

де $\Delta T_1 = T_{\text{БС1}} - T_{\text{И1}}$, а $\Delta T_2 = T_{\text{БС2}} - T_{\text{И2}}$

Середня різниця температур протягом процесу складе

$$\Theta_{\text{ср}} = \frac{\Theta_{\text{Н}} + \Theta_{\text{К}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Витрата теплоносія через теплообмінник визначаємо по залежності

$$G_{\text{В}} = \frac{Q}{c_{\text{В}} \Delta T_{\text{ср}}}, \text{ кг/с}$$

Задаємося швидкістю руху води в трубах $\omega = 1,5$ м/с і визначаємо діаметр труби

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{G_{\text{В}}}{3600 \omega \rho \cdot 0,785}}, \text{ м}$$

Визначаємо по отриманому розрахунковому значенню діаметра найближче стандартне значення діаметра й визначаємо швидкість руху води в стандартній трубі

$$\omega = \frac{G_{\text{В}}}{3600 \cdot 0,785 \cdot d_{\text{ВН}}}, \text{ м/с}$$

Внутрішній коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по залежності [10]

$$\alpha_{\text{ВН}} = B \frac{\omega_{\text{ж}}^{0,8}}{d_{\text{ВН}}^{0,2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Зовнішній коефіцієнт тепловіддачі для умов вільного руху води в баку визначається по залежності

$$\alpha_{\text{Н}} = A_1 \left(\frac{\Theta}{d_{\text{Н}}} \right)^{0,25}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де Θ - температурний напір між водою в баку і стінкою труби.

Приймаємо в розрахунках $t_{\text{ст}} = t_{\text{ж.внутр}}$, коефіцієнт A_1 знаходимо по довідковим даним.

Коефіцієнт теплопередачі визначається по залежності

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{BH}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Поверхня теплообмінника визначається з формули:

$$F = \frac{Q}{k\Theta_{cp}}, \text{м}^2$$

Довжина труб при цьому складе

$$L = \frac{F}{\pi d_H}, \text{м}$$

Після виконання компоновання елементів теплообмінного апарата, у процесі якого можуть бути змінені довжина і діаметр труб при незмінному тепловому навантаженні, виконується перевірочний тепловий розрахунок, аналогічно проведеному вище, і перевірочний розрахунок гідравлічного опору по залежності

$$\Delta P = \xi_1 \frac{1}{d_{BH}} \cdot \frac{\omega^2 \cdot p}{2} + \xi_2 \frac{\omega^2 \cdot p}{2}$$

де ξ_1 — місцевий опір гладких труб, ($\xi_1 = 0,29$); ξ_2 — місцевий опір поворотів, (при повороті 90° $\xi_2 = 0,6$, при повороті на 180° $\xi_2 = 1,0$).

Як альтернативне рішення може бути розглянутий теплообмінник, зібраний із секцій оребрених труб з відомими теплотехнічними й гідравлічними характеристиками.

Тема 6. Розрахунок камери з теплозахисною сорочкою.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Чим обумовлений строк служби теплоізоляції холодильних установок?
2. Як впливає зволоження теплоізоляції на її властивості і роботу?
3. Які існують вимоги до ізоляційного шару?
4. За якою формулою проводиться розрахунок товщини теплоізоляції?
5. Яку температуру називають криоскопічною?
6. Що таке теплоносій? Яке його призначення?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад. У повітряному продуху змонтовані вісім трьох трубних горизонтальних ребристих батарей довжиною по 18м площею поверхні охолодження 53м^2 кожна. Батареї виготовлені зі сталевих труб діаметром 57 мм, товщиною 3,5 мм із крученими ребрами висотою 46 мм і товщиною 1 мм. Крок між ребрами 35,7 мм. У камері на відстані 60 см. від стіни встановлена залізобетонна перегородка товщиною 6 см. Температура кипіння холодоагенту в батареях камери і батареях повітряних продухів однакова й становить $t_0 = -28^\circ\text{C}$. Визначити експлуатаційні параметри камери з теплозахисною сорочкою, а саме температуру, відносну вологість повітря і усушку продуктів.

Розв'язування

Коефіцієнт теплопередачі ребристих батарей дорівнює

$$K_{\text{бк}} = 4,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

У камери, обладнаною теплозахисною сорочкою, буде надходити м'ясо з температурою не вище -15°C . Тому кількість внутрішніх теплоприпливів в цих камерах менша ніж в звичайних.

Кількість теплоти, що необхідно відвести при доморожуванні 65,4 т м'яса (добове надходження) від -10°C до -18°C дорівнює:

$$Q_2 = \frac{25,6 \cdot 65400 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 19378 \text{ Вт.}$$

а загальний внутрішній теплоприток:

$$Q_{\text{вн}} = Q_2 + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{дв}} = 19378 + 1050 + 1400 + 1817 = 23645 \text{ Вт.}$$

Площа поверхні ребристих батарей, установлених у камері, дорівнює;

$$F_{\text{б.к.}} = \frac{Q_{\text{вн}}}{(t_{\text{к}} - t_0)} = \frac{23645}{4,75 \cdot 10} = 498 \text{ м}^2.$$

Для визначення умовно рівноважної температури повітря в камері й продукті складемо два рівняння теплового балансу:

- $F'_1 \cdot k'_1 \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{н}}) + F''_1 \cdot k''_1 \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{н}}) + F_{\text{н}} \cdot k_{\text{н}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = k_{\text{б.п.}} \cdot F_{\text{б.п.}} \cdot (t_{\text{н}} - t_0),$
- $F_2 \cdot k_2 \cdot (0,6 \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}})) + Q_{\text{вн}} - F_{\text{н}} \cdot k_{\text{н}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = k_{\text{б.п.}} \cdot F_{\text{б.п.}} \cdot (t_{\text{к}} - t_0)$

де F'_1 – площа поверхні зовнішніх стін камери, м^2 ;

F''_1 – площа поверхні перекриття, м^2 ;

$F_{\text{н}}$ – площа поверхні стін продуху, м^2 ;

$F_{\text{б.п.}}$ – площа поверхні батарей продуху, м^2 ;

$F_{\text{б.к.}}$ – площа поверхні батарей камери, м^2 ;

F_2 – площа поверхні внутрішніх стін камери, м^2 ;

k_1 – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

k''_1 – коефіцієнт теплопередачі перекриття, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

k_2 – коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$k_{\text{б.п.}}$ – коефіцієнт теплопередачі батарей продуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$k_{б.к.}$ – коефіцієнт теплопередачі батарей камери, Вт/(м² · К);
 κ_n – коефіцієнт теплопередачі стін продуху, Вт/(м² · К);
 t_H – температура зовнішнього повітря, °С;
 t_K – температура повітря в камері, °С;
 t_n – температура повітря в продуху, °С;
 $Q_{вн}$ – сумарні внутрішні теплоприпливи, Вт.

Розрахуємо коефіцієнт теплопередачі стін продуху, прийнявши його однаковим для стін і стелі:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{0,06}{1,3} + \frac{1}{5}} = 2,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Підставимо чисельні значення величин і вирішимо ці рівняння:

$$\begin{aligned}
 1. \quad & 3888 \cdot 0,278 \cdot (28 - t_n) + 1210 \cdot 2,3 \cdot (t_K - t_n) = 4,75 \cdot 8 \cdot 53 \cdot [t_n - (-28)]; \\
 & 2 \cdot 86 \cdot 0,31 \cdot (0,6(28 - t_K)) + 23645 - 1210 \cdot 2,3 \cdot (t_K - t_n) \\
 & = 4,75 \cdot 498 \cdot [t_K - (-28)].
 \end{aligned}$$

Вирішуючи з цих рівнянь залежності відносно t_n одержимо:

$$\begin{aligned}
 & 6,61 \cdot t_n = 137,79; \quad t_n = -20,85 \text{ °С}; \\
 & 49179 + 5054,6 \cdot (-20,85) \\
 t_k = & \frac{2780}{2780} = -18,8 \text{ °С}.
 \end{aligned}$$

Визначимо температуру внутрішньої поверхні $t_{ст}$ залізобетонної перегородки з боку камери:

$$\begin{aligned}
 \frac{t_{ст} - t_n}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}} &= \frac{t_K - t_{ст}}{\frac{1}{\alpha_k}}, \\
 \frac{t_{ст} - (-20,85)}{\frac{1}{5} + \frac{0,06}{1,3}} &= \frac{-18,8 - t_{ст}}{\frac{1}{5}}, \\
 t_{ст} &= -19,7 \text{ °С}.
 \end{aligned}$$

Товщина інею у зв'язку з великою поверхнею перегородок буде незначна, і її можна не враховувати.. Знайдемо коефіцієнт вологовипадіння для даних умов:

$$\xi = 1 + \frac{0,77 - 0,75}{(-20,2) - (-20,49)} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2828 - 2,1 \cdot (-20,49)}{1,01} = 1,196.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі радіацією:

$$\alpha_L = 0,91 \cdot 0,91 \cdot 5,7 \cdot 1 \left[\frac{(2,528)^4 - (2,525)^4}{252,8 - 252,5} \right] = 2,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

і наведений коефіцієнт тепловіддачі

$$(\alpha_1)_{пр}^1 = 5 \cdot 1,196 + 2,95 = 8,93 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Визначимо умовно-рівноважну відносну вологість повітря в камері:

$$Z_K = \frac{828 \cdot 5 \cdot 1210 [2828 - 2,1 \cdot (-20,49)]}{1,45 \cdot 300000 \cdot 1,01 \cdot [26,6 + (-20,2)]} = 4958,$$

$$\varphi = \frac{100 + 4958 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3}}{1 + \frac{4958 \cdot 0,77 \cdot 10^{-3}}{100}} = 99,9\%.$$

Усушка продуктів розраховується по формулі:

$$\Delta G_n = G_{\text{ін}} = (\omega_{\text{ін}}) \cdot p_{\text{ін}} \cdot 1 = \frac{p_{\text{ін}} \cdot (t_1 - t_2) \cdot F_n}{\xi \cdot r_v \left[\left(\xi + \frac{\alpha_p}{\alpha_1} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{ін}}}{\lambda_{\text{ін}}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right) + \frac{1}{\alpha_1} \right]}$$

де $(\omega_{\text{ін}})_x$ - швидкість осадження інею на охолодній поверхні перегородок.

Усушка м'яса за даних умов складає:

$$\Delta G'_n = \frac{200 \cdot [-20,2 - (-20,49)] \cdot (1,196 - 1) \cdot 1210}{1,196 \cdot 565200 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{5}} = 9,9 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 0,35 \text{ кг/г}$$

Іній буде осаджуватися не тільки на перегородці, але й на батареях. Врахуємо і цю усушку. Знайдемо коефіцієнт вологовипадіння на батареях:

$$\xi_6 = 1 + \frac{0,77 - 0,4}{-20,2 - (-27,6)} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2828 - 2,1 \cdot (-27,6)}{1,01} = 1,143.$$

Приймаємо температуру на поверхні інею батарей $t_{\text{ін}} = -27,6$ °С. Наведений коефіцієнт тепловіддачі годі буде дорівнює:

$$(\alpha_1)'_{\text{пр}} = 5 \cdot 1,143 + 1 = 6,716 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт $\alpha_{\text{л}} = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ прийнятий виходячи з малої величини коефіцієнта опромінення ребристих батарей:

$$Z_k = \frac{828 \cdot 5 \cdot 498 \cdot [2828 - 2,1 \cdot (-27,6)]}{1,45 \cdot 300000 \cdot 1,01 \cdot [26,6 + (20,2)]} = 2114,6;$$

$$\varphi = \frac{100 + 2114,6 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{1 + \frac{2114,6 \cdot 0,77 \cdot 10^{-3}}{100}} = 99,3\%$$

Випадіння вологи на батареях буде дорівнювати:

$$\Delta G''_n = G_{\text{ін}} = \frac{[(-20,2) - (-27,6)] \cdot (1,143 - 1) \cdot 498 \cdot 200}{1,143 \cdot 565200 \cdot 10^3 \cdot \left[\frac{6,716}{5} \cdot \frac{0,005}{0,2} \cdot \frac{1}{5} \right]} = 9,9 \cdot 10^{-5}$$

$$= 6,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

а загальна усушка $\Delta G_n = (0,99 + 6,7) \cdot 10^{-4} = 7,69 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$.

Усушка за місяць буде дорівнювати:

$$G = \frac{7,69 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 100}{1090 \cdot 1000} = 0,18\%.$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 6.

Таблиця 6

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Довжина ребристих батарей, м	15	25	35	30	20	23
Площа поверхні охолодження однієї батареї, м ²	40	60	55	70	50	65
Температура кипіння холодоагенту, °С	-15	-30	-17	-20	-25	-23

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. СФЕРИ ВИКОРИСТАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Тема 7. Визначення теплоти конденсації при різних режимах роботи холодильної установки.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. За якою формулою визначають теплоту конденсації?
2. Як впливає температура кипіння і конденсації на питому масову теплоту кипіння?
3. З якою метою в холодильних установках використовується конденсатор?
4. Якими показниками оцінюється досконалість холодильної установки?
5. Як визначають холодопередавальну поверхню конденсатора?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад 1. Визначити теплоту конденсації при різних режимах роботи холодильної установки. Витрата аміаку при температурі кипіння холодоагенту $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$ і $Q_{01} = 278400\text{ Вт}$.

Розв'язування

Конденсатор. Визначимо теплоту конденсації при різних режимах роботи холодильної установки. Витрата аміаку при температурі кипіння холодоагенту $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$ і $Q_{01} = 278400\text{ Вт}$ дорівнює:

$$G_1 = \frac{Q_{01}}{q_{01}} = \frac{278400}{(1626 - 519) \cdot 10^3} = 0,252\text{ кг/с}$$

Теплота конденсації аміаку при температурі $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$ становить:

$$Q_{K1} = G_1 \cdot q_1$$

або

$$Q_{K1} = 0,252(2095 - 565) = 385,6\text{ кВт.}$$

Витрата аміаку при $t_0 = -28\text{ }^\circ\text{C}$ і $Q_{02} = 301600\text{ Вт}$ складає:

$$G_2 = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = \frac{301600}{(1567 - 519) \cdot 10^3} = 0,286\frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплота конденсації аміаку при $t_0 = -28\text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює:

$$Q_{K2} = G_2 \cdot q_{K2} = 0,288 \cdot (1969 - 565) = 404,3\text{ кВт.}$$

У цих умовах витрата аміаку при $t_0 = -12\text{ }^\circ\text{C}$ і $Q_{03} = 220400\text{ Вт}$ складає:

$$G_3 = \frac{Q_{03}}{q_{03}} = \frac{220400}{(1668 - 519) \cdot 10^3} = 0,192 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Нарешті при $t_0 = -12 \text{ }^\circ\text{C}$ теплота конденсації холодоагенту аміаку визначиться, як

$$Q_{K3} = G_3 \cdot q_{K3} = 0,192 \cdot (1877 - 565) = 252,0 \text{ кВт.}$$

Тепер можна визначити і загальне навантаження на конденсатор

$$Q_K = Q_{K1} + Q_{K2} + Q_{K3} = 385,6 + 404,3 + 252 = 1042,9 \text{ кВт.}$$

Для кожухотрубних конденсаторів щільність теплового струму дорівнює $q = 4060 \div 5200 \text{ Вт/м}^2$ при середній різниці між температурою води й температурою аміаку $\Delta t_m = 4 \div 6 \text{ }^\circ\text{C}$. Площа поверхні конденсаторів при цьому дорівнює:

$$F_k = \frac{Q_k}{q_F} = \frac{1042900}{4060} = 256,9 \text{ м}^2.$$

Вибираємо два кожухотрубних конденсатори ИКГ-160 площею поверхні по 160 м^2 .

Витрата рідкого холодоагенту в системі охолодження. Для розрахунку цієї витрати приймаємо середнє заповнення батарей 30% і проводимо розрахунок окремо для кожного виду батарей.

Пристінні батареї:

a. довжина шланга – 24,3 м (камера № 15).

При початковому заповненні 30% маємо $h_{HI} = 17 \text{ мм}$. Температура аміаку становить $t_0 = -28 \text{ }^\circ\text{C}$, його кінематична в'язкість $\nu_a = 0,345 \text{ м}^2/\text{с}$, кінематична в'язкість води – $\nu_b = 1,006 \text{ м}^2/\text{с}$. Критична довжина шланга для аміаку визначається за експериментальним даними, отриманими по гідравлічним характеристикам для руху води в горизонтальних трубах:

$$L_{кр.а} = L_{кр.в} \cdot \frac{\nu_b}{\nu_a} = 150 \cdot \frac{1,006}{0,345} = 437 \text{ м,}$$

$$L_{кр.в} = 3000 \cdot 0,050 = 150 \text{ м.}$$

де d – внутрішній діаметр труб батарей.

Витрата аміаку розраховується по формулі:

$$G_1 = (1000R)^{0,77} \cdot \left[\left(\frac{h_H}{d} \cdot L_{кр.а} \right)^{e^d} - L \right] \cdot \left(1 - \frac{L}{L_{кр.а}} \right) \cdot \frac{h_H}{d} \cdot \left(\frac{\nu_a}{\nu_b} \right)^{2/3} \cdot \frac{10^{-3} p'}{3600},$$

де p' – щільність рідкого аміаку при температурі $t_0 = -28 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$p' = 675,16 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; R = \frac{F}{t_{см}} = \frac{1,96 \cdot 10^{-3}}{156,8 \cdot 10^{-3}} = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Тоді після підстановок одержуємо:

$$G_1 = (1000 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3})^{0,77} \cdot \left[\left(\frac{0,017}{0,050} \cdot 437 \right)^{e^{0,05}} - 24,3 \right] \times$$

$$\times \left(1 - \frac{24,3}{437}\right) \cdot \frac{0,017}{0,050} \cdot \left(\frac{0,345}{1,006}\right)^{2/3} \cdot \frac{675,16 \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,03467 \text{ кг/с}$$

Для інших камер з батарейною системою охолодження розраховуємо аналогічно.

Стельові батареї. Довжину шланга приймаємо у 2 рази більшою, ніж довжину батареї, тому що аміак підводять через один трубопровід, і горизонтальне коліно під кутом 180° практично не впливає на характер руху аміаку.

Довжина шланга $27,3 \cdot 2 = 55$ м (камера № 15). Розраховуємо витрату аміаку через один ввід:

$$G_4 = 7 \cdot (190 - 55) \cdot 0,88 \cdot 0,34 \cdot 0,49 \cdot \frac{675,16 \cdot 10^{-3}}{3600} = 0,0263 \text{ кг/с}$$

У батареї три вводу, тому витрата аміаку в батареї дорівнює $G_{4\text{заг}} = 0,0263 \cdot 3 = 0,0789$ кг/с. Довжина шланга $15,3 \cdot 2 \approx 31$ м (камери № 17, 18, 21, 22, 23, 24, 25, 31, 32, 33, 41, 42, 43). Тоді витрата аміаку складе:

$$G_5 = 7 \cdot (190 - 31) \cdot 0,93 \cdot 0,34 \cdot 0,49 \cdot 0,1875 \cdot 10^{-3} = 0,031875 \text{ кг/с}$$

У кожній батареї дев'ять ввідів. Загальна витрата аміаку в батареї відповідно збільшиться до $G_{5\text{заг}} = 0,031875 \cdot 9 = 0,2869$ кг/с.

При довжині шланга $33,3 \cdot 2 = 67$ м (камери № 34, 44) витрата аміаку визначається, як

$$G_6 = 7 \cdot (190 - 67) \cdot 0,85 \cdot 0,34 \cdot 0,49 \cdot 0,1875 \cdot 10^{-3} = 0,0225 \text{ кг/с}$$

У кожній батареї чотири вводи, і тому витрата збільшиться в 4 рази й складе $G_{6\text{заг}} = 0,0225 \cdot 4 = 0,09$ кг/с.

Витрата аміаку по окремих камерах виходить такою:

Камера №	Витрата аміаку на кожну камеру, кг/з
15	$0,03467 + 0,0789 = 0,1136$
21, 22, 31, 32, 33	$0,03113 + 0,2869 = 0,318$
41, 42, 43	$0,0623 + 0,2869 = 0,349$
17, 18, 23, 24, 25	0,02869
34	$0,0216 + 0,09 = 0,116$
44	$0,0432 + 0,09 = 0,1332$

Загальна витрата аміаку на насосну частину камер зберігання морожених вантажів буде дорівнювати $G_{\text{заг}} = 4,425$ кг/с.

Витрата аміаку розрахована для насосної системи охолодження.

При реконструкції таких холодильників вибирають систему із проміжним холодоносієм, у якій кількість аміаку в системі із пластинчастим Теплообмінником фірми «Альфа-Лаваль» становить лише $0,01 \div 0,03$ кг/кВт, що в десять разів менше ніж при використанні батарей безпосереднього кипіння.

Усушка за місяць, виражена у відсотках може скласти

$$G = \frac{7,69 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 100}{1090 \cdot 1000} = 0,18\%$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 7.

Таблиця 7

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Витрата аміаку при температурі кипіння холодоагенту, t_0 , °C	-40	-30	-50	-25	-40	-35
Q_{01} , Вт	278400	278400	278400	278400	278400	278400

Тема 8. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін холодильної установки.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Яке призначення тепло- і гідроізоляції ?
2. Які матеріали застосовуються в якості теплоізоляційних ?
3. Які вимоги до тепло- і гідроізоляційних матеріалів ?
4. До чого призводить зволоження ізоляційного матеріалу ?
5. Які сучасні теплоізоляційні матеріали Ви знаєте?
6. Як впливає на економічні показники підприємства товщина теплоізоляції ?
7. Яке холодильне обладнання ізолюють і чому?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін.

Розв'язування

У багатоповерхових холодильниках конструкції зовнішніх стін складаються зі збірних стінових вертикальних панелей (рис. 8.1). Як теплоізоляційний матеріал може застосовуватися полістирол або мінеральна пробка. У розрахунках визначають товщину теплоізоляції, її набір до заданого розміру, а потім перевіряють можливість утворення конденсату на поверхні панелей з теплої сторони. Умови невинесення інею $t_n > t_p$ і $K_d \leq K_p$.

Перевіримо можливість утворення конденсату на поверхні панелей для умов: $t_3 = 2$ °C; $\varphi_a = 90\%$; температура камери схову – $t_n = -20$ °C. Збірна стінова пер шкальна панель має шість шарів мінеральної пробки [$\lambda_3 = 0,076$

Вт/(м·К)].

З огляду на умови роботи камери, по таблиці знаходимо, що $\alpha_3 = 23,3$ Вт/(м²·К), $\alpha_B = 23,3$ Вт/(м²·ДО), тоді $R_B = 1/8,12 = 0,123$ (м²·К)/Вт.

Коефіцієнти теплопровідності залізобетонної плити і асбоцементного листа $\lambda_{зб}$ знаходимо по таблиці і розраховуємо коефіцієнт теплопередачі і опору теплопередачі (без обліку опору теплопередачі шарів пароізоляції).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{зб}}{\lambda_{зб}} + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,06}{1,5} + \frac{0,3}{0,076} + \frac{0,08}{0,35} + \frac{1}{8,12}} = 0,239 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{0,239} = 4,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Дійсний коефіцієнт теплопередачі звичайно на 10 – 20% вище й теплопровідними розрахункового через наявність стиків між панелями включеннями у вигляді ребер панелей.

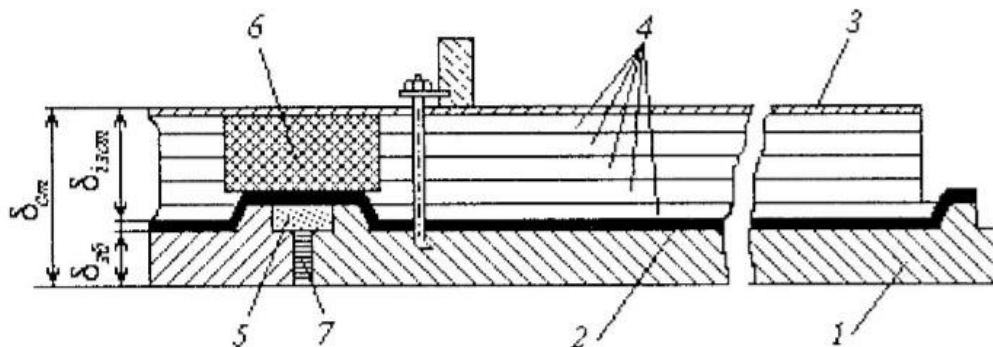


Рисунок 8.1. Конструкція збірних стінових вертикальних ізольованих панелей багатопверхових холодильників і кріплення до між етажного залізобетонного перекриття (вид зверху): т – залізобетонна плита; 2 – пароізоляція (холодна бітумна ґрунтовка і шар пластифіцированого боруліна на гарячій бітумній мастиці); 3 – азбоцементний пресований лист ($\delta_a = 8$ мм); 4 – мінеральна пробка загальною товщиною 300 мм; 5 – бетон; 6 – більш ефективний, чим основний, теплоізоляційний матеріал; 7 – закладення шва цементним розчином.

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 8.

Таблиця 8

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. №3, 8	Вар. №4, 9	Вар. №5, 10	Вар. №6, 11
Визначити товщину теплоізоляційного шару огорожуючих конструкцій камер розподільного холодильника ємкістю, т.	3000	2000	4000	2500	3500	4500

Тема 9. Розрахунок переохолодження рідкого аміаку.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Які переваги та недоліки аміаку?
2. Які Ви знаєте способи і системи охолодження ?
3. Який із способів охолодження являється найбільш економічним ?
4. Принцип роботи безнасосних аміачних систем.
5. Принцип роботи насосно-циркуляційних систем охолодження
6. Тенденції розвитку аміачних холодильних систем?

2. Опитування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування задач

Приклад. Розрахунок переохолодження рідкого аміаку.

Розв'язування

Для заданих умов до теплового розрахунку аміачного компресора виконати тепловий і конструктивний розрахунок двухтрубного протиточного теплообмінника при наступних параметрах:

витрата агента	$G_T = 0,3 \text{ кг/с};$
температура агента на вході	$t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C};$
температура агента на виході	$t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C};$
температура води на вході	$t_1 = 24 \text{ }^\circ\text{C};$
температура води на виході	$t_2 = 26 \text{ }^\circ\text{C}.$

У двухтрубному протиточному переохолодженні типу «труба в трубі» вода рухається по внутрішніх трубах, а аміак охолоджується в міжтрубному просторі. Діаметри сталевих труб наступні: внутрішніх - $\varnothing 38 \times 3 \text{ мм}$, зовнішніх - $\varnothing 57 \times 3,5 \text{ мм}$. Логарифмічний температурний напір дорівнює:

$$\theta_{\text{л}} = [(t_1 - t_2) - (t_2 - t_1)] / \ln[(t_1 - t_2) / (t_2 - t_1)] =$$
$$= [(32 - 26) - (28 - 24)] / \ln[(32 - 26) - (28 - 24)] = 4,93 \text{ }^\circ\text{C}$$

З рівняння теплового балансу визначимо теплове навантаження на теплообмінник:

$$Q = W_T \cdot (t_1 - t_2) = 1,44 \cdot (32 - 28) = 5,76 \text{ кВт}$$

де $W_T = G_T c_A = 0,3 \cdot 4,8 = 1,44 \text{ кДж/(з\cdotДО)}$ - водяний еквівалент аміаку;

$c_A = 4,8 \text{ кДж/(кг \cdot K)}$ - прийнята теплоємність аміаку при середній (визначальній) температурі $t_{\text{ср}} = 0,5 (32 + 28) = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Витрата охолодної води становить:

$$G_x = \frac{Q}{[C_B(t_2 - t_1)]} = \frac{5,76}{[4,18(26 - 24)]} = 0,69 \frac{\text{кг}}{\text{з}},$$

де $c_B = 4,18$ кДж/(кг · ДО) – питома теплоємність води при середній (визначальній) температурі

$$\begin{aligned} t_{x.\text{сеп}} &= 0,5 \cdot (29 + 24) = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}; W_x = G_x \cdot C_B = 0,69 \cdot 4,18 = \\ &= 2,88 \frac{\text{кДж}}{\text{с} \cdot \text{К}} - \text{водяний еквівалент води.} \end{aligned}$$

Тому що водяний еквівалент води більше, ніж водяний еквівалент аміаку, уточнюємо середню температуру аміаку:

$$t_{cp} = t_{x.cp} + \theta_l = 26,5 + 4,93 = 31,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні параметри води визначаємо з таблиць роботи [7] при середній температурі $t_{x.\text{сеп}} = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$:

$\nu = 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності;

$C_B = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома теплоємність;

$\rho = 997 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність;

$Pr = 6,0$ – число Прандтля

Швидкість води в апараті дорівнює:

$$\omega_B = \frac{4G_x}{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot \rho} = 4 \cdot \frac{0,69}{3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 997} = 0,86 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де d_{BH} - внутрішній діаметр внутрішньої труби, м.

Режим руху води визначається числом Рейнольдса, рівним:

$$Re = \omega_B \cdot \frac{d_{BH}}{\nu} = 0,86 \cdot \frac{0,032}{0,91} \cdot 10^{-6} = 30242.$$

Число Пуссельта для розвинутого турбулентного руху води дорівнює:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 30242^{0,8} \cdot 6^{0,43} \cdot 1,02 = 177,8$$

Оскільки температура стінки труби невідома, знаходимо її в першому наближенні як середню арифметичну величину зі значень середніх температур аміаку й води:

$$t_{CT} = 0,5 \cdot (t_{CP} + t_{x.CP}) = 0,5 \cdot (31,4 + 26,5) = 29 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тоді число Прандтля дорівнює: $Pr_{CT} = 5,45$; $(Pr/Pr_{CT})^{0,25} = (6/5,45)^{0,25} = 1,02$, а коефіцієнт тепловіддачі на стороні води дорівнює:

$$\alpha_B = Nu \cdot \frac{\lambda}{d_{BH}} = 177,8 \cdot \frac{0,58}{0,032} = 3223 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Теплофізичні параметри рідкого аміаку вибираємо з таблиць роботи [7] при $t_{т.ср} = 31,4$ °С:

$\nu_A = 0,22 \cdot 10^{-6}$ м²/с – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_A = 0,45$ Вт/(м · К) – коефіцієнт теплопровідності;

$C_A = 4,8$ кДж/(кг · К) – питома теплоємність;

$\rho_A = 592$ кг/м³ – щільність;

$Pr_A = 1,4$ – число Прандтля.

Швидкість аміаку в апараті буде такою:

$$\omega_A = \frac{4G_T}{[\pi \cdot (D_{ВН}^2 - d_H^2) \cdot \rho_A]} = 4 \cdot \frac{0,3}{[3,14 \cdot (0,05^2 - 0,038^2) \cdot 592]} = 0,61 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де $D_{ВН}$ – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м;

d – зовнішній діаметр труби, омиваний аміаком, м.

Режим руху рідкого аміаку визначається числом Рейнольдса, рівним:

$$Re_A = \omega_A \cdot \frac{d_{екв}}{\nu_A} = 0,61 \cdot \frac{0,0012}{0,22} \cdot 10^{-6} = 33273,$$

де $d_{екв} = D_{ВН} - d = 0,05 - 0,038 = 0,012$ м – еквівалентний діаметр кільцевого каналу. Число Пуслета для розвинутого турбулентного руху аміаку дорівнює:

$$Nu_A = 0,021 \cdot Re_A^{0,8} \cdot Pr_A^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_A}{Pr_{СТ}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 33273^{0,8} \cdot 1,4^{0,43} \cdot 1 = 100,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні аміаку дорівнює:

$$\alpha_A = Nu_A \cdot \frac{\lambda_A}{d_{екв}} = 100,6 \cdot \frac{0,45}{0,012} = 3772,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі чистої поверхні теплообмінника, віднесений до внутрішньої поверхні труби, омиваною водою, дорівнює:

$$\begin{aligned} \kappa &= \left[(1/\alpha_{в}) + (\delta_{тр}/\lambda_{тр}) \cdot (d_{вн}/d_{ср}) + 1/\alpha_A \cdot (d_{вн}/d_H) \right]^{-1} = \\ &= \left[\frac{1}{3223} + (0,003/45) \cdot (0,032/0,035) + (1/3772,5) \cdot (0,032/0,038) \right]^{-1} = \\ &= 1682,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коефіцієнт теплопередачі забрудненої поверхні теплообмінника, віднесений до внутрішньої поверхні труби, омиваною водою, дорівнює:

$$\begin{aligned} \kappa_3 &= \left[(1/\kappa) + (\delta_{к}/\lambda_{к}) + (\delta_{м}/\lambda_{м}) \cdot (d_{вн}/d_H) \right]^{-1} = \\ &= \left[\frac{1}{1682,9} + \left(0,5 \cdot \frac{10^3}{1,75} \right) + (0,05 \cdot 10^{-3}/0,14) \cdot \left(\frac{0,032}{0,038} \right) \right]^{-1} = \end{aligned}$$

Плота забрудненої поверхні теплообмінника дорівнює:

$$F_{ВН} = \frac{Q}{\kappa_3 \cdot \theta_{л}} = 5,76 \cdot \frac{10^3}{847 \cdot 4,93} = 1,38 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина труб в апараті $L_1 = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}} = 1,38 / (3,14 \cdot 0,032) = 13,7$ м. В секції приймаємо $n = 10$ труб довжиною 1,4 м. Приймаємо відстань між трубами рівною $S_1 = 0,125$ м.

Висота теплообмінника складе:

$$H = (n - 1) \cdot S_1 + D_H = (10 - 1) \cdot S_1 + 0,057 = 1,182 \text{ м.}$$

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 9

Таблиця 9

Найменування даних, одиниця виміру	Вар. № 1, 12	Вар. № 2, 7	Вар. № 3, 8	Вар. № 4, 9	Вар. № 5, 10	Вар. № 6, 11
витрата агента, G_T , кг/с	0,3	0,1	0,4	0,2	0,3	0,5
температура агента на вході, t_1 , °C	32	34	33	28	34	26
температура агента на виході, t_2 , °C	28	26	32	25	30	33
температура води на вході, t_1 , °C	24	21	25	28	29	23
температура води на виході, t_2 , °C.	26	25	31	26	27	28

**ЧАСТИНА 3.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ
РОБОТИ СТУДЕНТІВ**

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ З СИСТЕМАМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТА З ПРОМІЖНИМ РІДКИМ ХОЛОДОНОСІЄМ

Тема 1. Визначення розмірів камер холодильної установки для заморожування продуктів харчування

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Для чого призначена холодильна установка

- A. для виробництва штучного холоду
- B. для транспортування штучного холоду
- C. для виробництва й транспортування штучного холоду
- D. для виробництва, транспортування й використання штучного холоду

Яка з перерахованих місткостей відповідає середнім холодильникам

- A. 25т
- B. 100т
- C. 400т
- D. 1000т

Яка з перерахованих місткостей відповідає малим холодильникам

- A. 25т
- B. 100т
- C. 400т
- D. 1000т

Яка з перерахованих місткостей відповідає великим холодильникам

- A. 2500т
- B. 6000т
- C. 4000т
- D. 10000т

У чому вимірюють місткість холодильників

- A. у тоннах продуктів, які зберігаються
- B. у тоннах умовного вантажу
- C. у м³
- D. у літрах холодна пар

Чому дорівнює норма завантаження одиниці вантажного обсягу (т/м³) для умовного вантажу

- A. 0,15
- B. 0,25
- C. 0,35
- D. 0,55

Чому дорівнює коефіцієнт використання будівельної площі « β » малих холодильних камер ($F_v \leq 50 \text{ м}^2$)

- A. 0,5
- B. 0,7÷0,8
- C. 0,75
- D. 0,85

Чому дорівнює коефіцієнт використання будівельної площі « β » середніх холодильних камер ($F_v = 50 \div 300 \text{ м}^2$)

- A. 0,5
- B. 0,7÷0,8
- C. 0,75
- D. 0,85

Чому дорівнює коефіцієнт використання будівельної площі « β » великих холодильних камер ($F_v > 300 \text{ м}^2$)

- A. 0,5
- B. 0,7÷0,8
- C. 0,75
- D. 0,85

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.

6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.

7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.

8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 2. Розрахунок оребреної батареї із круглими ребрами

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Чому, приблизно, дорівнює коефіцієнт теплопередачі ($Вт / (м^2К)$) камерної оребреної батареї

- A. 3...5
- B. 20...40
- C. 100...200
- D. 400...600

Що означає температурний коефіцієнт батареї « η_t »

- A. відношення теоретичного теплового навантаження батареї до дійсного
- B. відношення дійсного теплового навантаження батареї до теоретичного
- C. різниця між середньою температурою холодоагенту в батареї й температурою кипіння його при тиску випару
- D. відношення дійсного температурного напору між повітрям камери й холодоагентом до дійсного теплового навантаження батареї

Де в камерах одноповерхових холодильників треба в першу чергу встановлювати охолоджувальні батареї з метою зменшення усушки збережених продуктів

- A. біля стелі
- B. біля зовнішніх стін
- C. біля внутрішніх стін
- D. у верхній частині зовнішніх стін

Біля яких огорожень камери встановлюють крижані екрани

- A. біля стелі
- B. біля зовнішніх стін, уздовж яких розташовані батареї
- C. біля зовнішніх стін, вільних від батарей

Д. біля внутрішніх стін

Що є перевагою батарейного охолодження в порівнянні з повітряним

- А. зменшені втрати від усушки збережених продуктів
- В. рівномірне температурне поле камери
- С. мала ємність по холодильному агенту
- Д. мала металоємність охолоджувальних приладів

Які охолоджувальні прилади доцільно використовувати в камерах зберігання охолоджених продуктів

- А. гладкотрубні батареї
- В. оребрені стельові батареї
- С. оребрені пристінні батареї
- Д. повітроохолоджувачі

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 3. Конструктивний розрахунок випарників

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Що відбувається з холодильним агентом у звичайному кожухотрубному випарнику

- A. охолодження в межтрубному просторі
- B. підігрів у межтрубному просторі
- C. охолодження в трубах
- D. підігрів у трубах

Чому, приблизно, дорівнює коефіцієнт теплопередачі ($Вт / (м^2К)$) аміачного кожухотрубного випарника для охолодження розсолу

- A. 3...5
- B. 20...40
- C. 100...200
- D. 400...600

У якій охолоджувальній системі робоче тіло надходить в охолоджувальний прилад під різницею тисків конденсації й випару

- A. насосна з верхньою подачею холодильного агента в охолоджувальні прилади
- B. насосна з нижньою подачею холодильного агента в охолоджувальні прилади
- C. безнасосна прямоточна
- D. безнасосна із самоциркуляцією

Якій температурі випадання льоду повинна відповідати концентрація розсолу в кожухотрубному випарнику, якщо температура повітря холодильної камери дорівнює $0^{\circ}C$

- A. $-5^{\circ}C$
- B. $-10^{\circ}C$
- C. $-20^{\circ}C$
- D. $-30^{\circ}C$

При якій умові припиняється зниження температури води при її випарному охолодженні

- A. $dQ = dQ_{вл}$
- B. $dQ = dQ_{к} + dQ_{вл}$
- C. $dQ = dQ_{вл} - dQ_{к}$
- D. $dQ_{к} = dQ_{вл}$

На скільки градусів повинен охолоджуватися холодоносій у випарнику

- A. $(2...3)^{\circ}C$
- B. $(3...5)^{\circ}C$
- C. $(8...10)^{\circ}C$
- D. $(15...20)^{\circ}C$

Галузь використання кожухотрубних випарників із внутрітрубним кипінням холодильного агента

- A. установки комфортного кондиціонування повітря
- B. установки для одержання крижаної води
- C. аміачні низькотемпературні установки
- D. фреонові низькотемпературні установки

Що означає « Δt_{\max} » у формулі для визначення ємності розширювального бака $V = V_c \beta_T \Delta t_{\max}$

- A. різниця між літньою температурою зовнішнього повітря й найнижчою температурою холодоносія
- B. різниця між температурами холодоносія й хладоагента
- C. різниця між температурами камери й холодоносія
- D. різниця між температурами холодоносія на виході й вході батареї

Якій температурі випадання льоду повинна відповідати концентрація розсолу в кожухотрубному випарнику, якщо температура повітря холодильної камери дорівнює -20°C

- A. -10°C
- B. -20°C
- C. -30°C
- D. -40°C

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 4. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Що й де відбувається з холодоносієм у звичайному кожухотрубному випарнику

- A. охолодження в межтрубному просторі
- B. підігрів у межтрубному просторі
- C. підігрів у трубах
- D. охолодження в трубах

Що відбувається з холодильним агентом у звичайному кожухотрубному випарнику

- A. охолодження в межтрубному просторі
- B. підігрів у межтрубному просторі
- C. охолодження в трубах
- D. підігрів у трубах

Який з перерахованих агрегатів не призначений для відводу теплоти в навколишнє середовище

- A. повітряний конденсатор
- B. кожухотрубний конденсатор
- C. кожухозмійовиковий конденсатор
- D. конденсатор – випарник

Що відбувається з холодильним агентом у горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

- A. охолодження
- B. конденсація
- C. охолодження й конденсація
- D. охолодження, конденсація й переохолодження

Що й де відбувається з водою в горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

- A. охолодження в межтрубному просторі
- B. підігрів у межтрубному просторі
- C. охолодження в трубах

D. підігрів у трубах

Чому, приблизно, дорівнює коефіцієнт теплопередачі (Вт /(m^2K)) аміачного кожухотрубного конденсатора

- A. 20...40
- B. 100...200
- C. 400...600
- D. 800...1000

Який з перерахованих агрегатів не призначений для відводу теплоти в навколишнє середовище

- A. повітряний конденсатор
- B. кожухотрубний конденсатор
- C. кожухозмійовиковий конденсатор
- D. конденсатор - випарник

Що не приводить до підвищення тиску в кожухотрубному конденсаторі

- A. недостатня подача води
- B. висока температура води
- C. забруднення теплопередавальної поверхні
- D. вологий хід компресора

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 5. Розрахунок теплообмінника первинного контуру

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

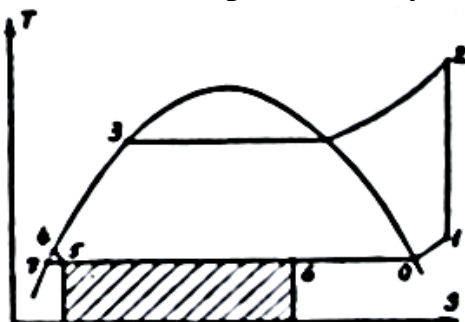
Призначення теплообмінника

- A. для перегріву пари
- B. для переохолодження рідини
- C. для перегріву пари й переохолодження рідини
- D. для охолодження пари

Якими не бувають системи холодозабезпечення

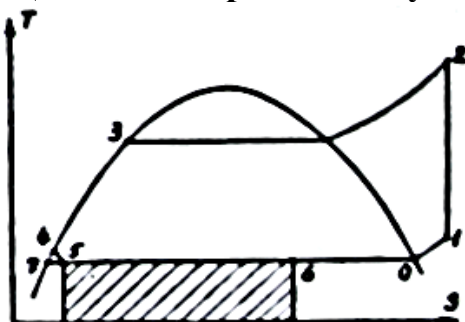
- A. насосні
- B. із проміжними холодоносіями збільшуються значення
- C. з використанням холодильного агента як холодоносія
- D. контактного теплообміну зменшуються значення

Що означає процес 3 - 4 у циклі холодильної установки з теплообмінником



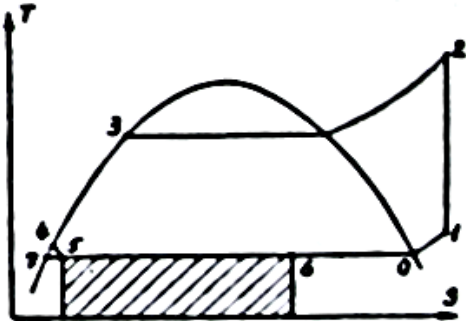
- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. дроселювання
- D. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

Що означає процес 4 - 5 у циклі холодильної установки з теплообмінником



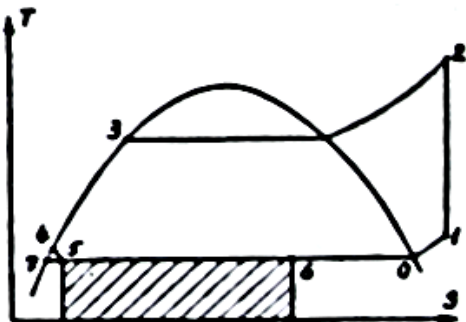
- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. дроселювання
- D. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

Що означає процес 5 - 6 у циклі холодильної установки з теплообмінником



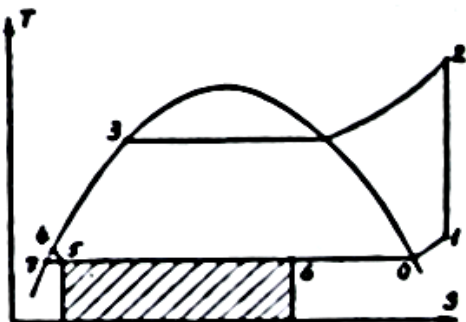
- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. дроселювання
- D. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

Що означає процес 6 - 0 у циклі холодильної установки з теплообмінником



- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. дроселювання
- D. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

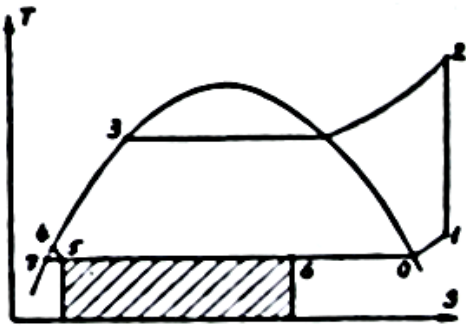
Що означає процес 0 - 1 у циклі холодильної установки з теплообмінником



- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. перегрів пари на усмоктуванні

Д. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

Що означає точка 7 у циклі холодильної установки з теплообмінником



- А. стан рідини на вході в теплообмінник
- В. стан рідини на виході з теплообмінника
- С. стан рідини в охолоджувальному приладі
- Д. стан пари на виході з охолоджувального приладу

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 6. Розрахунок камери з теплозахисною сорочкою

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Що є основним достоїнством теплозахистних систем охолодження

- A. мала металоємність повітроохолоджувачів
- B. автоматичне видалення інею
- C. заводське виготовлення повітроохолоджувачів
- D. знижена усушка продуктів, що не мають впакування

У яких камерах використовують теплозахистні системи охолодження

- A. охолодження
- B. однофазного заморожування
- C. зберігання запакованих продуктів
- D. зберігання із продуктів, що не мають пакування

На скільки відрізняється температура повітря продукту теплозахистної сорочки від температури камери

- A. на 2÷3 градуса вище
- B. на 2÷3 градуса нижче
- C. на 4÷6 градусів нижче
- D. не відрізняється

Біля яких огорожень камери з панельною системою охолодження розміщують охолоджувальні прилади

- A. біля стелі
- B. біля внутрішніх і зовнішніх стін
- C. біля зовнішніх стін і стелі
- D. біля всіх зовнішніх огорожень камери

Яка різниця між температурами повітря камери й холодильного агента встановлюється в режимі зберігання в камерах з панельною системою охолодження

- A. 1÷2°C
- B. 3÷5°C
- C. 7÷10°C
- D. 10÷12°C

В яких камерах використовують систему повітряного охолодження з активним зволоженням повітря

- A. зберігання заморожених продуктів, що не мають пакування
- B. зберігання заморожених запакованих продуктів
- C. зберігання охолоджених продуктів
- D. зберігання фруктів і овочів

Яку частку зовнішнього повітря підмішують в основний повітряний потік у камерах із активним зволоженням повітря

- A. не більше 1%
- B. 2%
- C. 5%
- D. 7%

Як попередньо обробляють частину повітря перед подачею його в основний повітряний потік у камерах із активним зволоженням повітря

- A. охолоджують і воложать
- B. підігривають і воложать
- C. підігривають
- D. воложать

У яких межах підтримують температуру повітря в камерах зберігання більшості охолоджених продуктів

- A. $-10 \div -12^{\circ}\text{C}$
- B. $-3 \div -5^{\circ}\text{C}$
- C. $-1,5 \div +2)^{\circ}\text{C}$
- D. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. СФЕРИ ВИКОРИСТАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Тема 7. Визначення теплоти конденсації при різних режимах роботи холодильної установки

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Який спосіб не використовують у масловіддільниках для відділення масла від холодильного агента

- A. зміна швидкості пари
- B. зміна напрямку потоку
- C. відцентрову силу
- D. конденсацію холодильного агента

На якому принципі засноване відділення повітря від холодильного агента у повітровіддільниках

- A. випар холодильного агента
- B. конденсація холодильного агента
- C. перегрів холодильного агента
- D. переохолодження холодильного агента

Якою повинна бути різниця між температурою конденсації й температурою води, що виходить із конденсатора

- A. $1 \div 2^\circ\text{C}$
- B. $2 \div 3^\circ\text{C}$
- C. $4 \div 5^\circ\text{C}$
- D. $8 \div 10^\circ\text{C}$

Що не є причиною підвищеної температури нагнітання

- A. надлишок холодоагента в системі
- B. підвищений перегрів на всмоктуванні
- C. висока температура конденсації
- D. пропуски, заїдання в клапанах компресора

Якими не бувають системи відводу теплоти від споживачів холоду (відповідно до їх класифікації)

- A. батарейні

- В. повітряні
- С. позакамерного відводу зовнішніх теплоприпливів
- Д. з децентралізованими холодильними машинами

Яким способом не передається теплота через шар холодильної ізоляції

- А. теплопровідністю в обсязі пор
- В. конвекцією й теплопровідністю в обсязі пор
- С. випромінюванням між стінками пор
- Д. випромінюванням між зовнішньою й внутрішньою поверхнями ізоляційного шару

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 8. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін холодильної установки

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Яка волога є основним джерелом зволоження ізоляції

- A. молекулярна
- B. гігроскопічна
- C. дифузійна
- D. краплинна

Яке значення коефіцієнта теплопровідності ($Вт / (м \cdot К)$) відповідає теплоізоляційним матеріалам високої ефективності

- A. 0,01
- B. 0,04
- C. 0,1
- D. 0,4

Який характер має залежність зміни дійсного парціального тиску водяної пари в незволоженій ізоляції огороження холодильника в міру зниження температури в шарі ізоляції

- A. монотонно убутна крива з опуклістю нагору
- B. монотонно убутна крива з опуклістю вниз
- C. пряма лінія
- D.) крива, що має мінімум між крайніми точками

Яка вимога не пред'являється до теплоізоляційних матеріалів

- A. низький коефіцієнт теплопровідності
- B. низький коефіцієнт температуропровідності
- C. мала гігроскопічність і водопоглинення
- D. морозовитривалість

Де (стосовно теплоізоляційного шару) варто встановлювати пароізоляцію так, щоб щонайкраще захистити теплову ізоляцію від зволоження

- A. з теплого боку
- B. з холодного боку
- C. з теплого й холодного боку
- D. з теплого боку, а також між шарами ізоляції

Яка установка пароізоляції (стосовно теплоізоляційного шару) спричинить до найбільшого зволоження теплової ізоляції

- A. з теплого боку
- B. з холодного боку
- C. з теплого й холодного боку
- D. з теплого боку, а також між шарами ізоляції

Яка вимога не пред'являється до теплоізоляційних матеріалів

- A. низький коефіцієнт теплопровідності
- B. низький коефіцієнт температуропровідності
- C. мала гігроскопічність і водопоглинення

Д. морозовитривалість

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Тема 9. Розрахунок переохолодження рідкого аміаку

Форми контролю: опитування, перевірка завдань.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Як зміниться вплив гідростатичного стовпа рідини на теплопередачу охолоджувальних приладів при переході з аміаку на фреон-22 (за інших рівних умов)

- А. зменшиться в 4 рази
- В. зменшиться в 2 рази
- С. не зміниться
- Д. збільшиться в 2 рази

Що не забезпечує надійної роботи аміачних насосів

- А. установлення їх на рівні рідини в циркуляційному ресивері (ЦР)
- В. установлення їх на $1,5 \div 3$ м нижче рівня рідини в ЦР

- C. використання паровідвідника перед насосом
- D. ізолювання рідинного трубопроводу між ЦР і насосом

Чому дорівнює перегрів пари на всмоктуванні для аміачних холодильних установок одноступінчастого стиску

- A. $0 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$
- C. $5 \div 10^{\circ}\text{C}$
- D. $10 \div 15^{\circ}\text{C}$

Чому дорівнює перегрів пари на всмоктуванні для компресорів низького тиску аміачних холодильних установок двоступінчастого стиску

- A. $0 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$
- C. $5 \div 10^{\circ}\text{C}$
- D. $10 \div 15^{\circ}\text{C}$

Чому дорівнює перегрів пари на всмоктуванні для компресорів високого тиску аміачних холодильних установок двоступінчастого стиску

- A. $0 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$
- C. $5 \div 10^{\circ}\text{C}$
- D. $10 \div 15^{\circ}\text{C}$

Якою повинна бути різниця між температурою аміаку, що виходить із переохолоджувача, і температурою води, що входить у нього

- A. $1 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $2 \div 3^{\circ}\text{C}$
- C. $4 \div 5^{\circ}\text{C}$
- D. $8 \div 10^{\circ}\text{C}$

Якою повинна бути різниця між температурою аміаку, що виходить зі зміювика проміжної посудини й температурою, що відповідає проміжному тиску

- A. $1 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $2 \div 3^{\circ}\text{C}$
- C. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$
- D. $30 \div 40^{\circ}\text{C}$

Що не забезпечує надійної роботи аміачних насосів

- A. установлення їх на рівні рідини в циркуляційному ресивері (ЦР)
- B. установлення їх на $1,5 \div 3$ м нижче рівня рідини в ЦР
- C. використання паровідвідника перед насосом
- D. ізолювання рідинного трубопроводу між ЦР і насосом

Чому дорівнює перегрів пари на усмоктуванні для компресорів низького тиску аміачних холодильних установок двоступінчастого стиску

- A. $0 \div 2^{\circ}\text{C}$
- B. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$
- C. $5 \div 10^{\circ}\text{C}$
- D. $10 \div 15^{\circ}\text{C}$

Чому дорівнює максимально припустиме відхилення нормальної температури нагнітання аміачного поршневого одноступінчастого компресора від температури кінця адіабатного стиску

- A. $\pm 1^{\circ}\text{C}$
- B. $\pm 4^{\circ}\text{C}$
- C. $\pm 10^{\circ}\text{C}$
- D. $\pm 20^{\circ}\text{C}$

Рекомендована література:

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Список використаної літератури

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон : Грінь Д.С., 2014. –484 с.
2. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2018. – 280 с.
3. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 1, 145 с.
4. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 2, 186 с.
5. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. – Одеса : Друк, 2008. – Том 3, 156 с.
6. Холодильні установки / Під. заг. ред. І. Г. Чумака. – Одеса : Пальміра, 2016. 552 с.
7. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). – Одеса, Видавничий центр ОДАХ. – 2015.
8. Масліков М.М. Холодильні технології харчових продуктів : навч. посібник / М. М. Масліков. –К.: НУХТ, 2015. – 335 с.

Навчальне видання

*Омельченко Олександр Володимирович,
Цвіркун Людмила Олександрівна*

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ
«ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ»**

Формат 60×84/8. Ум. др. арк. 2.

Донецький національний університет
економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
50042, Дніпропетровська обл.,
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.