

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»
на тему: «Розробка системи гарячого водопостачання на базі теплонасосної
установки з утилізацією теплоти повітря довкілля»

Здобувач групи ХКдн-94др

Баран Володимир Васильович

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ БАРАН Володимир
(підпис)

Керівник

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

(підпис)

Суми 2023

ЗМІСТ

С.

1. Загальне уявлення про теплонасосні установки	3
2. Термодинамічний розрахунок циклу теплонасосної установки	10
2.1. Вихідні дані.....	10
2.2. Принципова схема системи гарячого водопостачання	10
2.3 Розрахунок конденсаторного вузла ТНУ	14
2.4 Розрахунок циклу та інтегральних параметрів ТНУ	15
2.5 Розрахунок випарникового вузла ТНУ	22
2.7. Розрахунок пластинчастого теплообмінника.....	27
2.7.1 Загальні уявлення.....	27
2.7.2 Тепловий та конструктивний розрахунок пластинчастого конденсатору.....	37
3. Охорона праці	46
Список використаних джерел	54

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Баран</i>			<i>Розробка системи гарячого водопостачання на базі теплонасосної установки з утилізацією теплоти повітря довкілля</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>Мелейчук</i>				2		
Н. контр.						ХКдн-94др		
Затв.		<i>Ванєєв</i>						

1. Загальне уявлення про теплонасосні установки

З допомогою теплового насоса видобувається тепло з довкілля, тобто. з ґрунту, повітря або із ґрунтових вод. яке можна використовувати для опалення та приготування гарячої витратної води.

Тепловий насос функціонує за «принципом холодильника» - надійного приладу, випробуваного практикою побутового та промислового застосування. Холодильник відбирає тепло у продуктів харчування, що охолоджуються всередині нього, і віддає це тепло з тильного боку апарату в приміщення, а тепловий насос відбирає тепло із зовнішнього середовища і передає його в опалювальну систему. В обох випадках використовується закономірність, згідно з якою тепло завжди перетікає від «джерела тепла» до «приймача тепла» (від теплого до холодного) - так само, як річки завжди течуть з гір у долини (із джерел у гирлі).

Тепловий насос, так само, як холодильник, використовує природний перебіг тепла в закритому контурі холодоагенту - від теплого до холодного через випарник, компресор. конденсатор та розширювальний клапан. При цьому тепловий насос «перекачує» тепло з навколишнього середовища на вищий температурний рівень, придатний для роботи опалення.

Опалення

Тепловий насос може використовувати різні джерела низькопотенційного тепла, віддаючи його в конденсаторі за підвищеної температури потоку газу, рідини або теплового акумулятора, рідкого або твердого. У більшості випадків використовується водяна система центрального опалення, в якій гаряча вода циркулює до радіаторів у кожній кімнаті, або повітряна система опалення, в якій нагріте повітря подається до кожної кімнати каналами. Широко застосовують такі кімнатні нагрівачі: радіатори, акумуляційні установки і конвектори як додаткові джерела тепла. Температура в системах розподілу тепла змінюється від 40 для повітряних

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

систем до 100 ° С у водяних або парових системах. Типова температура води близько 75°.

Гаряче водопостачання

Крім опалення та кондиціювання важливою функцією теплового насоса, що визначає його застосовність, є гаряче водопостачання.

Основна проблема застосування теплових насосів у вже існуючих будівлях, проблема заміни однієї установки, що дає одночасно гаряче водопостачання (центральної котельні), тепловим насосом, здатним також одночасно вирішувати обидві завдання.

Висока вартість електроенергії перешкоджає її застосуванню в широких масштабах для пікового нагріву, і в більшості випадків опалювальна система включає тандем – тепловий насос та котел на органічному паливі. При цьому тепловий насос дає воду нагріту до необхідної температури.

Джерела низькопотенційної енергії

Повітря

Найбільшого поширення набули теплові насоси з повітрям як джерело тепла від початку їх застосування в домашніх умовах. В основному повітря є і тепловим стоком. Зовнішнє повітря проганяється через орібрені трубки випарника, всередині яких циркулює робоче тіло. Подібним же чином відбувається відбір тепла від конденсатора. Це особливо несприятливо впливає на теплові насоси з повітряним джерелом тепла. У міру зниження температури навколишнього повітря потрібна кількість тепла для опалення підвищується, але здатність теплового насоса підтримувати навіть постійну теплову потужність суттєво знижується.

Як видно з рисунку 1.1 при зниженні температури повітря відбувається зменшення ефективності теплового насосу.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

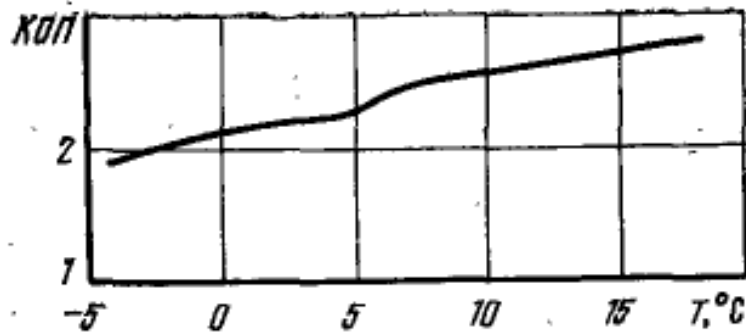


Рисунок 1.1 – Залежність COP від температури навколишнього повітря
Вода

Вода різних джерел, що є в містах, на перший погляд є ідеальним джерелом тепла, так як вона надходить безперервно і має температуру 4-12 ° С, тобто ніколи не падаючи нижче точки замерзання. Проте в сучасному суспільстві вода безперервно дорожчає і вартість застосування такої води в теплових насосах надмірно висока. Артезіанська вода має майже постійну температуру, приблизно від 10 ° С, у північних областях до 15 ° С поблизу екватора. Але ця вода стає дефіцитнішою, оскільки в неї є багато споживачів. Вода низької якості із свердловин дає відкладення та корозію у теплообмінниках. Отримання води зі свердловини вимагає буріння та значної кількості трубопроводів. Потрібні насоси, що перекачують, а також вирішення проблеми скидання води після того, як вона пройде через теплообмінник.

Вода відкритих поверхневих водойм, таких як озера, моря та річки, також може бути джерелом тепла. Вона застосовується у багатьох установках як житлових, і громадських будинків. Однак тут можуть зустрітися труднощі, подібні до використання повітря взимку. У випарник надходить вода з температурою 6- 7 °С, але щоб вона не замерзала, її не слід охолоджувати до температури, близької до 0 ° С. При підвищенні витрати води перепад її температур у випарнику можна підтримувати на рівні 1-2 ° С. Вода як джерело тепла використана в одній із ранніх конструкцій цілком успішно.

Грунт

Погонний тепловий потік до випарника з ґрунту становить 20-25 Вт/м. .
Оптимальна глибина та крок розміщення трубок становлять відповідно 1,5 та 2 м. У деяких випадках через взаємний вплив межа 2 м розширюється. Крім варіанта випаровування безпосередньо холодоагенту можна використовувати проміжний теплоносій - розсіл, циркулюючий по трубках в ґрунті і холодоагенту, що віддає тепло, в спеціальному теплообміннику. Середня температура розсолу взимку становить -3°C . Якщо вміст води у ґрунті велике, показники підвищуються завдяки збільшенню теплопровідності та гарному контакту з трубками. Велика концентрація у ґрунті гравію викликає погіршення характеристик.

Вертикальні трубки займають менше місця і дозволяють у певному сенсі використовувати тепло, акумульоване в літні місяці, що дає економічні переваги. Дослідження вертикальних U-подібних трубок показали можливість значного вилучення тепла. Горизонтальний випарник із площі 150-200 м дозволяє отримати 12 кВт тепла. U-подібні трубки, розміщені у свердловинах діаметром 127 мм та глибиною 8 м, дозволили отримати 1,2 кВт лише з двох свердловин. Звідси видно, що U-подібні трубки знижують необхідну поверхню ґрунту в 10-20 разів у порівнянні з горизонтальними.

Сонячна енергія

Вага джерела тепла для теплових насосів тією чи іншою мірою схильні до впливу сонячної енергії, але її можна використовувати і безпосередньо за допомогою сонячних колекторів з циркуляцією теплоносія, підігріву повітря, що входить у випарник, або за допомогою сонячних концентраторів. Для підігріву генератора в абсорбційному циклі потрібні вищі температури, ніж звичайні плоскі колектори. Однак застосування абсорбційного циклу для кондиціонування допускає нагрівання від плоских колекторів, оскільки тут має бути температура нижча і тому, що охолодження повітря проводиться

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

влітку, саме тоді, коли сонячна радіація інтенсивна та температура колектора підвищена.

Разом з іншими джерелами тепла для теплових насосів широко застосовуються плоскі колектори, розміщені на дахах. Взагалі сонячні колектори інтенсивно вивчаються для застосування не лише з тепловими насосами, а й самостійно, а також у схемах із акумуляторами тепла.

Обмеження у використанні звичайних плоских сонячних колекторів накладаються їх розмірами та вартістю. Спроба зниження розміру колектора для нагрівання рідини за допомогою концентратора проілюстрована на рис. 1.2. У конструкції, що використовується в будинку фірми Philips, показаний модуль колектора, що складається з вакуумованої скляної трубки, половина внутрішньої поверхні якої має покриття, що відбиває випромінювання. У середині трубки розміщені дві чорні трубки з водою, діаметр кожної з них становить чверть діаметра скляної. Загалом колектор можна назвати плоским із звичайними трубками, але транспорт тепла до трубок відбувається шляхом радіації, а не теплопровідності. Вакуумування усуває втрати з допомогою конвекції.

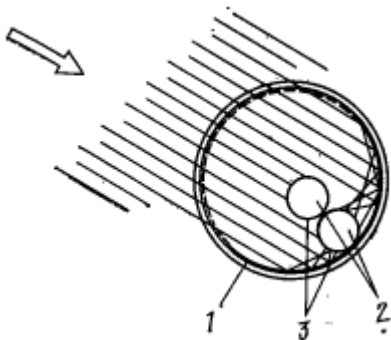


Рисунок 1.2 – Модуль сонячного колектора

1 – дзеркало; 2 – рідинний теплоносій; 3 – теплопоглинаючі трубки, покриті чорною емаллю.

Комбіновані джерела тепла

									Арк.
									7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

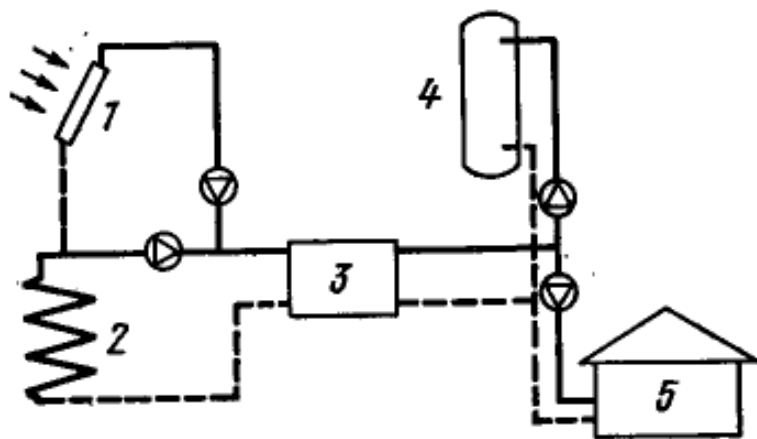


Рисунок 1.3 – Схема теплового насосу з використання енергії ґрунту та сонця

1 – сонячний колектор, 2 – ґрунтовий колектор, 3 – тепловий насос, 4 – бак-накопичувач, 5 – будинок.

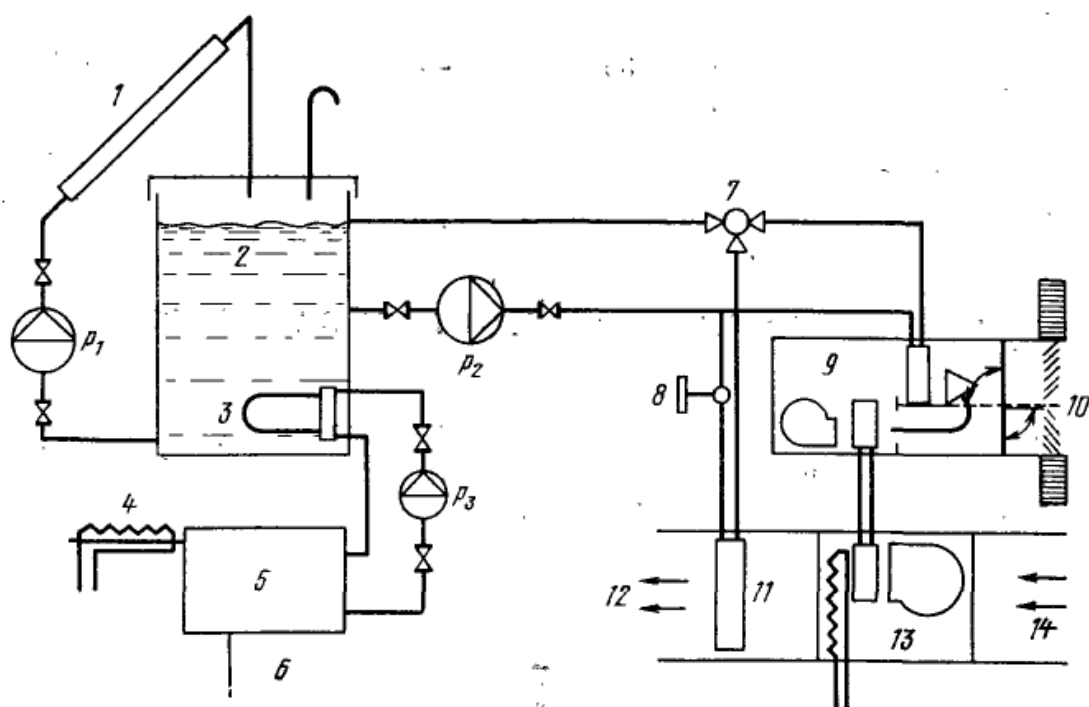


Рисунок 1.4 – Використання баку з сонячним колектором для теплового насосу типу «повітря-повітря».

1 - сонячний колектор; 2 - бак нагрітої сонцем води; 3 - теплообмінник; 4 - гаряче водопостачання; 5 - домашній бак гарячої води; 6- міський водогін; 7 - двох позиційний автоматично керований клапан; 8 - клапан з соленоїдом;

9-зовнішня частина теплонасосної установки; 10 -зовнішнє повітря; 11 - нагріта сонцем вода, 12 -нагнітаєме повітря; 13 - внутрішня частина теплонасосної установки; 14 - повітря з кімнат.

На рис. 1.4 показана вся система під час використання акумулятора як джерела тепла для теплового насоса. У двох інших режимах тепловий насос може отримувати тепло безпосередньо від навколишнього повітря, або відвезення-духу, підігрітого сонячним акумулятором. У режимі, що розглядається, насос перекачує воду з бака-акумулятора через водо-повітряний теплообмінник перед випарником теплового насоса. Потік повітря через випарник забезпечується відцентровим вентилятором та регулюється шиббером. Тепле повітря від конденсатора подається до кімнат. Вода повертається до бак-акумулятора, її витрата регулюється автоматично за допомогою клапана.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2. Термодинамічний розрахунок циклу теплонасосної установки

2.1. Вихідні дані

Сучасний стан розвитку теплонасосних установок дозволяє замінювати повністю чи частково централізовану систему гарячого водопостачання (ГВП) на генерацію тепла через роботу теплових насосів.

В даному випадку робота системи ГВП регламентується у оптимальних з точки зору параметрів коефіцієнта перетворення діапазоні температур від 35°C до 55°C . При чому необхідно врахувати рівень недорекуперації $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$ при подачі водо через теплообмінний апарат безпосередньо до споживача.

Для розрахунку системи гарячого водопостачання необхідно задати основні теплотехнічні параметри, що визначають розрахунок теплонасосної установки:

- температура санітарної води на вході в систему ГВП $t_{B1} = 15^{\circ}\text{C}$;
- температура санітарної води на виході з системи ГВП $t_{B2} = 45^{\circ}\text{C}$;
- норма витрати води $V_B = 30 \text{ л/особа}$;
- кількість працівників $n = 25 \text{ осіб}$;
- тривалість робочої зміни $\tau = 8 \text{ год}$;
- кількість робочих змін на добу $w = 2$
- температура забору повітря довкілля $t_{П1} = -15^{\circ}\text{C}$

2.2. Принципова схема системи гарячого водопостачання

Принципова схема системи гарячого водопостачання представлена на рисунку 2.1

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

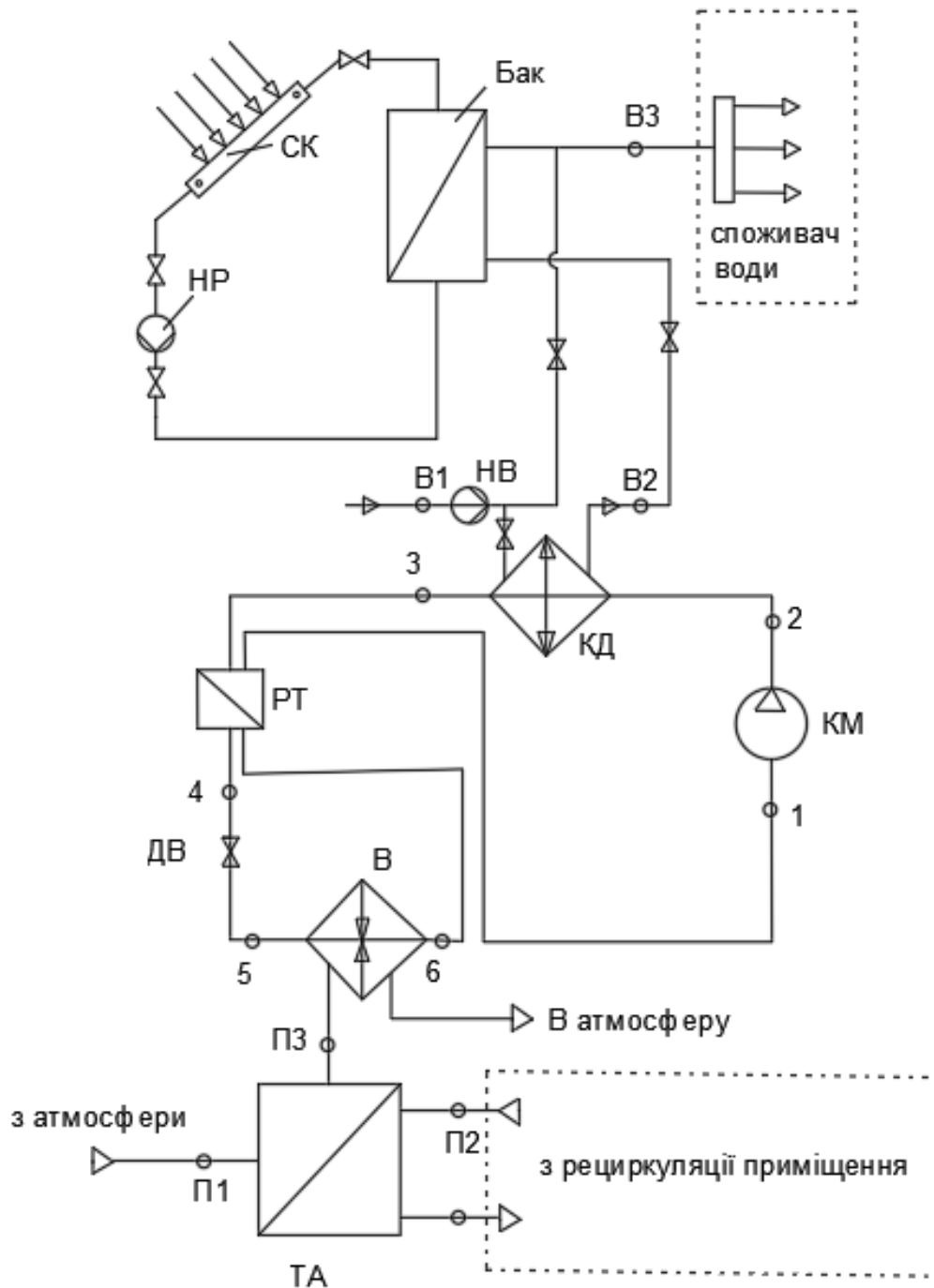


Рисунок 2.1 – Принципова схема системи гарячого водопостачання з використанням утилізації повітря довкілля

КМ – компресор ТНУ;

КД – конденсатор;

РТ – регенеративний
теплообмінник;

ДВ – дросельний вентиль;

ТА – теплообмінник атмосферний

СК – сонячний колектор

В – випарник;

Бак – бак забору гарячої води

НР – насос для рідини сонячного
колектору

НВ – насос для води споживача
системи ГВП

Принцип роботи теплонасосної установки, зображеної на рисунку 2.1, наступний: повітря з атмосфери з параметрами P_1 забирається у теплообмінник атмосферний *ТА*, в якому відбувається відбір тепла від повітря рециркуляції з приміщення, потім дане повітря нагнітається у випарник *В*.

Випарник є складовим елементом теплонасосної установки, за рахунок виконання циклу теплонасосної установки у випарнику відбирається тепло і передається на більш високий температурний рівень у конденсаторі.

З іншого боку в конденсатор надходить холодна вода з системи централізованого водопостачання з параметрами B_1 , далі вода нагрівається і з параметрами B_2 подається у бак нагрівач (Бак). Для підвищення ефективності роботи ТНУ бак-нагрівач під'єднаний до сонячного колектору, в якому робоча рідина нагрівається та додатково передає тепло в систему споживача. Нагріта до необхідного рівня вода з параметрами B_3 подається до споживача системи гарячого водопостачання.

Теплонасосна установка, яка представлена на рисунку 2.1 для підвищення ефективності роботи, що характеризується коефіцієнтом перетворення (COP) має реалізувати у своїй схемі наступне:

- 1) підігрів атмосферного повітря за рахунок використання рециркуляції з житлових приміщень на $15...20^{\circ}\text{C}$, а саме

$$t_{P3} = t_{P1} + t_{P2} = -15 + 20 = 5^{\circ}\text{C};$$

- 2) Додатковий підігрів води у баку-акумуляторі за рахунок роботи сонячного колектора. Робота сонячного колектора може бути

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

обмежена світлою порою доби, тому у нічний час необхідно передбачити догрів води за допомогою електронагрівача (ТЕНа) Температура води, що надходить до бака-акумулятора після конденсатора теплового насоса $t_{B2} = 45^{\circ}C$, а температура води після підігріву сонячним колектором чи ТЕНом складає $t_{B3} = 55^{\circ}C$.

Проектування теплонасосної установки у відповідності до завдання проєкту передбачає наступне:

1. Розрахунок термодинамічного циклу теплового насоса та його підбір по каталогам у відповідності до інтегральних показників;
2. Розрахунок інтегральних параметрів вузла конденсації та вузла випаровування;
3. Тепловий та конструктивний розрахунок конденсатора пластинчастого типу;
4. Підбір насоса для подачі води в систему ГВП, вентилятора для подачі повітря у повітряний випарник, підбір бака-акумулятора та сонячного колектора

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		13

2.3 Розрахунок конденсаторного вузла ТНУ

Конденсаторний вузол теплонасосної установки представлено на рисунку 2.2.

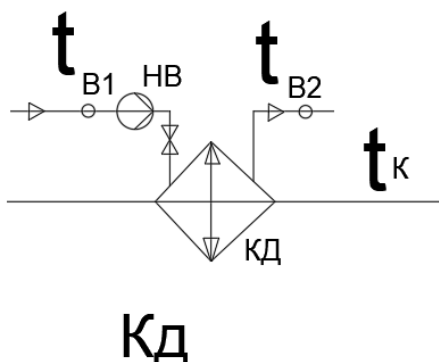


Рисунок 2.2 – Конденсаторний вузол теплонасосної установки

Температура мережевої води на вході в систему ГВП $t_{B1} = 15^{\circ}C$ температура мережевої води на виході з системи ГВП $t_{B2} = 45^{\circ}C$; враховуючи недорукування в теплообмінному апараті розрахункова температура конденсації складає $t_K = 50^{\circ}C$.

Головним критерієм для теплового розрахунку конденсатора є визначення теплового навантаження, що виходить з потреб системи гарячого водопостачання (ГВП): кількості працівників, добового споживання, тривалості робочих змін та кількості змін на добу.

$$\dot{Q}_{КД} = m_B c_P (t_{B2} - t_{B1}), \text{ кВт},$$

де m_B – масова витрата мережевої води, кг/с

c_P – ізобарна теплоємність води, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Масова продуктивність води системи ГВП:

$$m_B = \frac{V_B \cdot n \cdot 3600}{\rho_B \cdot W \cdot \tau} = \frac{30 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 3600}{998 \cdot 2 \cdot 8} = 0,17 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

									Арк.
									14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{кд} = 0,17 \cdot 4,19(45 - 15) = 21,2 \text{ кВт}$$

Значення теплового навантаження є розрахунковим для подальшого розрахунку теплообмінного апарату, що виконує роль конденсатора ТНУ.

2.4 Розрахунок циклу та інтегральних параметрів ТНУ

Розрахунок циклу ТНУ проводимо для схеми одноступеневої фреонової парокомпресійного теплового насосу з регенеративним теплообмінником, цикл якого зображено на рисунку 2.3.

Вихідні дані:

Теплопродуктивність ТНУ	$\dot{Q}_{кд} = 21,2 \text{ кВт}$
Середовище системи опалення	мережева вода
Температура мережевої води на вході	$t_{B1} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура мережевої води на виході	$t_{B2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура навколишнього повітря на вході у випарник	$t_{ПЗ} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
Утилізоване середовище	атмосферне повітря навколишнього середовища
Відносна вологість атмосферного повітря	60 %

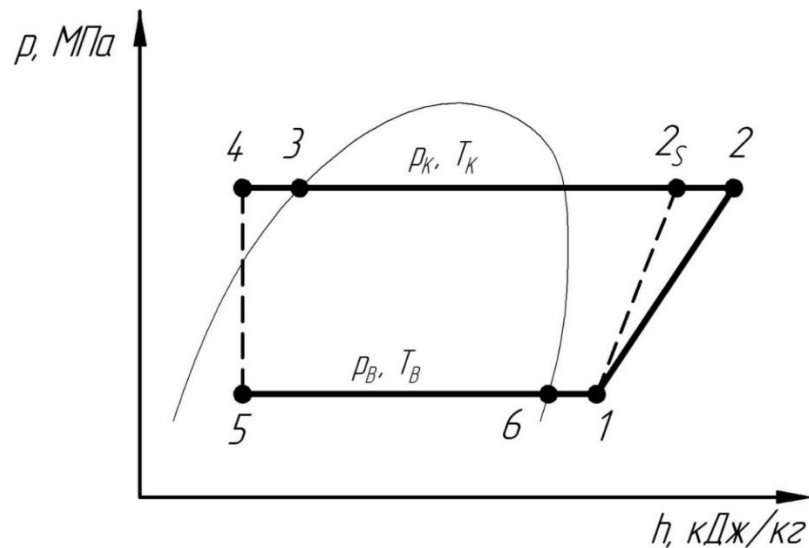


Рисунок 2.3 – Цикл одноступеневої ТНУ в p, h -координатах

Визначення розрахункових температур:

Температура у випарнику визначається за рахунок недорекуперації в теплообміннику на рівні $\Delta t_B = 5\text{ }^\circ\text{C}$.

$$\text{Тобто } t_B = t_{ПЗ} - \Delta t_B = 5 - 5 = 0\text{ }^\circ\text{C}.$$

Із випарника виходить суха насичена пара (точка 6 знаходиться на правій примежовій кривій).

Температура конденсації в конденсаторі стала і визначається температурними параметрами мережі системи гарячого водопостачання:

$$t_K = t_{B2} + \Delta t_K = 45 + 5 = 50\text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура пари холодоагенту на вході до компресора:

$$t_1 = t_B + 10\text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 0 + 10 = 10\text{ }^\circ\text{C}$$

Стан холодоагента в точці 4 визначають із теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ: $h_3 - h_4 = h_1 - h_6$.

Звідки визначається ентальпія $h_4 = h_3 + h_6 - h_1$.

Температура холодильного агента на виході із компресора:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s}$$

де $\eta_s = 0,75$ – ізоентропний к.к.д. для компресора.

$$h_2 = 435 + \frac{475 - 435}{0,75} = 489 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунки проводимо за допомогою *ph-діаграмі* для холодильного агенту R410a, як найбільш розповсюдженого для теплоносорних установок даного температурного діапазону роботи.

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Питомі параметри у характерних точках циклу

Параметр	Точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
p , бар	7	30	30	30	30	7	7
t , °C	10	81	92	50	43	0	0
h , кДж/кг	442	475	489	285	273	273	430

За результатами вищенаведених табличних даних розраховуються питомі параметри ТНУ.

1) Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг.}$$

$$q_{кд} = 489 - 285 = 204 \text{ кДж/кг}$$

2) Питоме навантаження на випарник:

$$q_B = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг.}$$

$$q_B = 430 - 273 = 157 \text{ кДж/кг}$$

3) Питоме навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{PT} = h_1 - h_6, \text{ кДж/кг}.$$

$$q_{PT} = 442 - 430 = 12 \text{ кДж/кг}$$

4) Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$l_s = 475 - 442 = 33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

5) Питома дійсна робота компресора:

$$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}.$$

$$l = 489 - 442 = 47 \text{ кДж/кг}$$

6) Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{KD} = \dot{Q}_T, \text{ кВт}.$$

7) Масова продуктивність холодильного агента:

$$m_a = \frac{\dot{Q}_{KD}}{q_{kd}}, \text{ кг/с}.$$

$$m_a = \frac{21,2}{204} = 0,11 \text{ кг/с}$$

8) Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$Q_{PT} = m_a \cdot q_{PT}, \text{ кВт}.$$

$$Q_{PT} = 12 \cdot 0,11 = 1,32 \text{ кВт}$$

9) Теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = m_a \cdot q_B, \text{ кВт}.$$

$$Q_B = 0,11 \cdot 157 = 17,3 \text{ кВт}$$

10) Адіабатна потужність компресора:

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_s = m_a \cdot l_s, \text{кВт}.$$

$$N_s = 0,11 \cdot 33 = 3,63 \text{ кВт}$$

- 11) Ефективна потужність компресора:

$$N_e = m_a (h_2 - h_1), \text{кВт}.$$

$$N_e = 0,11(489 - 442) = 5,17 \text{ кВт}$$

- 12) Споживана потужність приводного двигуна:

$$N_{np} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}}, \text{кВт}.$$

де $\eta_{пер} = 0,99$ - к.к.д. передачі від двигуна до компресора, $\eta_{дв} = 0,85$ - к.к.д. двигуна компресора.

$$N_{np} = \frac{5,17}{0,99 \cdot 0,85} = 6,14 \text{ кВт}$$

- 13) Коефіцієнт перетворення ТНУ:

$$COP = \frac{Q_{кд}}{N_{np}}.$$

$$COP = \frac{21,2}{6,14} = 3,4$$

- 14) Коефіцієнт перетворення ТНУ, що працює за циклом Карно:

$$COP_{ид} = \frac{T_K}{T_K - T_B}.$$

$$COP_{ид} = \frac{323}{323 - 273} = 6,4$$

- 15) Коефіцієнт корисної дії ТНУ:

$$\eta_t = \frac{COP}{COP_{ид}}.$$

$$\eta_t = \frac{3,4}{6,4} = 0,53$$

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		19

Розраховані дані заносимо до таблиці 2.2

Таблиця 2.2

№	Назва параметру	Значення
1	Теплопродуктивність ТНУ (навантаження на конденсатор)	21,2 кВт
2	Масова продуктивність холодильного агенту	0,11 кг/с
3	Теплове навантаження на випарник	17,3 кВт
4	Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник	1,32 кВт
5	Адіабатна потужність компресора	3,63 кВт
6	Ефективна потужність компресора	5,17 кВт
7	Споживана потужність приводного двигуна	6,14 кВт
8	Коефіцієнт перетворення ТНУ	3,4
9	Коефіцієнт перетворення ТНУ, що працює за циклом Карно	6,4
10	Коефіцієнт корисної дії ТНУ	0,53

У відповідності до розрахункових даних підбираємо тепловий насос типу повітря-вода на розрахунокві параметри теплового навантаження і 21,2 кВт та робочої температури в 45⁰С.

По каталогам обираємо тепловий насос фірми Buderus WPL 220 IR.

Робочі характеристики представлено на рисунку 2.4.

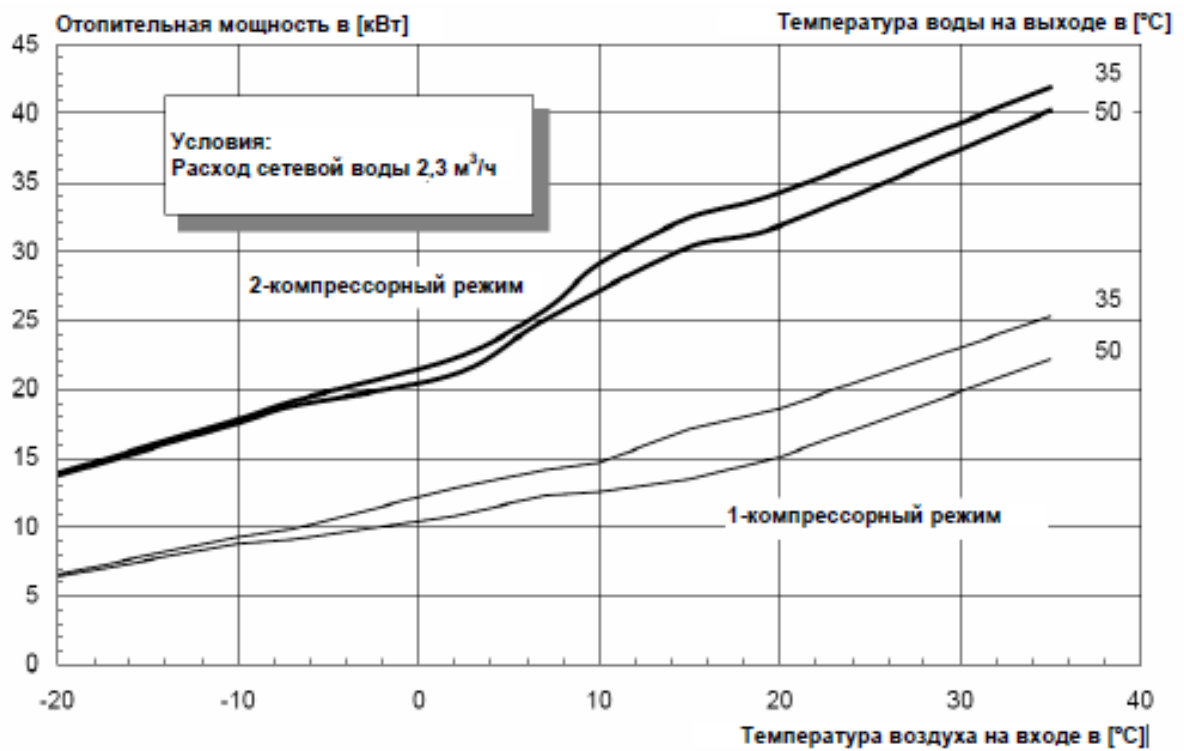


Рисунок 2.4 – Характеристики теплового насоса Buderus WPL 220 IR.

Як видно з робочих характеристик, при температурі навколишнього повітря, що надходить до випарника після часткового підігріву до 5⁰С, теплове навантаження складає 25кВт при необхідному 21,2кВт.

Таблица 2.3 Характеристики теплового насоса Buderus WPL 220 IR:

Діапазон температур по повітрю	-20...+35 °С
Діапазон температур по воді, що нагрівається	до +55 °С
Теплова потужність при 35 °С	29,1кВт
Витрата мережевої води	2,3 м³/год
Холодильний агент	R410
Габаритні розміри	1,71x1,68x1,0 м
Вага	355 кг
Номінальна потужність електродвигуна	7,4 кВт

2.5 Розрахунок випарникового вузла ТНУ

Випарниковий вузол ТНУ представлено на рисунку 2.4.

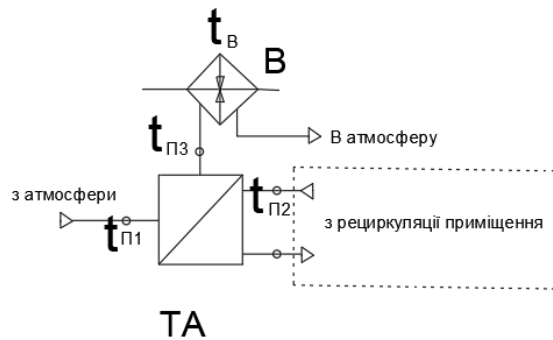


Рисунок 2.4 – Випарниковий вузол ТНУ

Повітря з атмосфери з параметрами П1 забирається у теплообмінник атмосферний ТА, в якому відбувається відбір тепла від повітря рециркуляції з приміщення, потім дане повітря нагнітається у випарник В.

Випарник є складовим елементом теплонасосної установки, за рахунок виконання циклу теплонасосної установки у випарнику відбирається тепло і передається на більш високий температурний рівень у конденсаторі.

Теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_B = m_{II} c_{II} (t_{П3} - \Delta t_{II}), \text{ кВт},$$

де m_{II} – масова витрата повітря, яке проходить через випарник, кг/с

c_{II} – ізобарна теплоємність повітря, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Δt_{II} - зміна температури у випарнику 5⁰С за рахунок відбору тепла.

Таким чином, можна отримати значення продуктивності по повітрю, що проходить через випарник:

$$m_{II} = \frac{\dot{Q}_B}{c_{II} (t_{П3} - \Delta t_{II})}, \text{ кг / с}$$

									Арк.
									22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ХМд 01.00.00.00 ПЗ				

$$m_{II} = \frac{17,3}{1,005(5 + 10)} = 1,1 \text{ кг / с}$$

Об'ємна продуктивність відповідає значенню:

$$V_{II} = \frac{m_{II} \tau}{\rho_{II}} = \frac{1,1 \cdot 3600}{1,15} = 3440 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По каталогах підбираємо приточно-витяжну установку з рекуперацією тепла типу ВУТ 3000 ПВ ЕС (climatinvest.com)

Параметри установки:

Продуктивність - $3800 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

Наявність рекуператора, ефективність рекуперації 90%

Характеристики установки та ескізе виконання зображено на рисунку 2.5 та 2.6.

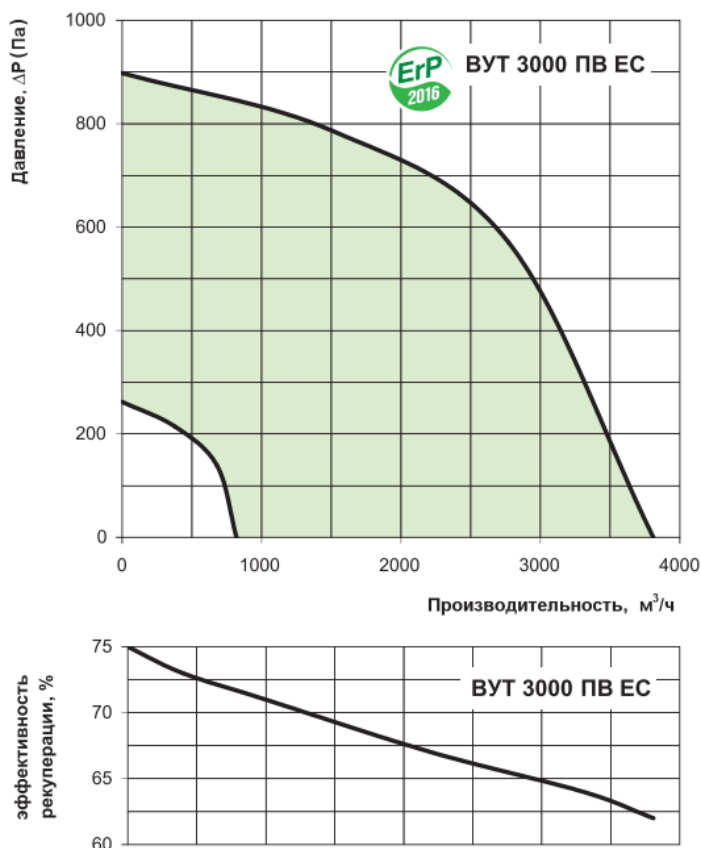
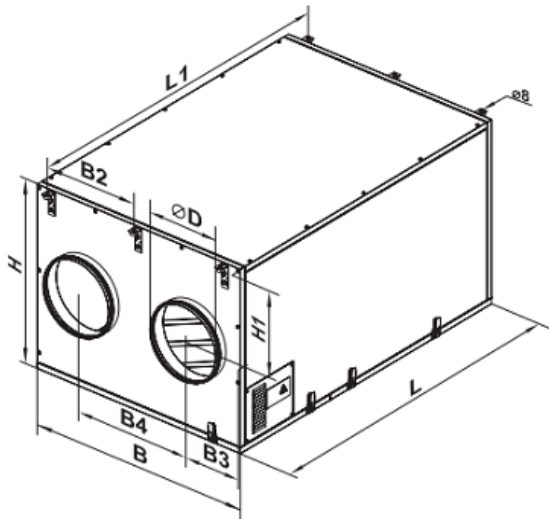


Рисунок 2.5 – Характеристики установки ВУТ 3000 ПВ ЕС



Тип	ВУТ 2000 ПВ ЕС	ВУТ 3000 ПВ ЕС
∅ D	314	399
B	950	1265
B2	405	563
B3	225	347
B4	500	570
H	761	881
H1	367	427
H2	501	300
L	1400	1835
L1	1453	1888

Рисунок 2.6 – Ескіз приточно-витяжної установки рекуперації повітря

2.6 Підбір бака-акумулятора та сонячного колектору

Для забезпечення накопичення та підігріву води підбираємо бак-акумулятор зі змішувковим теплообмінником.

Вихідними даними для підбору баку є продуктивність системи ГВП, що складає 0,17 кг/с.

Ескізний рисунок баку представлено на рисунку 2.7.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХМд 01.00.00.00 ПЗ

Арк.

24

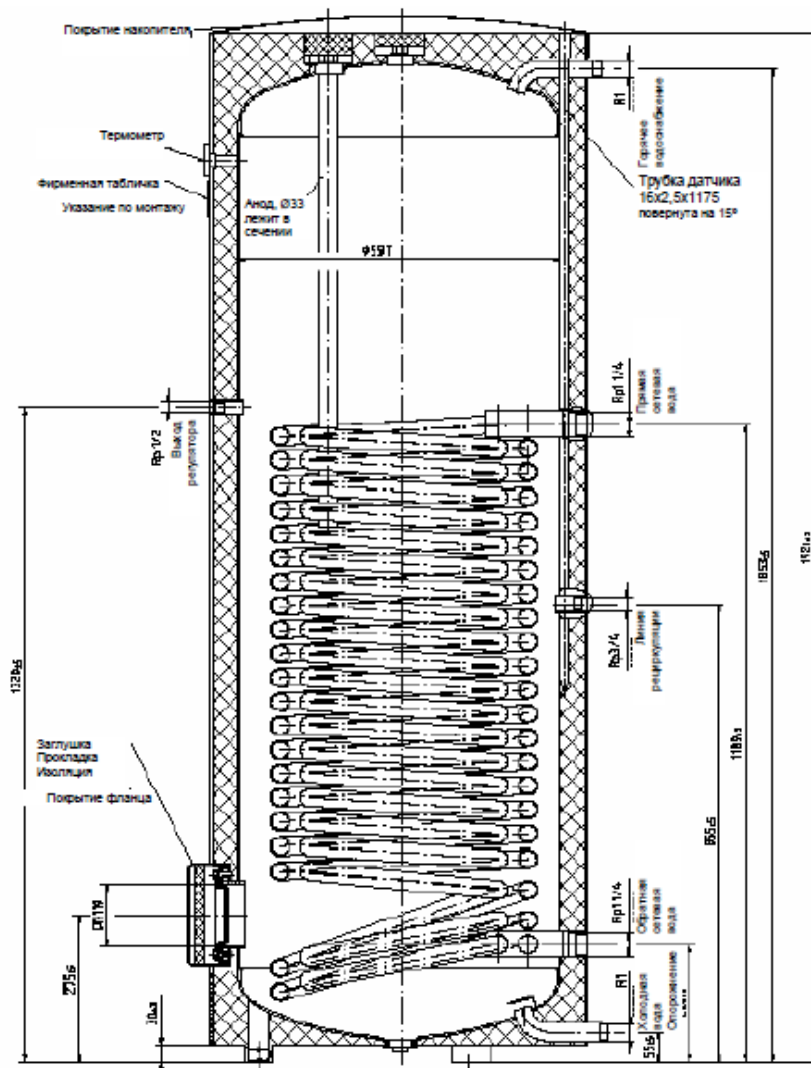


Рисунок 2.7 – Ескіз баку-акумулятору типу WWS P 500

Бак у WWS P 500 має номінальний об'єм 500 л

Підбір сонячного колектору виконуємо за наступними показниками.

Догрів води для системи ГВП в сонячному колекторі виконуємо від температури 45 до 55⁰С.

Розрахункове теплове навантаження.

У відповідності до рівняння теплового балансу теплове навантаження на догрів води буде складатись:

$$\dot{Q}_{CK} = m_B c_P (t_{CK2} - t_{CK1}), \text{ кВт},$$

де m_B – масова витрата мережевої води, кг/с

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХМд 01.00.00.00 ПЗ

Арк.

25

c_p – ізобарна теплоємність води, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$

$$\dot{Q}_{СК} = 0,17 \cdot 4,19(55 - 45) = 7,1 \text{ кВт}$$

По каталогу підбираємо сонячний колектор фірми Viessmann Vitosol 200-T SD2A.

Параметри колектора:

- площа теплообміну 3 м^2
- Питома теплопродуктивність – 200 Вт/м^2

Теплопродуктивність однієї панелі:

$$\dot{Q}_{СК1} = 200 \cdot 3 = 600 \text{ Вт}$$

Необхідна кількість панелей для одержання теплового навантаження:

$$n = \frac{\dot{Q}_{СК}}{\dot{Q}_{СК1}} = \frac{7100}{600} = 11,8 = 12 \text{ шт}$$

Приймаємо 12 панелей сонячних колекторів. Панель сонячного колектору зображено на рисунку 2.8.

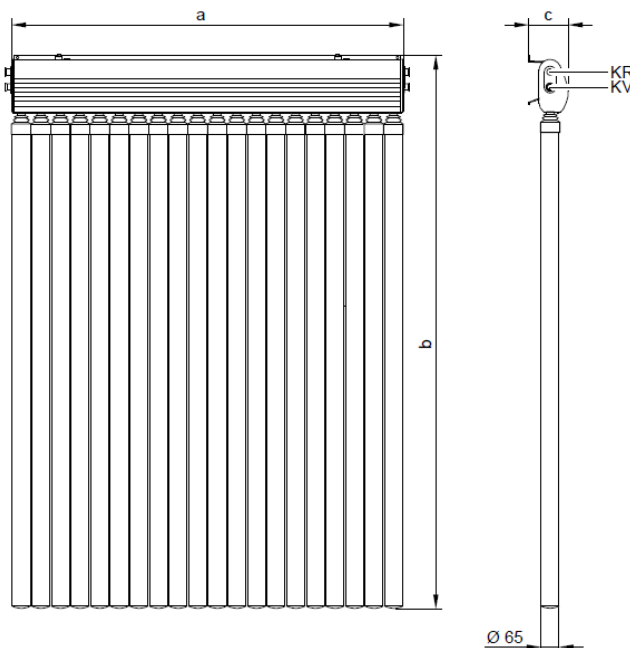


Рисунок 2.8 – Панель сонячного колектору Viessmann Vitosol 200-T SD2A.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

2.7. Розрахунок пластинчастого теплообмінника

2.7.1 Загальні уявлення

У якості конденсатора пари холодоагенту в ТНУ застосовується апарат пластинчастого типу.

Визначальною особливістю пристроїв пластинчастих теплообмінних апаратів є конструкція та форма поверхні теплообміну та каналів для робочого середовища. Поверхня теплообміну утворюється з окремих пластин, а канали для робочого середовища мають щілинну форму. Робоче середовище рухається біля поверхні теплообміну тонким шаром, що сприяє інтенсифікації процесу тепловіддачі. Форми пластин і профілі їх поверхні дуже різноманітні, а конструкції досить складні і іноді мало схожі на пластини, тому назва «пластина» строго кажучи стосовно деяких конструктивних форм повинна розглядатися як умовна.

Пластини мають паралельно один одному, причому між робочими поверхнями двох суміжних пластин створюється невеликий зазор, що утворює канал для робочого середовища, що піддається нагріванню або охолодженню.

У найпростішому випадку пластини можуть бути плоскими, з гладкими стінками і мати прямокутну, квадратну, круглу або іншу форму.

Найпростіший теплообмінник повинен мати не менше трьох пластин, що утворюють два канали, по одному з яких тече гаряче робоче середовище, а по іншому - холодне (рисунок 2.9).

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

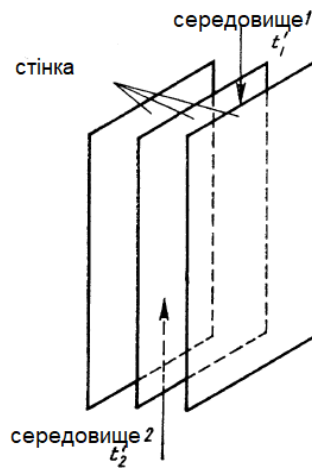


Рисунок 2.9 – Схема елемента пластинчастого теплообмінника

У промислових апаратах число пластин буває більшим і робочі середовища рухаються по множині паралельних каналів одночасно.

Вже на підставі загального принципу конструювання пластинчастого теплообмінника можна зробити висновок про деякі його особливості, важливі для практики. Мала товщина пластин та паралельна розстановка з малими проміжками між пластинами дозволяє розмістити у просторі робочу поверхню теплообмінника найбільш компактно з такою «щільністю», яка недосяжна в інших типах рідинних теплообмінників.

При тепловій обробці багатьох робочих середовищ на теплопередаючих стінках залишаються різні відкладення, які перешкоджають процесу теплопередачі. Крім того, при тепловій обробці термічно нестійких продуктів на стінках утворюється пригар. У цих випадках необхідно часто розбирати апарат для очищення поверхні теплообміну від шару пригару, осаду або залишків продукту під надійним візуальним контролем.

Схема пластинчастого теплообмінника представлено на рисунку 2.10.

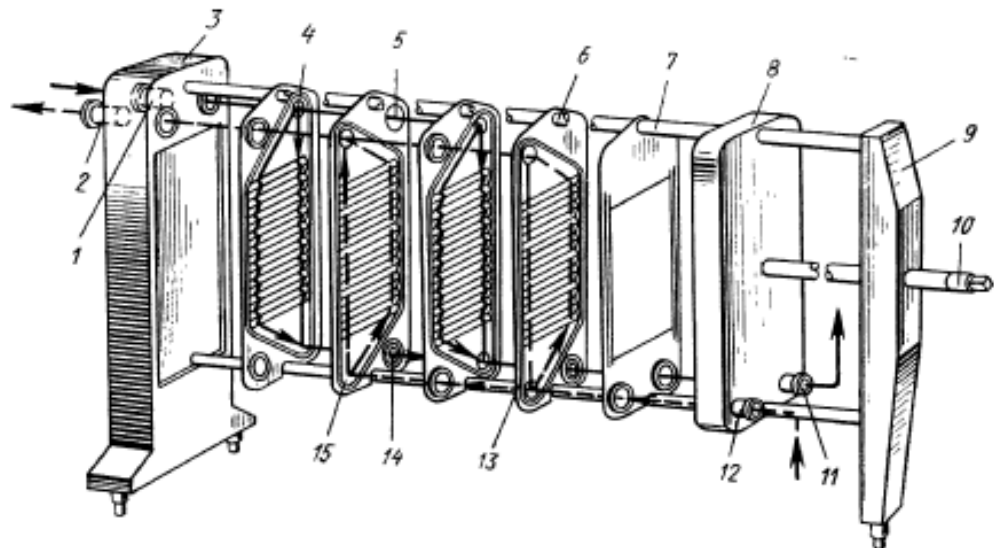


Рисунок 2.10 – Схема пластинчастого теплообмінника

1, 2, 11, 12 - штуцера; 3 - передня стійка; 4 - верхній кутовий отвір, про - кільцева гумова прокладка; 6 - гранична пластина; 7 - штанга, 8- натискна плита; 9 - задня стійка. - гвинт, 13 - велика гумова прокладка, 14 - нижній кутовий отвір, 15 - теплообмінна пластина

Апарат складається з групи теплообмінних пластин 15 підвішених на верхній горизонтальній штанзі 7.

Кінці верхньої та нижньої штанг закріплені в нерухомій плиті (передній стійці) 3 та на задній стійці. За допомогою натискної плити 8 і 10 гвинта пластини в зібраному стані стиснуті в один пакет. На схемі для більш ясного зображення потоків робочих середовищ показано лише п'ять пластин у розсунутому положенні. У робочому положенні пластини щільно притиснуті один до одного на гумових прокладках 13 і 5.

Кожна пластина має прокладки двох призначень: а) велика гумова кільцева прокладка, що обмежує на лицьовій стороні пластини канал для відповідного потоку робочого середовища і охоплює також два кутові отвори (з одного боку пластини або по діагоналі), через які відбувається приплив середовища в міжпластинний канал і стік із нього; б) дві малі гумові прокладки, що ізолюють два інших отвори і створюють транзитний прохід для другого робочого середовища.

Холодне робоче середовище входить в апарат через штуцер, розташований на нерухомій плиті (наприклад, штуцер 1), і через верхній кутовий отвір 4 (у першій зліва пластині) потрапляє в поздовжній колектор, утворений кутовими отворами пластин після їх складання. По колектору холодне середовище доходить до пластини 6, що має глухий кут (без отвору), і розподіляється по непарних міжпластинних каналах, які повідомляються (через один) з кутовим колектором завдяки відповідному розташуванню великих і малих гумових прокладок 5 і 13. При русі вгору міжпластинним каналом середовище обтікає хвилясту поверхню пластин, що обігриваються з зворотного боку гарячим середовищем. Потім підігрите середовище виходить у поздовжній колектор, утворений нижніми кутовими отворами 14 і виходить з апарата через штуцер 11.

Гаряче робоче середовище рухається в апараті назустріч холодному. Вона надходить у штуцер 12, проходить через нижній колектор, розподіляється по парним каналам і рухається догори по ним. Через верхній колектор і штуцер 2 гаряча вода виходить з теплообмінника.

Основним елементом напіврозбірного апарату є вузли попарно зварених пластин (рисунки 2.11). Кожен такий вузол має дві різні конструкції пластини (1 і 2), з'єднані між собою за допомогою контактної шовної електрозварювання. Кожна пара пластин на підвісці підвішується на верхню штангу і може пересуватися по ній. За контуром кожної пластини виштамповано U-подібний паз. Права пластина формою є «дзеркальним» відображенням лівої.

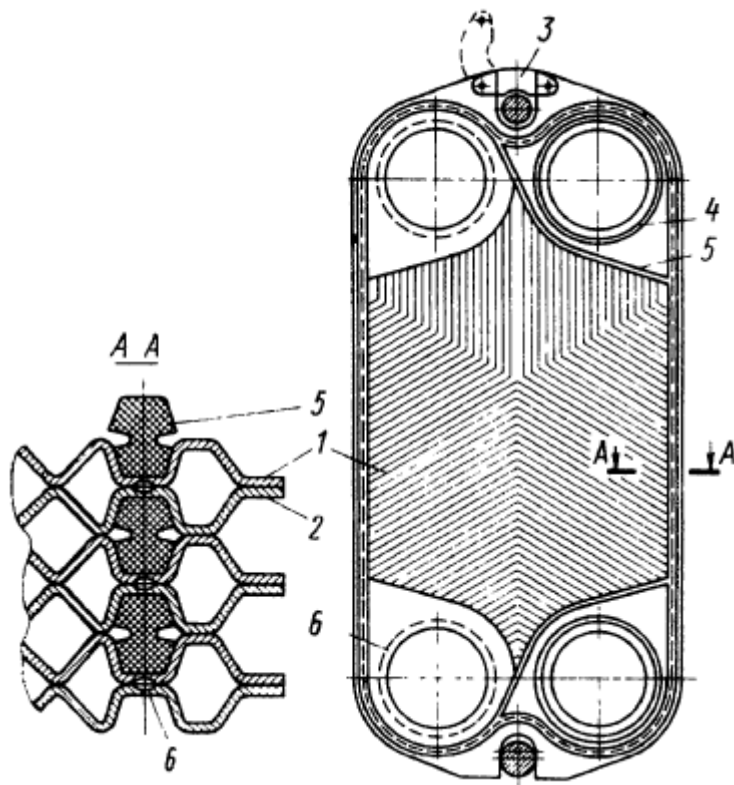


Рисунок 2.11 – Конструкція пластини

1 - права пластина; 2 - ліва пластина; 3 - підвіска; 4 - мала прокладка; 5 - велика прокладка; 6 - штрихова лінія - лінія контактної шва попарного зварювання пластин.

При складанні під зварювання двох пластин вершини U-різних пазів прилягають один до одного. Штрихова лінія 6 на рис. 2.11 показує місця зварювання попарної пластин для отримання нерозбірного щільного каналу. Суміжні з нерозбірними каналами роблять розбірними для чищення від забруднень. Для цього вузли з попарно зварених пластин з'єднують у пакет і ущільнюють розбірні канали за допомогою гумових прокладок 4 та 5. Форма пазів під гумові прокладки розбірних каналів, як показано на рис. 10, виходить шестикутною. При стисканні пакета паз зменшується у напрямі поздовжньої осі. У замкнених пазах подібної конструкції прокладка працює в умовах самоущільнення, що дозволяє експлуатувати цю конструкцію при великих тисках. Поверхня пластин гофрована. Гофри мають у поперечному перерізі вигляд рівнобедреного трикутника. По кутах пластини розташовані отвори

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХМд 01.00.00.00 ПЗ

Арк.

31

великого діаметра, що сприяє ефективній роботі апарату при великих витратах пари, газу та інших робочих середовищ із високим питомим об'ємом.

СТРУКТУРА І СХЕМИ ПЛАСТИНЧАТИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

У промислових апаратах число пластин в деяких конструкціях може досягати декількох сотень, а канали, що утворюються ними, можуть бути з'єднані за різними одноходовими і багатоходовими схемами. Самі апарати конструкції можуть бути односекційними і багатосекційними або комбінованими.

Односекційним пластинчастим теплообмінником назвемо апарат, в якому в теплообміні беруть участь лише два робочі середовища. Можна сказати, що такий апарат виконує лише одне завдання теплообміну.

У харчовій промисловості широке застосування знаходять такі конструкції пластинчастих апаратів, у яких відбувається кілька видів теплової обробки рідкого харчового продукту — основного робочого середовища. Це досягається шляхом з'єднання в одному апараті кількох взаємопов'язаних, але самостійних теплообмінних зон, у яких, наприклад, нагрівають продукт парою з метою стерилізації або пастеризації, потім поступово охолоджують його холодним продуктом, що йде на підігрів, потім холодною водою і, нарешті, розсолем до кінцевої температури. Таку конструкцію мають відомі пластинчасті апарати, які називають комбінованими.

Схему односекційного пластинчастого теплообмінника представлено на рисунку 2.12.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		32

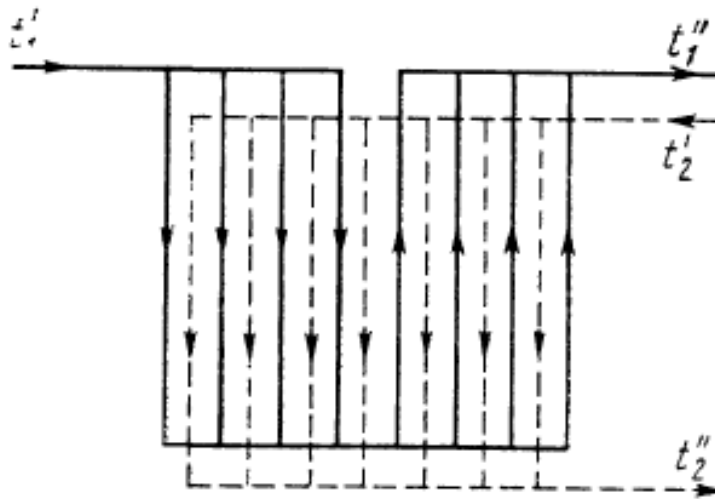


Рисунок 2.13 – Схема руху теплоносіїв

Елементом тракту руху рідини у пластинчастому апараті є канал – простір між двома сусідніми пластинами.

Робоче середовище, що входить в апарат, потрапляє в канали через поздовжні колектори, утворені кутовими отворами пластин і малими прокладками, що оточують ці отвори.

З колектора робоче середовище розподіляється зазвичай кількома паралельними каналами. Сукупність кількох каналів, якими робоче середовище тече щодо одного напрямі, у практиці проектування називають пакетом.

Поняття пакет у пластинчастому теплообміннику відповідає поняттю ходу в кожухотрубчастому.

Після виходу з першого пакета робоче середовище потрапляє в протилежний колекторний канал, проходить по ньому вздовж апарата до чергової граничної пластини (пластини з заглушеним отвором кутовим) і розподіляється по каналах другого пакета. У другому пакеті робоче середовище рухається в напрямку, протилежному до руху в першому пакеті.

Плоскі та каналчасті пластини

Найпростішим формою елементом поверхні теплообміну є плоска пластина. Попарне з'єднання таких пластин дозволяє створити дві системи каналів, ізольованих одна від одної стінкою, що передає тепло.

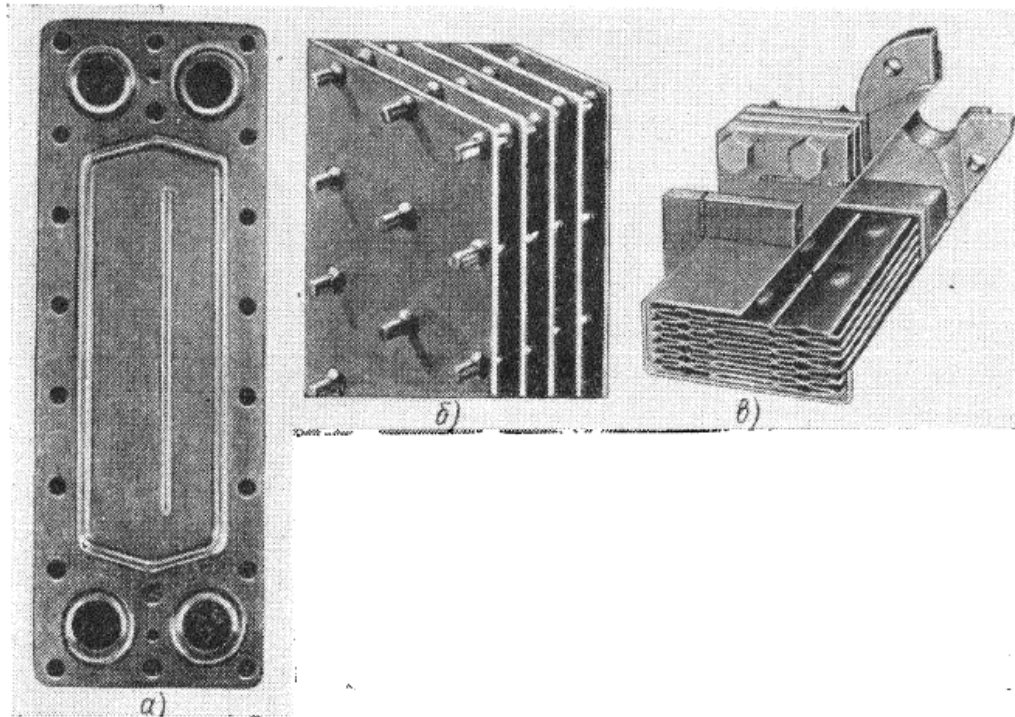


Рисунок 2.14 – Пластини: а) з плоскою стінкою, б) зварні, в) ламельні

На рис. 2.14 показані плоскі пластини, що застосовуються у промислових апаратах. Конструкція цих пластин має низку істотних недоліків.

Плоскі пластини не пристосовані для роботи при значній різниці тисків по обидва боки стінки. Для компенсації деформацій, що виникають, на поверхні доводиться робити ребра жорсткості, як це зроблено в розбірній конструкції теплообмінника (а), або приварювати дистанційні штифти, як показано на (б), або зварювати пластини у вигляді плоских труб зі спеціально виштампованими елементами для точок взаємної опори пластин в апараті. Теплові та енергетичні показники таких пластин ті ж, що і для звичайних труб рівного еквівалентного діаметра, але помітно поступаються експлуатаційним показникам гофрованих пластин.

									Арк.
									34
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					



Рисунок 2.15 – Сучасні пластинчасті теплообмінники

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

2.7.2 Тепловий та конструктивний розрахунок пластинчастого конденсатору

У загальній схемі системи гарячого водопостачання з генерацією теплоти за допомогою застосування ТНУ, пластинчастий теплообмінник пропонується використовувати у якості конденсатора ТНУ.

Вихідні дані для розрахунку:

Теплове навантаження – $\dot{Q}_{КД} = 21,2$ кВт;

Температура конденсації $t_k = 50^\circ\text{C}$;

Температура на виході із компресора $t_2 = 92^\circ\text{C}$;

Холодильний агент R410a

Визначення термічних і теплофізичних параметрів робочих середовищ за діаграмою, представленою на рисунку 2.16.

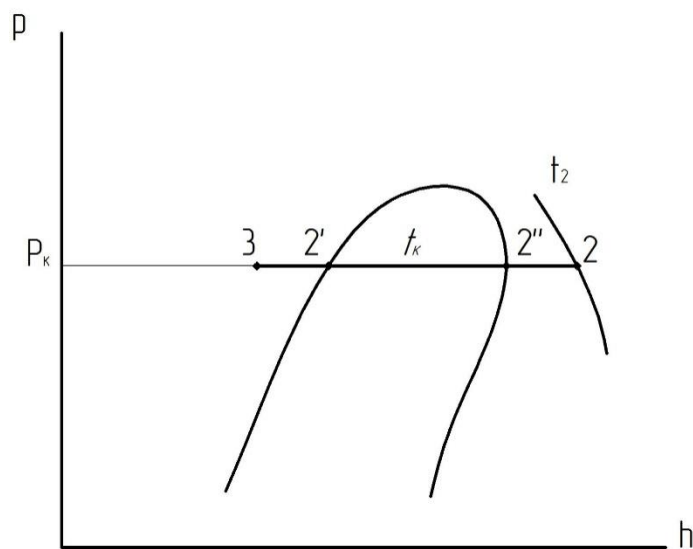


Рисунок 2.16 –Зображення процесу на p,h-діаграмі

1) За температурою t_k визначаємо наступні параметри холодильного агенту R410ф:

$$p_k = 10,164 \text{ бар}; v_2' = 0,8714 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; v_2'' = 0,01986 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; h_2' = 256,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_2'' = 418,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_2' = 1,1896 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; s_2'' = 1,7071 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; r_k = 162,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

По p_k і t_2 : $v_2 = 0,02375 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; h_2 = 452,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_2 = 1,811 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Для R410а по t_3 :

$$\rho_3 = 1188 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; v_3 = 0,01869 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; c_{p,3} = 1,452 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \lambda_3 = 8,2 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\text{Pr}_3 = 2,14; h_3 = 241,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_3 = 1,243 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; v_3 = 1,025 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Для сухої насиченої пари: $\nu'' = 2,01 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \text{Pr}'' = 1,00.$

2) За середньою температурою води

$t_w = 0,5(t_{1w} + t_{2w}) = 0,5 \cdot 15 + 45 = 30^\circ\text{C}$ знаходимо параметри для води:

$$\rho_w = 995,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; c_{p,w} = 4,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \lambda_w = 0,612 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; \nu_w = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\text{Pr}_w = 5,42.$$

3) Розрахунок загальної площі поверхні теплопередачі апарату

- Масова витрата води:

$$G_w = \frac{Q_{\text{кд}}}{c_{p,w} \cdot \Delta t_w} = \frac{21,2}{4,174 \cdot (45 - 15)} = 0,17 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

- Об'ємна витрата води:

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{0,17}{995,7} = 1,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

										Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						38

4) Вибір параметрів каналів

Площа поверхні пластини

$$f_1 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 1} = 4,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$f_2 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 2} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $w_w = 0,3 \dots 0,4 \text{ м/с}$ - швидкість потоку води; z_w - кількість каналів води.

Приймаємо:

$$z_w = 1; f = 6,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; d_{екв} = 0,0096 \text{ м}; \delta = 0,005 \text{ м}; L_{прив} = 1,576 \text{ м}; \\ b = 6,444 \text{ м}.$$

Повторний розрахунок для уточнення.

5) Швидкість потоку води

$$w_w = \frac{\dot{V}_w}{f \cdot z_w} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{6,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1} = 0,26 \text{ м/с}$$

6) Число Рейнольдса

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{екв}}{\nu_w} = \frac{0,26 \cdot 0,0096}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 3100,6$$

7) Критерій Нусельта

$$Nu_w = 0,07 \cdot Re_w^{0,72} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = \\ = 0,07 \cdot 3100,6^{0,72} \cdot 0,542^{0,43} \cdot 1,05^{0,25} = 17,7$$

де $\frac{Pr_w}{Pr_{ст}}$ - множник, що враховує напрям теплового потоку, приймаємо рівним 1,05, так як температура рідини і стінки не сильно відрізняється.

8) Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

									Арк.
									39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{екв}} = \frac{17,7 \cdot 0,612}{0,0096} = 1130,9 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

9) Коефіцієнт теплопередачі

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{см}}{\lambda_{см}} + R_m + R_{загр}} = \frac{1}{\frac{1}{1130,9} + \frac{0,5}{60} + 3,6 \cdot 10^{-4} + 5,7 \cdot 10^{-5}} = 103,8 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$\text{де } R_m = 3,6 \cdot 10^{-4} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}; \quad R_{загр} = 5,7 \cdot 10^{-5} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

10) Середня логарифмічна температура

$$\Theta_{кд} = \frac{(t_k - t_{1w}) - (t_{2w} - t_{1w})}{\ln\left(\frac{t_k - t_{1w}}{t_{2w} - t_{1w}}\right)} = \frac{(50 - 15) - (45 - 15)}{\ln\left(\frac{50 - 15}{45 - 15}\right)} \cdot \frac{5}{\ln\left(\frac{15}{10}\right)} = 12,33^\circ C$$

11) Густина теплового потоку зі сторони води

$$q_{F_w} = k_w \cdot (\Theta_{кд} - \Theta_R) = 103,8(12,33 - \Theta_R)$$

12) Густина теплового потоку зі сторони холодоагенту

$$q_{F_R}^\circ = \alpha_R^\circ \cdot t_k - t_{см,R} = \alpha_R^\circ \cdot \Theta_R$$

$$\alpha_R^\circ = 1,15 \left[\frac{9,81 \cdot r_k \cdot \rho_{жс} \cdot \lambda_{жс}^3}{v_{жс} \cdot L_{прив} \cdot \Theta_R} \right]^{0,25}$$

$$r_k = h_{2''} - h_3 = 418,21 - 241,52 = 176,7 \frac{кДж}{кг} - \text{ПИТОМА МАСОВА ТЕПЛОТА}$$

конденсації;

$$\alpha_R^\circ = A^\circ \cdot \Theta_R^{-0,25}$$

$$(q_F)_R^\circ = A^\circ \cdot \Theta_R^{0,75} = 1052,9 \cdot \Theta_R^{0,75}, \text{ де}$$

										Арк.
										40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ХМд 01.00.00.00 ПЗ					

$$A^\circ = 1,15 \left[\frac{9,81 \cdot r_k \cdot \rho_{жс} \cdot \lambda_{жс}^3}{v_{жс} \cdot L_{прив}} \right]^{0,25} =$$

$$= 1,15 \left[\frac{9,81 \cdot 176,6 \cdot 10^3 \cdot 1188 \cdot 0,082^3}{1,025 \cdot 10^{-7} \cdot 1,576} \right]^{0,25} = 1052,9$$

Розв'яжемо систему рівнянь графоаналітичним методом:

$$\begin{cases} (q_F)_R^\circ = 1052,9 \cdot \Theta_R^{0,75} \\ (q_F)_W = 103,8 \cdot (12,33 - \Theta_R) \end{cases} \rightarrow \Theta_R = 7,2^\circ C$$

$$(q_F)_R^\circ = 1052,9 \cdot 7,2^{0,75} = 4628,2 \frac{Вт}{м^2}$$

$$(q_F)_W = 103,8 \cdot (12,33 - 7,2) = 532,49 \frac{Вт}{м^2}$$

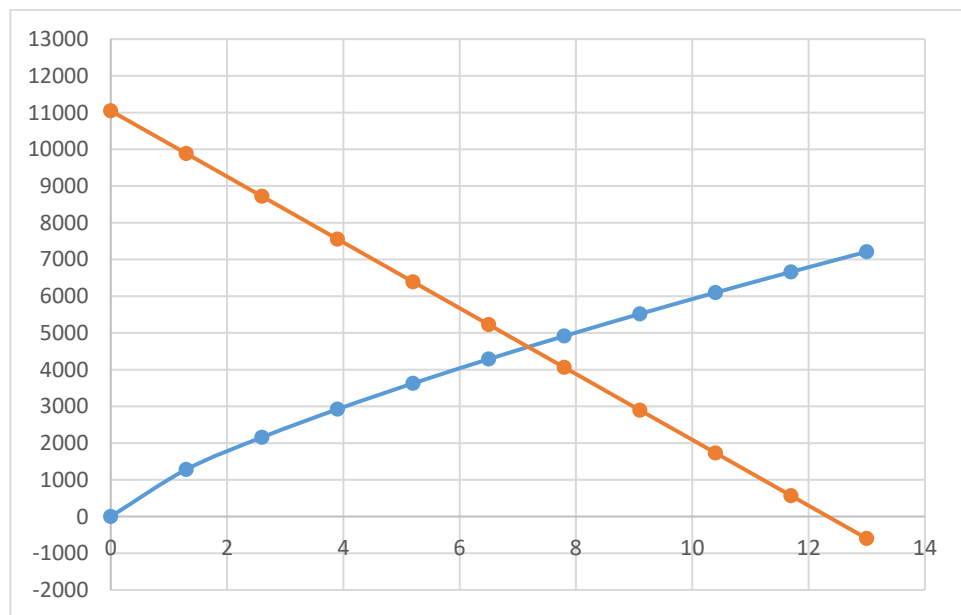


Рисунок 2.17 –Графік залежності $(q_F)_R^\circ = f(\Theta_R)$

Температура стінки

$$t_{ст,р} = t_k - \Theta_R = 50 - 7,2 = 42,8^\circ C$$

7) Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{\kappa\delta}}{h_2 - h_3} = \frac{21,2}{452,2 - 241,5} = 0,11 \text{ кг / с}$$

8) Перерахунок після визначення уточненої масової витрати:

$$w_n = \frac{\dot{m}_R \cdot v_2^2}{f \cdot Z_R^\circ} = \frac{0,11 \cdot 0,02375^2}{0,0022 \cdot 5} = 0,0056 \text{ м / с};$$

$$\text{Re}'' = \frac{w_n \cdot L_{kp}}{\nu''} \cdot 10^6 = \frac{0,0056 \cdot 1,576}{2,01} \cdot 10^6 = 4390,8;$$

$$\begin{aligned} \Pi &= 0,2 \cdot (\text{Re}'')^{0,12} \cdot (\text{Pr}'')^{-0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 4390,8^{0,12} \cdot 1^{-0,33} = 0,575 \end{aligned}$$

$$\alpha_R = \Pi \cdot \alpha_R^\circ = \Pi \cdot A^\circ \cdot \Theta_R^{-0,25} = A \cdot \Theta_R^{-0,25};$$

$$A = 0,575 \cdot 1052,9 = 605,9; (q_F)_R = 605,9 \cdot \Theta_R^{0,75};$$

$$\begin{cases} (q_F)_R = 605,9 \cdot \Theta_R^{0,75} \\ (q_F)_w = 865,9 \cdot (12,33 - \Theta_R) \end{cases} \rightarrow \Theta_R = 8^\circ \text{ C};$$

$$q_{F_R} = 605,9 \cdot 8^{0,75} = 3174,624 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

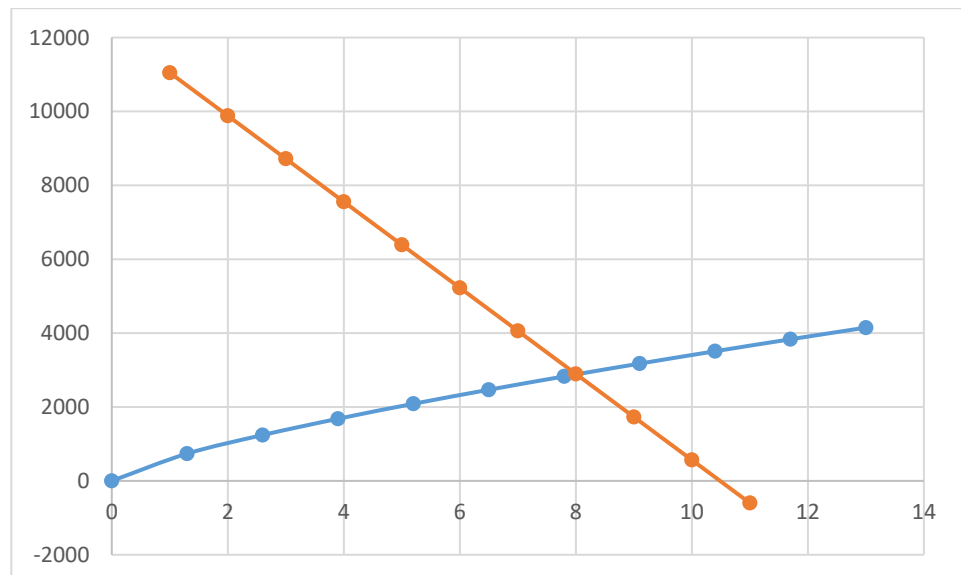


Рисунок 2.19 – Графік залежності $(q_F)_R = f(\Theta_R)$

$$F_{к\delta} = \frac{Q_{к\delta}}{q_{F R}} = \frac{21200}{3174,624} = 9,7 \text{ м}^2;$$

$$n_R = \frac{F_{к\delta}}{f_{nl}} = \frac{9,7}{0,75} = 12,9; \text{ Приймаємо найбільше парне } 14 \text{ шт.}$$

$$Z_R = \frac{n_R}{2 \cdot Z_w} = \frac{14}{2 \cdot 2} = 3,5 \approx 4; X_w = \frac{N_w}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \approx 3;$$

$$Z_w = 2; X_R = 1; Z_R = 4; X_w = 3;$$

$$N_w = Z_R + 1 = 4 + 1 = 5; X_w = \frac{N_w}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \approx 3;$$

$$n_{tot} = X_R \cdot Z_R + X_w \cdot Z_w + 1 = 4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 1 = 11 \approx 12;$$

$$n_l = Z_R \cdot 2 = 4 \cdot 2 = 8$$

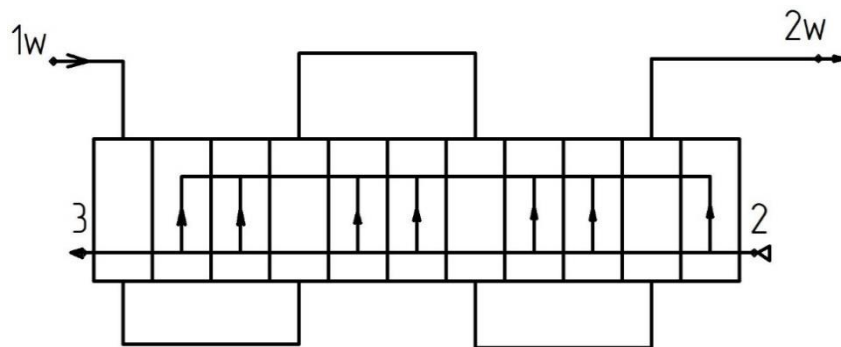


Рисунок 2.20 Схема розміщення пластин в апараті

Розрахунок гідравлічних опорів

1) Гідравлічний опір для води

$$\Delta P_w = \xi \cdot \frac{L_{прив} \cdot \rho_w \cdot w_w^2}{2 \cdot d_{екв}} \cdot X_w = 2,1 \cdot \frac{1,576 \cdot 995,7 \cdot 0,26^2}{0,0096 \cdot 2} \cdot 3 =$$

$$= 34852,8 \text{ Па} = 34,8 \text{ кПа}$$

де $\xi_{труб} = \frac{A}{\text{Re}_w^{0,25}} = \frac{17}{4564,7^{0,25}} = 2,1$ - коефіцієнт гідравлічного опору

2) Гідравлічний опір для холодоагенту

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\Delta P_R = \left(\xi \cdot \frac{L_{\text{прив}}}{d_{\text{екв}}} \right)^{0,5} \cdot \frac{\rho_n \cdot w_n^2}{2} = \left(0,0032 \cdot \frac{1,576}{0,0096} \right)^{0,5} \cdot \frac{1188 \cdot 0,0056^2}{2} =$$

$$= 0,04869 \text{ Па}$$

$$\text{де } \xi = 0,005 \cdot \text{Re}''^{-0,05} = 0,005 \cdot 8349,29^{-0,05} = 0,0032$$

Ексергетичні показники апарату

1) Ексергія «палива»

$$E_F = E_2 - E_3 = m_R \cdot [h_2 - h_3 - T_{\text{н.с.}} \cdot s_2 - s_3] =$$

$$= 0,17 \cdot [452,2 - 241,52 - 293(1,811 - 1,243)] = 7,35 \text{ кВт}$$

2) Ексергія «продукту»

$$E_P = E_{2w} - E_{1w} = G_w \cdot \left[c_{pw} \cdot \left((T_{2w} - T_{1w}) - T_{\text{н.с.}} \cdot \ln \frac{T_{2w}}{T_{1w}} \right) + \frac{\Delta p_w}{\rho_w} \right] =$$

$$= 0,17 \cdot \left[4,174 \cdot \left((308 - 298) - 293 \cdot \ln \frac{308}{298} \right) + \frac{10,164}{995,7} \right] = 1,16 \text{ кВт}$$

3) Ексергетична ефективність

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F} = \frac{1,16}{7,35} = 0,16$$

$$\eta_t = \frac{t_{2w} - t_{1w}}{t_{\kappa} - t_{1w}} = \frac{45 - 15}{50 - 15} = 0,85$$

3. Охорона праці

При роботі з теплонасосними установками одними з найнебезпечніших факторів для обслуговуючого персоналу будуть пари холодоагенту, а також підвищена вібрація та шумність. Останні моменти провокує робота компресорного устаткування з частотою обертання від 18 000 об/хв і більше.

Експлуатація судин, що працюють під тиском

До категорії судин, що працюють під тиском відносять будь-які види герметичних закритих ємностей, в яких здійснюються ті чи інші теплові, хімічні процеси, а також – зберігання та транспортування розчинених та зріджених сумішей, газів, що перебувають під тиском.

Обслуговування даного обладнання повинне виконуватися виключно особами віком від 18 років, які є відповідальними за освіту або минуле навчання в робочих умовах і отримали від кваліфікаційний атестат. За наслідками перевірки здобутих знань видається відповідне посвідчення. Усі роботи зі складання інструкції з експлуатації та обслуговування судин, що працюють під тиском, покладаються на головного інженера підприємства. Вся відповідна інформація має бути надана персоналу та поміщена на робочі місця. Щорічно відповідна комісія, призначена наказом, проводить перевірку персоналу, який працює з судинами під тиском. Її результати обов'язково оформлюються протоколи.

Обслуговування та ремонт судин, що працюють під тиском, в обов'язковому порядку виконується на непрацюючій установці. Ось низка факторів, коли ємність необхідно відключити:

- надмірне підвищення тиску в резервуарі у цей же перевищує допустимі норми;
- поломки або несправності у роботі запобіжних клапанів, показників рівня, манометрів, а також інших контрольно-вимірювальних приладів та засобів автоматики;

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		46

- наявність тріщин, зношених стінок, опухлості, запотівання;
- виникнення пожеж, що несуть потенційну загрозу безпосередньо судині, що перебуває під тиском;
- руйнування кріпильних елементів у люках, кришках або їх неповна комплектність;
- зниження рівня рідини в резервуарі з підігрівом вогнем нижче за допустимі показники.

Перевірка судин, що працюють під тиском, виконується не рідше одного разу на рік. Всі елементи ємностей, обов'язкових для зберігання гарячих робочих середовищ, а також відповідні трубопровідна об'язка обов'язково покриваються шаром теплоізоляції в тому випадку, якщо зовнішня температура стінки перевищує 43 °С.

Експлуатація компресорних установок

Експлуатація будь-яких видів компресорних установок, у тому числі поршневих, стаціонарних, розбірних повинна виконуватися відповідно до “правил будови та безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів та газопроводів”. Робота систем, де як середовище використовуються повітряний потік здійснюється на підставі політропного процесу. Передбачається, що при стисканні газоподібного середовища температура буде постійною при збереженні п в.

Загроза вибуху робочий компресорної установки виникає при:

- перевищення тиску вище допустимих показників;
- перевищення температури, що може спровокувати виникнення вибухонебезпечних складів з мастила, продуктів розкладу, повітря;
- невчасне очищення внутрішніх контурів від нагару;
- порушення вимог щодо профілактичного обслуговування;

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- потрапляння всередину компресора вибухонебезпечних газів, мастил, волокон, частинок пилу та ін.

У тому випадку, якщо всередину агрегату потраплять низькотемпературні мастила і якщо концентрація їх у повітряному середовищі перебуватиме в діапазоні від 6 до 11%, то висока ймовірність вибуху вже при температурі 200 °С та тиску 0,05 МПа.

Високий рівень безпечної експлуатації компресорних установок забезпечується використанням таких приладів:

- робочі та контрольні манометри, термометри та терморезистори, які монтуються на кожному ступені стиснення;
- манометри та термометри, призначені для контролю над робочими показниками масел;
- запобіжні клапани на кожному щаблі стиснення;
- аварійна сигналізація і система аварійного відключення компресорної установки в тому випадку, коли температура та тиск перевищать нормовані параметри;
- запірно-регулююча арматура, а також система дистанційного керування над роботою компресора.

Забезпечити стабільну, тривалу та безпечну експлуатацію компресорних установок дозволить своєчасне проведення низки профілактичних заходів:

1. Кожні півроку необхідно видаляти нагар та інші відкладення з внутрішньої поверхні циліндрів і всередині робочих камер з використанням гарячої пари метилового або сульфатного розчину та механічного чищення.
2. Використання системи повітряного та водяного охолодження між кожним щаблем стиснення. Повітряне охолодження використовується в установках низького тиску та невисокої продуктивності, в холодильних установках. Агрегати високого тиску обов'язково мають оснащуватися

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

системою примусового водяного охолодження. Також обов'язково застосовуються системи автоматики.

3. При використанні термостійких і окислостійких масел, температура займання яких буде не менше ніж на 75% вище за температуру робочого середовища.
4. Застосування багатоступеневою системою фільтрації всмоктуваного робочого середовища. Забір повітря здійснюється за межами робіт його приміщення на висоті не менше ніж 3 м від рівня землі. Фільтри піддаються регулярній заміні. Повітрязабірник в обов'язковому порядку огорожують. Він регулярно піддається очищенню. Яка виконується виключно при обладнанні, що не працює.
5. З метою запобігання гідроударам використовується примусове відведення конденсату, а також постійний контроль над вологістю повітряного потоку (не повинен перевищувати 60 %)
6. Для запобігання іскроутворенню в результаті розрядів статичної електрики в обов'язковому порядку заземлюють компресор.
7. Компресори які використовуються в холодильних установках в потрібному порядку комплектуються вологомасловіддільниками. Вони монтується на лінію між повітрязабірником та самою холодильною установкою.
8. Щоб забезпечити захист кисневих компресорів від попадання мастила в порожнину між циліндрами і бігунком, монтується додатково предсальник з маслосніжними кільцями.

Як мастильний матеріал у кисневих компресорах може використовуватися суміш води та гліцерину. Також можуть застосовуватися самозмащувальні в користі і графітові кільця.

Усі компресорні установки, продуктивність яких перевищує 20 м³/хв, монтується в окремій будові. Тут не допускається встановлення додаткового обладнання та арматури, що не має безпосереднього відношення до роботи

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		49

системи. Розміри такого об'єкта підбираються з габаритів самої зупинки. Обов'язково передбачається достатньо місця для роботи обслуговуючого персоналу. Ширина проходу має бути не менше півтора метра. відстань від стін до крайніх точок установки не думка 1 м. Підлога цеху має бути максимально рівною, а його покриття - неслизьким, пожежостійким, маслостійким. Слід передбачити відкриття вікон та дверей назовні. Також в даному приміщенні обов'язково має бути витяжна вентиляція і стаціонарний телефон. Всі рухомі елементи установки додатково огорожуються.

Шуми та вібраційний вплив

Всі машини з неврівноваженими масами і компонентами, що обертаються, в робочому процесі будуть генерувати підвищений шум і вібрацію. Також високою є небезпека виникнення таких факторів при перебігу рідини газу з високими швидкостями. Важливо створити такі умови, коли вібраційний вплив не співпадатиме з частотою власних коливань внутрішніх органів людини (від 4 до 400 Гц).

Тривалий вплив шуму негативно впливає на гостроту слуху та зору, знижує уважність, провокує зміни кров'яного тиску та роботу рухових центрів. Вже при рівні шуму в 130 дБ виникне біль у вухах, а якщо він підвищиться до 140 дБ і вище, буде запущений необоротний процес в органах слуху.

Забезпечити достатній рівень безпеки при роботі з компресорними установками з точки зору шуму та вібрації необхідно монтувати все обладнання з рухомими елементами на спеціальні віброізоляції іонні фундаменти або ж на пружні опори. Такі фундаменти облаштовуються окремо і не прив'язані до облаштування фундаментів стін або колон самого цеху. Всі нагнітальні та всмоктувальні патрубки агрегатів з'єднуються з трубопровідною обв'язкою за допомогою гнучких вставок. Також обов'язково потрібно змінювати масла в підшипниках кочення, усувати перекося ремінних передач, биття сполучних муфт і шківів.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Забезпечення пожежо- та вибухобезпеки

У теплонасосних установках до пожежо- та вибухонебезпечних джерел відносять сам компресор, а також все теплообмінне обладнання. Небезпека компресорної установки в тому, що в процесі стиснення температура повітряного потоку може підвищитися аж до 300 С, що в результаті призведе до часткового випаровування масла, а в ряді випадків і його розпилення у вигляді туману. При контакті з повітрям такий склад стає вибухонебезпечним і може спалахувати. Запобігти подібних негативних наслідків можна шляхом професійної організації система охолодження, а також з використанням якісних мастил. В установках невисокої продуктивності та низького робочого тиску цілком буде достатньо повітряних теплообмінників. Більш продуктивні системи потрібне водяне охолодження.

Контролювати роботу холодильної установки допоможуть спеціальні системи автоматики, манометри, термометри, запобіжні клапани, термореле тощо вони забезпечать стабільну експлуатацію системи та її роботу в безаварійному режимі. Якщо компресор за одну хвилину перекачує понад 50 кубів робочого середовища, то на нього обов'язково додатково встановлюється прилада для автоматичного регулювання тиску нагнітання. Холодильна установка, оснащена 3 компресорами і більше обов'язково оснащуються система дистанційного контролю, блокуючими приладами, сигналізацією. Всі ці пристрої покликані автоматично відключити подачу енергії на привід агрегату в тому випадку, якщо температура та тиск на виході перевищуватиме допустимі показники.

Досить рідко, але все ж таки буває ситуація, коли аварія в холодильному встановленні спровокована гідравлічним ударом. Також не можна виключати вихід із ладу запобіжних клапанів, пошкодження судин та трубопроводів, що містять холодильний агент. Даний склад досить леткий і може без зусиль проникати навіть через дрібні нещільності у поєднанні. В результаті

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

холодоагент при контакті з повітрям перетворюється на вибухонебезпечну субстанцію. Особливо небезпечними є такі пари за наявності відкритого вогню поблизу. До того ж не можна забувати, що таке холодоагент, як аміак може спричинити серйозні опіки шкіри, очей та отруєння організму.

Забезпечення електробезпеки

Під терміном електробезпека мають на увазі комплекс організаційних та технічних заходів, спрямованих на забезпечення надійного захисту персоналу від негативного впливу електричного струму, у тому числі статична електрика, електрична дуга, електромагнітне поле. Відповідні вимоги наведено у ДСТУ 12.1.019-79.

Забезпечити високий рівень електробезпеки під час роботи з холодильними установками допоможе дотримання таких рекомендацій:

- використання електроенергії з тими показниками напруги, які будуть безпечними для людини;
- всі лише провідні елементи обладнання повинні бути огорожені з метою запобігання випадковому контакту з персоналом;
- використання індивідуальних захисних засобів запобігає вражень струмом: гумові рукавиці, відповідне взуття, діелектричні килимки та ін. Допомогти не потрапити струму на корпус може його спеціальне покриття, що має токонепровідними матеріалами. Часом рекомендується використовувати додаткову лінію ізоляції. Оптимально всі струмопровідні елементи установки слід винести на висоту або приховати в стінах. Решта ретельно обгороджується.

Такого підходу вимагають усі об'єкти, які перебувають під напругою:

- 12 В у приміщеннях з дуже високим рівнем безпеки;
- 42 В у приміщеннях з підвищеним рівнем безпеки;
- 65 В у приміщеннях без сторонніх небезпек.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		52

У тому випадку, якщо робоча напруга перевищує 250 В то обов'язково огорожуються навіть ізольовані провідні елементи.

Використання невисокої напруги – є одним з найбільш ефективних способів забезпечити надійний захист від ураження електричним струмом. Так напруга понад 42 В неприпустима у всіх приміщеннях, які можна зарахувати до небезпечних. При монтажі пульта керування та електрошаф використовуються розетки для підключення переносних світильників напругою не більше 12 В.

У разі потенційної загрози передачі електричного струму на корпусні елементи обладнання обов'язково передбачається захисні занулення, заземлення. Так, захисне заземлення є електричним з'єднанням струмопровідного корпусу обладнання з землею або її аналогом. Ця вимога нормується ДСТУ 12.1. 030-81. Якщо не передбачити цей захід, то контакт людини з не захищеним корпусом буде рівносильний прямому підключенню персоналу до однофазної мережі. Завдяки заземленню рівень напруги знижується до показників, безпечних для життя та здоров'я людини. Саме цим і мінімізується небезпека ураження персоналу електричним струмом.

Установки, які працюють під напругою до 1000 В повинні оснащуватися захисним заземленням, опір якого буде не більше 4 Ом незалежно від пори року. Якщо потужність джерела струму трохи більше 100 кВт, то допускається опір заземлення 10 Ом. Через те, що якийсь опір буде значно меншим за природний опір тіла людини (1000 Ом), то у разі виникнення аварійної ситуації, що супроводжується передачею тільки на корпус, він піде через заземлюючий пристрій, а не на людину.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

Список використаних джерел

1. Теплонасосна технологія енергозбереження : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
2. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навч. посіб. / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : СумДУ, 2018. – 364 с.
4. Heat pump planning handbook / Jürgen Bonin. British Library Cataloguing-in-Publication Data, 2015. – 337 p.
5. Методичні вказівки з курсового і дипломного проектування «Розрахунок теплообмінників пластинчасто-ребристого типу з повітряним охолодженням» курсу «Холодильні установки»/ укладачі: С. О. Шарапов, Ю. М. Вертепов. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 24 с.
6. Энергоэффективные технологии в отоплении и вентиляции. Каталог – Mitsubishi Electric, 2015.
7. Кліматичні системи 2019. Каталог – Mitsubishi Electric, 2019.
8. Тепловые насосы. Каталог. – Mitsubishi Electric, 2016.
9. Денисенко А. Ф. Охорона праці: конспект лекцій для студ. екон. спец. заочної форми навчання. Ч.1 / А.Ф. Денисенко.– Суми : СумДУ, 2007.– 128 с.
10. Buderus. Проектная документация. Справочник по проектированию и монтажу тепловых насосов.–Buderus Deutschland. BBT Thermotechnik GmbH, 2005, 142 с.

					<i>ХМд 01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		54