

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)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція, кондиціонування повітря та  
штучний холод»  
на тему: «Розроблення системи гарячого водопостачання на базі теплонасосної  
установки з утилізацією тепла ґрунтових вод»

Здобувач групи ХКдн-04др

**Слепцова Наталія Русланівна**

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

\_\_\_\_\_ СЛЄПЦОВА Наталія  
(підпис)

Керівник

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

(підпис)

Суми 2024

## ЗМІСТ

	<b>С.</b>
1. Загальний принцип дії теплових насосів .....	3
2. Термодинамічний розрахунок циклу теплонасосної установки .....	11
2.1. Вихідні дані.....	11
2.2. Принципова схема системи гарячого водопостачання .....	11
2.2 Розрахунок конденсаторного вузла.....	16
2.3 Розрахунок вузла ґрунтового колектора .....	19
2.4 Розрахунок циклу теплового насосу .....	22
2.7. Розрахунок конденсатора теплового насосу .....	33
2.7.1 Узагальнюючі показники .....	33
2.7.2 Тепловий та конструктивний розрахунок пластинчастого конденсатору.....	39
3. Охорона праці .....	49
ДОДАТКИ.....	56
Список використаних джерел .....	57

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>								
					<i>Розроблення системи гарячого водопостачання на базі теплонасосної установки з утилізацією тепла ґрунтових вод</i>								
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата							Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		<i>Слепцова</i>										2	
Перевір.		<i>Мелейчук</i>								<b>ХКДн-04др</b>			
Н. контр.													
Затв.		<i>Ванєєв</i>											

## 1. Загальний принцип дії теплових насосів

Тепловий насос дійсно можна розглядати як "трансформатор теплоти", оскільки він переносить тепло з низькотемпературного джерела на вищий температурний рівень. Це дозволяє використовувати тепло, яке не може бути безпосередньо використане, наприклад, земельну теплоту, повітря або воду, і підвищувати його температуру для опалення або нагрівання води.

Принцип роботи теплового насоса базується на термодинамічних циклах, що забезпечують перенесення тепла з холодного джерела до гарячого. Основним компонентом теплового насоса є компресор, який стискає робоче тіло, таке як фреон, що знаходиться в паровому стані. Після стиснення фреон нагрівається і потрапляє в конденсатор, де віддає тепло до системи опалення або гарячого водопостачання. Потім фреон розширюється у випарнику, забираючи тепло від навколишнього середовища (наприклад, з ґрунту, повітря або води) і переходить у паровий стан. Нарешті, фреон повертається до компресора, щоб почати цикл знову.

Завдяки цьому процесу тепловий насос забезпечує ефективне використання навколишнього тепла, навіть якщо воно має низьку температуру, і перетворює його в корисне тепло для опалення або гарячого водопостачання. Це дозволяє ефективно використовувати природні ресурси та знижувати енерговитрати, що робить теплові насоси екологічно та економічно ефективними рішеннями для опалення та гарячого водопостачання. В даний час в індустріально розвинених зарубіжних країнах та в Україні визначилося два основних принципових напрямки в розвитку теплових насосів:

- Парокомпресійні теплові насоси (ПКТН)
- Абсорбційні теплові насоси (АТН)

Принцип дії парокомпресійного теплового насоса аналогічний принципу дії домашнього холодильника. У ньому морозилка (випарник) забирає тепло з охолоджуваних продуктів. Це тепло і виділяється в

									Арк.
									3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

*Б142д 03.00.00.00 ПЗ*

приміщення з радіатора (конденсатора), який розташований на задній стінці зовні холодильника. «Перекачуване» тепло кілька разів перевершує витрачену енергію. Точно так само і ПКТН забирає тепло з природного (вода, ґрунт, повітря) або постійного техногенного джерела низькопотенційної теплоти і, витрачаючи деяку енергію на свою роботу, перетворює енергію низького потенціалу в теплову енергію середнього потенціалу, придатну для споживачів.

Існують різні варіанти класифікації теплових насосів.

ПКТН по агрегатному стану поновлюваного низькотемпературного джерела теплоти і середовища, що нагрівається, поділяються на типи:

- «вода-вода»,
- «повітря-вода»,
- «повітря-повітря»,
- «вода-повітря».

За типом використовуюваного компресорного обладнання:  
на спіральні, поршневі, гвинтові та турбокомпресорні;

По виду приводного двигуна на:

- електроприводні,
- з приводом від теплових двигунів (двигунів внутрішнього згоряння парових, газових або гідравлічних турбін);

по робочому тілу (хладону) на:

- низькотемпературні,
- середньотемпературні
- високотемпературні;

За ступенем герметичності сполуки з приводом на:

- герметичні,
- безсальникові,
- сальникові.

									Арк.
									4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Б142д 03.00.00.00 ПЗ				

За оперативними функціями ПТН можна розділити на чотири основні категорії [1]:

Теплові насоси мають широке застосування в опалюванні та кондиціонуванні приміщень:

Теплові насоси для опалення: Ці насоси використовуються для забезпечення комфортної температури в приміщенні. Вони замінюють котли та інші опалювальні системи, забезпечуючи ефективне опалення без проблем, пов'язаних з димовідводами і пожежною безпекою.

Теплові насоси для кондиціонування приміщень: Ці насоси працюють як в опалювальному, так і в холодильному режимах протягом усього року. Найпоширеніші серед них є реверсивні агрегати класу "повітря-повітря", які забезпечують як опалення, так і охолодження приміщень.

Інтегровані системи на основі теплових насосів: Ці системи використовуються для опалення, охолодження, гарячого водопостачання та навіть утилізації повітря, що відводиться.

Теплові насоси для гарячого водопостачання (ГВП): Ці насоси призначені для нагрівання води. Вони можуть використовувати як зовнішнє повітря, так і вентиляційне повітря як джерело тепла.

Моновалентні та бівалентні теплоджерела: Моновалентні теплоджерела повністю задовольняють потреби в опаленні та гарячому водопостачанні, тоді як бівалентні можуть працювати як самостійні джерела тепла або спільно з іншими системами.

Моновалентні теплоджерела повністю покривають річну потребу в опаленні та гарячому водопостачанні, включаючи сезонні, «пікові» теплові навантаження.

Теплові насоси в бівалентних теплоджерелах покривають від 50 до 70% річної потреби в тепловій енергії, але дозволяють істотно заощадити кошти на створення теплоджерела і отримати значну економію палива або електроенергії (порівняно з електрообігрівом). Пікове теплове навантаження

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		5

покривається за рахунок додаткових джерел опалення, найчастіше електричних, вугільних, газових або рідкопаливних котлів.

#### **Джерела відновлюваної низькопотенційної теплоти [4].**

Теплові, енергетичні та економічні характеристики теплових насосів істотно залежать від характеристик низькопотенційної теплоти, звідки ТН «черпають» тепло.

Ідеальне джерело тепла повинно підтримувати стабільно високу температуру протягом опалювального сезону, бути рясним і відновлюваним, не бути корозійно активним і забруднюючим, мати сприятливі теплофізичні характеристики і низькі експлуатаційні витрати. У більшості випадків низькопотенційна теплота є ключовим фактором, що визначає експлуатаційні характеристики ТН.

У табл. 2 наведені температурні показники, типові для найбільш поширених джерел тепла. Зовнішнє і відводиться з приміщень повітря, ґрунт (ґрунт) і підґрунтова вода являють собою джерела тепла, широко використовувані в невеликих системах на базі теплових насосів, тоді як морська, озерна і річкова вода, геотермальні джерела і ґрунтові води, що залягають на глибині нижче 20 м, застосовуються для систем великої потужності.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

Таблиця 1.1 – Температурний рівень, характерний для основних джерел тепла, що використовуються в системах на основі теплових насосів в режимі опалення.

Джерело тепла	Температурний діапазон, °С
Зовнішнє повітря	-10...+15
Використане вентиляційне повітря	+15...+25
Річкова/озерна вода	0...+10
Морська вода	+3...+8
Ґрунт	0...+10
Ґрунтові води	+10...+15
Геотермальні води	+20...+50

Дана робота теплового насоса присвячена використанню низькопотенційного джерела – води, тому розглянемо особливості схемного виконання та реалізації.

### Вода

Теплові насоси «вода-вода» використовують тепло підґрунтових (ґрунтових) вод, відкритих водойм або технологічної охолоджуючої води. Ґрунтові води є в багатьох місцях, вони мають досить стабільну температуру в діапазоні від 7 до 12 °С протягом усього року. На рис. 1.1 показана система з ТН «вода-вода» для підлогового опалення індивідуального будинку. У порівнянні з іншими низькотемпературними джерелами тепла, вода забезпечує найменшу різницю температур ( $T_k - T_0$ ) відповідно, найбільш високий коефіцієнт перетворення.

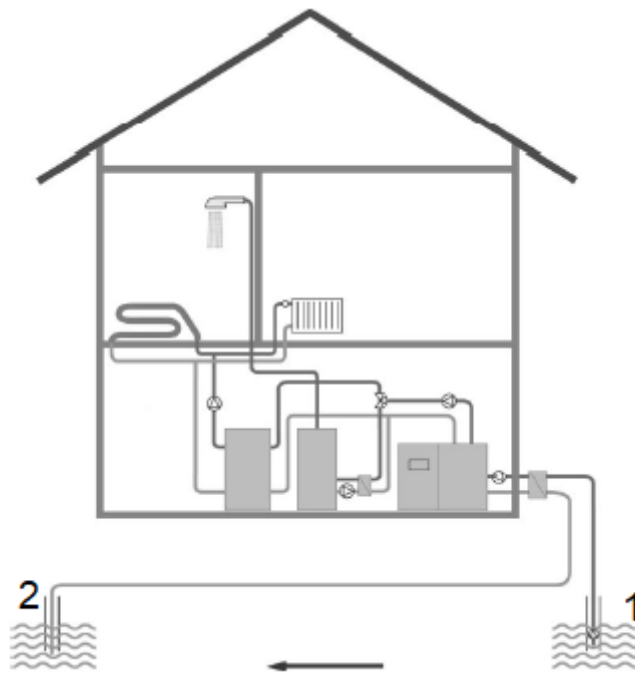


Рисунок 1.1 – Тепловий насос з водо-водяною модифікацією водозабірної (1) та поглинальною (2) свердловинами.

У водозабірних колодязях і свердловинах розміщуються одно- або багатоступінчасті водяні насоси, що подають воду в випарники ТН. Охолоджена вода з випарників повертається через водоприймальні колодязі і свердловини знову під землю. Забір і повернення води повинні здійснюватися в напрямку підземного руху ґрунтових вод з метою виключення «байпасування» потоку. Між водозабірними і нагнітальними пристроями повинна дотримуватися певна відстань, щоб виключити зниження температури води, що подається в ТН. Для невеликих обсягів подається води (одно- і двоквартирні житлові будинки) відстань між подає і приймальним колодязями має бути не менше 5 м. Водоприймальний колодязь повинен виконуватися таким чином, щоб точка виходу води перебувала нижче рівня ґрунтових вод. Ґрунтова вода, залежно від конструкції системи, початкової температури води, охолоджується у випарнику ПКТН максимально на 5° С. Для великих ТН необхідна витрата ґрунтових вод значно вище, тому глибина і діаметр свердловин більше. Кількість водоподаючих і водоприймальних



свердловин може бути від однієї до десятків. З метою виключення взаємного впливу, відстань між водозабірними і нагнітальними свердловинами має бути не менше 50-80 м, а відстань між однотипними свердловинами - не менше 30-50 м. Рекомендується виконувати свердловини реверсивними, тобто з можливістю перетворення водозабірної свердловини в нагнітальну через кожен рік експлуатації для очищення фільтрів, встановлених перед глибинними насосами, зворотним струмом води. Підвід і відведення ґрунтової води до теплового насосу повинні бути захищені від замерзання і прокладатися з ухилом до свердловини або до колодязя.

Великим недоліком теплових насосів, що працюють на ґрунтових водах, є висока вартість робіт з облаштування свердловин або колодязів, підводу і відведення низькопотенційної теплоти. Крім того, в залежності від якості ґрунтової води, потрібно вжити заходів щодо захисту системи забезпечення низькопотенційної теплоти від корозії і відкладень, особливо від оксидів заліза, мулу. Необхідно врахувати вимоги, часом дуже жорсткі, місцевих адміністрацій в питаннях організації стічних вод.

Річкова і озерна вода з теоретичної точки зору представляється досить привабливим джерелом тепла, але має один істотний недолік - надзвичайно низьку температуру в зимовий період (вона може опускатися до рівня трохи вище або практично впритул до  $0^{\circ}\text{C}$ ).

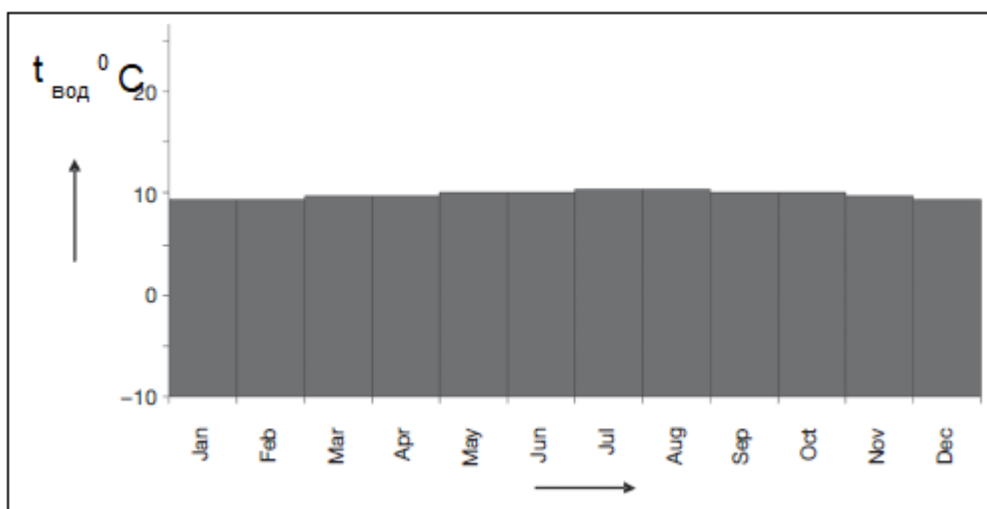


Рисунок 1.2 – Річна температура ґрунтової води

Як показано на рисунку 1.2, протягом року температури ґрунтової води залишається сталою величиною, що сприяє стабільній роботі ТН та можливості стабільного розрахунку теплопродуктивності.

Важливо тільки використовувати теплообмінники і насосні агрегати, стійкі до впливу корозії, і запобігати накопиченню відкладень органічного характеру у водозабірному трубопроводі, теплообмінниках, випарниках тощо [4].

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

## 2. Термодинамічний розрахунок циклу теплонасосної установки

### 2.1. Вихідні дані

Система гарячого водопостачання (ГВП) може бути автономною та з підключенням до центральної мережі у випадку поломки теплового насосу.

Робота енергоефективної системи ГВП регламентується у оптимальних з точки зору параметрів коефіцієнта перетворення енергії в температурному діапазоні від  $35^{\circ}\text{C}$  до  $55^{\circ}\text{C}$ . При безпосередній подачі мережевої води на конденсатор теплового насосу необхідно врахувати рівень недорекуперації  $5\dots 10^{\circ}\text{C}$ , що відповідає сучасному теплообмінному обладнанню.

Враховуючи, що в схемі передбачено використання бака, в якому збирається тепла стічна вода, відбувається додатковий підігрів холодної мережевої води з  $10$  до  $15^{\circ}\text{C}$ . Це дає змогу зменшити теплове навантаження на тепловий насос та зменшити затрати на привід компресора [2].

Для розрахунку ГВП необхідно визначити основні теплотехнічні параметри, що визначають термодинамічний розрахунок ТН:

- температура санітарної води на вході в систему ГВП  $t_{B0} = 10^{\circ}\text{C}$ ;
- температура санітарної води на виході з системи ГВП  $t_{B2} = 45^{\circ}\text{C}$ ;
- норма витрати води  $V_B = 30\text{л}/\text{особа}$ ;
- кількість осіб  $n = 5$  осіб;
- витрата води при прийомі ванни  $300\text{л}$  на всіх осіб;
- тривалість добового використання  $\tau = 8$  год;
- температура забору ґрунтової води  $t_{ГР1} = 15^{\circ}\text{C}$

### 2.2. Принципова схема системи гарячого водопостачання

Принципова схема системи гарячого водопостачання представлена на рисунку 2.1.

					Б142д 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		11

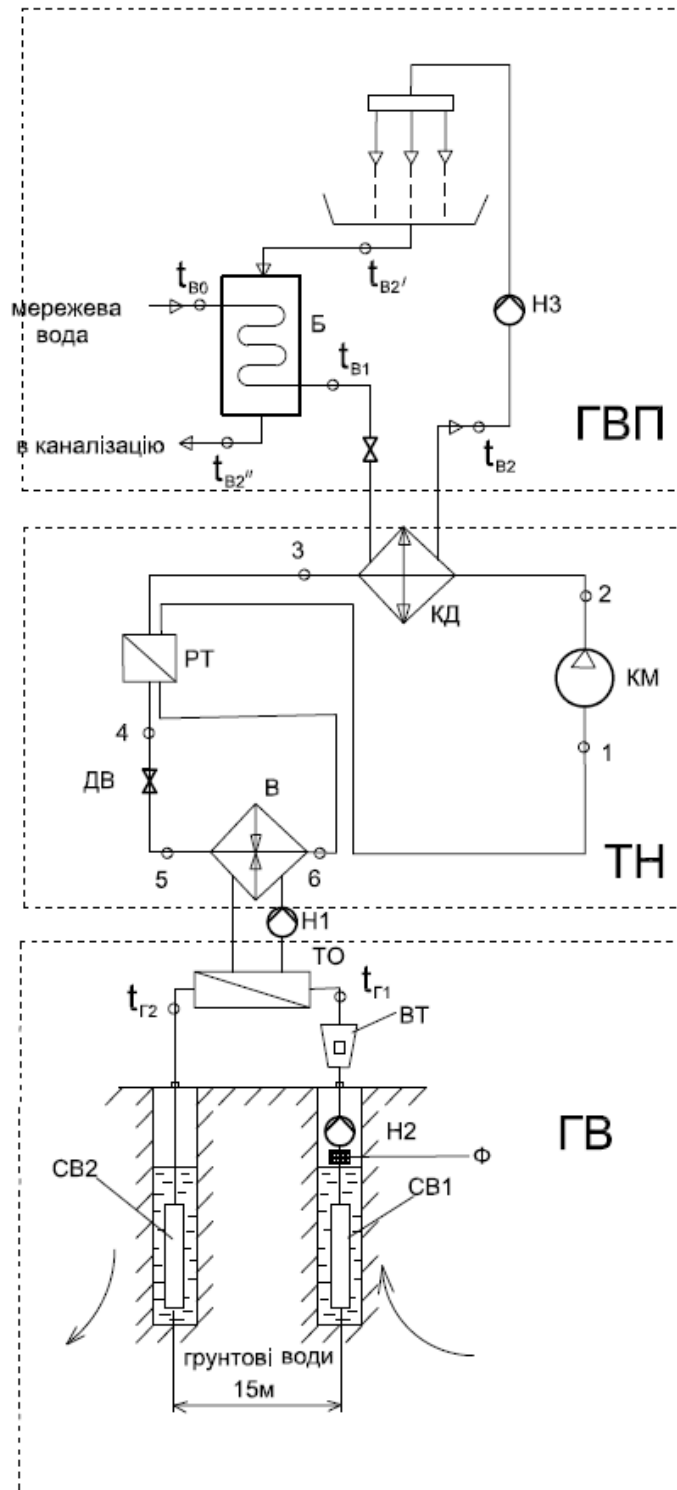


Рисунок 2.1 – Принципова схема системи гарячого водопостачання з використанням ґрунтових вод

Умовні позначення:

**Контур теплового насоса (ТН):**

*КМ* – компресор ТНУ;

*КД* – конденсатор;

*РТ* – регенеративний теплообмінник;

*ДВ* – дросельний вентиль;

**Контур ґрунтового колектора (ГК):**

СВ1– свердловина забору води,

СВ2–свердловина скидання води,

Н1–насос проміжного теплоносія,

Н2–насос ґрунтової води,

ВТ-витратомір,

Ф–фільтр для очистки води,

ТО–проміжний теплообмінник ґрунтової води,

**Контур споживача гарячого водопостачання (ГВП):**

Б-бак-накопичувач мережевої води,

НЗ–насос мережевої води,

**Принцип роботи теплонасосної установки, зображеної на рисунку 2.1, наступний:** ґрунтова вода з забірної свердловини СВ1 насосом Н2 перекачується в проміжний теплообмінник ТО, де відбирається тепло за рахунок теплообміну та відпрацьована вода скидається в свердловину скидання СВ2. Відстань між свердловиною забору та свердловиною скидання води має бути не менше 15 м для виключення взаємного впливу теплообміну. Проміжний теплообмінник ТО в схемі теплового насосу використовується як засіб захисту вартісного випарника теплового насосу від забруднень ґрунтової води. Для очищення ґрунтової води, що подається в тепловий насос також передбачений фільтр, який має обмежений термін служби і має очищатись чи замінюватись не рідше ніж один раз на 2 роки.

Випарник (В) є складовим елементом контуру теплового насосу, за рахунок виконання циклу теплонасосної установки у випарнику відбирається тепло і передається за рахунок виконання циклу на більш високий

									Арк.
									13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Б142д 03.00.00.00 ПЗ				

температурний рівень у конденсатор. В компресорі КМ відбувається стиснення холодильного агенту, за рахунок чого підвищується його температура, далі холодильний агент конденсується в конденсаторі КД і подається в регенеративний теплообмінник РТ, де відбувається подальше охолодження агенту. Дроселювання холодильного агенту відбувається у дросельному вентилі ДР, за рахунок різкого зменшення тиску, зменшується температура. Далі цикл замикається та повторюється по тим же характерним точкам.

З іншої сторони в конденсатор КД з контуру гарячого водопостачання ГВП надходить мережева вода з системи централізованого водопостачання з параметрами  $t_{B0}$ . Для підвищення ефективності теплового насосу та зменшення навантаження на нього, мережева вода проходить бак-накопичувач Б попередньо підігрівається за рахунок температури води стічної каналізації. Мережева вода прокачується в системі насосом НЗ. Далі вода з параметрами  $t_{B1}$  надходить в конденсатор, де нагрівається до параметрів температури  $t_{B2}$ . Відпрацьована вода виходить з системи ГВП за параметрами  $t_{B2'}$ , а виходить у каналізацію з найменшим потенціалом до використання з температурою  $t_{B2''}$ .

Теплонасосна установка, для підвищення ефективності роботи, що в загальному результаті характеризується величиною коефіцієнта перетворення енергії (COP) передбачає наступну реалізацію схемного виконання:

- 1) попередній підігрів мережевої води, що надходить в конденсатор за рахунок теплообміну у баку-накопичувачі. Температурний рівень підігріву води  $\Delta t = 5^{\circ}C$  – з 10 до  $15^{\circ}C$  ;
- 2) Реалізація виконання бака-накопичувача дозволяє вирівняти пікові навантаження зранку та ввечері. Коли йде найбільше споживання води та в нічний час, в моменті найбільшого простою без використання ГВП.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		14

**Розрахунок та побудова теплового насоса передбачає наступний алгоритм:**

1. Розрахунок термодинамічного циклу теплового насосу;
  - 1.1 Розрахунок теплового навантаження вузла конденсатора;
  - 1.2 Розрахунок теплового навантаження вузла випарника;
  - 1.3 Розрахунок термодинамічного циклу та віднаходження теплових параметрів основного обладнання;
  - 1.4 Визначення коефіцієнта перетворення (COP);
2. Знаходження інтегральний параметрів теплового насоса та підбір компресорного обладнання по спеціальним каталогам;
3. Вибір типу конденсатора та його конструктивний розрахунок;
4. Підбір насосу для подачі води в систему ГВП, вибір насосу для забезпечення роботи свердловин ґрунтової води, розрахунок інтегральних параметрів бака-акумулятора.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		15

## 2.2 Розрахунок конденсаторного вузла

Вузол конденсатора теплонасосної установки представлено на рисунку 2.2.

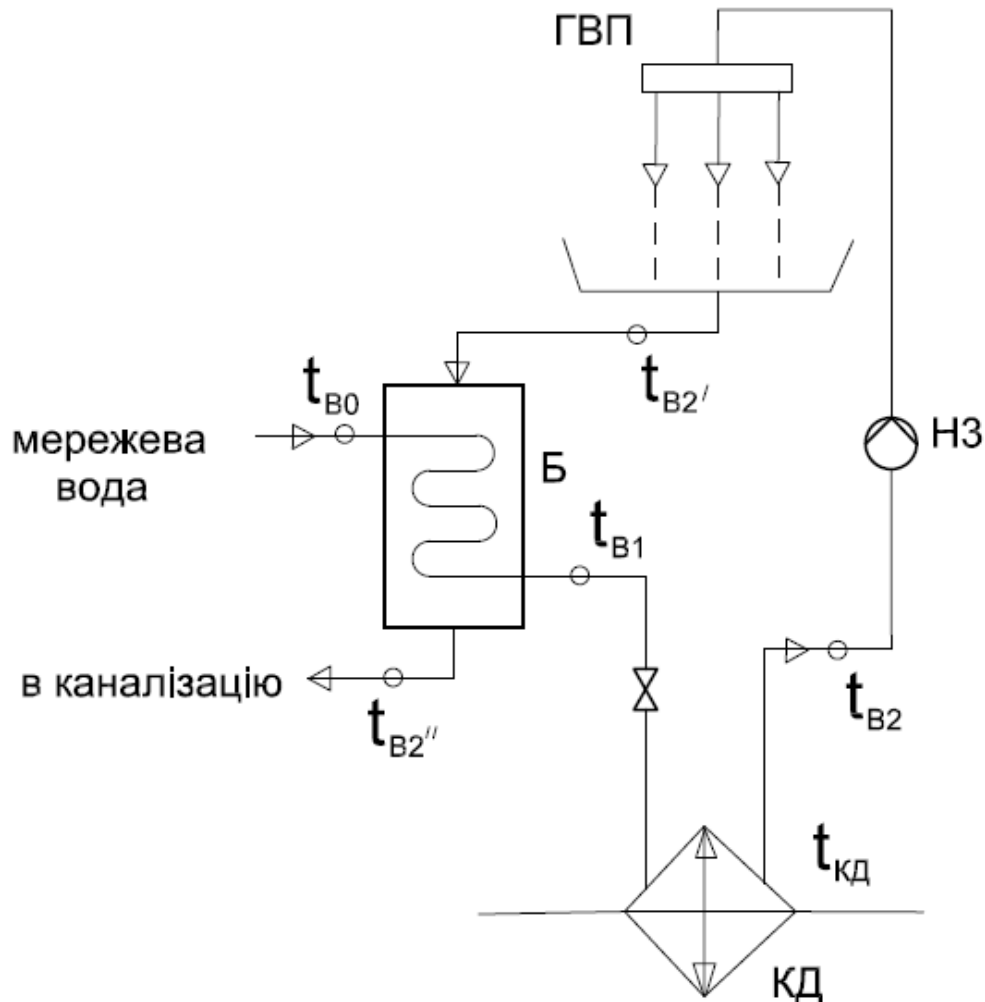


Рисунок 2.2 – Конденсаторний вузол теплонасосної установки

Температура мережевої води на вході в бак-накопичувач  $t_{B0} = 10^{\circ}C$ . За рахунок додаткового догрівання в баку, мережева вода нагрівається до температури  $t_{B1} = 15^{\circ}C$ :

$$t_{B1} = t_{B0} + \Delta t = 10 + 5 = 15^{\circ}C$$



В систему подачі гарячої води до споживача вода подається з температурою  $t_{B1} = 15^{\circ}C$  та підігрівається у конденсаторі до  $t_{B2} = 45^{\circ}C$ , що регламентується вимогами санітарних норм.

Враховуючи недорукерацію  $\Delta t_{\text{недорек}} = 5^{\circ}C$  в теплообмінному конденсаторі прийнята температура конденсації складає  $t_K = 50^{\circ}C$ , характерний розподіл температури по поверхні теплообміну зображено на рисунку 2.3.

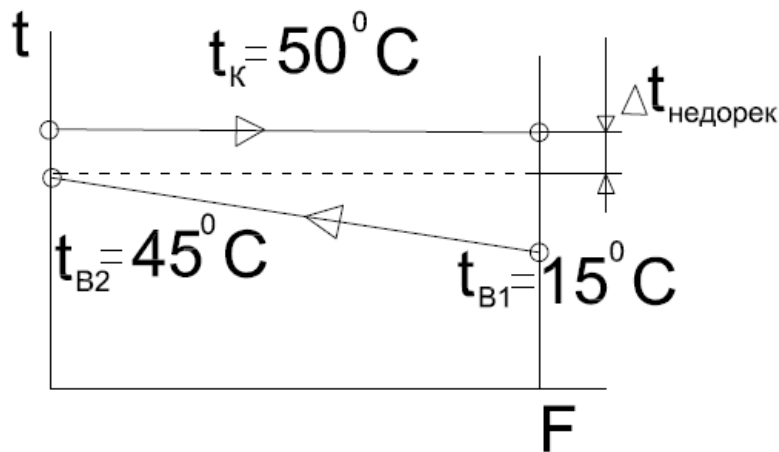


Рисунок 2.3 – Розподіл температури по поверхні теплообміну в конденсаторі

Наступним кроком при розрахунку конденсатора є визначення теплового навантаження, що виходить з потреб системи гарячого водопостачання для споживача.

Теплове навантаження на конденсатор

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

де  $m_B$  – масова витрата мережевої води, кг/с

$c_p$  – середньомасова ізобарна теплоємність води при середній визначальній температурі,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Середня визначальна температура:

$$\bar{t} = \frac{\left(\frac{t_{B1} + t_{B2}}{2}\right) + t_K}{2} = \frac{\left(\frac{15 + 45}{2}\right) + 50}{2} = 40^{\circ}C$$

Масова витрата мережевої води для споживача:

$$m_B = \frac{(V_B \cdot n + 300) \cdot 3600}{\rho_B \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{(30 \cdot 5 + 300) \cdot 3600}{992,2 \cdot 8 \cdot 1000} = 0,2 \frac{кг}{с}$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{Q}_T = 0,2 \cdot 4,174(45 - 15) = 25 \text{ кВт}$$

На значенні параметру теплового навантаження базуються подальші розрахунки циклу теплового насосу, теплообмінного та допоміжного обладнання.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18



Проміжний теплообмінник необхідний для того, щоб захистити випарник теплового насосу від забруднення ґрунтовою водою, що містить різні домішки.

Температурний рівень у проміжному контурі на вході в випарник з врахуванням недорукепарації складає  $t_{\text{ПР1}} = t_{\text{ГР2}} - 3^{\circ} = 10 - 3 = 7^{\circ}\text{C}$

У випарнику необхідно передбачити зменшення температури мінімум на  $5^{\circ}\text{C}$ . Таким чином, температура робочої рідини в проміжному контурі складає:

$$t_{\text{ПР2}} = t_{\text{ПР1}} - 5^{\circ} = 7 - 5 = 2^{\circ}\text{C}.$$

Розподіл температури за поверхнею теплообміну в проміжному теплообміннику представлено на рисунку 2.5.

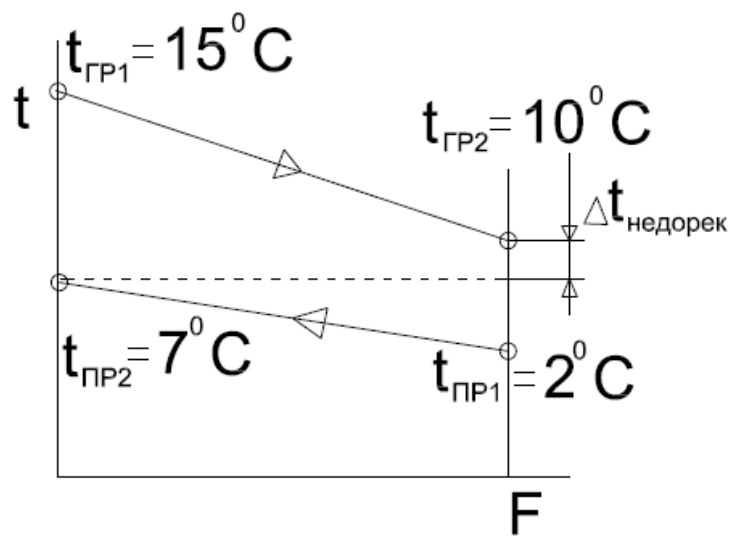


Рисунок 2.5 – Розподіл температури по поверхні теплообміну в проміжному теплообміннику

Беручи до уваги, що температура робочої рідини у проміжному контурі близька до точки замерзання води, необхідно передбачити заміну її на етиленгліколь. Температура замерзання *етиленгліколю* складає  $-15^{\circ}\text{C}$ , що достатньо для нормальної роботи випарника.

Розподіл температури за поверхнею теплообміну у випарнику представлено на рисунку 2.6.

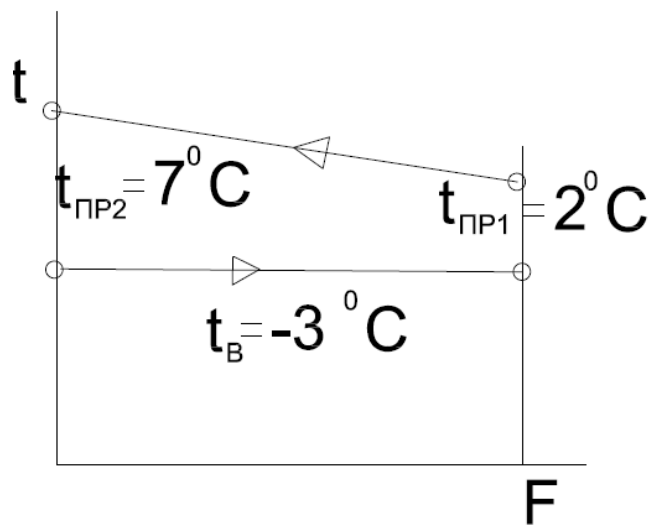


Рисунок 2.6 – Розподіл температури по поверхні теплообміну в випарнику

Визначення температури випаровування у випарнику:

$$t_B = t_{ПР2} - 5^0 = 2 - 5 = -3^0 C$$

Послідуючі розрахунки спрямовані на визначення теплового навантаження на випарник та розрахункової продуктивності насосу ґрунтової води.

## 2.4 Розрахунок циклу теплового насосу

Розрахунок циклу ТН проводимо для схеми одноступеневої фреонової машини з парокompресійним компресором та з регенеративним теплообмінником.

*Вихідні дані:*

Теплове навантаження	$\dot{Q}_T = 25 \text{ кВт}$
Система гарячого водопостачання	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 випаровування у випарнику	$t_B = -3 \text{ }^\circ\text{C}$
Утилізоване середовище	Грунтова вода

Термодинамічний цикл ТН зображено на рисунку 2.7.

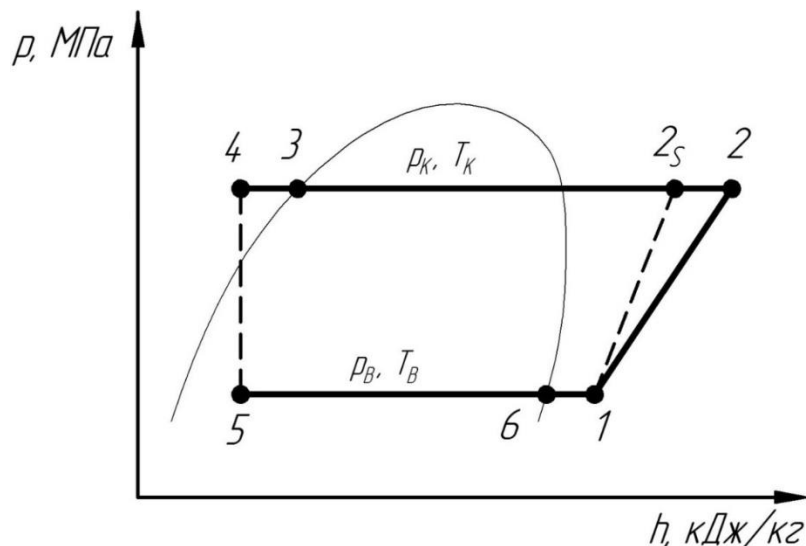


Рисунок 2.7 – Цикл одноступеневої ТН з регенеративний теплообмінником в  $p, h$ -координатах

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

Для побудови циклу використовуємо програмний комплекс CoolPack, зображення побудованого циклу представлено на рисунку 2.8

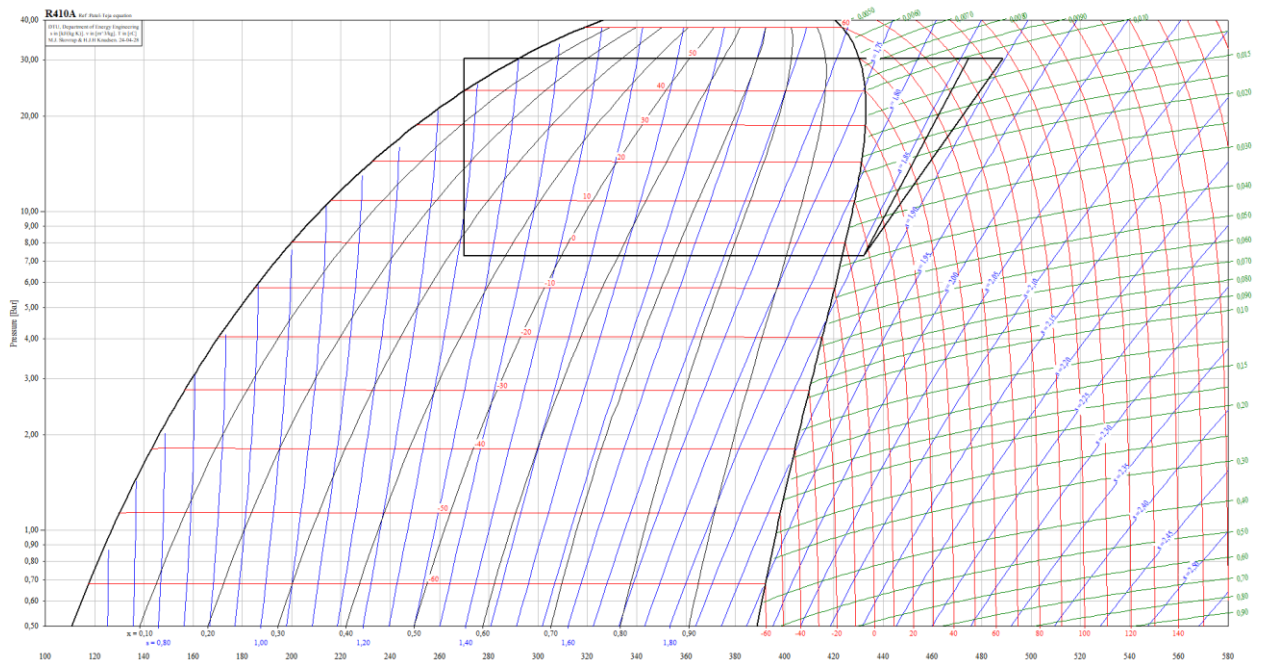


Рисунок 2.8 – Розрахунок характерних точок циклу в CoolPack.

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	7	84	97	50	40	-3	-3
$h$ , кДж/кг	432	474	489	292	270	270	423

Ентальпія 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.

$$h_2 = 432 + \frac{474 - 432}{0,75} = 489 \text{ кДж/кг}$$

Питоме навантаження на конденсатор:

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

$$q_{кд} = 489 - 292 = 197 \text{ кДж/кг}$$

Питоме навантаження на випарник:

$$q_B = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг}.$$

$$q_B = 423 - 270 = 153 \text{ кДж/кг}$$

Питоме навантаження на регенеративний теплообмінник:

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

$$q_{PT} = 432 - 423 = 9 \text{ кДж/кг}$$

Питома адіабатна робота компресора:

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

$$l_s = 474 - 432 = 42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома дійсна робота компресора:

$$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}.$$

$$l = 489 - 432 = 57 \text{ кДж/кг}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

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

Масова продуктивність холодильного агенту:

					Б142д 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



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

$$m_a = \frac{25}{197} = 0,13 \text{ кг/с}$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

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

$$Q_{РТ} = 9 \cdot 0,13 = 1,17 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = m_a \cdot q_B, \text{ кВт}.$$

$$Q_B = 0,13 \cdot 153 = 20,4 \text{ кВт}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_S = m_a \cdot l_S, \text{ кВт}.$$

$$N_S = 0,13 \cdot 42 = 5,46 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

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

$$N_e = 0,13(489 - 432) = 7,4 \text{ кВт}$$

Споживана потужність приводного двигуна:

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

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

$$N_{np} = \frac{7,4}{0,99 \cdot 0,85} = 8,8 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ:

					Б142д 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		25

$$COP = \frac{Q_{кД}}{N_{np}}$$

$$COP = \frac{25}{8,8} = 2,9$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ, що працює за циклом Карно:

$$COP_{id} = \frac{T_K}{T_K - T_B}$$

$$COP_{id} = \frac{323}{323 - 270} = 6,4$$

Коефіцієнт корисної дії ТНУ:

$$\eta_t = \frac{COP}{COP_{id}}$$

$$\eta_t = \frac{2,9}{6,4} = 0,46$$

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

Розраховані дані заносимо до таблиці 2.2

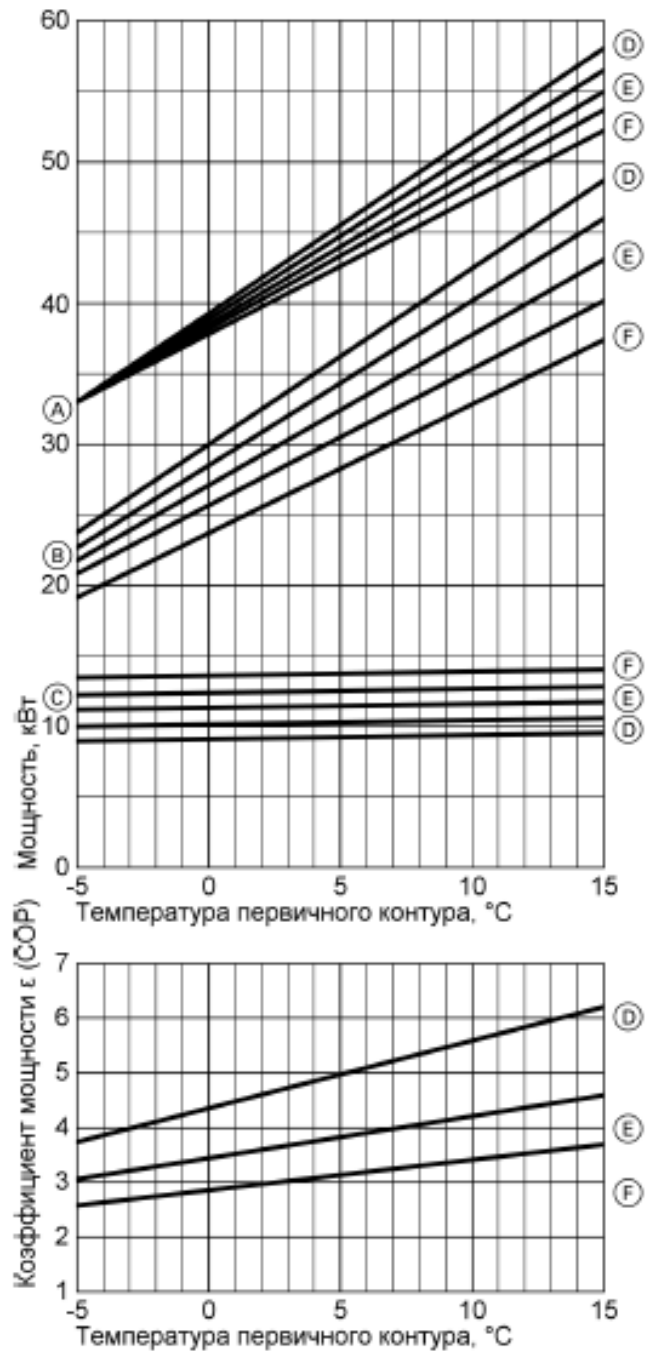
Таблиця 2.2

№	Назва параметру	Значення
1	Теплопродуктивність ТН	25 кВт
2	Масова продуктивність холодильного агенту	0,13 кг/с
3	Теплове навантаження на випарник	20,4 кВт
4	Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник	1,17 кВт
5	Адіабатна потужність компресора	5,46 кВт
6	Ефективна потужність компресора	7,4 кВт
7	Споживана потужність приводного двигуна	8,8 кВт
8	Коефіцієнт перетворення ТН	2,9
9	Коефіцієнт перетворення ідеальної ТН	6,4
10	Коефіцієнт корисної дії ТНУ	0,46

У відповідності до розрахункових даних підбираємо тепловий насос типу розсіл-вода, що має забезпечити розрахунковий режим роботи.

За каталогами визначаємо тепловий насос фірми Viessmann Vitocal300 модифікації розсіл-вода WW240 [6].

Робочі характеристики представлено на рисунку 2.9.



- Ⓐ Тепловая мощность
- Ⓑ Холодопроизводительность
- Ⓒ Потребляемая электрическая мощность
- Ⓓ  $T_{HV} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ⓔ  $T_{HV} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Ⓕ  $T_{HV} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.4 – Характеристики теплового насоса фирмы Viessmann Vitocal300 модифікації розсіл-вода WW240

З робочих характеристик випливає, що при температурі розсолу у випарнику  $-3^{\circ}\text{C}$  та температурі води, яка подається в систему ГВС  $+45^{\circ}\text{C}$ , теплове навантаження складає  $35\text{кВт}$  при необхідному  $25\text{кВт}$ . Холодопродуктивність –  $25\text{кВт}$ , при необхідній  $20,4\text{кВт}$ , споживана потужність компресора –  $10\text{кВт}$ , при необхідній  $7,4\text{кВт}$ . Тобто, **запас ефективної та теплової потужності обраного теплового насосу складає більше ніж 25%, що достатньо для забезпечення заданого режиму роботи по параметрам споживача та реалізації пікових добових навантажень.**

## 2.5 Підбір насосу ґрунтової води в свердловині

Для забезпечення безперебійної подачі води зі свердловин до теплообмінника необхідно підібрати насос ґрунтової води, що забезпечує задану продуктивність.

Масова продуктивність насоса з рівняння енергобалансу:

$$Q_B = Q_{TO} = m_B c_{PB} \Delta t_B$$

$$m_B = \frac{Q_B}{c_{PB} \Delta t_B},$$

де  $\Delta t_B = 5^{\circ}\text{C}$  - перепад температур в теплообміннику

$c_{PB} = 4,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  - ізобарна теплоємність води при середній визначальній

температурі  $5^{\circ}\text{C}$ .

Продуктивність

$$m_B = \frac{20,4}{4,2 \cdot 5} = 0,97 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Об'ємна продуктивність насоса:

$$V_B = \frac{m_B}{\rho_B} = \frac{0,97}{999,8} = 9,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,97 \frac{\text{л}}{\text{с}} = 3384 \frac{\text{л}}{\text{год}},$$

де  $\rho_B = 999,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина води при розрахунковій температурі

						Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Б142д 03.00.00.00 ПЗ	

За каталогами підбираємо відцентровий свердловинний насос Aquatica (Dongyin) 777092

Характеристики насосу:

Принцип дії: відцентровий

Зовнішній діаметр: 8 см

Потужність: 0,75 кВт

Показник продуктивності: 90 л/хв

Висота напору: 62 м

Величина напруги: 220V-240V,

Захист класу IP68

Ізоляційна класність: F

Потужність: 1кВт

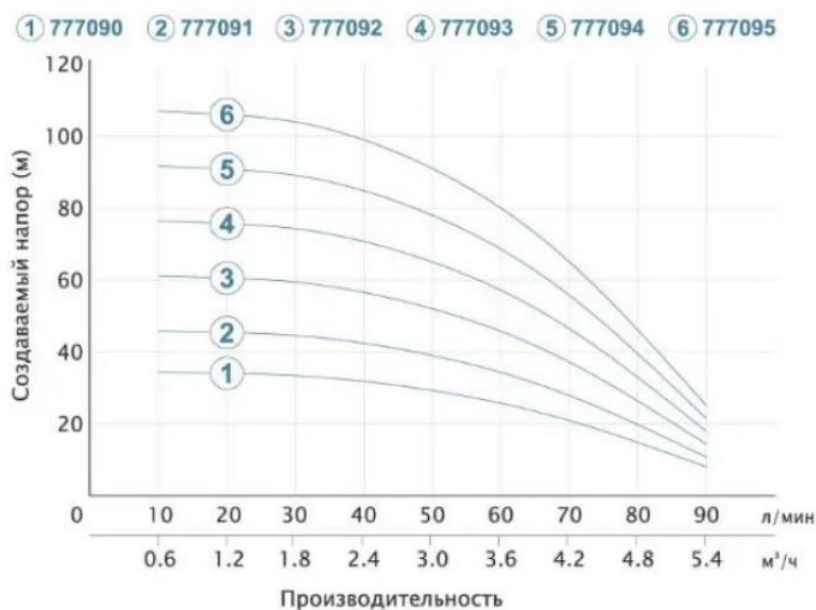


Рисунок 2.5 – Характеристика свердловинного насосу Aquatica (Dongyin) 777092

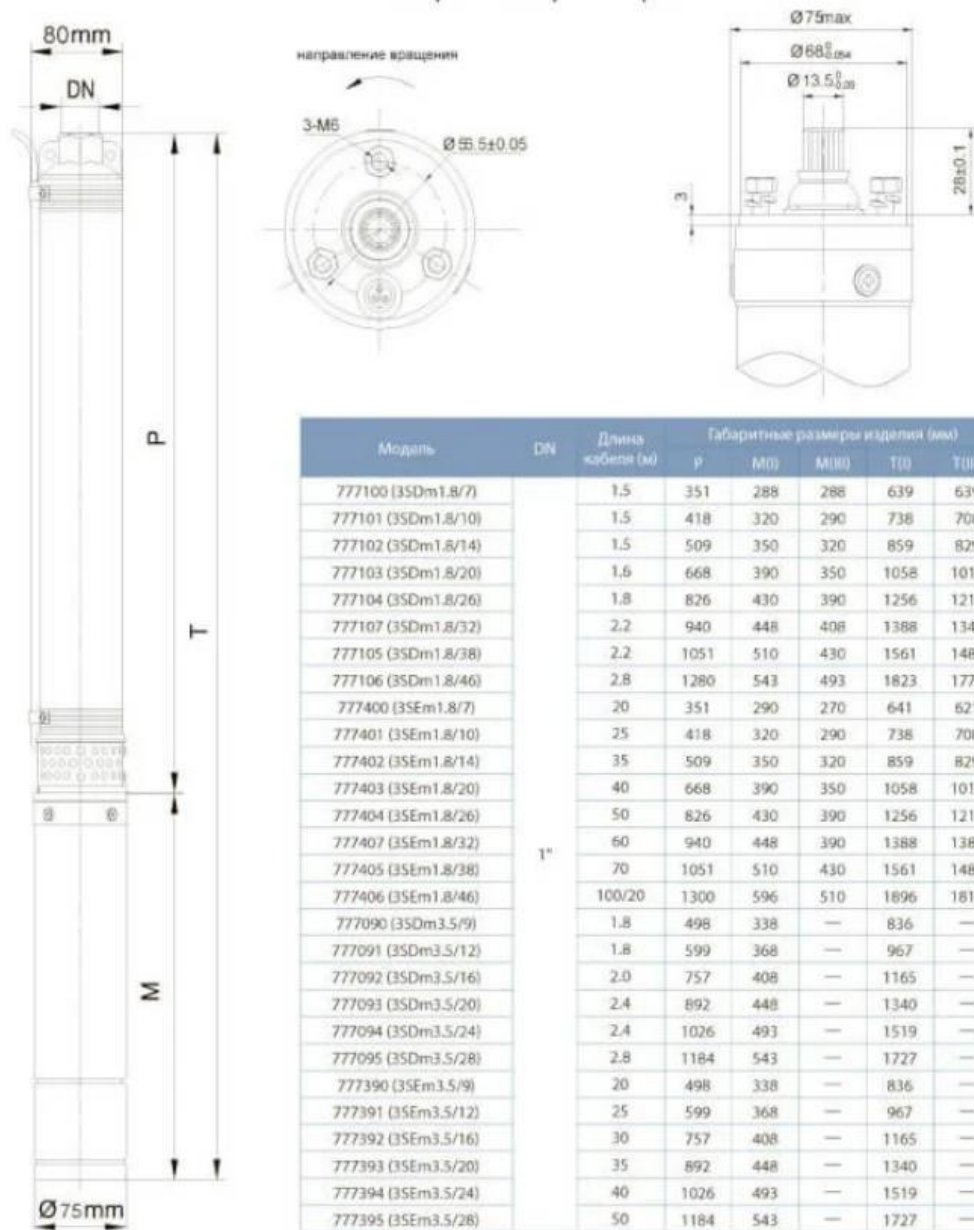


Рисунок 2.6 – Габаритні розміри свердловинного насосу Aquatica (Dongyin) 777092

## 2.6 Підбір бака-накопичувача мережевої води

В системі контуру конденсатора передбачено попередній підігрів мережевої води з температури +10<sup>0</sup>С до температури +15<sup>0</sup>С.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Для забезпечення накопичення та підігріву води розраховуємо бак-накопичувач зі змійовиковим теплообмінником.

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

Для забезпечення мінімальної потреби у накопиченому тепловому потоці та зменшення пікових навантажень необхідно передбачити об'єм баку не менше 300 л. В бак-накопичувачі передбачити теплову ізоляцію корпусу від втрати тепла робочого середовища, а також впускні та випускні колектори з клапаном аварійного скидання тиску для захисту від руйнування.

Задаємось габаритами баку, а саме: висота – 1300 мм, ширина з врахуванням теплової ізоляції – 700 мм. Теплова ізоляція виконана з пінопласту товщиною 100мм, що має забезпечити надійну теплову ізоляції при розташуванні всередині приміщення.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		32



## 2.7. Розрахунок конденсатора теплового насосу

### 2.7.1 Узагальнюючі показники

У якості конденсатора пари холодоагенту в тепловому насосі прийнято конструкцію апарату пластинчастого типу [7-8].

Пластинчасті теплообмінні апарати відрізняються своєю конструкцією, що сприяє ефективному теплообміну між робочими середовищами. Основною складовою цих апаратів є пластини, які мають різні форми і профілі поверхні для підвищення ефективності теплообміну.

Робоче середовище протікає між паралельними пластинами тонким шаром, що сприяє інтенсивному теплообміну. Між суміжними пластинами утворюється невеликий зазор, який утворює канали для робочого середовища. Ці канали дозволяють робочому середовищу піддається нагріванню або охолодженню, залежно від конкретних умов використання теплообмінника.

Форма і конструкція пластин можуть бути дуже різноманітними. Вони можуть бути плоскими або мати складені форми з різними профілями поверхні. Це дозволяє адаптувати теплообмінний апарат до конкретних потреб і умов експлуатації.

Найпростіші теплообмінники складаються з трьох пластин, які утворюють два канали для робочих середовищ. Один канал призначений для гарячого робочого середовища, а інший - для холодного. Така конструкція забезпечує ефективний теплообмін між двома середовищами і дозволяє досягти бажаної температури обох (рисунок 2.9).

					Б142д 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33



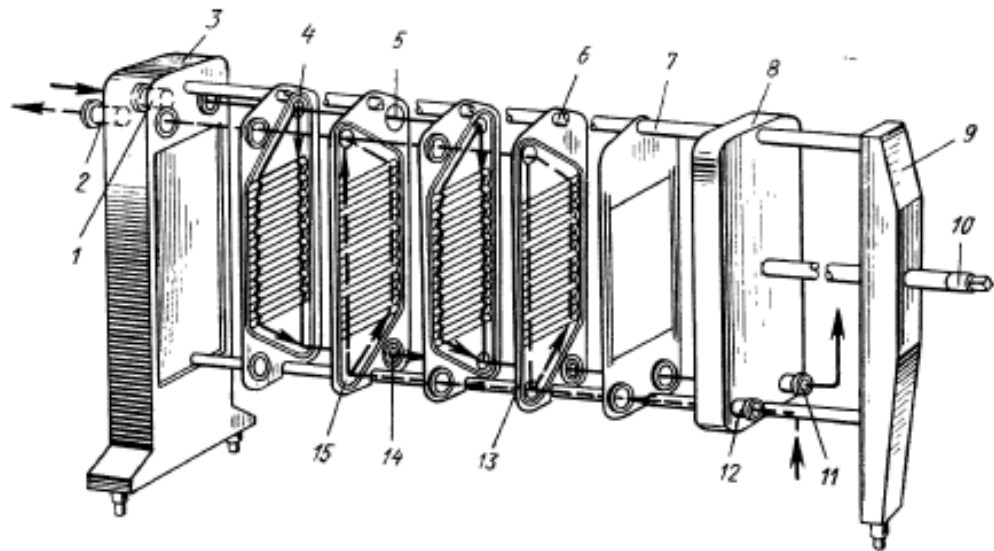


Рисунок 2.10 – Схема пластинчастого теплообмінника

1, 2, 11, 12 - штуцера; 3 - передня стійка; 4 - верхній кутовий отвір, про - кільцева гумова прокладка; 6 - гранична пластина; 7 - штату, 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.

Прокладки на кожній пластині теплообмінника мають два призначення:

а) Велика гумова кільцева прокладка розташована на лицьовій стороні пластини і обмежує канал для робочого середовища. Вона також охоплює два кутові отвори на пластині, через які робоче середовище входить у міжпластинний канал і виходить з нього.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Б142д 03.00.00.00 ПЗ

Арк.

35

б) Дві малі гумові прокладки ізолюють два інших отвори на пластині і створюють транзитний прохід для другого робочого середовища.

Ці прокладки герметично ущільнюють пластини і забезпечують правильний напрямок руху робочих середовищ через теплообмінник, дозволяючи ефективно виконувати процес теплообміну.

Наступний прогрес у вдосконаленні конструкції пластин виражався в наступному:

а) удосконалення профілю поверхні пластин з метою підвищення ефективності тепловіддачі та зменшення гідравлічних опорів;

б) підвищення жорсткості тонкої штампованої пластини і пакета пластин в цілому шляхом створення на поверхні елетов, що забезпечують взаємну опору пластин по множині рівномірно розташованих точок;

в) підвищення корозійної стійкості та довговічності пластин та прокладок шляхом освоєння листового штампування багатьох марок металів та застосування нових марок гум та гумоазбестових матеріалів;

г) підвищення технологічності конструкції з поступовою відмовою від зварювання та переходом на цільноштамповані конструкції з тонкого листа;

д) збільшення одиничних розмірів гофрованої пластини від 0,2 м2 наприкінці сорокових років до 1.2 м2 наприкінці шістдесятих років, що було зумовлено необхідністю створення великих апаратів.

Схема пластин теплообмінника представлена на рисунку 2.11.

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.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

Система ущільнювальних прокладок розбірного пластинчастого теплообмінника побудована так, що після збирання та стиснення пластин в апараті утворюються дві системи герметичних каналів, ізольованих одна від одної металевою стінкою та прокладками: одна для гарячого робочого середовища, інша для холодної. Одна з цих систем складається з непарних каналів між пластинами, а інша з парних, завдяки чому потоки гарячої та холодної робочих середовищ чергуються. Обидві системи міжпластинних каналів з'єднуються зі своїми колекторами і далі зі штуцерами для входу та виходу робочих середовищ на плитах.

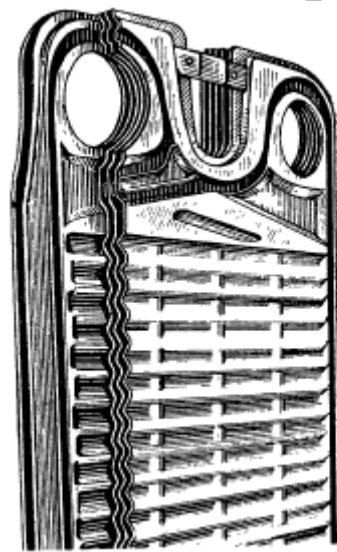


Рисунок 2.11 – Пластины теплообмінника

Зображеною перспективною схемою руху робочих середовищ через теплообмінник із п'яти пластин відповідає умовна плоска схема, показана на рис. 2.12.



## 2.7.2 Тепловий та конструктивний розрахунок пластинчастого конденсатору

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

Вихідні дані для розрахунку:

Канали холодоагента				Канали води	
Фреон	$\dot{Q}_{кд}$ , кВт	$t_k$ , °C	$t_2$ , °C	$t_{1w}$ , °C	$t_{2w}$ , °C
R410a	25,0	50	92	15	45

Визначення термічних і теплофізичних параметрів робочих середовищ за діаграмою, представленою на рисунку 2.14.

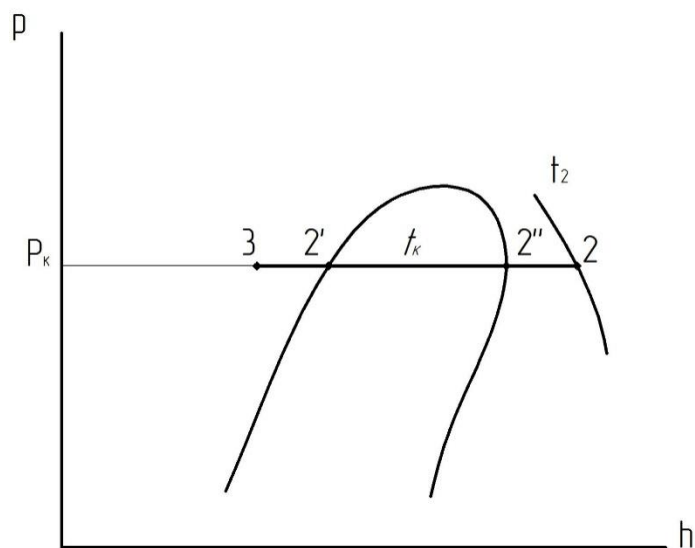


Рисунок 2.14 –Зображення процесу на p,h-діаграмі

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Б142д 03.00.00.00 ПЗ

Арк.

39

1) За температурою  $t_k$  визначаємо наступні параметри холодильного агенту R410a:

$$v_2' = 0,8714 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; v_2'' = 0,0101 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; h_2' = 256,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_2'' = 427 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_2' = 1,8818 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; s_2'' = 1,7047 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; r_k = 157 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

По  $p_k$  і  $t_2$ :  $v_2 = 0,012 \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}; h_2 = 484,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_2 = 1,811 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Для R410a по  $t_3$ :

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

$$\text{Pr}_3 = 2,14; h_3 = 258 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_3 = 1,243 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \nu_3 = 1,025 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

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:

$$G_w = \frac{Q_{кд}}{c_{p,w} \cdot \Delta t_w} = \frac{25}{4,174 \cdot (45 - 15)} = 0,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

- Об'ємна витрата води:

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{0,21}{995,7} = 2,1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

										Арк.
										40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Б142д 03.00.00.00 ПЗ					



#### 4) Вибір параметрів каналів

Площа поверхні пластини

$$f_1 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{2,1 \cdot 10^{-4}}{0,4 \cdot 1} = 0,000525 \text{ м}^2$$

$$f_2 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{2,1 \cdot 10^{-4}}{0,4 \cdot 2} = 0,000262 \text{ м}^2$$

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

Приймаємо параметри пластин зі стандартного ряду у відповідності [8]

Таблиця 2.3 – Характеристики пластини ПР-0,3

Характеристики	Значення
Габаритні розміри пластин, мм: довжина ширина	1370 300
Товщина стінки $\delta_{ст}$ , м	0,001
Маса, кг	3,2
Поверхня теплообміну $f_{пл}$ , м <sup>2</sup>	0,2
Площа поперечного перерізу 1 каналу $f$ , м <sup>2</sup>	0,0011
Відстань між стінками пластини, м	0,005
Крок гофр, мм: вздовж потоку за нормаллю до гофр	20,8 18
Число гофр на пластині	50
Еквівалентний діаметр $d_{екв}$ , м	0,008
Приведена довжина $L_{пр}$ , м	0,7
Кут нахилу гофр до вертикальної вісі симетрії, °	60

Характеристики	Значення
Матеріал:	
корпус	Ст20
Пластина	Сталь 09Г2С
прокладка	Витон

Повторний розрахунок для уточнення.

5) Швидкість потоку води

$$w_w = \frac{\dot{V}_w}{f \cdot z_w} = \frac{2,1 \cdot 10^{-4}}{0,0011 \cdot 1} = 0,2 \text{ м / с}$$

6) Число Рейнольдса по стороні води

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{екв}}{\nu_w} = \frac{0,2 \cdot 0,008}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1987,6$$

7) Критерій Нусельта по стороні води

$$Nu_w = 0,1 \cdot Re_w^{0,73} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_w}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,1 \cdot 1987^{0,73} \cdot 0,542^{0,43} \cdot 1,05^{0,25} = 20,6$$

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

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{екв}} = \frac{20,6 \cdot 0,612}{0,008} = 1577,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

9) Коефіцієнт теплопередачі

						Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Б142д 03.00.00.00 ПЗ	

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_M + R_{загр}} = \frac{1}{\frac{1}{1577,7} + \frac{0,5}{60} + 3,6 \cdot 10^{-4} + 5,7 \cdot 10^{-5}} =$$

$$= 106,6 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

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

10) Середня логарифмічна температура

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

11) Густина теплового потоку зі сторони води

$$q_{F_w} = k_w \cdot (\Theta_{\kappa\delta} - \Theta_R) = 106,6(12,33 - \Theta_R)$$

12) Густина теплового потоку зі сторони холодоагенту

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

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

$r_{\kappa} = 157 \frac{кДж}{кг}$  - питома масова теплота конденсації холодильного агента;

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

$$(q_{F_R})^{\circ} = A^{\circ} \cdot \Theta_R^{0,75} = 1118,9 \cdot \Theta_R^{0,75}, \text{ де}$$

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

$$= 1,15 \left[ \frac{9,81 \cdot 157 \cdot 10^3 \cdot 1188 \cdot 0,082^3}{1,025 \cdot 10^{-7} \cdot 1,12} \right]^{0,25} = 1118,9$$

Розв'яжемо систему рівнянь графоаналітичним методом:

$$\begin{cases} (q_F)_R^\circ = 1118,9 \cdot \Theta_R^{0,75} \\ (q_F)_w = 106,6 \cdot (12,33 - \Theta_R) \end{cases} \rightarrow \Theta_R = 7,2^\circ C$$

$$(q_F)_R^\circ = 1118 \cdot 7,2^{0,75} = 4917,2 \frac{Bm}{M^2} \text{ - питомий тепловий потік по воді}$$

$$(q_F)_w = 106,6 \cdot (12,33 - 7,2) = 546,49 \frac{Bm}{M^2} \text{ - питомий тепловий потік по}$$

ХОЛОДИЛЬНОМУ АГЕНТУ

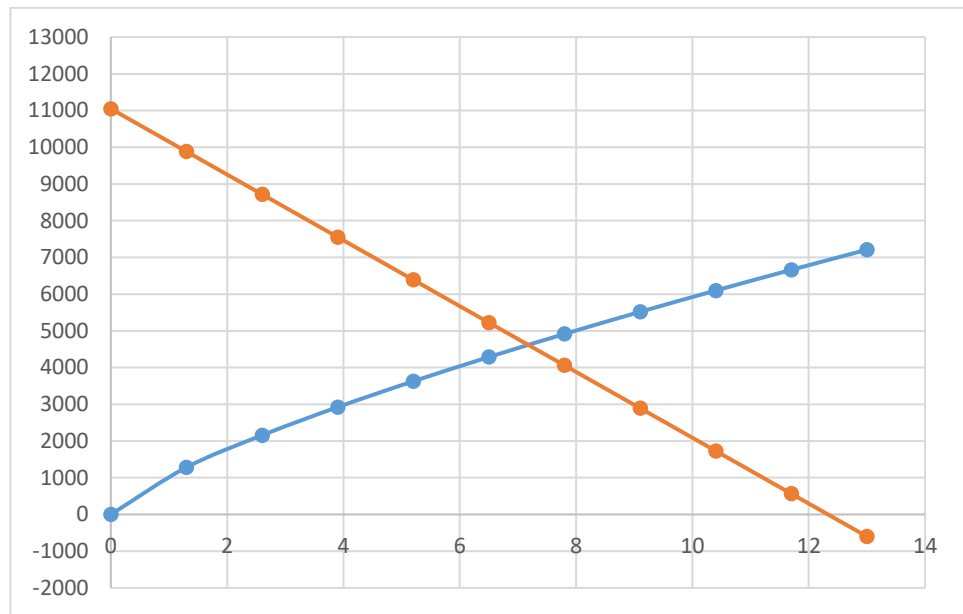


Рисунок 2.15 –Графік залежності  $(q_F)_R^\circ = f(\Theta_R)$

Температура стінки

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

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата



7) Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{\kappa\delta}}{h_2 - h_3} = \frac{25}{489 - 292} = 0,12 \text{ кг / с}$$

8) Перерахунок після визначення уточненої масової витрати:

$$w_n = \frac{\dot{m}_R \cdot v_2^2}{f \cdot Z_R^\circ} = \frac{0,12 \cdot 0,01869^2}{0,0011 \cdot 5} = 0,007 \text{ м / с};$$

$$\text{Re}'' = \frac{w_n \cdot L_{\text{кр}}}{\nu''} \cdot 10^6 = \frac{0,007 \cdot 1,12}{2,01} \cdot 10^6 = 3900,8;$$

9) Критеріальне співвідношення

$$\begin{aligned} \Pi &= 0,2 \cdot (\text{Re}'')^{0,12} \cdot (\text{Pr}'')^{-0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 3900,8^{0,12} \cdot 2,14^{-0,33} = 0,42; \end{aligned}$$

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

$$A = 0,42 \cdot 1118,9 = 469,7;$$

$$(q_F)_R = 469,7 \cdot \Theta_R^{0,75};$$

$$\begin{cases} (q_F)_R = 469,7 \cdot \Theta_R^{0,75} \\ (q_F)_w = 865,9 \cdot (12,33 - \Theta_R) \end{cases} \rightarrow \Theta_R = 8^\circ \text{C};$$

$$q_{F_R} = 469,7 \cdot 8^{0,75} = 2234,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

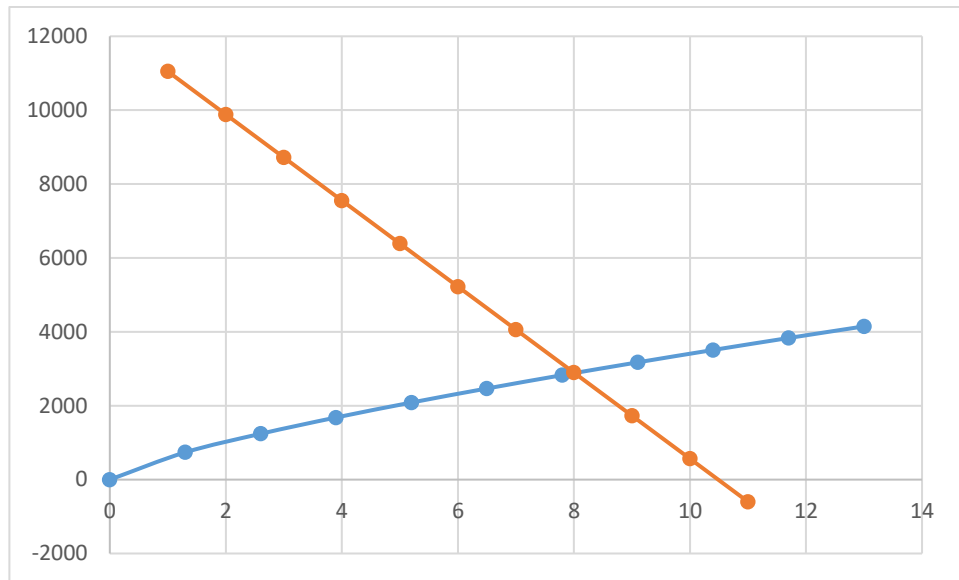


Рисунок 2.17 – Графік залежності  $(q_F)_R^0 = \int(\Theta_R)$

$$F_{\kappa\delta} = \frac{Q_{\kappa\delta}}{q_{F R}} = \frac{25000}{2234,1} = 11,2 \text{ м}^2;$$

$$n_R = \frac{F_{\kappa\delta}}{f_{nl}} = \frac{11,2}{0,3} = 37,3; \text{ Приймаємо найбільше парне } 38 \text{ шт.}$$

$$Z_R = \frac{n_R}{2 \cdot Z_w} = \frac{38}{2 \cdot 2} = 9,5 \approx 10; X_w = \frac{N_w}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \approx 3;$$

В результаті отримаємо наступне геометричне рівняння:

$$Z_w = 10; X_R = 1; Z_R = 5; X_w = 3;$$

$$N_w = Z_R + 1 = 5 + 1 = 6;$$

$$X_w = \frac{N_w}{2} = \frac{6}{2} = 3;$$

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

$$n_l = Z_R \cdot 2 = 5 \cdot 2 = 10$$





### 3. Охорона праці

Існують небезпечні та шкідливі фактори, що впливають на працівників при роботі теплового насосу [9-10].

#### Пожежна безпека

Головними причинами виникнення пожеж на підприємствах є:

- недбале поводження з відкритим вогнем , при електро-, газозварювальних роботах, при роботі з паяльними лампами та іншими джерелами відкритого вогню;
- несправність опалювальних систем, підігрівання масла, відстійників і порушення правил їх експлуатації;
- несправність перевантаження або неправильний монтаж електроустановок і мереж, що призводить до підвищеного нагрівання або короткого замикання, іскріння;
- несправність обладнання, порушення технології заправлення автотракторного транспорту, вибух горючих сумішей в повітрі при терті, ударах;
- самозагоряння горючих речовин при неправильному зберіганні або через незнання їхньої пожежної безпеки;
- розряди статичної і атмосферної електрики у разі неправильного виконання заземлень і блискавковідводів;
- куріння в пожежонебезпечних зонах.

Пожежна безпека – це стан об'єкта, при якому із встановленою імовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожежі і впливу на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. При виникненні пожежі в будь-якому місці виробничої будівлі, споруди або території підприємства повинна забезпечуватися безпека людей.

При виникненні пожежі на людей можуть впливати небезпечні чинники:

- відкритий вогонь та іскри;

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- підвищена температура повітря, предметів, обладнання;
- токсичні продукти горіння, дим;
- знижена концентрація кисню;
- обвалення і пошкодження будівель, споруд, установок;
- вибух.

### **Електробезпека**

Електричний струм може завдати людині травми не тільки при прямому проходженні через тіло, але й іншими видами енергії, на які перетворюється електрика: потоки світлової енергії електричної дуги і теплоти, що виділяється при цьому, ультрафіолетове випромінювання та ін. При цьому спостерігаються перегрів тканин тіла або їх повне згорання, електролітичне розкладання рідких середовищ, крові, перезбудження нервової системи, шок та ін.

Струми ураження. Основний фізичний фактор, який викликає електротравми, - це струм (сила струму), тобто кількість електрики, що проходить через тіло людини в одиницю часу. Умовно розрізняють при ступені впливу струму на організм людини і три порогові значення: відчутний, невідпускний і фібриляційний.

Критерії електробезпеки. Захист від ураження електричним струмом розраховують за гранично допустимим значенням. Допустимим вважається струм, при якому людина може самостійно звільнитися від електричного кола. Залежно від призначення установки, режиму її роботи, частоти струму, тривалості його впливу на людину встановлені значення гранично допустимого тока.

### **Небезпека судів під тиском**

Спеціальні правила та інструкції поширюються на такі судини: судини, що працюють під тиском понад 0,07 МПа; цистерни та бочки для перевезення зріджених газів, тиск парів яких при температурі до 50°C перевищує 0,07 МПа;

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

судини, цистерни для перевезення, зберігання зріджених газів, рідин та сипучих тіл без тиску, але випорожнених під тиском понад 0,07 МПа; балони, призначені для зберігання, перевезення стислих, зріджених та розчинених газів під тиском понад 0,07 МПа.

Посудина, що працює під тиском, — герметично закрита ємність, призначена для проведення хімічних та теплових процесів, а також для зберігання та перевезення стиснутих зріджених та розчинених газів під тиском.

Встановлення посудин теплових насосів (холодильних машин).

Посудини повинні встановлюватися на відкритих майданчиках у місцях, що виключають скупчення людей або в будинках, що окремо стоять. Допускається встановлення судин:

- у приміщеннях, що примикають до виробничих будівель за умови відокремлення їх від будівлі капітальною стіною;
- у виробничих приміщеннях у випадках, передбачених галузевими Правилами безпеки;
- із заглибленням у ґрунт за умови забезпечення доступу до арматури та захисту стінок судини від ґрунтової корозії під дією ґрунту та блукаючими струмами.

Установка судин повинна унеможливити їх перекидання. Установка судин повинна забезпечити можливість огляду, ремонту та очищення їх із внутрішньої та зовнішньої сторін. Для зручності обслуговування судин мають бути влаштовані майданчики та сходи. Для огляду та ремонту судин можуть застосовуватися люльки та інші пристрої.

Зазначені пристрої не повинні порушувати міцності та стійкості судини, а приварювання їх до посудини має бути виконане за проектом відповідно до вимог Правил.

## Шуми та вібраційний вплив

					Б142д 03.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		51

За тимчасовими характеристиками шуми поділяються на постійні і непостійні (що коливаються, переривчасті, імпульсні).

Нормованою характеристикою постійного шуму робочих місцях є рівень звукового тиску в октавних смугах частот. Для орієнтовної оцінки постійного шуму допускається застосування рівня звуку, що вимірюється за шкалою шумомера А (в дБА).

Вібрація. Механічні коливання обладнання та його вузлів, комунікацій та споруд при дозвукових та частково звукових частотах називають вібрацією.

Методи та засоби захисту від шуму та вібрації. Методи захисту від виробничого шуму та вібрації поділяють на:

- архітектурно-планувальні
- організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні методи захисту включають: раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів, зон і режиму руху транспортних засобів і потоків; раціональне розміщення обладнання та робочих місць; створення захищених від шуму зон у різних місцях перебування людини.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають:

застосування малошумних технологічних процесів і машин;

- оснащення шумних машин засобами дистанційного керування та автоматичного контролю,
- удосконалення технології ремонту та обслуговування машин, раціональні режими праці та відпочинку на шумних підприємствах.

Засоби захисту від шуму (і вібрації) поділяють такі види:

- засоби, які знижують шум у джерелі виникнення;
- засоби, що знижують шум на шляху його розповсюдження;
- засоби індивідуального захисту.

									Арк.
									52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

Шум та вібрації на шляхах їх поширення послаблюють акустичними засобами звуко- та віброізоляції, звуко- та вібропоглинання, глушення звуку. Ефективний захист від шуму можливий лише при спільному використанні засобів звукоізоляції та звукопоглинання. Звукоізоляцію забезпечують застосуванням ефективних по ізоляції шуму конструкцій огорож (одношарових з порожнечами, з бетонів на пористих заповнювачах або пористих бетонів); ущільненням вікон, дверей, прорізів та місць проходу комунікацій через огорожувальні конструкції; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, перегородок та кабін. Матеріал звукоізолюючих конструкцій повинен добре відбивати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню (метал, цегла, бетон, пластмаси).

Звукопоглинання передбачає застосування звукопоглинаючих облицювань та об'ємних (штучних) поглиначів звуку.

Пористі матеріали здатні поглинати значну частку енергії звукових хвиль. Хорошими звукопоглинаючими матеріалами є мінеральна вата, супертонке скловолокно, гіпсові перфоровані плити.

Штучні звукопоглиначі встановлюють у цехах великого обсягу із значною кількістю джерел шуму. Їх виготовляють у вигляді кубів із перфорованих металевих або пластмасових листів. Внутрішні порожнини звуковбирачів заповнюють скловолокном або мінераловатними плитами.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори та пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації та будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти та опори з пружинними, пружинно-гумовими та гумово-металевими амортизаторами. Віброізолюючі опори знижують вібрацію за рахунок маси фундаментів та деформації пружних елементів амортизаторів.

Пружні прокладки виготовляють з гуми, бітумінізованої повсті та інших пружних матеріалів. Трубопроводи і димарі, що проходять через стіни і

										Арк.
										53
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						

*Б142д 03.00.00.00 ПЗ*

перекриття або знаходяться в контакті з іншими конструкціями, забезпечують гнучкими вставками та пружними прокладками.

Фундаменти компресорів та інших віброуючих агрегатів відокремлюють від фундаментів стін та колон будівель, майданчики між фундаментами суміжних.

### **Виробниче освітлення**

Раціональне освітлення підвищує безпеку роботи, сприяє зростанню продуктивності праці та покращенню якості продукції. Недостатнє або неправильне освітлення робочих місць та зон, сліпуча дія джерел світла, різкі тіні від предметів та обладнання призводять до передчасної втоми та зростання травматизму.

Висвітлення може бути природним, штучним або змішаним, що поєднує природне та штучне.

Природне висвітлення. Для приміщень із постійним перебуванням людей передбачають, як правило, природне висвітлення. Розрізняють три види природного освітлення: бічне (через вікна в зовнішніх стінах), верхнє (через світлові ліхтарі та отвори покриттів) та комбіноване (через вікна, ліхтарі та отвори). Сприятливі умови для зорової роботи створюють за підтримки освітленості у приміщеннях не нижче за певні норми. Для природного освітлення нормується значення коефіцієнта природного освітлення.

Штучне освітлення. Системи штучного освітлення можуть бути загальними чи комбінованими. Загальне освітлення поділяється на загальне рівномірне та загальне локалізоване, яке виконується з урахуванням розташування робочих місць. Для загального освітлення зазвичай використовують газорозрядні джерела світла.

Комбіноване освітлення складається із загального освітлення приміщення та місцевого освітлення робочих місць. Пристрій системи місцевого освітлення не допускається. Основні види штучного освітлення - робоче, аварійне та евакуаційне. При необхідності частина світильників того

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		54

чи іншого висвітлення може використовуватися для чергового висвітлення в неробочий час. Для штучного освітлення нормується освітленість робочої поверхні.

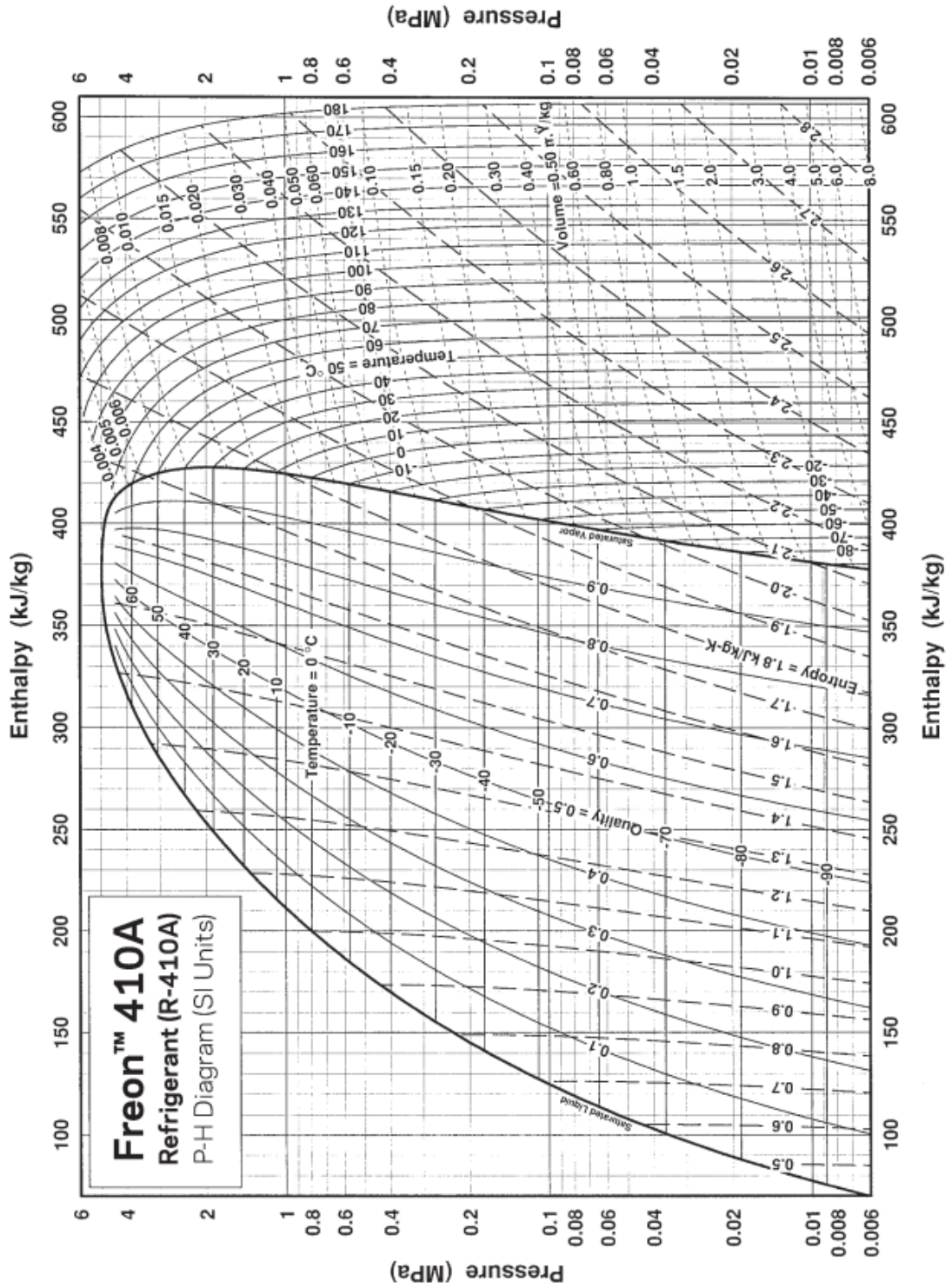
Аварійне освітлення призначене для продовження роботи під час аварійного відключення робочого освітлення. Його передбачають, якщо відключення робочого освітлення та пов'язане з цим порушення нормального обслуговування обладнання може спричинити: вибух, пожежу чи отруєння людей; тривале порушення технологічного процесу; порушення роботи електричних станцій, вузлів зв'язку, диспетчерських пунктів, насосних станцій, систем вентиляції та кондиціонування повітря приміщень, у яких неприпустиме припинення роботи, тощо.

					<i>Б142д 03.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

# ДОДАТКИ

## Додаток А

### *h*-діаграма фреону R410a



Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Б142д 03.00.00.00 ПЗ

Арк.

56



## 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. Шарпов С.О. Енергозбереження в компресорних системах. Навчальний посібник. – Суми : СумДУ, 2020. – 147с.
6. Viessmann. Vitocal300. Теплові насоси. Технічний паспорт (<https://www.viessmann.ua/uk/porady/tekhnohohiya-i-systemy/teplovi-nasosy.html>).
7. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М., «Машиностроение», 1973., 288с.
8. Коваленко Л. М., Деревянченко К. М., Саломатина Л. Г. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог – М. : ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 30 с.
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. Запорожець О. І., Протоєрейський О. С., Франчук Г. М., Боровик І. М. Основи охорони праці. Підручник. – К.: Центр учбової літератури, 2009. – 264.

									Арк.
									57
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					

Б142д 03.00.00.00 ПЗ