

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

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.В. Омельченко, С.М. Савустьян, В.В. Перекрест

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, С.М. Савустьян, В.В. Перекрест

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ **ДИСЦИПЛІНИ**

Холодильні установки

Ступінь: бакалавр

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних дисциплін та
обладнання
Протокол № 5
від «12» листопада 2020 р.

Рекомендовано навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 4
від «17» грудня 2020 р.

Кривий Ріг
2020

УДК 621.56/.59(076)
О 57

Омельченко О.В., Савустьян С.М., Перекрест В.В.

О 57 Холодильні установки [Текст] : метод. рук. до вивч. дисц. / О.В. Омельченко, С.М. Савустьян, В.В. Перекрест; Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, каф. загальноінженерних дисциплін та обладнання. – Кривий Ріг : ДонНУЕТ, 2020. – 92 с.

Методичні рекомендації розроблені для надання допомоги студентам спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» у процесі вивчення дисципліни «Холодильні установки». Методичні рекомендації містять перелік питань для підготовки до підсумкового контролю та перелік основної та додаткової літератури.

© Омельченко О.В., Савустьян С.М.,
Перекрест В.В., 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.....	12
Змістовий модуль 1. Холодильні установки з системами безпосереднього охолодження та з проміжним рідким холодоносієм.....	13
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок	47
ЧАСТИНА 3. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ.....	69
Змістовий модуль 1. Холодильні установки з системами безпосереднього охолодження та з проміжним рідким холодоносієм.....	70
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок	82

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, аналізу сфер використання штучного холоду та оцінці ефективності обраних технічних рішень.

Предмет: методи 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	8
Загальна кількість годин	240
Кількість змістових модулів	2
Лекції, годин	80
Практичні / семінарські, годин	16
Лабораторні, годин	16
Самостійна робота, годин	128
Тижневих годин для денної форми навчання:	
аудиторних	7
самостійної роботи студента	8
Вид контролю	екзамен

2. Програма навчальної дисципліни

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, аналізу сфер використання штучного холоду та оцінці ефективності обраних технічних рішень.

Предмет: методи 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	7	2	-	-	5
Тема 2. Підтримання температури в охолоджувальних об'єктах.	12	4	2	-	6
Тема 3. Аналіз холодильних систем.	14	4	-	4	6
Тема 4. Виробництво аміаку.	7	2	-	-	5
Тема 5. Безнасосні аміачні системи.	12	4	2	-	6
Тема 6. Насосно-циркуляційні системи охолодження	10	2	2		6
Тема 7. Тенденції розвитку аміачних холодильних систем	14	4	-	4	6
Тема 8. Термопресор, як проміжний охолоджувач. Гідроциклони. Схеми машинних відділень	10	2	2		6
Тема 9. Децентралізовані системи охолодження.	10	4	-		6

Тема 10. Схеми підключення конденсаторів різних типів, які працюють паралельно	12	4	2		6
Тема 11. Особливості фреонових систем. Запобігання витіканню холодоагенту у фреонових системах.	14	4	-	4	6
Тема 12. Волога та повітря у фреонових системах	10	4	-		6
Тема 13. Масла у фреонових системах	9	4	-		5
Тема 14. Підведення фреону до випарників. Масловідділення у фреонових системах	12	4	2		6
Тема 15. Розведення трубопроводів. Особливості циркуляції маслофреонових сумішей	10	4	-		6
Тема 16. Доцільність систем з проміжним рідким холодоносієм	10	4	-		6
Тема 17. Системи трубопроводів для рідких холодоносіїв	10	4	-		6
Разом за змістовим модулем 1	183	60	12	12	99
Змістовий модуль 2. Сфери використання холодильних установок					
Тема 18. Сушильні камери.	12	4	-	2	6
Тема 19. Штучні крижані катки та льодові арени.	12	4	2	-	6
Тема 20. Концентрування виморожуванням.	10	4	-	-	6
Тема 21. Холодильний транспорт.	11	4	-	2	5
Тема 22. Установки швидкого заморожування.	12	4	2	-	6
Разом за змістовим модулем 2	57	20	4	4	29
Усього годин	240	80	16	16	128

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 3. Конструктивний розрахунок випарників.	2
3	Практична робота 4. Розрахунок горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу.	2
4	Практична робота 5. Розрахунок теплообмінника первинного контуру.	2
5	Практична робота 6. Розрахунок камери з теплозахисною сорочкою.	2
6	Практична робота 7. Визначення теплоти конденсації при різних режимах роботи холодильної установки.	2
7	Практична робота 8. Розрахунок ізоляції зовнішніх стін холодильної установки.	2

8	Практична робота 9. Розрахунок переохолодження рідкого аміаку.	2
Всього		16
1	Лабораторна робота 1. Експериментальна оцінка параметрів компресора об'ємної дії	4
2	Лабораторна робота 2. Експериментальна оцінка коефіцієнта теплопровідності холодильної шафи	4
3	Лабораторна робота 3. Експериментальна оцінка параметрів парової компресійної холодильної установки	4
4	Лабораторна робота 4. Заправка холодоагентом парової компресійної холодильної машини	2
5	Лабораторна робота 5. Холодильне технологічне обладнання для заморожування харчових продуктів	2
Всього		16

5. Розподіл балів, які отримують студенти

Відповідно до системи оцінювання знань студентів ДонНУЕТ, рівень сформованості компетентностей студента оцінюються у випадку проведення екзамену: впродовж семестру (50 балів) та при проведенні підсумкового контролю - екзамену (50 балів).

Оцінювання студентів протягом семестру (очна форма навчання)

№ теми практичного/лабораторного заняття	Аудиторна робота					Позааудиторна робота	Сума балів
	Тестові завдання	Ситуаційні завдання, задачі	Обговорення теоретичних питань теми практичного заняття	Захист лабораторних робіт	ПМК	Завдання для самостійного виконання	
Змістовий модуль 1							
П.р. 1		1	1	-		-	2
П.р. 2		1	1	-		2	4
Лаб.р.1		-	-	2			2
П.р. 3		1	1	-		-	2
П.р. 4		1	1	-		2	4
Лаб.р. 2		-	-	2		-	2
П.р. 5		1	1	-		-	2
Лаб.р. 3				2	10		12
Разом змістовий модуль 1		5	5	6	10	4	30
Змістовий модуль 2							
П.р. 6		1	1	-		1	3

Лаб.р. 4		-	-	2		-	2
П.р. 7		1	1	-		1	3
Лаб.р. 5		-	-	2		-	2
П.р. 8		1	1	-	7	1	10
Разом змістовий модуль 2		3	3	4	7	3	20
Усього		8	8	10	17	7	50

**Оцінювання студентів протягом семестру
(заочна форма навчання)**

Поточне тестування та самостійна робота			Підсумковий тест (екзамен)	Сума в балах
Змістовий модуль 1	Змістовий модуль 2	Індивідуальне завдання		
15	15	20	50	100

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	3, «задовільно»
60-69	E	
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 ХОЛОДОНОСІЄМ

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 кріогенних температур?

2. Індивідуальне тестування.

3. Виконання практичної та лабораторних робіт.

3.1. 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 $\tau_3 = 23\text{ год}$, 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:

$$F'_{\text{буд.зам}} = 1,07 \cdot F'_{\text{буд.зам}} = 1,07 \cdot 82,8 = 88,5 \text{ м}^2$$

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 $\beta_f = 0,8$ і $f = 36 \text{ м}^2$

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

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

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 1.1 – Числові значення вихідних даних для розрахунку

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

3.2. Лабораторна робота №1 «Експериментальна оцінка параметрів компресора об'ємної дії»

Мета роботи: Ознайомитись зі схемою і будовою об'ємного компресора та лабораторної установки для оцінки параметрів компресора об'ємної дії. Одержати навички теоретичних розрахунків та практичного визначення основних параметрів компресора: теоретичної та дійсної подачі, коефіцієнту подачі, теоретичної та споживаної потужності, ефективного ізотермічного ККД.

Теоретична частини

Компресором називається машина для стискання і переміщення газів.

Класифікація та область застосування компресорів:

За призначенням компресори поділяються на повітряні і газові. Найбільше поширення одержали повітряні компресори. Ці машини виробляють стиснуте повітря тиском до 5,0 МПа, що широко застосовується в промисловості і сільському господарстві.

Наприклад, стиснуте повітря використовується для дуття в топки котельних установок, камери згоряння двигунів внутрішнього згоряння і газотурбінних установок. Стиснуте повітря застосовується для сушіння сільськогосподарських продуктів (зерна, сіна тощо), для їхнього транспортування по трубопроводах, для перемішування, сепарації пилу й інших домішок зерна. Стиснуте повітря як енергоносіє використовується для приводу різноманітних пневмомеханізмів (молотів, трамбовок, вібраторів).

Розвиток мережі газопроводів природного газу і збільшення їхньої довжини сприяли розвитку газових компресорів на високі (до 40 МПа) тиски. Для транспортування газу по трубах через кожні 100...150 км установлюють компресорні станції.

Компресори використовуються також для стиску парів холодоагента в холодильних машинах.

За принципом дії розрізняють об'ємні компресори і динамічні об'ємних компресорів найбільше поширення одержали поршневі. У цих компресорах підвищення тиску відбувається внаслідок зменшення обсягу робочої порожнини, в якій знаходиться газ (рис. 1.1).

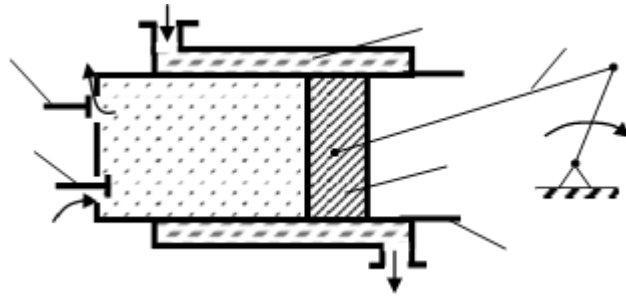


Рисунок 1.1 – Схема поршневого компресора:
1-циліндр; 2- поршень; 3-всмоктувальний клапан; 4-нагнітальний клапан; 5-система охолодження; 6-шатун

У турбокомпресорах стиск відбувається унаслідок використання сил інерції потоку газу (рис. 1.2, 1.3).

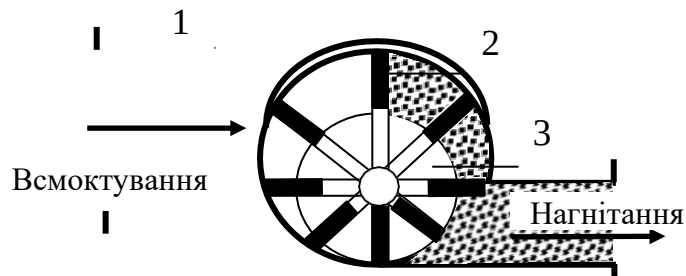


Рисунок 1.2 – Схема ротаційного компресора:
1-корпус; 2-пластини; 3-ротор

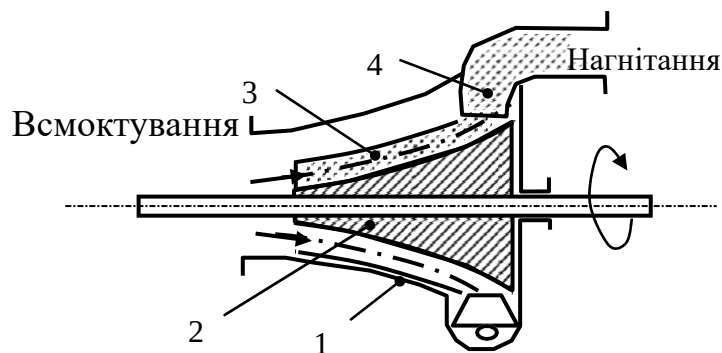


Рисунок 1.3 – Схема відцентрового компресора
1-корпус; 2- робоче колесо; 3-робчі лопатки; 4-дифузори

За напрямком руху потоку газу розрізняють відцентрові й осьові компресори. У відцентрових машинах потік рухається радіально (від центру до периферії обертового робочого колеса), а в осьових машинах потік паралельний осі обертання робочого колеса.

За ступенем підвищення тиску газу компресори поділяються на вентилятори ($\frac{P_2}{P_1} \leq 1,15$), нагнітачі або газодувки ($\frac{P_2}{P_1} > 1,15$). При відсутності охолодження і власно компресори ($\frac{P_2}{P_1} > 1,15$) при наявності охолодження.

Параметри компресорної машини

До основних параметрів відносяться: подача, кінцевий тиск, потужність на валу і ККД.

Подачею називається кількість газу, що подається компресором в одиницю часу. Розрізняють масову m кг/с, і об'ємну V_0 м³/с, подачу. У характеристиках машини зазвичай вказується об'ємна подача, віднесена до умов усмоктування або нормальних умов по ДЕРЖСТАНДАРТ 2939-63 ($t_H = 20^\circ\text{C}$, $P_H = 101,325$ кПа).

Обладнання для експериментальних досліджень

Для оцінки параметрів компресора об'ємної дії використовується виготовлений на кафедрі експериментальний стенд.

Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів компресора об'ємної дії наведена на рисунку 1, а фото загального вигляду на рисунку 1.4.

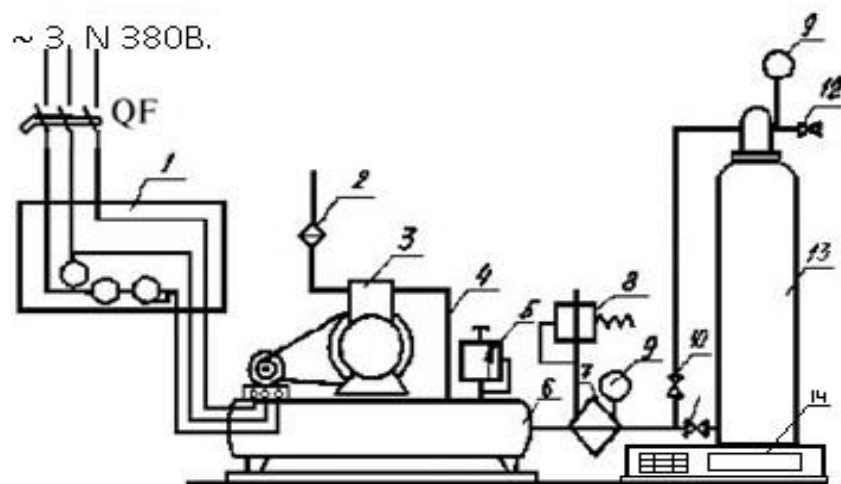


Рисунок 1.4 – Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів компресора об'ємної дії:

1-вимірний комплект К-50; 2-повітряний фільтр; 3-циліндр; 4-нагнітальний трубопровід; 5-запобіжний клапан; 6-ресивер; 7-фільтр для очищення стиснутого повітря; 8-регулятор тиску; 9-манометр; 10,11,12-крани; 13-балон; 14 - електронні ваги

Приводом компресора об'ємної дії служить електродвигун. Компресор має два циліндри - 3, повітряний фільтр - 2, нагнітальний трубопровід - 4, запобіжний клапан - 5, фільтр для очищення стиснутого

повітря- 7, регулятор тиску – 8, манометр -9, повітряні крани – 10, 11, 12, балон для стиснутого повітря – 13 та вимірювальний комплект К-50; електронні ваги – 14.

Для вимірювання маси повітря використовуються електронні ваги, а для визначення часу заповнення балону повітрям до необхідного тиску використовують електронний секундомір.

Діаметр поршня компресора 60 мм, ход поршня 37 мм, число поршнів – 2, частота обертання вала компресора 1100 обертів у хвилину.

Для проведення досліджень крім основного обладнання задіяні наступні пристрої, посуд і матеріали:

- ваги лабораторні за ГОСТ 24104-80 з ціною поділки 0,5 мг;
- секундомір електронний.

Експериментальна частина. Вказівки по виконанню роботи

Методика проведення експерименту

Провести зовнішній огляд компресора і всіх агрегатів для його випробування. Переконавшись, що клапан 10 закритий, а клапан 11 відкритий (рис. 1.4). Виконати пуск компресора та переконавшись в нормальній його роботі. Під час роботи компресора за допомогою регулятора тиску 8 встановити надлишковий тиск у ресивері (3 кгс/см²) по манометру. Під час роботи компресора виконати одночасне закриття крана 11 та відкриття крана 10 для подачі всього повітря, що виходить з компресора, у балон 13. Після того, як надлишковий тиск у балоні буде $P_{M2} = 3 \text{ кгс/см}^2$, кран 10 закрити, секундомір зупинити і вимкнути компресор.

В процесі наповнення балону повітрям та за показниками ватметра вимірювального комплексу К-50 записати величину споживаної потужності для однієї фази.

Занести результати вимірів у таблицю 1.1.

Провести розрахунки основних технічних характеристик компресора.

Таблиця 1.1 – Результати вимірювань та обчислень основних технічних показників роботи компресора

№	Величини, які треба вимірювати та обчислювати	Позначення	Чисельне значення
1	Показання барометра , кгс/см ² , Па	P_o	
2	Температура навколишнього повітря, °С	t_o	
3	Середня температура повітря в процесі всмоктування, °С, ($t_2 = t_1 + 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$)	t_1	
4	Середня температура повітря в балоні в кінці його наповнення, °С $t_2 = t_1 + 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$	t_2	
5	Надлишковий тиск повітря в балоні в кінці його наповнення, кгс/см ² , Па	P_{M2}	

6	Показники ватметра при заповненні балона повітрям (електрична потужність, що споживається), кВт	$N_{\text{дв}}$	
7	Час заповнення балона повітрям, с	τ	
8	Основні конструктивні параметри		
9	Діаметр поршня, мм	D	60
10	Хід поршня, мм	S	37
11	Кількість циліндрів, шт.	z	2
12	Частота обертання колінчастого валу компресора, хв ⁻¹	n	1100
13	ККД електродвигуна	дв	0,82
14	ККД клиноремінної передачі	пер	0,98
15	Приріст маси повітря в балоні за час його наповнення, кг	M	
16	Щільність повітря при середній температурі процесу всмоктування, кг/м ³	ρ_1	
17	Дійсна об'ємна подача компресора, м ³ /с	V_d	
18	Теоретична об'ємна подача компресора, м ³ /с	V_T	
19	Коефіцієнт подачі компресора	v	
20	Теоретична потужність, що споживається компресором, кВт	$N_{T.\text{вим}}$	
21	Ефективна потужність, яка витрачається на привід компресора, кВт	N_e	
22	Ефективний ізотермічний ККД η компресора	$\eta_{T.\text{вим}}$	

Алгоритм розрахунку основних технічних характеристик

1. Маса повітря в балоні перед початком його наповнення

$$M_1 = \frac{P_0 V}{RT_0}$$

де V - ємність балона, ($V=45$ л);

R - газова стала повітря, (287 Дж/кгК).

2. Маса повітря в балоні після його наповнення

$$M_2 = \frac{P_2 V}{RT_0}$$

де $P_2 = P_0 + P_{M_2}$ - абсолютний тиск повітря в балоні

3. Приріст маси повітря в балоні.

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

4. Щільність повітря при середньої температури всмоктування

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}$$

5. Дійсну об'ємну подачу компресора

$$V_d = \frac{\Delta M}{\rho_1 \tau}$$

6. Теоретичну об'ємну подачу компресора

$$V_T = \frac{\pi D^2 S z}{240}$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$n_0 = \frac{V_d}{V_T}$$

8. Теоретичну потужність, яка споживається компресором, що відповідає ізотермічному процесу стискання

$$N_{T.вим} = 10^{-3} P_1 V_d \ln \frac{P_2}{P_1}$$

9. Ефективну потужність, яка витрачається на привід компресора

$$N_e = N_{дв} \eta_{дв} \eta_{пер}$$

10. Ефективний ізотермічний ККД компресора.

$$\eta_{T.вим} = \frac{N_{T.вим}}{N_e}$$

Отримані значення співпоставити із середнім значенням цього ККД для даного типу компресора з довідкових даних і зробити висновок про економічність роботи компресора в заданому режимі.

Звіт з лабораторної роботи оформлюється у наступному порядку:

- тема лабораторної роботи;
- мета експериментального дослідження;
- оснащення лабораторної роботи установкою і приладами;
- методика проведення експерименту і реєстрація отриманих експериментальних даних;
- розрахунок параметрів компресора;
- висновки по розрахунку;
- загальні висновки по роботі.

Тема 2. 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. Індивідуальне тестування.

3. Виконання практичної та лабораторних робіт.

3.1. 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

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

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 $mn = 217$ 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 $S_1 = 1,3 \cdot d_n = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325$ 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 2.1.

Таблиця 2.1

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

3.2. Лабораторна робота №2 «Визначення коефіцієнту теплопровідності холодильної шафи»

Мета роботи: визначення коефіцієнта теплопровідності холодильної шафи kF залежно від температури огороження.

Теоретична частини

Способи передачі теплоти

Усі процеси, що збігають у часі і просторі, зв'язані з явищами переносу енергії і маси. Процеси переносу теплоти і маси, що відбуваються переважно в суцільних середовищах (у твердих тілах, рідинах і газах), є предметом вивчення цього фундаментального розділу теплотехніки.

Відповідно до другого закону термодинаміки під дією різниці температур відбувається процес переносу теплоти в просторі у бік менших значень температури. Самовільний необоротний процес переносу теплоти в просторі, обумовлений різницею температур, називається теплообміном. Закономірності переносу теплоти і кількісні характеристики

цього процесу вивчаються теорією теплообміну.

Перенос маси відбувається при різниці концентрації речовини, при випаровуванні, кипінні, конденсації і в багатьох інших процесах. Якщо має місце обмін як теплотою, так і масою, то процес називається тепломасообміном. У теорії тепломасообміну вивчають потоки теплоти і маси.

Нехай q і j – вектори щільності потоків теплоти Q і маси M визначаються рівняннями:

$$Q = \int_F q \cdot n \cdot dF = \int_F q_n \cdot dF;$$

$$M = \int_F j \cdot n \cdot dF = \int_F j_n \cdot dF;$$

де Q – кількість теплоти, переданої через площу F за одиницю часу, Вт;

q_n – проекція вектору щільності теплового потоку на напрямок нормалі, Вт/м²;

n – одинична нормаль;

M – кількість речовини, переданої через площу F за одиницю часу, кг/с;

j_n – щільність потоку маси, кг/(м²·с).

Теплообмін може здійснюватися трьома способами: теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням. Розрізняють також теплообмін при фазових перетвореннях (випаровуванні, кипінні, конденсації речовини).

Теплопровідність – це перенос тепла при безпосередньому контакті тіл (або частин одного тіла), що мають різні температури. Теплопровідність обумовлена рухом мікрочасток речовини і можлива у твердих, рідких і газоподібних середовищах.

Конвекція – це процес переносу теплоти при переміщенні макрооб'ємів рідини або газу у просторі з області з однією температурою в область з іншою. При цьому на перенос тепла істотно впливає процес переносу самого середовища.

Тепловим випромінюванням називається процес переносу теплоти в просторі за допомогою електромагнітних хвиль. При цьому має місце подвійне взаємне перетворення: частина внутрішньої енергії випромінювача перетворюється в енергію електромагнітних хвиль, що поглинаються теплосприймаючим тілом, перетворюючись у теплову енергію.

У дійсності в природі і техніці випадки поширення тепла відбуваються лише одним способом – теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням. Найчастіше один вид теплообміну супроводжується іншим.

Конвекція тепла завжди супроводжується теплопровідністю, тому, що при русі рідин і газів вони контактують з твердою поверхнею. Спільний процес

конвекції і теплопровідності називається **конвективним теплообміном**. На практиці можуть мати місце більш складні процеси переносу теплоти.

У техніці і побуті проходять процеси теплообміну між різними рідинами (стискуваними, або нестискуваними), розділеними твердою стінкою. Прикладом може служити процес передачі теплоти водою в опалювальному приладі навколишньому повітрю у приміщенні. Процес передачі теплоти від однієї рідини до іншої, що мають різну температуру, через розділяючу їх стінку називається теплопередачею.

Процес теплообміну може мати місце тільки за умови, що в різних точках системи температура неоднакова. У загальному випадку температура залежить від координат x, y, z розглянутої точки і часу τ :

$$t = f(x, y, z, \tau)$$

Сукупність значень температури для всіх точок простору в даний момент часу називається температурним полем. Якщо температурне поле в часі не міняється, воно називається стаціонарним, якщо ж змінюється – нестаціонарним. Тепловий режим тіла (або системи тіл), що відповідає стаціонарному температурному полю, називають сталим, а той, що відповідає нестаціонарному температурному полю – несталим.

Якщо температура тіла (системи тіл) змінюється у напрямку однієї координати, то температурне поле називають одномірним ($t = f(x)$), якщо уздовж двох координат ($t = f(x, y)$) – двомірним, у напрямку трьох координат ($t = f(x, y, z)$) – тримірним.

Якщо з'єднати всі точки тіла, що мають однакову температуру, одержимо поверхню рівних температур, або ізотермічну поверхню. Ізотермічна поверхня – це геометричне місце точок простору, що мають однакову температуру.

Оскільки в одній і тій же точці простору одночасно не може бути двох різних температур, то ізотермічні поверхні одна з одною не перетинаються. Усі вони або закінчуються на межі тіла, або замикаються на собі. Таким чином, зміна температури в тілі проходить тільки в напрямках, що перетинають ізотермічні поверхні (наприклад, у напрямку x , рис. 1). Найбільш різка зміна температури має місце в напрямку нормалі n до ізотермічної поверхні.

Зміна температури в напрямку нормалі до ізотермічної поверхні характеризується градієнтом температури. Градієнтом температури є вектор, спрямований по нормалі до ізотермічної поверхні в бік зростання температури і чисельно рівний похідній температури за цим напрямом (рис. 2.1):

$$\text{grad } t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n},$$

де n_0 - одиничний вектор, нормальний до ізотермічної поверхні і спрямований у бік зростання температур;

$\frac{dt}{dn}$ скалярна величина температурного градієнта, що дорівнює похідній температури по нормалі.

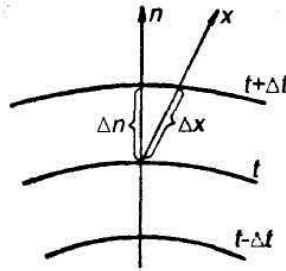


Рисунок 2.1 – До визначення температурного градієнта

Градiєнт температури з від'ємним знаком, тобто спрямований у бік зменшення температури, називають падінням температури.

У неоднорідному температурному полі виникає перенос теплоти. Кількість теплоти, що проходить за одиницю часу через довільну поверхню F , називають тепловим потоком Q , Вт. Тепловий потік, віднесений до одиниці площі поверхні, називають щільністю теплового потоку, або питомим тепловим потоком q , Вт/м².

Розрізняють місцеву (локальну) і середню по поверхні F щільність теплового потоку. Зв'язок між ними визначається співвідношення

$$q = \frac{1}{F} \int_F q_l dF$$

де q_l і q - відповідно, локальна і середня по поверхні F щільність теплового потоку.

Тепло може виділятися внаслідок наявності внутрішніх джерел теплоти, що характеризуються щільністю об'ємного тепловиділення q_v , Вт/м³. Якщо величина q_v позитивна, то говорять, що в тілі є позитивні джерела тепла. При від'ємних значеннях q_v є негативні джерела (або стоки) тепла.

Теплопровідність. Основний закон теплопровідності

Відповідно до основного закону теплопровідності – закону Фур'є – кількість тепла dQ , що проходить за одиницю часу через елемент поверхні dF , пропорційна температурному градієнтові $\frac{dt}{dn}$ Вт

$$dQ = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF,$$

де λ - коефіцієнт пропорційності, називається теплопровідністю, Вт/(м·К);

n_0 – одиничний вектор нормалі до поверхні dF .

Щільність теплового потоку є вектор, що визначається співвідношенням:

$$q = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

Скалярна величина вектору щільності теплового потоку буде

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

дорівнювати, Вт/м²:

Знак мінус у рівняннях обумовлений різноспрямованістю векторів q і $\text{grad } t$: q спрямований у бік спадання температури, а вектор $\text{grad } t$ за визначенням – у бік її зростання.

З рівняння випливає, що теплопровідність λ дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури, що дорівнює одиниці.

Теплопровідність є важливим фізичним параметром речовини. Величину коефіцієнта теплопровідності первинно визначають експериментальним шляхом. У загальному випадку теплопровідність залежить від роду речовини, її температури, тиску.

Теплопровідність газів знаходиться у межах від $\lambda = 0,006$ до $\lambda = 0,06$ Вт/(м·К). Для газів λ майже не залежить від тиску і збільшується з підвищенням температури. Теплопровідність водяної пари та інших реальних газів істотно відрізняється від теплопровідності ідеальних газів і помітно залежить від тиску.

Теплопровідність краплинних рідин знаходиться у межах від $\lambda = 0,07$ до $\lambda = 0,7$ Вт/(м·К). Для більшості рідин, крім води і гліцерину, з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність металів лежить у межах від 20 до 400 Вт/(м·К). Найбільш теплопровідним металом є срібло ($\lambda = 410$ Вт/(м·К)) і чиста мідь ($\lambda = 395$ Вт/(м·К)). Сторонні домішки в металах помітно знижують значення теплопровідності. Для більшості металів з підвищенням температури теплопровідність зменшується.

Теплопровідність будівельних і теплоізоляційних матеріалів має значення від 0,01 до 2,9 Вт/(м·К). Матеріали з низьким значенням теплопровідності (менше 0,2 Вт/(м·К)) звичайно застосовуються для теплової ізоляції, називаються теплоізоляційними.

Експериментальна частина

Оснащення лабораторної роботи обладнанням для експериментальних досліджень.

На підприємствах торгівлі та громадського харчування для короткочасного зберігання відносно невеликих партій харчових продуктів використовують холодильні шафи. Від щільності ізоляції огороження холодильної шафи залежить економічність та енергозаспокоєння її роботи.

У лабораторній роботі використовується холодильна шафа (рис. 2.2).

Холодильна шафа складається з холодильного агрегату 1, теплоізоляційного огороження 2, випарника 3, полиць для продуктів 4, лампи освітлення 5, вентилятора 6, дверей камери 7, дверей шафи, 8 терморегулюючого вентиля 9, піддона 10 та знімальної решітки 11.

У середині холодильної шафи розміщений термоелектронагрівач, потужність якого регулюється лабораторним автотрансформатором.

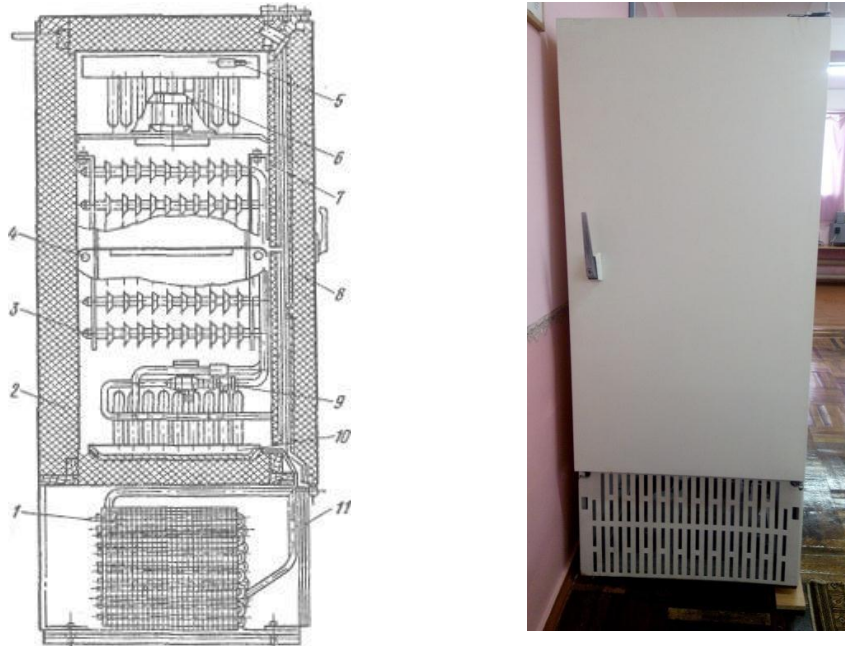


Рисунок 2.2. – Схема і фотографія холодильної шафи

Температура повітря всередині холодильної шафи вимірюється за допомогою екранованих термопар, що розміщені згідно зі схемою, наведеною на рис. 3.

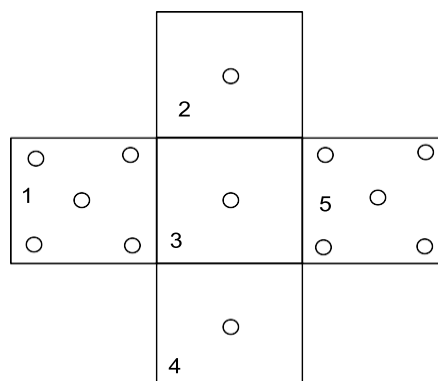


Рисунок 2.3 – Схема розміщення термопар на огорожі холодильної шафи: 1 – ліва стінка; 2 – стеля; 3- задня стінка; 4 – дно; 5 – права стінка

Методика проведення роботи

Перед проведенням лабораторної роботи ознайомитися з конструкцією холодильної шафи, а також з особливостями розміщення термопар.

Після перевірки схеми підключення термоелектронагрівача увімкнути його в мережу за допомогою вимірювального комплексу К-50.

Після встановлення стаціонарного режиму виміряти температуру всередині холодильної шафи (t_B) на кожній з термопар; виміряти температуру зовнішнього повітря і потужність термоелектронагрівача.

Дані занести до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Протокол спостереження

№	N, Bm	$t_3, ^\circ C$	Температура термопар, $^\circ C$												
			t_{B1}	t_{B2}	t_{B3}	t_{B4}	t_{B5}	t_{B6}	t_{B7}	t_{B8}	t_{B9}	t_{B10}	t_{B11}	t_{B12}	t_B

Обробка результатів експерименту

Нехтуючи втратами, вважають, що вся потужність термоелектронагрівача переходить у тепло.

Коефіцієнт теплопровідності холодильної шафи

$$kF = \frac{N}{|t_3 - t_{BHcp}|}$$

$$t_{BHcp} = \frac{t_{BH1} + t_{BH2} + \dots + t_{BHn}}{n}$$

де t_3 – зовнішня температура;

n – кількість термопар.

Температура огорожі

$$t_{ог} = \frac{t_3 + t_{BHcp}}{2}$$

Побудувати графік залежності коефіцієнта теплопровідності від температури огорожі. $kF = f(t_{ог})$

Тема 3. 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. Індивідуальне тестування.

3. Виконання практичної та лабораторних робіт.

3.1. 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; холодинний 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 $t_{s2} = t_s - 0,5 \cdot \Delta t_s = -10 - 0,5 \cdot 4 = -12$ °С.

Середня логарифмічна різниця температур у випарнику становить:

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

Теплофізичні параметри холодоносія (поліпропілен) визначаємо з таблиць роботи при середній температурі $t = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$ і концентрації ξ , що відповідає температурі його замерзання $t_3 = t_0 - (5/8) = -15 - 5 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$\nu = 4,852 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda = 0,424 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ — коефіцієнт теплопровідності;

$c_p = 3,86 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — питома теплоємність;

$\rho = 1030 \text{ кг}/\text{м}^3$ — щільність;

$Pr = 45,5$ - число Прандтля.

З рівняння теплового балансу випарника визначаємо масову витрату холодоносія:

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

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

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

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

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

Режим руху теплоносія визначається значенням числа Рейнольдса:

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

Число Нусельта пов'язане з ним вираженням:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{пер}} = 0,021 \cdot 6256,6^{0,43} \cdot 45,5^{0,43} \cdot 0,88 = 103,9.$$

Звідси може бути знайдений коефіцієнт тепловіддачі на стороні теплоносія:

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

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, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарний опір забруднень і стінки труби $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \delta_3/\lambda_3$ приймаємо рівним: для аміачних випарників $(0,7-0,9) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; для хладонових випарників зі сталевими гладкими трубами $(0,45-0,6) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

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

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

де θ_0 - різниця між температурами зовнішньої стінки труби й агента, $^{\circ}\text{C}$

α_0 - коефіцієнт тепловіддачі на стороні агента, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

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

при кипінні R717:

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

при кипінні R22:

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

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 $q_{\text{вн}} = 2300 \text{ Вт/ м}^2$; для фреонового $q_{\text{вн}} = 2470 \text{ Вт/ м}^2$. Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні $\kappa_{\text{вн}} = q_{\text{вн}} / \theta_{\text{л}}$, дорівнює: для R717 $\kappa_{\text{вн}} = 2300/4,72 = 487,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; для R22 $\kappa_{\text{вн}} = 2470/4,72 = 523,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Коефіцієнт тепловіддачі па стороні агента $\alpha_{\text{овн}} = q_{\text{вн}} / \theta_{\text{о}}$ дорівнює: для R717 $\alpha_{\text{овн}} = 2300/2 = 1150 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; для R22 $\alpha_{\text{овн}} = 2470/2,37 = 1042 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

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

- для K717 $F_{\text{вн}} = 198 \cdot 10^3 / 2300 = 86,1 \text{ м}^2$;

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

Числові значення вихідних даних для розрахунку наведені в таблиці 3.

Таблиця 3.1

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

3.2. Лабораторна робота №3 «Експериментальна оцінка параметрів парової компресійної холодильної установки»

Мета роботи: Ознайомитись зі схемою парової компресійної холодильної машини та лабораторним устаткуванням для оцінки її параметрів. Вивчити будову, принцип роботи і правила експлуатації холодильної установки на базі холодильного агрегату ВСр 400, техніку безпеки при її роботі. Вивчити теоретичні аспекти виробництва холоду, цикли парової компресійної холодильної машини, властивості та $T-s$ і $h-lg p$ діаграми холодильних агентів. Отримати навички теоретичних розрахунків та здійснити практичне визначення основних параметрів парової компресійної холодильної установки: холодильну потужність машини і холодильний коефіцієнт.

Теоретичні відомості

Призначення й область застосування холодильної машини ВСр 400

Холодильна машина ВСр 400 призначена для охолодження харчових продуктів.

Машина являє собою комплект апаратів і приладів, об'єднаних у

замкнену систему, у якій здійснюється процес отримання штучного холоду за схемою машини одноступеневого стискання.

Принцип роботи машини полягає в наступному. Компресор, що приводиться у дію вмонтованим електродвигуном, відсмоктує пари R12 із випарника, стискає їх до тиску нагнітання і подає в конденсатор, де відбувається конденсація парів R12. Тепло конденсації відводиться повітрям, подаваним у конденсатор двома вентиляторами.

Рідкий R12 надходить у ресивер, із ресивера - у фільтр- осушувач. Далі через вентиль з електромагнітним приводом рідкий R12 надходить у терморегулюючий вентиль, у якому дроселюється до тиску кипіння. Після терморегулюючого вентиля R12 надходить у випарник, де кипить за рахунок теплоти, що віднімається від води (теплоносія). Далі цикл повторюється.

Конструкція основних вузлів

Компресор призначений для відсмоктування парів R12 із випарника, стискання їх до тиску конденсації і нагнітання в конденсатор. Компресор одноступеневий, чотирьох циліндровий із V- образним розташуванням циліндрів, з умонтованим електродвигуном. Споживана потужність на R12 у стандартному режимі 4,15 кВт.

Конденсатор призначений для конденсації парів холодильного агента за рахунок охолодження їх повітрям, подаваного двома вентиляторами.

Тип конденсатора - ребристий, повітряного охолодження з теплообмінною поверхнею, витрата повітря 25000 м³/год. Конденсатор складається з батареї і дифузора. Батарея являє собою пучок горизонтально розташованих мідних трубок зі щільно насадженими на них алюмінієвими ребрами. Кінці трубок з'єднані колекторами. У верхній частині парового колектора вкручена пробка, що служить для спуска повітря з конденсатора.

Вентилятор призначений для примусового переміщення повітря через конденсатор з метою відводу теплоти конденсації. Вентилятор осьовий, робоче колесо якого насажене на вал електродвигуна.

Ресивер служить додатковою ємністю до конденсатора, що виключає затоплення конденсатора рідким холодильним агентом. Крім того, ресивер забезпечує рівномірну подачу холодильного агента при різноманітних режимах роботи. Ресивер являє собою сталевий горизонтальний балон, на якому встановлені два запірних вентиля, заправний вентиль і два оглядових пристрої.

Повна заправка машини холодильним агентом відповідає його рівню в межах верхнього оглядового скла. Зниження рівня нижче середини нижнього оглядового скла, вказує на необхідність дозаправлення машини холодильним агентом.

Для викиду холодильного агента у випадку аварійного підвищення температури вище 66°C на ресивері встановлена плавка пробка.

Фільтр-осушувач (рис. 3.1) призначений для затримки сторонніх часток, що потрапили випадково в систему, що можуть призвести до задирів у тертьових

деталях і ушкодженню клапанів компресора. Крім того, фільтр-осушувач поглинає вологу з холодильного агента, що викликає корозію металевих частин і може утворити крижану пробку в терморегулюючому вентилі. Фільтр-осушувач являє собою металевий корпус, у якому знаходиться гільза, наповнена силікагелем, що поглинає вологу, і сітчастий фільтр.

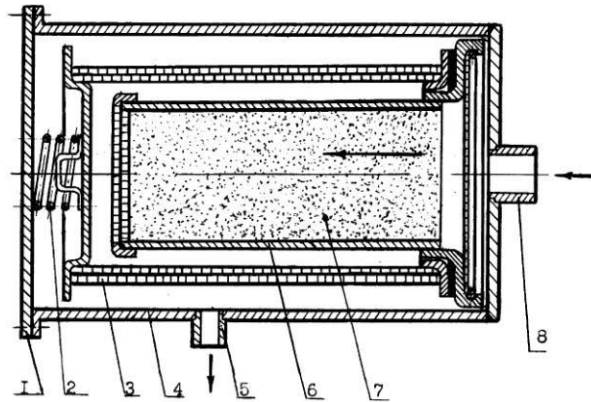


Рисунок 3.1 –Схема фільтра-осушувача: 1 - кришка; 2- пружина;
3- фільтр; 4- корпус фільтра; 5- трубка; 6- гільза осушувача; 7- силікагель;
8- трубка

Випарник (рис. 3.2) складається з циліндричного корпуса, усередині якого знаходяться теплообмінні трубки з внутрішніми ребрами. Трубки кріпляться до трубних решіток.

Парорідинна суміш холодильного агента після терморегулюючого вентиля направляється у випарник, де рівномірно розподіляється по трубках, кипить, віднімаючи теплоту від води, що циркулює у міжтрубному просторі між внутрішніми перегородками. Перегородки змінюючи напрямок, покращують теплообмін. Пери холодильного агента відсмоктуються з випарника компресором. У патрубку виходу води з випарника встановлена гільза датчиків-реле температури. У нижній частині випарника є пробка для зливу води

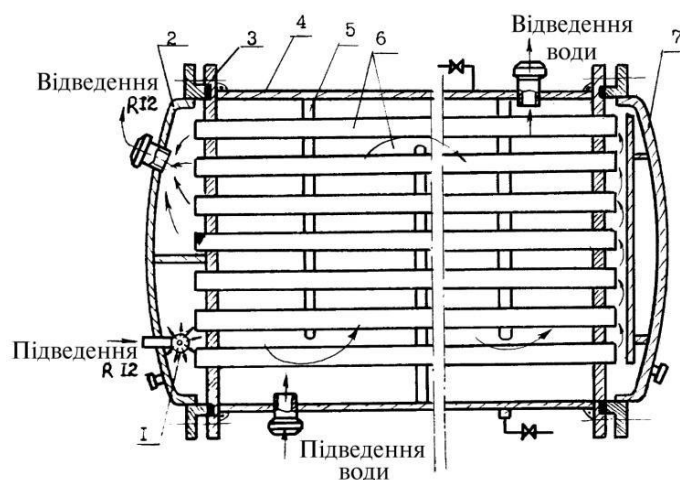


Рисунок 3.2 – Схема фреонового випарника типу ИТ із внутрішнім кипінням R-12: 1- форсунка; 2- кришка; 3- трубні решітки; 4- обечайка; 5- перегородки; 6- мідні трубки; 7- кришка

Бак служить додатковою ємністю магістралі теплоносія, забезпечує рівномірну подачу води на вході в насос, виключає повітряні пробки в трубопроводах теплоносія.

Вентиль з електромагнітним приводом є запірним вентилем автоматичної дії. Встановлений перед терморегулюючим вентилем. При роботі компресора вентиль закриває рідинну лінію і не дає можливість рідкому холодильному агенту перетікати з ресивера у випарник. Для ручного відкриття вентилля є віджимний гвинт.

Терморегулюючий вентиль (рис. 4) установлений на рідинній лінії холодильного агента перед випарником і призначений для автоматичного регулювання подачі холодильного агента у випарник, у залежності від перегріву пари цього агента на виході з випарника.

При підвищенні температури пари на виході з випарника зростає тиск у термобалоні, укріпленому на трубопроводі. Цей тиск по капілярній трубці подається на мембрану зверху. Знизу на мембрану діє тиск парів холодильного агента, що відбираються на виході з випарника. З підвищенням нагрівання парів збільшується різниця тисків на мембрану, мембрана прогинається униз і через штовхачі і голкотримач стискає пружину, відчиняючи клапан. Витрата холодильного агента при цьому зростає, а ступінь перегріву зменшується.

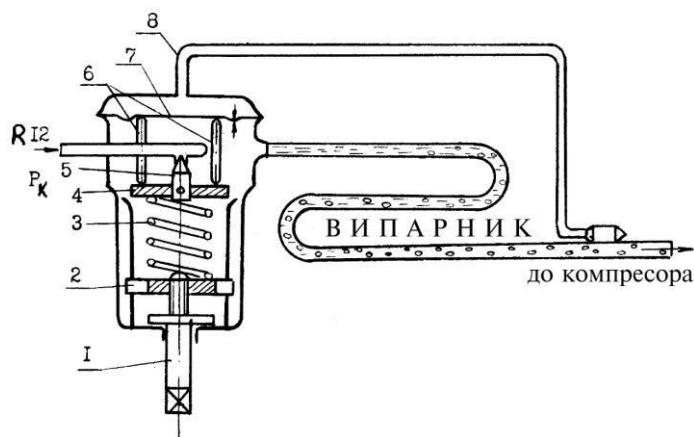


Рисунок 3.3 – Схема терморегулюючого вентилля: 1- гвинт; 2- гайка; 3- пружина; 4- шайба; 5- клапан; 6- штовхач; 7- мембрана; 8- капілярна трубка

Щит мановакууметрів, на якому встановлені два мановакууметра для

контролю тиску холодильного агента на усмоктуванні, нагнітанні на виході з компресора.

Щит приладів - із установленим цифровим дисплеєм датчика температури і двома датчиками реле тиску: перший відключає компресор при аварійному підвищенні або зниженні тиску, другий відключає один вентилятор конденсатора (при зниженні тиску конденсації - зниженні температури навколишнього повітря).

Датчик-реле температури призначений для відключення компресора машини при досягненні заданої температури на виході з випарника і вмиканні його при підвищенні теплового навантаження на розмір встановленого диференціала. Прилад має шкалу діапазону контрольованих температур від мінус 20 до плюс 10 °C і шкалу диференціала в межах від 1,8 до 6°C, розташованих на одній панелі. Контакти датчика-реле температури автоматично розмикаються при підвищенні температури на розмір встановленого диференціала.

Холодильний агент - Хладон 12 ($R12$, CF_2Cl_2), безбарвний газ із слабким специфічним запахом, негорючий, вибухонебезпечний, малотоксичний газ, у 4,3 разів важчий за повітря. При кількості його більше 30% у повітрі людина відчуває нестачу кисню (головний біль, слабкість). Щільність рідкого $R12$ при 0°C - 1894 кг/м³. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_k = -29,8$ °C, температура замерзання $t_z = -155$ °C. Газ дуже текучий і може проникати через найменші нещільності. $R12$ стосовно металів інертний, але легко розчиняє звичайну гуму і ряд інших органічних матеріалів. Тому прокладки для ущільнення роблять із спеціальних сортів гуми або пароніта. Розчинність води в рідкому $R12$ у край малу, тому треба обережати систему циркуляції холодильного агента від попадання вологи, тому що замерзла волога може закупорити дросельний отвір і порушити циркуляцію холодильного агента.

Обладнання для експериментальних досліджень

Для оцінки параметрів парової компресійної холодильної установки використовується виготовлений на кафедрі експериментальний стенд. Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів парової компресійної холодильної установки наведена на рисунку 3.4.

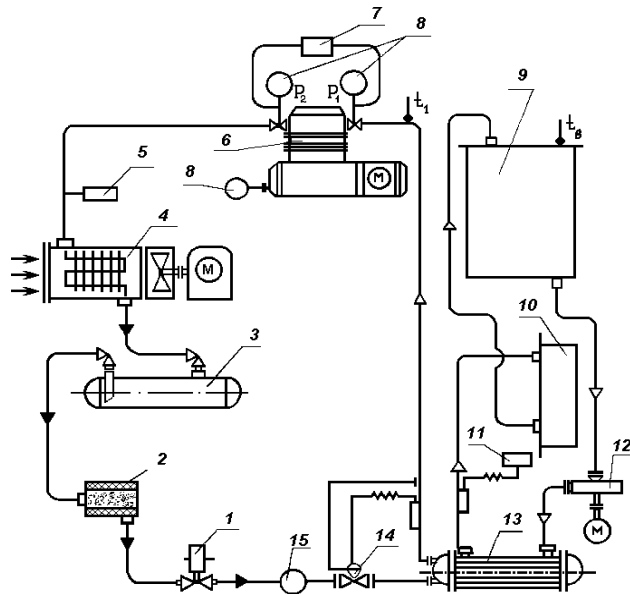


Рисунок 3.4 – Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів парової компресійної холодильної установки: 1-вентиль мембранний з електромагнітним приводом; 2- фільтр осушувач; 3-ресивер; 4- конденсатор; 5-датчик-реле тиску; 6- компресор; 7-датчик-реле тиску; 8- мановакууметр; 9-охолоджувач води; 10-бак холодної води; 11-датчик-реле температури; 12-насос; 13-випарник; 14-термо-регулюючий вентиль; 15-вікно оглядове

Експериментальна частина

Методика проведення експерименту

Провести зовнішній огляд холодильної установки і всіх агрегатів для її випробування. Переконатися, що бак заповнено водою. Виконати пуск компресора холодильної установки та переконатися в нормальній його роботі. Після стабілізації тиску на всмоктувальній і нагнітальній лініях компресора (через 5-10 хвилин) виміряти такі параметри: тиск парів холодильного агента на вході в компресор P_1 ; тиск парів холодильного агента після компресора P_2 ; температуру води в охолоднику на початку t_g і наприкінці досліду t_g ; час випробування τ , с. Тривалість охолодження приблизно 10- 15 хв. Занести результати вимірів у таблицю 3.2.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань та обчислень основних технічних

показників роботи холодильної машини.

№	Величини, які треба вимірювати	Позначення	Чисельне значення
1	Тиск всмоктування , кгс/см ² , МПа	P_1	
2	Тиск нагнітання , кгс/см ² , МПа	P_2	
3	Температура води початкова, °C	t'	
4	Температура води кінцева, °C	t''	
5	Час охолодження, с	τ	

Провести розрахунки основних технічних характеристик холодильної машини.

Алгоритм розрахунку основних технічних характеристик холодильної машини ВСр-400.

1. По h ln P -діаграмі (рис. 3.5) визначити необхідні для по дальшого розрахунку значення ентальпій вузлових точках циклу.

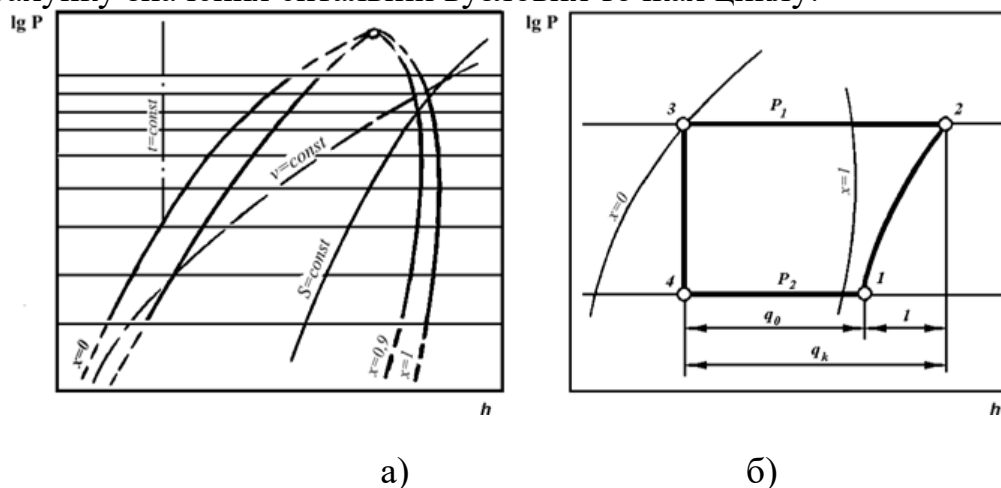


Рисунок 3.5 –Діаграма h ln P холодильного агента R12:

а -схематичне зображення діаграми; б - зображення циклу холодильної машини

Точка 1, що характеризує стан пари холодильного агента на вході в компресор, визначається як точка перетину ізобари P_1 з ізотермою t_1 , або як перетинання ізобари P_2 з верхньою граничною кривою $x=1$ (рис. 3.5 б).

Лінія 1-2 - адіабатне стискання парів холодильного агента в компресорі;

Лінія 2-3 - ізобарний (при $P_2 = \text{const}$) відвід теплоти від холодильного агента в конденсаторі.

Лінія 3-4 - дроселювання холодильного агента в терморегулюючому вентилі при постійній ентальпії ($h = \text{const}$)

Лінія 4-1 - ізобарна передача теплоти від охолоджуваного середовища холодильному агенту при його кипінні у випарнику.

2. Визначити питому холодопродуктивність холодильного агента, q_0 , кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_4$$

3. Визначити питому роботу стиску пару холодильного агента в компресорі, l , кДж/кг

$$l = h_2 - h_1$$

4. Визначити питоме теплове навантаження конденсатора, q_k , кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3$$

5. Визначити холодильний коефіцієнт холодильної машини, ε

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l}$$

6. Визначити масову витрату холодильного агента, M_k , кг/с

$$M_k = V_k \rho_1 \lambda$$

де V_k -теоретична подача компресора, м³/с;

ρ - щільність парів холодильного агента на вході в компресор (питомий об'єм парів холодильного агента визначається по $h - \ln P$ - діаграмі), кг/м³;

λ - коефіцієнт подачі компресора, що враховує об'ємні втрати (приймається рівним 0,7 - 0 - 0,75).

Теоретична подача компресора визначається по формулі

$$V_k = \frac{\pi D^2}{4} S z n$$

Де D - діаметр поршня, ($D=17,5$ мм);

S - хід поршня, ($S=50$ мм);

z - число циліндрів, ($z=2$);

n - частота обертання, c^{-1} ($n=16 c^{-1}$).

7. Визначити холодильну потужність машини, Q , кВт

$$Q = q_0 M_k$$

8. Зобразити цикл роботи машини в $h - \ln P$ діаграмі без суворого дотримання масштабу, але з зазначенням значень параметрів холодильного агента у вузлових точках циклу.

Звіт з лабораторної роботи оформлюється у наступному порядку:

- тема лабораторної роботи;
- мета експериментального дослідження;
- оснащення лабораторної роботи установкою і приладами;

- методика проведення експерименту і реєстрація отриманих експериментальних даних;
- розрахунок параметрів компресора;
- висновки по розрахунку;
- загальні висновки по роботі.

Звіт повинен містити схему лабораторної установки, таблицю основних технічних характеристик холодильної машини, таблицю результатів вимірів (табл. 3.2), розрахунки основних технічних характеристик і діаграму циклу холодильної машини. Дати аналіз отриманих результатів.

Тема 4. 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 багатоходових кожухотрубчасті теплообмінників в порівнянні з одноходовою?
6. Що таке первинний і вторинний теплоносії?
7. Що таке життєвий цикл теплообмінного апарату?

2. Індивідуальне тестування.

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.

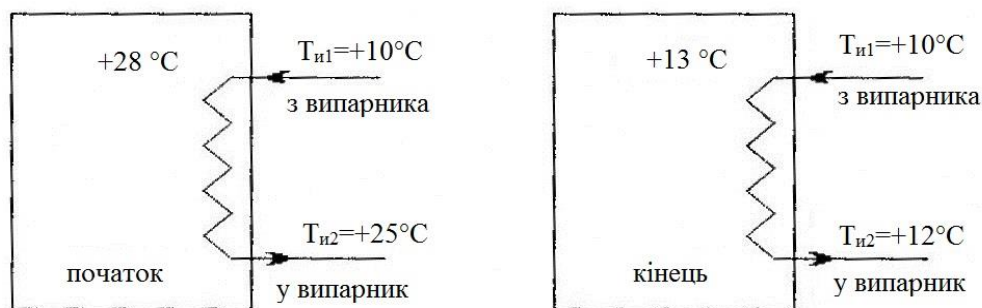


Рис. 5.1. Розрахункова схема теплообміну

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

$$\Theta_{\text{ср}} = \frac{\Theta_{\text{н}} + \Theta_{\text{к}}}{2}, ^\circ\text{C}$$

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

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

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

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

Поверхня теплообмінника визначається з формули:

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

Довжина труб при цьому складе

$$L = \frac{F}{\pi d_n}, \text{ м}$$

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

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

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 5. 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 кріоскопічною?
6. Що таке теплоносій? Яке його призначення?

2. *Індивідуальне тестування.*

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 продусі складемо два рівняння теплового балансу:

$$1. F'_1 \cdot k'_1 \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{н}}) + F''_1 \cdot k''_1 \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{н}}) + F_{\text{н}} \cdot k_{\text{н}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = k_{\text{б.п.}} \cdot F_{\text{б.п.}} \cdot (t_{\text{н}} - t_0),$$

$$2. F_2 \cdot k_2 \cdot (0,6 \cdot (t_H - t_K)) + Q_{\text{вн}} - F_n \cdot k_n \cdot (t_K - t_n) = k_{\text{б.п.}} \cdot F_{\text{б.п.}} \cdot (t_K - t_0)$$

де F_1' – площа поверхні зовнішніх стін камери, м²;

F_1'' – площа поверхні перекриття, м²;

F_n – площа поверхні стін продуху, м²;

$F_{\text{б.п.}}$ – площа поверхні батарей продуху, м²;

$F_{\text{б.к.}}$ – площа поверхні батарей камери, м²;

F_2 – площа поверхні внутрішніх стін камери, м²;

k_l' – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін, Вт/(м² · К);

k_l'' – коефіцієнт теплопередачі перекриття, Вт/(м² · К);

k_2 – коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін, Вт/(м² · К);

$k_{\text{б.п.}}$ – коефіцієнт теплопередачі батарей продуху, Вт/(м² · К);

$k_{\text{б.к.}}$ – 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;

$Q_{\text{вн}}$ – сумарні внутрішні теплоприпливи, Вт.

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

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{0,06}{1,3} + \frac{1}{5}} = 2,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Підставимо чисельні значення величин і вирішимо ці рівняння:

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

Вирішуючи з цих рівнянь залежності відносно t_n одержимо:

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

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

$$\frac{t_{\text{ст}} - t_n}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}} = \frac{t_K - t_{\text{ст}}}{\frac{1}{\alpha_K}},$$

$$\frac{t_{\text{CT}} - (-20,85)}{\frac{1}{5} + \frac{0,06}{1,3}} = \frac{-18,8 - t_{\text{CT}}}{\frac{1}{5}},$$

$$t_{\text{CT}} = -19,7^{\circ}\text{C}.$$

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:

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

і наведений коефіцієнт тепловіддачі

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

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:

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

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

Усушка м'яса за даних умов складає:

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

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 батареї $t_{\text{ін}} = -27,6$ °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:

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

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

Випадіння вологи на батареях буде дорівнювати:

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

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

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

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 6.1

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 6. 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. Індивідуальне тестування.

3. Виконання практичної та лабораторних робіт.

3.1. 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 $t_0 = -28^\circ\text{C}$ дорівнює:

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

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

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

Нарешті при $t_0 = -12^\circ\text{C}$ 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 $\Delta t_m = 4 \div 6^\circ\text{C}$. 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:

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

При початковому заповненні 30% маємо $h_{HI} = 17 \text{ мм}$. Температура аміаку становить $t_0 = -28^\circ\text{C}$, його кінематична в'язкість $\nu_a = 0,345 \text{ м}^2/\text{с}$, кінсматическая 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 $t_0 = -28^\circ\text{C}$;

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

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 батареюною 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 $G_{4\text{заг}} = 0,263 \cdot 3 = 0,0789$ 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 вводів. 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 морозених

вантажів буде дорівнювати $G_{\text{заг}} = 4,425 \text{ кг/с}$.

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 $0,01 \div 0,03 \text{ кг/кВт}$, 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 7.1

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

3.2. Лабораторна робота №4 «Заправка холодоагентом парової компресійної холодильної машини»

Мета роботи: Ознайомитись зі схемою устаткування для вакуумування і результати розрахунків співставити із результатами вимірів, тобто визначити якість заправки холодильного контура холодильної машини та лабораторної установки для оцінки її параметрів. Вивчити будову, принцип роботи установки і правила заправки холодильної машини, техніку безпеки при її роботі. Вивчити теоретичні аспекти заправки холодоагентом парової компресійної холодильної машини, $p - t$ діаграми характеру зміни тиску після заправки (тобто якості заправки) холодильного контура холодильної машини.

Теоретичні відомості

Заправка холодоагентом парової компресійної холодильної машини виконується через заправочні вентилі. Це можуть бути вентилі компресорів зі штуцером, або спеціальні вентилі. Холодоагент заправляється в установку, як правило, в рідкому стані через штуцер. Проте, невеликі установки, в яких мало холодоагента, часто заправляють холодоагентом у газовій фазі через усмоктуючу магістраль. В установках, які працюють з перегрівом, заправочний вентиль найчастіше встановлено на рідинній магістралі між рідинним ресивером і терморегулюючим вентилем, а саме, перед осушувачем, щоб затримати сліди вологи, які можуть знаходитися у холодоагенті.

Заповнення холодильної установки холодоагентом може бути прямо з

балона з холодоагентом, або за допомогою заправочного циліндра, який заповнюють холодоагентом у кількості, точно необхідній для заправки установки, величина заправки вказана на маркувальній табличці установки. На рис. 4.1 показано зовнішній вигляд вакуумно-заправочної станції.



Рисунок – 4.1 Зовнішній вигляд вакуумно-заправочної станції

При заправці спочатку гнучкий шланг від вентиля балона або циліндра під'єднують до заправочного вентиля. Потім з гнучкого шланга видаляють повітря. Для цього досить на мить відкрити вентиль балона. Якщо заправка холодоагентом відбувається газовою фазою з балону з холодоагентом (для невеликих установок), балон треба перевернути догори дном. Великі установки заправляють холодоагентом у рідкому стані і балон стоїть дном донизу. Треба постійно контролювати масу холодоагента, щоб точно витримати масу холодоагента, яку вказано на маркувальній табличці холодильної установки. Для цього використовують спеціальні ваги (типа електронних).

Схему заправки показано на рис. 4.2.

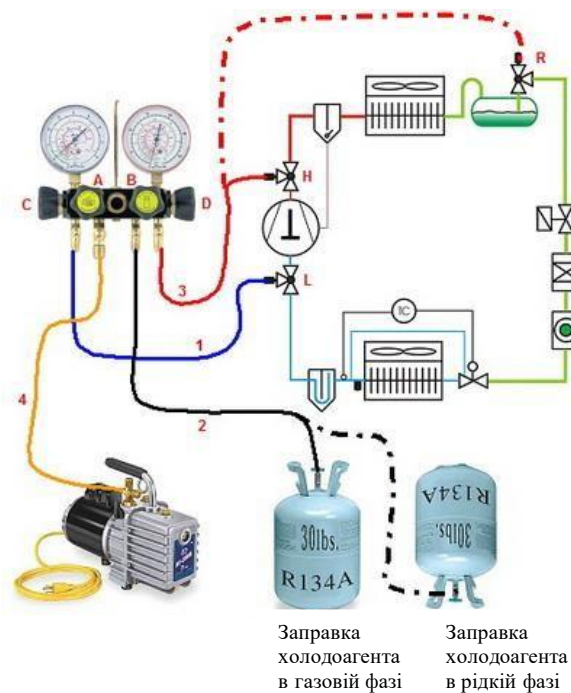


Рисунок 4.2 – Схема заправки парової компресійної холодильної машини

На рисунку позначено: 1 - заправочний шланг для заправки в рідкій фазі; 2 - заправний шланг від балона; 3 - заправний шланг для заправки в газоподібній фазі; 4 - шланг для вакуумування; А – вентиль для вакуумування на заправному колекторі; В – вентиль балона на заправному колекторі; С - вентиль на заправному колекторі, який використовують для заправки в газоподібній фазі; D - вентиль на заправочному колекторі, який використовують для заправки в рідкій фазі; Н - заправний вентиль на холодильній машині після компресора, який використовують для заправки в рідкій фазі; L – заправний вентиль на холодильній машині перед компресором, використовують для заправки в газоподібній фазі; R – заправний вентиль на холодильній машині на ресивері, який використовують для заправки в рідкій фазі.

Експериментальна частина

Оснащення лабораторної роботи обладнанням для експериментальних досліджень.

Для оцінки параметрів заправки холодоагентом парової компресійної холодильної установки використовується виготовлений на кафедрі експериментальний стенд. Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів заправки парової компресійної холодильної машини наведена на рис. 3

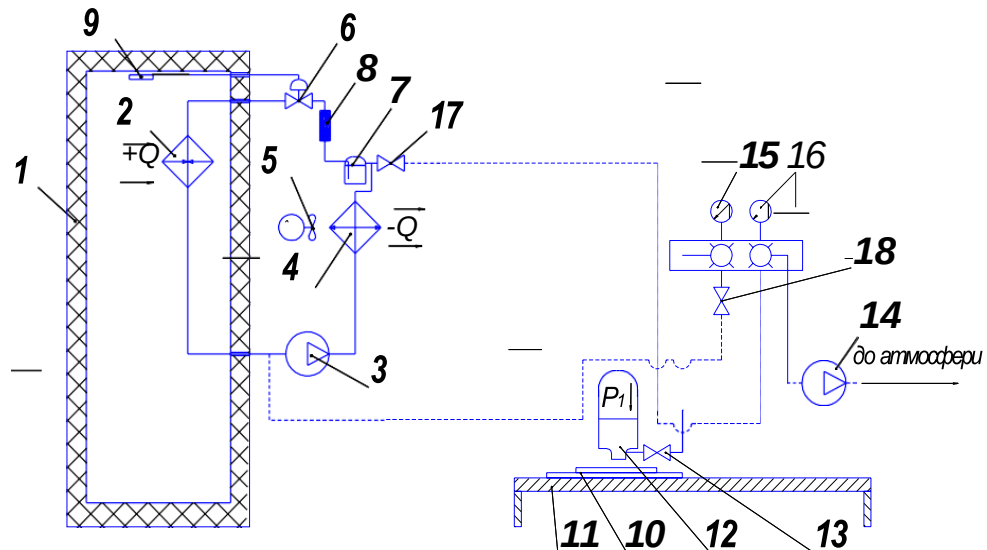


Рисунок 4.3 – Принципова схема установки для експериментальної оцінки параметрів вакуумування парової компресійної холодильної машини

На рисунку позначено: 1 – холодильна шафа; 2 – випаровувач; 3 – компресор; 4 – конденсатор; 5 – вентилятор з електроприводом; 6 – ТРВ (терморегулюючий клапан); 7 – ресивер; 8 – фільтр-осушувач; 9 – датчик температури для ТРВ; 10 – ваги; 11 – стіл; 12 – заправний балон з хладагентом; 13 – клапан балона для заправки в газоподібній фазі; 14 – вакуумний насос; 15 – манометр; 16 – мановакуумметр; 17 – клапан для вакуумування; 18 – клапан на заправочному колекторі, який використовують для заправки в газоподібній фазі.

Методика проведення роботи

1. Вивчити будову, принцип роботи вакуумно-заправної станції парової компресійної холодильної машини та лабораторної установки для оцінки їх параметрів, техніку безпеки при їх роботі.
2. Зобразити пинципову схему установки для експериментальної оцінки параметрів вакуумування парової компресійної холодильної машини.
3. Провести зовнішній огляд лабораторної установки для вакуумування и заправки парової компресійної холодильної машини.
4. Пересвідчитись у відсутності тиску в паровій компресійній холодильній машині.
5. Підключіть балон з холодоагентом (імітуємо CO_2) до клапана на заправочному колекторі, який використовують для заправки в газоподібній фазі.
6. Включіть вакуумний насос.

Дайте вакуумному насосу попрацювати деякий час. (Слідкуйте за показниками вакуумметра. Коли вакуум у системі досягне потрібного рівня, продовжуйте вакуумування ще 15-20 хвилин).

7. Після завершення вакуумування закрийте вентиль вакуумного насоса.

8. Вимкніть вакуумний насос.

9. Після вимкнення вакуумного насоса перед заправкою холодоагента необхідно поставити балон на ваги контролю маси заправки холодильного агента.

10. Перед заправкою вентилялі 13, 17, 18 – закриті (рис. 4.3).

11. Перед заправкою необхідно продути шланг від повітря, для цього відкривають на балоні вентиль, і повітря видавлюється холодильним агентом зі шланга, після цього гайку загвинчують.

12. Заправочний шланг підключити, як показано на рис. 4.3, до заправочного вентиля перед компресором на холодильній машині.

15. Виміряти тиск в балоні до заправки за допомогою манометра МП для CO₂ з ціною поділки 0,5 МПа.

16. Виміряти масу балона до заправки (ваги лабораторні за ГОСТ 24104-80 з ціною поділки 0,5 мг).

17. Відкрити вентиль балона, а потім – вентиль назаправному колекторі, який використовують для заправки в газоподібній фазі.

18. Запустити компресор холодильної машини.

19. Відкрити (в середньому положенні) заправні вентиля на холодильній установці, і по шлангу холодильний агент перетікає із балона в холодильну машину через заправний колектор.

20. Закінчити заправку.

21. Закрити вентилялі 13, 18. 23. Перевірити тиск у системі.

22. Виміряти тиск у балоні після заправки за допомогою манометра для CO₂ з ціною поділки 0,025 МПа. Виміряти масу балона до заправки. Для контролю маси холодильного агента, який заправили, використовують спеціальні ваги (типа електронних).

23. Занести результати вимірів у таблицю 4.1.

За результатами розрахунків знайти масу заправленого холодоагента та порівняти її із результатами вимірів, тобто визначити якість заправки холодильного контура холодильної машини.

Зробити висновок про якість заправки холодильної машини.

Таблиця 4.1 - Результати вимірювань показників заправки холодильного контура холодильної машини

№	Величини, які треба вимірювати	Позначення	Чисельне значення
1	Тиск у балоні до заправки, кгс/см ² , МПа	<i>P_{м1}</i>	
2	Маса балона до заправки, кг	<i>M₁</i>	

3	Температура в балоні до заправки, °C	t_1	
4	Тиск у балоні після заправки, кгс/см ² , МПа	$P_{м2}$	
5	Маса балона після заправки, кг	M_2	
6	Температура в балоні після заправки, °C	t_2	

Обробка результатів експерименту

1. Визначимо абсолютний тиск CO₂ в балоні перед початком заправки

$$P_1 = P_0 + P_{м1}$$

де P_1 - абсолютний тиск CO₂ в балоні перед початком заправки, МПа;

P_0 – атмосферний тиск, 0,1 МПа;

$P_{м1}$ – показання манометра перед початком заправки, МПа.

2. Визначимо масу CO₂ в балоні перед початком заправки холодильного контура холодильної машини

$$M_1 = \frac{P_1 V}{RT_1}$$

де V - ємність балона, ($V=5$ л, або $5 \cdot 10^{-3}$ м³);

R - газова стала вуглекислого газу, (189 Дж/кгК);

3. Визначимо абсолютний тиск CO₂ в балоні після заправки

$$P_2 = P_0 + P_{м2},$$

де P_2 - абсолютний тиск CO₂ в балоні після заправки

P_0 – атмосферний тиск, 0,1 МПа;

$P_{м2}$ – показання манометра після заправки, МПа.

4. Маса CO₂ в балоні після заправки холодильного контура холодильної машини

$$M_2 = \frac{P_2 V}{RT_2}$$

5. Зміна маси холодоагента в балоні.

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

Отримані значення за результатами розрахунків співставити із результатами вимірів, тобто визначити якість заправки холодильного контура холодильної машини.

Тема 7. 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. Виконання практичної та лабораторних робіт.

3.1. 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: $t_3 = 2^\circ\text{C}$; $\varphi_a = 90\%$; температура камери схову – $t_n = -20^\circ\text{C}$. Збірна стінова першальна панель має шість шарів мінеральної пробки [$\lambda_3 = 0,076 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$].

З огляду на умови роботи камери, по таблиці знаходимо, що $\alpha_3 = 23,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, $\alpha_B = 23,3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{ДО)}$, тоді $R_B = 1/8,12 = 0,123 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$.

Коефіцієнти теплопровідності залізобетонної плити і асбоцементного листа λ_{36} знаходимо по таблиці і розраховуємо коефіцієнт теплопередачі і опору теплопередачі (без обліку опору теплопередачі шарів пароізоляції).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{36}}{\lambda_{36}} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,06}{1,5} + \frac{0,3}{0,076} + \frac{0,08}{0,35} + \frac{1}{8,12}} = 0,239 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

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

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

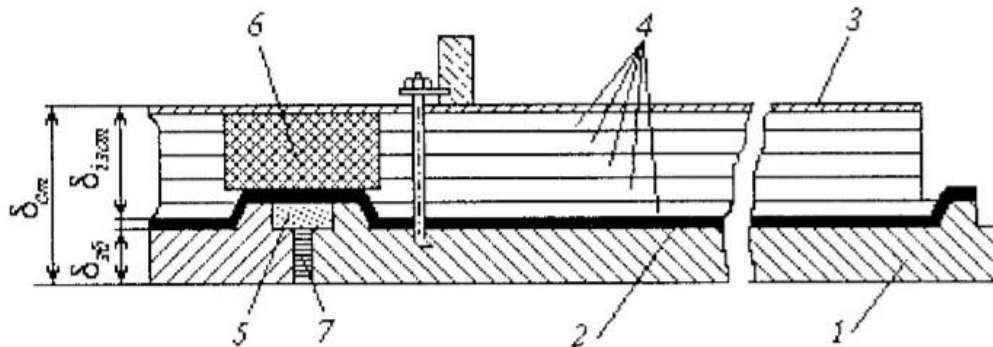


Рисунок 8.1. Конструкція збірних стінових вертикальних ізолюваних панелей багатопверхових холодильників і кріплення до між етажного залізобетонного перекриття (вид зверху): 1 – залізобетонна плита; 2 – пароізоляція (холодна бітумна ґрунтовка і шар пластифіцированого боруліна на гарячій бітумній мастиці); 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

3.2. Лабораторна робота №5 «Холодильне технологічне обладнання для заморожування харчових продуктів»

Мета роботи: вивчення роботи обладнання для контактного заморожування харчових продуктів; вивчення роботи обладнання для безконтактного заморожування харчових продуктів.

Теоретична частина

Повітряні морозильні апарати на сьогодні являються найбільш

поширеними. Заморожування продуктів у повітрі дозволяє зберегти їх високі смакові та поживні властивості, а також гарний товарний вигляд. Повітря – природне і досить інертне середовище. Його можна використовувати для холодильної обробки будь-яких продуктів у широкому інтервалі значень температур, швидкості руху та типу. Ці позитивні якості повітря зумовлюють універсальність його застосування і простоту конструкції повітряних морозильних апаратів. Недоліками повітря є низька здатність до акумулювання теплоти та схильність до поглинання вологи.

Повітряні морозильні апарати складаються з вантажного відсіку та відсіку повітроохолоджувачів. У вантажному відсіку застосовують тунельну систему розподілу повітря. У вантажному відсіку знаходиться продукт, що заморожується, який пересувається різноманітними транспортними засобами, у відсіках повітроохолоджувачів розташовують секції, які призначені для охолодження повітря, системи подачі повітря (вентиляторна установка) та піддон для збору талої води, який обігривається.

Вид системи транспортування залежить передусім від цільового призначення апарата (асортимент харчових продуктів, які заморожуються) та його продуктивності. Використовуються візки (етажерки), конвеєри безперервної або періодичної дії, потік повітря (флюїдизаційний шар) або комбінації цих засобів транспортування.

Секції повітроохолоджувачів виконують з гладких або ребристо-трубних елементів зі змінним кроком ребрення, який зменшується по ходу руху повітря. Це пов'язано з тим, що волога, яка виділяється з продукту під час холодильної обробки, осаджується у вигляді інею на поверхні повітроохолоджувача, причому він випадає нерівномірно, передусім на перших по ходу руху рядах труб, що зменшує площу живого перерізу повітроохолоджувачів. Змінний крок ребрення має забезпечити збереження номінальної площі живого перерізу повітроохолоджувачів по довжині.

Система подачі повітря включає вентилятори (осьові, відцентрові) та розподільники повітря (канали, відбивачі). Будова системи залежить від аеродинамічного опору руху повітря та взаємного розташування повітроохолоджувача й продукту. Повітря може циркулювати як уздовж, так і поперек об'єму, який займає продукт і система транспортування. Довжина циркуляційного контуру має бути якомога меншою для мінімізації аеродинамічного опору та змінювання швидкості руху і температури повітря. Чим менші ці зміни, тим більш рівномірно здійснюється холодильна обробка продукту і тим менше його втрати на випаровування вологи, тому що здатність повітря поглинати вологу збільшується з підвищенням його температури.

Візкові апарати

Візкові апарати бувають з подовжнім або з поперечним рухом повітря, а також з ручним і механізованим переміщенням візки або етажерок. Крім того, вони можуть бути періодичної і безперервної дії. В апаратах періодичної дії візка

з продуктом завантажуються і вивантажуються періодично, а в апаратах безперервної дії – безперервно.

Схема пристрою *апарата з подовжнім рухом повітря* показана на рис. 5.1, *а*. У вантажному відсіку знаходяться візки, на полицях яких розміщені продукти, які піддаються заморожуванню. Направлений рух повітря в апараті створюється хибною стелею, яка є одночасно і піддоном повітроохолоджувача.

Пристрій апарата з поперечним рухом повітря показаний на рис. 1, *б*. Апарат складається з одного або декількох вантажних відсіків, у яких знаходяться підвісні етажерки (або візки) з продуктами. Повітря, що подається вентиляторами, рухається у напрямку, перпендикулярному подовжній осі тунелю. У таких апаратах секції повітроохолоджувача утворюють вантажні відсіки.

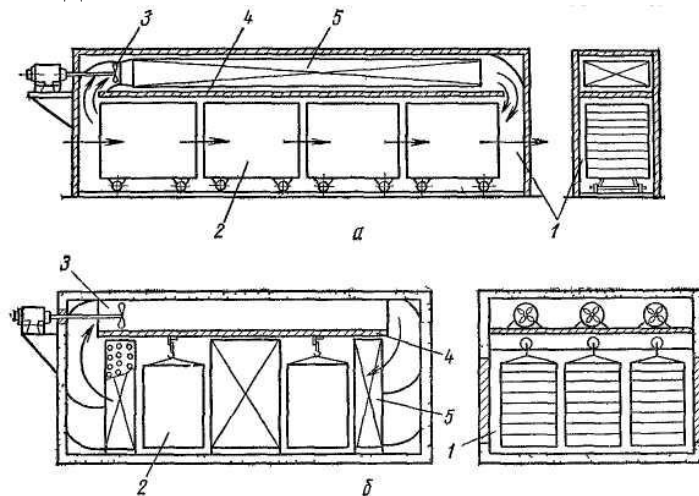


Рисунок 5.1– Схема пристрою візкового морозильного апарата

а – з подовжнім рухом повітря; *б* – з поперечним рухом повітря 1 - вантажний відсік, 2 - етажерки або візки, 3- вентилятор, 4 – хибна стеля; 5 - повітроохолоджувач.

Імерсійні апарати

Ці апарати складаються з ізольованої ванни, в якій знаходиться рідкий азот, і конвеєра для переміщення заморожуваного продукту в апараті.

Переваги імерсійних апаратів – висока інтенсивність заморожування, компактність і простота будови.

При зануренні теплового продукту у ванну з рідким азотом у ньому внаслідок високої швидкості заморожування і великої нерівномірності температур за об'ємом виникають значні внутрішні напруги, які порушують структуру продукту, викликаючи його розтріскування і розшарування. У таких апаратах питома витрата рідкого азоту досягає 2 кг і більш на 1 кг заморожуваного продукту. Зростання питомої витрати азоту призводить до збільшення вартості заморожування продукту. У цих апаратах важко регулювати температуру заморожуваного продукту, який звичайно має неоднакові геометричні розміри і

форму.

Апарат для заморожування розфасованих харчових продуктів із зануренням їх у ванну з рідким азотом (рис. 5.2) складається з вантажного конвеєра, ванни з рідким азотом, витяжних трубопроводів, завантажувального і розвантажувального столів, ізолюваного контуру, виконаного з неіржавіючої сталі і матеріалу теплоізоляції.

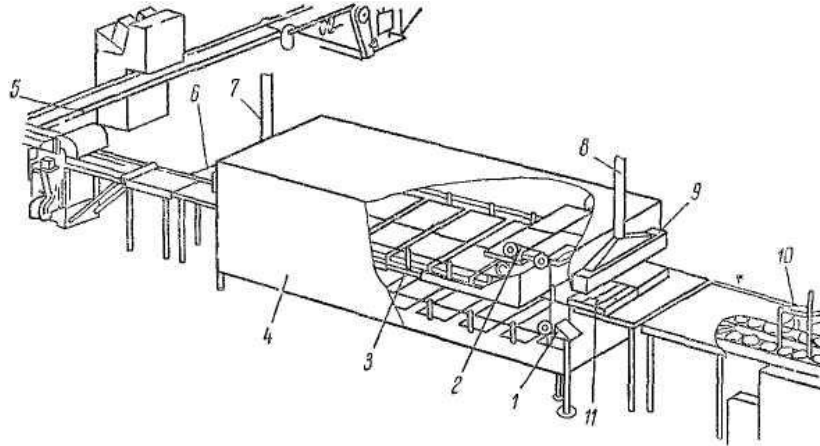


Рисунок 5.2 – Імерсійний апарат для заморожування розфасованих харчових продуктів.

1 – пульт керування; 2 – вантажний конвеєр; 3 – ванна з рідким азотом; 4 – ізолюваний контур; 5 – лінія упакування заморожених продуктів, 6 – розвантажувальний стіл; 7, 8 – витяжні трубопроводи, 9 – приймальний колектор; 10 – фасувальний автомат, 11 – завантажувальний стіл.

Продукт після фасувального автомата надходить на завантажувальний стіл, який передає його на вантажний конвеєр. Знаходячись на вантажному конвеєрі, продукт занурюється у ванну з рідким азотом і швидко заморожується. Потім продукт з вантажного конвеєра передається на розвантажувальний стіл, а з нього на лінію упакування.

Газоподібний азот, що утворився при кипінні рідини у ванні, з вантажного відсіку апарату видаляється за допомогою витяжних трубопроводів. Рівень рідкого азоту у ванні автоматично підтримується регулятором. У ванну азот надходить з бака з рідким азотом. Апарат компактний, інтенсивний, малоенергоємний. Процеси розфасовки, заморожування і упакування замороженого продукту апарата автоматизовані і механізовані.

Апарати безконтактного заморожування призначені для заморожування блочних та дрібноштучних продуктів, як упакованих в тару, так й не упакованих.

Такі апарати компактні, інтенсивні та мають більш гарні в порівнянні з повітряними морозильними апаратами порівняльні показники.

До апаратів з безконтактним заморожуванням відносять плиткові морозильні апарати та апарати для заморожування упакованих продуктів рідкими холодоносіями.

Плиткові морозильні апарати призначені для заморожування різноманітних харчових продуктів у блоках: м'яса, субпродуктів, промислової риби, рибного філе та фаршу, сиру в блоках та брикетах дрібної розфасовки, овочевих та фруктових пюре.

Продукти, які заморожені в плиткових морозильних апаратах, мають правильну форму та легко упаковуються. При транспортуванні та подальшому зберіганні таких продуктів ефективно використовується вантажна місткість транспортних засобів та камер зберігання стаціонарних холодильників.

У плиткових морозильних апаратах упакований або не упакований продукт заморожується, знаходячись у контакті з рухомими морозильними плитами або з барабанами, які обертаються.

Морозильні плити переміщуються гідравлічним або електричним приводом, а також енергією рідини, щільно (під тиском 10...100 кПа) притискаються до продукту, що забезпечує формовку та підпресовку продукту, його гарний тепловий контакт з площею поверхні морозильних плит. Плити та барабани апарата охолоджуються киплячим холодильним агентом (випарна система) або холодоносієм, який охолоджується у випарнику. У випарну систему плиткового морозильного апарата холодильний агент може подаватися під різницею тисків конденсації та кипіння або циркуляційними насосами.

Апарати можуть обслуговуватися індивідуальними або центральними холодильними установками. Відсутність проміжного повітряного середовища в плиткових морозильних апаратах дозволяє зменшити перепад температур та інтенсифікувати теплообмін між продуктом, що охолоджується, та холодильним агентом (холодоносієм), а також відмовитись від громіздких та металоемних повітроохолоджувачів та енергоемних вентиляторів. Тому плиткові морозильні апарати інтенсивні, компактні та економічні. У порівнянні з повітряними морозильними апаратами знімання замороженого продукту з 1 м² площі полу, яку займають плиткові морозильні апарати, приблизно в 1,5 - 2 рази більше, а енерговитрати та маса цих апаратів на 30...40% менша.

У залежності від розташування морозильних плит та їхньої конструкції апарати бувають горизонтально-плиткові (апарати з горизонтальним розташуванням плит), вертикально-плиткові (апарати з вертикальним розташуванням плит), роторні (апарати з радіальним розташуванням плит), а також апарати барабанного типу.

Горизонтально-плиткові апарати застосовують для заморожування філе. У таких апаратах продукт, що знаходиться між плитами, заморожується у листах. Більшість горизонтально-плиткових морозильних апаратів – пристрої періодичної дії з ручним і механізованим завантаженням і вивантаженням продукту. Деякі апарати виконуються з періодичним переміщенням блок-форм з продуктом по морозильних плитах. Горизонтально-плиткові морозильні апарати випускаються з числом плит від 6 до 21 шт.

Горизонтально-плиткові морозильні апарати складаються з ізольованого контуру (шафи) з дверцятами, рами (каркаса), морозильних плит, гідравлічного або механічного приводу, призначеного для переміщення морозильних плит. Привод може розміщуватися у верхній або в нижній частині апарату. У деяких апаратах гідравлічний привод (гідравлічні циліндри) розміщують збоку (поряд з морозильними плитами), що дозволяє виконувати апарат компактним. Тиск підпресування на продукт підтримується постійним за допомогою спеціального клапана, який автоматично перепускає масло з гідравлічних циліндрів у місткість. Такий клапан не допускає збільшення тиску на продукт при зростанні його об'єму в процесі заморожування. Горизонтально-плитковий апарат з ручним завантаженням і вивантаженням продукту (рис. 5.3) складається з ізольованого контуру, морозильних плит, знімних щитів, двошарової штори, гідравлічних циліндрів, призначених для переміщення морозильних плит, і вертикальних колекторів, які потрібні для подачі рідкого холодильного агенту в плити і відведення парорідинної суміші з них.

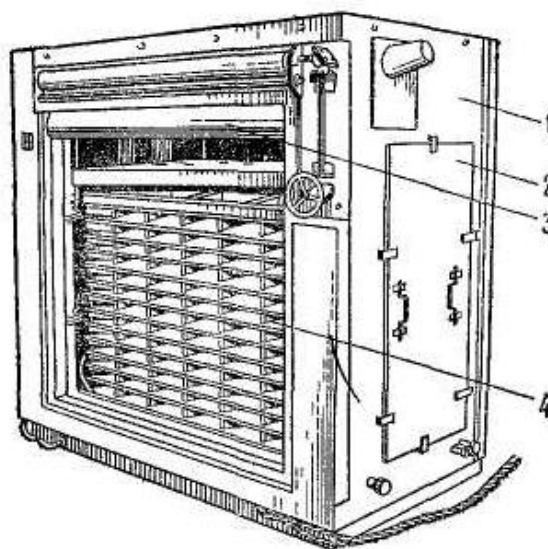


Рисунок 5.3 –Горизонтально-плитковий апарат з ручним завантаженням і вивантаженням продукту

1 – ізольований контур; 2 – знімні щити; 3 – двошарова штора; 4– морозильна плита

В апараті розміщено 14 морозильних плит (розміром 1715×875 мм), відстань між якими може мінятися від 60 до 100 мм. У внутрішніх каналах морозильних плит циркулює холодильний агент, який підводиться до плит і відводиться від вертикальних колекторів за допомогою сильфонних металорукавів. До подаючого вертикального колектору апарата холодильний агент прямує з ресивера циркуляційним насосом.

Знімні щити призначені для огляду і ремонту окремих вузлів апарата

(сильфонних металорукавів, обмежувальних болтів, що фіксують відстань між морозильними плитами тощо.).

Ізольований контур закритий двошаровою шторою, один край якої жорстко прикріплений до апарата, а інший – сполучений з барабаном ручного приводу підйому штори. Між шарами штори вільно укладений натяжний порожнистий вал, що забезпечує рівномірне натягнення штори і постійний повітряний зазор між її шарами.

Поршні гідравлічних циліндрів, пов'язані з траверсою, передають зусилля морозильним плитам через завантажувальну раму з сферичним шарніром.

Продукт, що підлягає заморожуванню, укладається на листи, які вручну встановлюють на морозильні плити апарату. Після заморожування продукту листи вручну витягуються з апарату, щоб видалити заморожені блоки.

В апаратах для заморожування продуктів рідкими холодоносіями тепло від заморожуваного продукту до рідкого холодоносія передається або через металеву стрічку конвеєра, що рухається, або через герметичну вологонепроникну упаковку, щільно облягаючу (без повітряних прошарків) продукт. Щоб упаковка щільно прилягала до продукту, з неї видаляється повітря.

Апарати безконтактного заморожування бувають для заморожування упакованих продуктів у рідкому холодоносії; продуктів на сталевій стрічці, зрошуваній рідким холодоносієм; продуктів у металевих формах, занурюваних у рідкий холодоносіє.

Апарат для заморожування упакованих продуктів в рідкому холодоносії

Апарат для заморожування упакованих продуктів рідким холодоносієм, що використовується для холодильної обробки тушок птаха (рис. 5.4), складається із завантажувального і розвантажувального гідравлічних затворів, виштовхувачів, транспортерної стрічки з клітьми, охолоджуючої ванни, розвантажувального транспортера з вентиляторами, циркуляційних насосів, випарників, розподільних колекторів, перфорованих піддонів, ізольованого контуру.

Тушки птаха, що підлягають заморожуванню, прямують до завантажувального гідравлічного затвора, де за допомогою насоса постійно підтримується рівень холодоносія з тим, щоб повітря не могло проникнути всередину апарата. Після того, як тушки птаха потраплять в ліву частину завантажувального затвора, спрацьовує виштовхувач, який занурює тушки в холодоносіє, а потім подає їх у порожню кліть транспортерної стрічки, що займає вихідну позицію для завантаження. Кліть утворена спеціальними перегородками, які переміщують тушки.

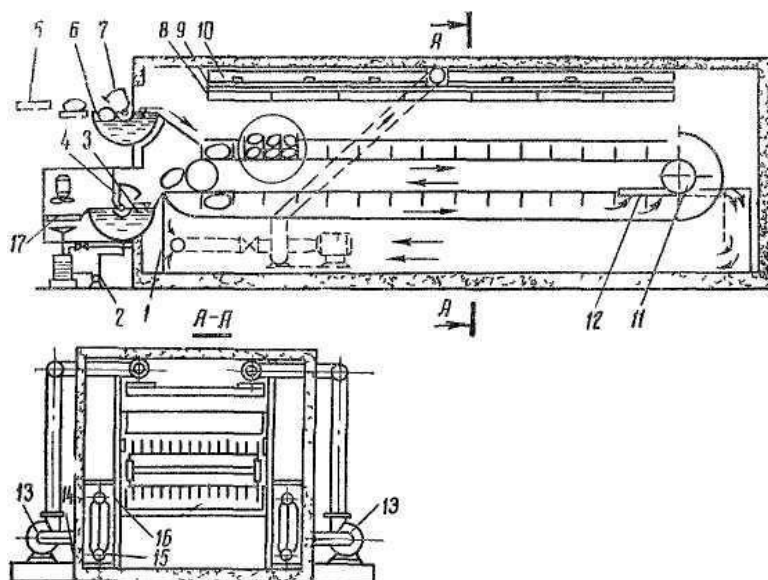


Рисунок 5.4 – Апарат для заморожування упакованих продуктів у рідкому холодоносії:

1 – охолоджуюча ванна; 2 – насос для підтримки рівня у завантажувальному гідравлічному затворі; 3 – розвантажувальний гідравлічний затвор, 4 – виштовхувач, 5 – транспортер для подачі тушок птаха до завантажувального гідравлічного затвора, 6 – завантажувальний гідравлічний затвор, 7 – виштовхувач, 8 – перфорований піддон, 9 – фільтри, 10 – розподільчий колектор 11 – транспортерна стрічка з клітьми, 12 – водозливний отвір, 13 – циркуляційні насоси, 14 – ізолюваний контур, 15 – випарник, 16 – бак випарника, 17 – розвантажувальний транспортер з вентиляторами.

Тема 8. 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 протivotочного 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 протитоківому 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 $W_T = G_T C_A = 0,3 \cdot 4,8 = 1,44 \text{ кДж/(з} \cdot \text{ДО)}$ - водяний еквівалент аміаку;

$c_A = 4,8 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ - 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 $c_B = 4,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{ДО)}$ - питома теплоємність води при середній (визначальній) температурі

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

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 $t_{x,сер} = 26,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

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

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

$C_v = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – 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 Прусселя 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 $t_{T,CP} = 31,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$\nu_A = 0,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_A = 0,45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності;

$C_A = 4,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома теплоємність;

$\rho_A = 592 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність;

$Pr_A = 1,4$ – число Прандтля.

Швидкість аміаку в апараті буде такою:

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

де $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр зовнішньої труби, м;

d – зовнішній діаметр труби, омиваний аміаком, м.

Режим руху рідкого аміаку визначається числом Рейнольдса, рівним:

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

де $d_{\text{екв}} = D_{\text{вн}} - d = 0,05 - 0,038 = 0,012$ м – еквівалентний діаметр кільцевого каналу. Число Пуассона для розвиненого турбулентного руху аміаку дорівнює:

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

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні аміаку дорівнює:

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

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

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

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

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

Плота забрудненої поверхні теплообмінника дорівнює:

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

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

Висота теплообмінника складе:

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

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

- В. у тоннах умовного вантажу
- С. у м³
- Д. 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. $0,7 \div 0,8$
- 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. $0,7 \div 0,8$
- 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. $0,7 \div 0,8$
- 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.

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. 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 ($\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$) 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°C

- A. -5°C
- B. -10°C
- C. -20°C
- D. -30°C

При якій умові припиняється зниження температури води при її випарному охолодженні

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

На скільки градусів повинен охолоджуватися холодоносії у випарнику

- A. (2...3)°C
- B. (3...5)°C
- C. (8...10)°C
- D. (15...20)°C

Галузь використання кожухотрубних випарників із внутрітрубним кипінням холодильного агента

- A. установки комфортного кондиціювання 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 $V = V_{\text{с}} \beta_{\text{г}} \Delta t_{\text{max}}$

- 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 3. 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

- А. повітряний конденсатор
- В. кожухотрубний конденсатор
- С. кожухозмійовиковий конденсатор
- Д. конденсатор - випарник

Що не приводить до підвищення тиску в кожухотрубному конденсаторі

- А. недостатня подача води
- В. висока температура води
- С. забруднення теплопередавальної поверхні
- Д. 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 4. 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.

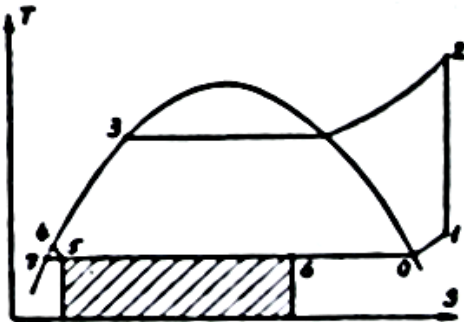
Призначення теплообмінника

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

Якими не бувають системи холодозабезпечення

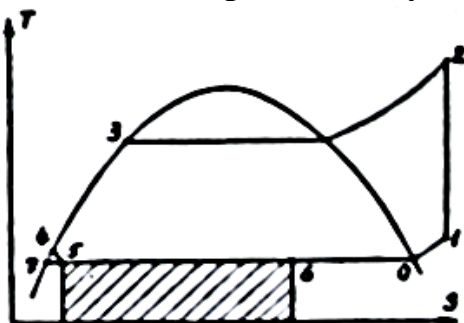
- A. насосні
- B. із проміжними холодоносіями збільшуються значення
- C. з використанням холодильного агента як холодоносія
- D. контактного теплообміну зменшуються значення

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

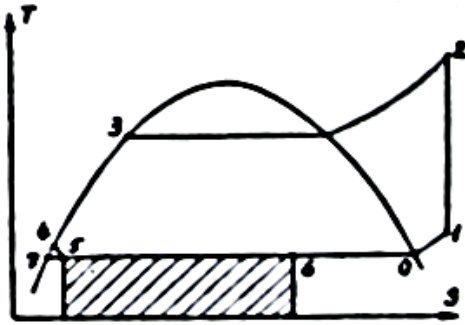
Що означає процес 4 - 5 у циклі холодильної установки з теплообмінником



- A. переохолодження рідини в теплообміннику
- B. випар рідини в теплообміннику
- C. дроселювання

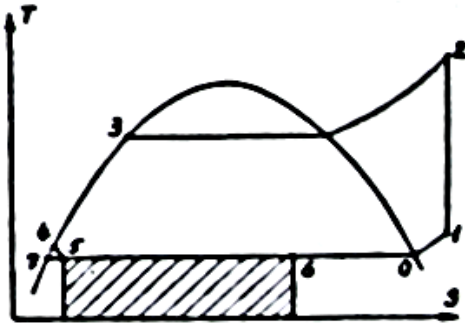
Д. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

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



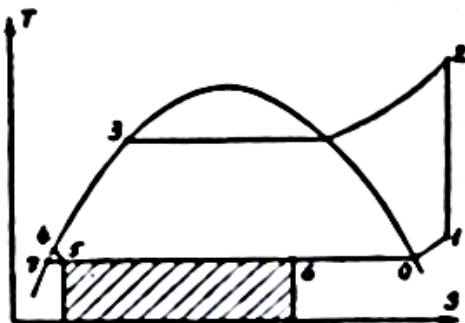
- А. переохолодження рідини в теплообміннику
- В. випар рідини в теплообміннику
- С. дроселювання
- Д. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

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



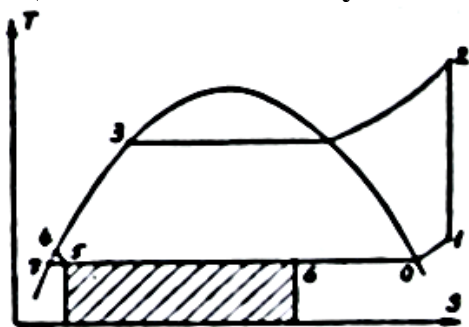
- А. переохолодження рідини в теплообміннику
- В. випар рідини в теплообміннику
- С. дроселювання
- Д. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

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



- А. переохолодження рідини в теплообміннику
- В. випар рідини в теплообміннику
- С. перегрів пари на усмоктуванні
- Д. випар холодоагенту в охолоджувальному приладі

Що означає точка 7 у циклі холодильної установки з теплообмінником



- A. стан рідини на вході в теплообмінник
- B. стан рідини на виході з теплообмінника
- C. стан рідини в охолоджувальному приладі
- D. 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 5. 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

- С. зберігання охолоджених продуктів
- Д. зберігання фруктів і овочів

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

- А. не більше 1%
- В. 2%
- С. 5%
- Д. 7%

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

- А. охолоджують і воложать
- В. підігрівують і воложать
- С. підігрівують
- Д. воложать

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

- А. $-10 \div -12^{\circ}\text{C}$
- В. $-3 \div -5^{\circ}\text{C}$
- С. $-1,5 \div +2)^{\circ}\text{C}$
- Д. $3 \div 5^{\circ}\text{C}$

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 6. 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)

- А. 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 7. 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 ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) 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

- А. з теплого боку
- В. з холодного боку
- С. з теплого й холодного боку
- Д. з теплого боку, а також між шарами ізоляції

Яка вимога не пред'являється до теплоізоляційних матеріалів

- А. низький коефіцієнт теплопровідності
- В. низький коефіцієнт температуропровідності
- С. 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 8. 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)

- A. зменшиться в 4 рази
- B. зменшиться в 2 рази
- C. не зміниться
- D. збільшиться в 2 рази

Що не забезпечує надійної роботи аміачних насосів

- A. установлення їх на рівні рідини в циркуляційному ресивері (ЦР)
- B. установлення їх на 1,5÷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÷2°C
- B. 3÷5°C
- C. 5÷10°C
- D. 10÷15°C

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

- A. 0÷2°C
- B. 3÷5°C
- C. 5÷10°C
- D. 10÷15°C

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

- A. 0÷2°C
- B. 3÷5°C
- C. 5÷10°C
- D. 10÷15°C

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

- A. 1÷2°C
- B. 2÷3°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 змійовика 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,

Савустьян Сергій Михайлович

Перекрест Володимир Вікторович

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.